UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS

ANÁLISE EXPERIMENTAL DA INFLUÊNCIA DA ADIÇÃO DE NANOPARTÍCULAS A ÁGUA NO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA ESCOAMENTOS MONOFÁSICOS E EBULIÇÃO CONVECTIVA EM MICROCANAIS

TIAGO AUGUSTO MOREIRA

São Carlos
2017

TIAGO AUGUSTO MOREIRA

HEAT TRANSFER RESEARCH GROUP

ANÁLISE EXPERIMENTAL DA INFLUÊNCIA DA ADIÇÃO DE NANOPARTÍCULAS A ÁGUA NO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA ESCOAMENTOS MONOFÁSICOS E EBULIÇÃO CONVECTIVA EM MICROCANAIS

Dissertação apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Ciências.

Área de Concentração: Térmica e Fluidos

Orientador: Prof. Associado Gherhardt Ribatski

ESTE EXEMPLAR TRATA-SE DA VERSÃO CORRIGIDA.
A VERSÃO ORIGINAL ENCONTRA-SE DISPONÍVEL JUNTO AO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA DA EESC-USP.

São Carlos

2017

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.

Moreira, Tiago Augusto
Ma Análise experimental da influência da adição de nanopartículas a água no coeficiente de transferência de calor para escoamentos monofásicos e ebulição convectiva em microcanais / Tiago Augusto Moreira; orientador Gherhardt Ribatski. São Carlos, 2017.

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, 2017.

1. Nanofluidos. 2. Coeficiente de transferência de calor. 3. Ebulição convectiva. 4. Microcanais. I. Título.

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato: Engenheiro **TIAGO AUGUSTO MOREIRA.**

Título da dissertação: "Análise experimental da influência da adição de nanopartículas a água no coeficiente de transferência de calor para escoamentos monofásicos e ebulição convectiva em microcanais".

Data da defesa: 24/02/2017.

Comissão Julgadora: **Resultado:**

Prof. Associado **Gherhardt Ribatski** **(Orientador)** (Escola de Engenharia de São Carlos/EESC) APROVADO

Prof. Dr. **José Alberto dos Reis Parise** (Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro/PUC) Aprovado

Prof. Dr. **Christian Johann Losso Hermes** (Universidade Federal de Santa Catarina/UFSC)

Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenheira Mecânica:
Prof. Associado **Gherhardt Ribatski**

Presidente da Comissão de Pós-Graduação:
Prof. Associado **Luís Fernando Costa Alberto**

AGRADECIMENTOS

Agradeço inicialmente ao Prof. Gherhardt pelas oportunidades concedidas desde o início de minha iniciação científica até o presente momento, pela excelente orientação e amizade brindada com este trabalho de mestrado.

Ao meus pais James e Maria Augusta, meu irmão Gustavo, meus avós e familiares, pelo suporte emocional e financeiro ao longo de minha formação acadêmica e pessoal.

A Carla, pelo amor, carinho e suporte dados durante minha graduação e mestrado, sempre incentivando e apoiando minhas escolhas.

Agradeço especialmente ao técnico em mecânica do laboratório José Roberto Bogni, pelo auxílio na montagem do aparato experimental, ensinamentos e grande amizade desenvolvida ao longo da realização deste trabalho.

Aos demais técnicos do laboratório, em especial ao Jorge Nicolau dos Santos pelo auxílio no desenvolvimento e solução de problemas na parte de aquisição de dados e eletrônica do aparato experimental.

Aos colegas do laboratório: Erivelto, Gustavo, Débora, Anderson, Fábio, Hugo, Jaqueline e Daniel. Agradeço em especial ao Alex e Douglas pela amizade e companheirismo durante todo o trabalho. Agradeço em especial ao Francisco, pela amizade e auxílio na aquisição e tratamento do dados. Aos meus amigos de Pirassununga e da graduação.

À Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo – EESC-USP.

Ao Prof. Ênio e seus alunos da Universidade Federal de Uberlândia por permitir o uso de seus equipamentos na caracterização dos nanofluidos.

Ao Prof. Renato G. Jasinevicius pela obtenção das imagens no perfilômetro óptico.

Aos meus professores do ensino médio, os quais tiveram grande influência na minha formação e escolha pelo meio acadêmico.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Técnológico, CNPq, pela bolsa de estudos (processo 131082/2015-9).

RESUMO

MOREIRA, T. A. **Análise experimental da influência da adição de nanopartículas a água no coeficiente de transferência de calor para escoamentos monofásicos e ebulição convectiva em microcanais.** 190 f. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2017.

Dissipadores de calor baseados em microcanais são apresentados como solução para a remoção de fluxos de calor elevados em espaços restritos, pois proporcionam elevados coeficientes de transferência de calor quando comparados a canais convencionais. Tais trocadores também proporcionam elevadas razões entre a área superficial em contato com o refrigerante por unidade de volume do dissipador. Além dos microcanais, a utilização de nanofluidos também se apresenta como tecnologia com potencial de incremento do coeficiente de transferência de calor. Os nanofluidos consistem na adição de nanopartículas a um fluido base visando alterar suas propriedades de transporte termodinâmicas. Neste contexto, o objetivo do presente estudo é avaliar o coeficiente de transferência de calor para escoamentos monofásicos e ebulição convectiva de nanofluidos aquosos no interior de microcanais. Para isto, foram realizados experimentos em canais com diâmetro de 1,1 mm e comprimento de 200 mm para água deionizada, nanofluidos de alumina com diâmetros de 20-30 e 40-80 nm, nanofluidos de dióxido de silício com diâmetros de 15 e 80 nm, e nanofluidos de cobre com diâmetro de 25 nm. Estas soluções foram ensaiadas para concentrações volumétricas de nanopartículas de 0,001, 0,01 e 0,1, velocidades mássicas de 200, 400 e 600 kg/m^2s e fluxos de calor de 20 a 350 kW/m^2. A análise dos resultados revelou que a adição de nanopartículas a água deionizada proporciona o incremento do número de Nusselt para escoamentos monofásicos, principalmente na região inicial do tubo. Concluiu-se que os efeitos da adição de nanopartículas a um fluido base no coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva estão relacionados ao recobrimento da superfície com uma camada porosa. A deposição de nanopartículas com diâmentro inferior a 30 nm resultou na redução do coeficiente de transferência de calor e das instabilidades térmicas do escoamento em relação a água deionizada. O coeficiente de transferência de calor e as instabilidades térmicas não apresentaram variações significativas da deposição de nanopartículas com diâmetro superior a 40 nm. Por meio da análise da textura das superfícies recobertas e do critério de nucleação proposto por Kandlikar et al. (1997) concluiu-se que tal comportamento encontra-se associado aos efeitos do acabamento superficial na densidade de cavidades de nucleação ativas.

Palavras-chave: *nanofluidos, coeficiente de transferência de calor, ebulição convectiva, microcanais*.

ABSTRACT

MOREIRA, T. A. **Experimental analysis of the influence of adding nanoparticles into DI-water on the heat transfer coefficient for single-phase flow and convective boiling inside microchannels.** 190 f. Thesis (Master) – Escola de Engenharia de São Carlos, University of São Paulo, São Carlos, 2017.

Microchannels based heat exchangers were introduced as a solution to high heat flux removal in restrict spaces due to their high heat transfer coefficients compared to heat exchangers based on conventional channels. The high ratio of surface are per volume is an additional advantage to microchannels in relation to conventional channels. Beside the microchannels technology, the nanofluids also present itself as a technique with potential to increase the heat transfer coefficient. Nanofluids consist of a solution containing nanoparticles dispersed in a base fluid with the goal to improve its thermodynamic and transport properties. In this context, the objective of the present study is to evaluate the heat transfer coefficient for single-phase flow and convective boiling of aqueous nanofluids inside microchannels. Experiments were performed for channels with internal diameter of 1.1mm and 200 mm long for DI-water, nanofluids containing alumina-γ (nanoparticles diameters of 20-30 and 40-80 nm), silicon dioxide (nanoparticles diameters of 15 and 80 nm), and copper (nanoparticles diameter of 25 nm). These solutions were evaluated for volumetric concentrations of 0.001, 0.01 and 0.1%, mass velocities of 200, 400 and 600 kg/m^2s and heat fluxes from 20 to 350 kW/m^2. The analysis of the results revealed that the addition of nanoparticles to DI-water causes an increment in the Nusselt number for single phase flows, especially at the inlet of the tube. The results for flow boiling indicated that the effects of adding nanoparticles to the base fluid are related to the deposition on the heating surface of a nanoparticles porous layer due to the boiling process. The deposition of nanoparticles smaller than 30 nm promoted a reduction of the heat transfer coefficient compared to DI-water on a clean surface, and thermal instabilities were minimized. For the deposition of nanoparticles larger than 40 nm these parameters did not presented significant variations in comparison to DI-water. A combined analysis of the surfaces finishing and the criterion of Kandlikar et al. (1997) for bubble nucleation revealed that such behaviors are correlated to the effects of the surface texture associated to the boiling process on the density of active nucleation cavities.

Keywords: *nanofluids, heat transfer coefficient, flow boiling, microchannels*.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Evolução cronológica do fluxo de calor dissipado por microprocessadores Intel (Chavéz et al., 2017). 28

Figura 2.1 – Ilustração esquemática do escoamento vapor-líquido em um duto inclinado. 33

Figura 2.2 – Imagens dos padrões de escoamento com suas respectivas denominações, d=2,32 mm, R245fa (Sempertegui-Tápia e Ribatski, 2010). 39

Figura 2.3 – Diâmetro de transição entre micro emacrocanais em função da temperatura de saturação para água deionizada estimados segundo diferentes critérios. 41

Figura 2.4 – Evolução do escoamento ao longo de um microcanal horizontal. 47

Figura 2.5 – Resultados de Chávez et al. (2017) (1ϕ = visualmente monofásico; 2ϕ = visualmente bifásico). 48

Figura 2.6–Diagrama esquemático do modelo proposto por Thome et al. (2004). 51

Figura 3.1 – Comparação entre os métodos de previsão para o incremento da condutividade térmica assumindo uma nanopartícula esférica de alumina com diâmetro de 20 nm. 61

Figura 3.2 – Comparação entre os métodos de previsão para o incremento da viscosidade assumindo nanopartículas esféricas com diâmetro de 30 nm. 64

Figura 3.3 – Ilustração do efeito da concentração volumétrica na densidade e calor específico de nanofluido composto de água deionizada e alumina. 65

Figura 3.4 – Ilustração esquemática do mecanismo de transferência de calor e expansão no crescimento bolha (Valfei e Borca-Tasciuc, 2014). 66

Figura 3.5 – Gotas de água deionizada sobre superfícies com (a) e sem (b) deposição de alumina (20 nm) (Santos-Filho, 2014). 67

Figura 3.6 – Efeito da deposição no coeficiente de transferência de calor nos resultados de Diao et al. (2013). 90

Figura 3.7 – Efeito da variação do título de vapor no coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva de água deionizada com nanopartículas de cobre dispersas. 92

Figura 3.8 – Efeito da variação do título de vapor nos efeitos de ebulição nucleada e convectivos estimados segundo o método de Liu e Winterton (1991). 93

Figura 3.9 – Diagrama esquemático com base em estudos da literatura relacionando o mecanismo físico ao comportamento do coeficiente de transferência de calor com a adição de nanopartículas a um fluido base. 95

Figura 4.1 –Diagrama esquemático da bancada experimental (dimensões em mm). . 97

Figura 4.2 – Estados termodinâmicos do fluido ao longo do circuito de testes. 99

Figura 4.3 – Diagrama esquemático do sistema de aquisição de dados..... 100

Figura 4.4 – Interface do programa em LabView 101

Figura 4.5 – Seção de testes sem o isolamento (T= termopar; TS= seção de visualização; P= tomada de pressão; V=válvula de águlha) 103

Figura 4.6 – Ilustração esquemática do dispositivo de medição da vazão. 104

Figura 4.7 – Comparação da vazão determinada através da balança e vazão estimada através do método proposto. 106

Figura 4.8 - Comparação dos resultados experimentais determinados através da balança e valores obtidos através do medidor de vazão para uma concentração volumétrica de 0,001%. 106

Figura 4.9 - Comparação dos resultados experimentais determinados através da balança e valores obtidos através do medidor de vazão para uma concentração volumétrica de 0,01%. 107

Figura 4.10 - Comparação dos resultados experimentais determinados através da balança e valores obtidos através do medidor de vazão para uma concentração volumétrica de 0,1%. 107

Figura 4.11 – Comparação entre perfis de temperatura ao longo da região bifásica da seção de testes estimados a partir de um gradiente de pressão constante e com base em métodos da literatura para a previsão da perda de pressão. 115

Figura 4.12 – Curvas de ajuste das temperaturas fornecidas pelos termopares. 117

Figura 4.13 – Comparação entre a potência transferida ao fluido com a estimada. . 119

Figura 4.14- Comparação entre o fator de atrito teórico e calculado a partir da perda de pressão experimental. 120

Figura 4.15- Comparação entre o coeficiente de transferência de calor monofásico experimental e teórico. 121

Figura 4.16 – Comparação entre o números de Nusselt experimental e teórico ao longo do comprimento da seção de testes. 122

Figura 5.1 – Comparação da viscosidade dinâmica dos nanofluidos utilizados com o valor para água a 25°C. 124

Figura 5.2 – Ilustração da relação entre a condutividade térmica dos nanofluidos e da água-DI (concentração volumétrica igual a 0,1%). 125

Figura 5.3 – Comparação de resultados experimentais entre os números de Nusselt da água-DI e de nanofluidos de alumina 20-30 nm; G=600 kg/m^{2}s. 128

Figura 5.4 – Comparação de resultados experimentais entre os números de Nusselt da água-DI e de nanofluidos de alumina 20-30 nm; G=400 kg/m^{2}s. 128

Figura 5.5 – Comparação de resultados experimentais entre os números de Nusselt da água-DI e de nanofluidos de alumina 40-80 nm; G=600 kg/m^{2}s. 129

Figura 5.6 – Comparação de resultados experimentais entre os números de Nusselt da água-DI e de nanofluidos de alumina 40-80 nm; G=200 kg/m^{2}s 130

Figura 5.7 – Comparação de resultados experimentais entre os números de Nusselt da água-DI e de nanofluidos de dióxido de silício de 80 nm; G=600 kg/m^{2}s. 131

Figura 5.8 – Comparação de resultados experimentais entre os números de Nusselt da água-DI e de nanofluidos de dióxido de silício de 80 nm; G=200 kg/m^{2}s. 132

Figura 5.9 – Comparação de resultados experimentais entre os números de Nusselt da água-DI e de nanofluidos de dióxido de silício de 15 nm; G=600 kg/m^{2}s. 132

Figura 5.10 – Comparação de resultados experimentais entre os números de Nusselt da água-DI e de nanofluidos de dióxido de silício de 15 nm; G=400 kg/m^{2}s. 133

Figura 5.11 – Comparação de resultados experimentais entre os números de Nusselt da água-DI e de nanofluidos de cobre 25 nm; G=600 kg/m^{2}s. 134

Figura 5.12 – Comparação de resultados experimentais entre os números de Nusselt da água-DI e de nanofluidos de cobre 25 nm; G=400 kg/m^{2}s. 135

Figura 5.13 – Comparação de resultados experimentais entre os números de Nusselt da água-DI e de nanofluidos de cobre 25 nm; G=200 kg/m^{2}s. 135

Figura 5.14 – Resultados de Zhang et al. (2013) para o número Nusselt médio como função do número de Reynolds. 137

Figura 5.15 – Ilustração do efeito do fluxo de calor no comportamento do coeficiente de transferência de calor com o título de vapor. 138

Figura 5.16 – Ilustração da velocidade mássica no comportamento do coeficiente de transferência de calor com o título de vapor 139

Figura 5.17 – Imagens do escoamento para G=400 kg/m^{2}s e : (a) q=200 kW/m^2, $x_{saída}$=0,12; (b) q=300 kW/m^2, $x_{saída}$=0,2; (c) q=350 kW/m^2, $x_{saída}$=0,25..... 140

Figura 5.18 – Comparação entre o coeficiente de transferência de calor experimental e os valores correspondentes estimados pelos métodos fenomenológicos. 142

Figura 5.19 – Comparação entre o coeficiente de transferência de calor experimental e valores correspondentes estimados pelos métodos assintóticos. 143

Figura 5.20 – Comparação entre o coeficiente de transferência de calor experimental e valores correspondentes estimados pelos métodos que utilizaram água em seu ajuste. 143

Figura 5.21 – Resultados para o coeficiente de transferência de calor de nanofluidos compostos de alumina 20-30 nm/água-DI e água-DI antes e após a deposição de nanopartículas, G=200 kg/m^{2}s e q= 300 kW/m^2..... 145

Figura 5.22 - Resultados para o coeficiente de transferência de calor de nanofluidos compostos de alumina 20-30 nm/água-DI e água-DI antes e após a deposição de nanopartículas, G=600 kg/m^{2}s e q= 300 kW/m^2..... 145

Figura 5.23 - Resultados para o coeficiente de transferência de calor de nanofluidos compostos de alumina 40-80 nm/água-DI e água-DI antes e após a deposição de nanopartículas, G=200 kg/m^{2}s e q= 200 kW/m^2..... 146

Figura 5.24 - Resultados para o coeficiente de transferência de calor de nanofluidos compostos de alumina 40-80 nm/água-DI e água-DI antes e após a deposição de nanopartículas, G=600 kg/m^{2}s e q= 200 kW/m^2..... 146

Figura 5.25 – Ilustração do efeito do fluxo de calor no coeficiente de transferência de calor para os nanofluidos de alumina 40-80 nm. 147

Figura 5.26 - Resultados para o coeficiente de transferência de calor de nanofluidos compostos de dióxido de silício 15 nm/água-DI e água-DI antes e após a deposição de nanopartículas, G=200 kg/m^{2}s e q= 350 kW/m^2..... 148

Figura 5.27 - Resultados para o coeficiente de transferência de calor de nanofluidos compostos de dióxido de silício 15 nm/água-DI e água-DI antes e após a deposição de nanopartículas, G=600 kg/m^{2}s e q= 350 kW/m^2..... 149

Figura 5.28 - Resultados para o coeficiente de transferência de calor de nanofluidos compostos de dióxido de silício 80 nm/água-DI e água-DI antes e após a deposição de nanopartículas, G=200 kg/m^{2}s e q= 300 kW/m^2..... 150

Figura 5.29 - Resultados para o coeficiente de transferência de calor de nanofluidos compostos de dióxido de silício 15 nm/água-DI e água-DI antes e após a deposição de nanopartículas, G=600 kg/m^{2}s e q= 300 kW/m^2. 150

Figura 5.30 – Ilustração do efeito do fluxo de calor no coeficiente de transferência de calor para os nanofluidos de dióxido de silício 80 nm. 151

Figura 5.31 – Ilustração do efeito do fluxo de calor no coeficiente de transferência de calor para os nanofluidos de dióxido de silício 15 nm. 151

Figura 5.32 - Resultados para o coeficiente de transferência de calor da água-DI e de nanofluidos compostos de cobre 25 nm/água-DI, G=200 kg/m^{2}s e q= 250 kW/m^2..... 152

Figura 5.33 - Resultados para o coeficiente de transferência de calor da água-DI e de nanofluidos compostos de cobre 25 nm/água-DI, G=400 kg/m^{2}s e q= 250 kW/m^2..... 153

Figura 5.34 – Ilustração do efeito da condutividade térmica da nanopartícula no coeficiente de transferência de calor. 154

Figura 5.35 – Ilustração da variação do coeficiente global de transferência de calor com a variação da espessura da camada de deposição de nanopartículas de alumina, para a água-DI. 156

Figura 5.36 – Imagens obtidas no perfilômetro das superfícies recobertas com nanopartículas e em sua configuração original (segunda seção com termopares). 157

Figura 5.37 – Imagens obtidas a partir do perfilômetro da superfícies recoberta com nanopartículas de cobre. 158

Figura 5.38 – Comparações entre as PSDs dos raios de cavidades presentes nas superfícies e o critério de nucleação de bolhas proposto por Kandlikar et al. (1997) (quarta seção com termopares, ver Fig. 4.1). 160

Figura 5.39- Sinal transiente da temperatura da água-DI AEN na entrada da seção de testes (frequência de aquisição igual a 10 Hz). 162

Figura 5.40- Ilustração do efeito de variações na velocidade mássica nas instabilidades térmicas (superfície recoberta com dióxido de silício 80 nm)..... 162

Figura 5.41- Ilustração do efeito de variações na velocidade mássica nas instabilidades térmicas (superfície recoberta com alumina-γ 40-80 nm). 163

Figura 5.42- Ilustração do efeito de variações na velocidade mássica nas instabilidades térmicas (superfície recoberta com alumina-γ 20-30 nm). 163

Figura 5.43- Sinal transiente da temperatura da água-DI na entrada da seção de testes (frequência de aquisição igual a 10 Hz). 164

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Estudos experimentais sobre o coeficiente de transferência de calor em escoamento monofásico de nanofluidos 68

Tabela 3.2 – Estudos experimentais sobre o coeficiente de transferência de calor para a ebulição em piscina de nanofluidos. 77

Tabela 3.3 – Estudos experimentais sobre o coeficiente de transferência de calor para a ebulição convectiva de nanofluidos. 85

Tabela 4.1 – Características das nanopartículas utilizadas. 108

Tabela 4.2 – Incertezas dos parâmetros medidos e calculados. 118

Tabela 4.3 – Condições experimentais para escoamento monofásico de água deionizada 118

Tabela 5.1 – Condições experimentais 123

Tabela 5.2 – Erro médio resultante da comparação entre os dados experimentais e métodos para a previsão da viscosidade dinâmica e condutividade térmica dos nanofluidos. 125

Tabela 5.3 – Valores do número de Prandtl para os nanofluidos e água-DI para temperatura de 75°C. 126

Tabela 5.4 - Parâmetros estatísticos resultantes de comparação entre métodos para a previsão do coeficiente de transferência de calor e os dados experimentais 142

Tabela 5.5 – Parâmetros de rugosidade avaliados na seção 4 (ver Fig. 4.1). 159

Tabela 5.6 – Integral da PSD normalizada limitada pelo critério de Kandlikar et al. (1997) para o raio máximo e mínimo de cavidade ativa de nucleação. 160

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras romanas

A	Área, m^2
c_p	Calor específico, J/kgK
C_0	Parâmetro de distribuição das fases de Zuber e Findlay (1965), adimensional
d	Diâmetro, m
$\frac{dp}{dz}$	Gradiente de pressão, Pa/m
e	Espessura, m
f	Fator de atrito
F	Fator de intensificação de efeitos convectivos
G	Velocidade mássica, kg/m²s
g	Aceleração gravitacional, m/s^2
h	Coeficiente de transferência de calor, W/m^2K
i	Entalpia, J/kg
J	Velocidade superficial, m/s
k	Condutividade térmica, W/mK
L	Comprimento, m
$La = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}}$	Constante de Laplace, m
m	Vazão mássica, kg/s
n	fator de forma, adimensional

q	Fluxo de calor, W/m^2
q'	Geração de calor, W/m^3
Q	Potência aplicada, W
r	Raio, m
Ra	Rugosidade média aritmética, µm
R_{bd}	Resistência térmica interfacial, m^2K/W
Rq	Rugosidade quadrática média, µm
Rt	Rugosidade máxima, maior pico, µm
Rz	Rugosidade total, máxima distância pico-vale, µm
S	Fator de supressão de efetos de ebulição nucleada, adimensional
T	Temperatura, °C
t	Tempo, s
u	Velocidade, m/s
U	Coeficiente global de transferência de calor, W/m^2K
V	Velocidade de sedimentação, m/s
$\dot{V}$	Vazão volumétrica, m^3/s
$\forall$	Volume, m^3
x	Título de vapor, adimensional
X	Parâmetro de Lockhart-Martinelli, adimensional

Siglas

AEN	Antes da ebulição com nanofluidos
DEN	Depois da ebulição com nanofluidos
DI	Deionizada

PSD	*Power Spectral Density*

Letras gregas

α	Fração de vazio, adimensional; difusividade térmica, m^2/s
β	Fração volumétrica, adimensional
γ	Taxa de cisalhamento, s^{-1}
Δp	Perda de pressão, kPa
λ	Espaçamento mínimo entre duas partículas, m
ζ	Parcela de dados com erro inferior a 30%, adimensional
η	Erro médio absoluto, adimensional
μ	Viscosidade dinâmica, Pa.s
ν	Viscosidade cinemática, m^2/s
ρ	Densidade, kg/m^3
σ	Tensão superficial, N/m
τ	Tensão de cisalhamento, Pa
θ	Ângulo do eixo axial da tubulação com relação a horizontal, rad
$\emptyset$	Concentração volumétrica de nanopartículas, adimensional; Multiplicador bifásico, admensional
φ	Esfericidade, adimensional

Subíndices

20°C	Referente ao fluido a 20°C
2Ø	Escoamento bifásico
$2\emptyset, x_{sec}$	Referente ao título de vapor de secagem de parede
aceleracional	Referente a perda de pressão aceleracional

atrito	Referente a perda de pressão por atrito
bf	Referente ao fluido base
c	Característico
d	Referente a camada de nanopartículas depositadas
ent	Referente a condição de entrada na tubulação
estimada	Potência transferida ao fluido estimada segundo procedimento adotado
experimental	Determinado a partir de parâmetros experimentais
ext	Referente a parte externa do tubo
f	Fluido
gravitacional	Referente a perda de pressão gravitacional
h	hidráulico
i	Índice de discretização
int	Referente a parte interna do tubo
l	Líquido saturado
lg	Líquido-gás
lj	Líquido em relação a média do escoamento
lm	Escoamento monofásico de líquido
lo	Escoamento como líquido saturado
lv	Vaporização
m	Mássico; Mistura
médio	Valor médio ao longo da seção de testes
nb	Ebulição nucleada
nf	Nanofluido

p	partículas
pa	parede interna do tubo
real	Potência transferida ao fluido
sai	Referente a condição de saída na tubulação
sat	Saturação
sec	Secagem de parede
sl	Sólido-líquido
sg	Sólido-gás
t	Termodinâmico
teórico	Estimado através de correlação
tr	Transição
tt	Escoamento do líquido e do vapor turbulentos
v	Vapor saturado
vj	Vapor em relação a média do escoamento
vo	Escoamento como vapor saturado

Adimensionais

$Bd = \frac{1}{Co^2}$	Número de Bond
$Bo = \frac{q}{\mathrm{Gi}_{\mathrm{lv}}}$	Número de ebulição
$Co = \frac{La}{L_c}$	Número de confinamento
$Eo = \frac{1}{2Co^2}$	Número de Eötvos
$Fr = \frac{G^2}{(\rho_l - \rho_v)^2 g d}$	Número de Froude

$$Gz = \frac{l/d}{\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}}$$ Número de Graetz

$$Nu = \frac{hd}{k_f}$$ Número de Nusselt

$$\mathrm{Pr} = \frac{\nu}{\alpha}$$ Número de Prandtl

$$\mathrm{Re} = \frac{Gd}{\mu}$$ Número de Reynolds

$$\mathrm{Re}_l = \frac{Gd(1-x)}{\mu l}$$ Número de Reynolds da fase líquida

$$\mathrm{Re}_v = \frac{Gxd}{\mu_v}$$ Número de Reynolds da fase vapor

$$We = \frac{G^2 d}{\rho\sigma}$$ Número de Weber

$$We_V = \frac{(Gx)^2 d}{\rho_V \sigma}$$ Número de Weber da fase vapor

$$We_l = \frac{(G(1-x))^2 d}{\rho_V \sigma}$$ Número de Weber da fase líquido

$$We_{v,u_v} = \frac{\rho_v u_v{}^2 d}{\sigma}$$ Número de Weber dado em função da velocidade da fase vapor

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO 27

1.1 Motivação do estudo 27

1.2 Objetivos 31

1.3 Organização do Trabalho 31

2 FUNDAMENTOS DA EBULIÇÃO CONVECTIVA 33

2.1 Parâmetros característicos do escoamento bifásico 33

2.2 Adimensionais comumente utilizados no estudo da ebulição convectiva 36

2.3 Padrões de escoamento em canais de reduzido diâmetro 39

2.4 Métodos de previsão da fração de vazio 42

2.5 Perda de pressão 43

2.6 Ebulição convectiva em microcanais 46

3 REVISÃO DA LITERATURA ENVOLVENDO NANOFLUIDOS 53

3.1 Preparo, estabilização e caracterização de nanofluidos 55

3.1.1 Preparo de nanofluidos 56

3.1.2 Estabilização da solução 56

3.1.3 Caracterização dos nanofluidos 57

3.2 Escoamento monofásico de nanofluidos 67

3.3 Ebulição em piscina de nanofluidos 76

3.4 Ebulição convectiva de nanofluidos 84

3.5 Conclusão da pesquisa bibliográfica e contextualização deste trabalho 93

4 APARATO EXPERIMENTAL 97

4.1 Seção de testes 101

4.2 Medidor de vazão 103

4.3 Procedimentos Experimentais 108

4.4 Regressão de dados experimentais 112

4.5 Calibração e avaliação de incerteza 116

4.6 Validação do aparato experimental e do procedimento de regressão de dados . 118

5 RESULTADOS EXPERIMENTAIS 123

5.1 Caracterização das propriedades de transporte dos nanofluidos 123

5.2 Convecção forçada de nanofluidos 125

5.2.1 Comportamento geral e identificação dos mecanismos envolvidos 136

5.3 Ebulição convectiva de água-DI em superfície sem deposição 138

5.4 Ebulição convectiva de nanofluidos 144

5.4.1 Análise paramétrica dos efeitos das caracteristicas das nanopartículas no coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva 152

5.4.2 Efeito da deposição nas instabilidades térmicas 161

6 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES 167

6.1 Introdução 167

6.2 Conclusões 167

6.3 Recomendação para trabalhos futuros 170

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS 173

1 INTRODUÇÃO

1.1 Motivação do estudo

Há algumas décadas a necessidade de refrigeração de equipamentos com dimensões reduzidas tem chamado a atenção de pesquisadores da academia e indústria. Tal cenário decorre do incremento no fluxo de calor dissipado por estes equipamentos, de forma que o uso de aletas na presença de escoamento forçado de ar não atende as suas demandas de refrigeração direta. Destaca-se dentre estes equipamentos componentes eletrônicos e células fotovoltáicas associadas a concentradores de radiação solar.

Com relação aos componentes eletrônicos, Gordon E. Moore (1998) afirmou em 1965 que o número de transistores em microprocessadores duplicaria em períodos de 18 a 24 meses. Tal afirmação, conhecida como a Lei de Moore, mostrou-se verdadeira até o presente momento. O incremento no número de transistores nos microprocessadores está associado ao aumento no fluxo de calor a ser dissipado no mesmo. A Fig. 1.1 apresenta um exemplo da evolução cronológica do fluxo de calor a ser dissipado em microprocessadores da Intel. Nela verifica-se uma clara tendência exponencial do aumento do fluxo com o tempo, conforme sugerido pela lei de Moore. Ribatski et al. (2007) indica que em casos extremos, o fluxo de calor nestes microprocessadores pode atingir valores de até 3 MW/m^2, de forma que técnicas de intensificação da transferência de calor, tais como o uso de dissipadores de calor baseados na tecnologia dos microcanais tornem-se necessárias.

Corrobora a necessidade do uso de técnicas de refrigeração mais eficientes no resfriamento de microprocessadores o fato de sua temperatura máxima de operação ser 80°C, com seu desempenho ótimo ocorrendo a temperaturas inferiores a 60°C. Assumindo refrigeração com convecção forçada de ar a 25°C utilizando um trocador comercial com resitência térmica de 0,14 °C/W e área de troca igual a 0,0172 m^2 (Cool Inovations Inc., modelo 4-303012U), têm-se para um fluxo de calor de 800 kW/m^2 (Itanium 9350, ver Fig. 1.1) uma temperatura superficial de 677°C, valor excessivamente superior ao indicado. Para dissipadores de calor baseados em microcanais, nos quais coeficientes de transferência de calor da ordem de 25 kW/m^2K são encontrados (Nascimento, 2012), têm-se para uma

temperatura de saturação do fluido refrigerante de 25°C, uma temperatura superficial de 57°C, abaixo do limite estipulado para o ótimo desempenho do microprocessador.

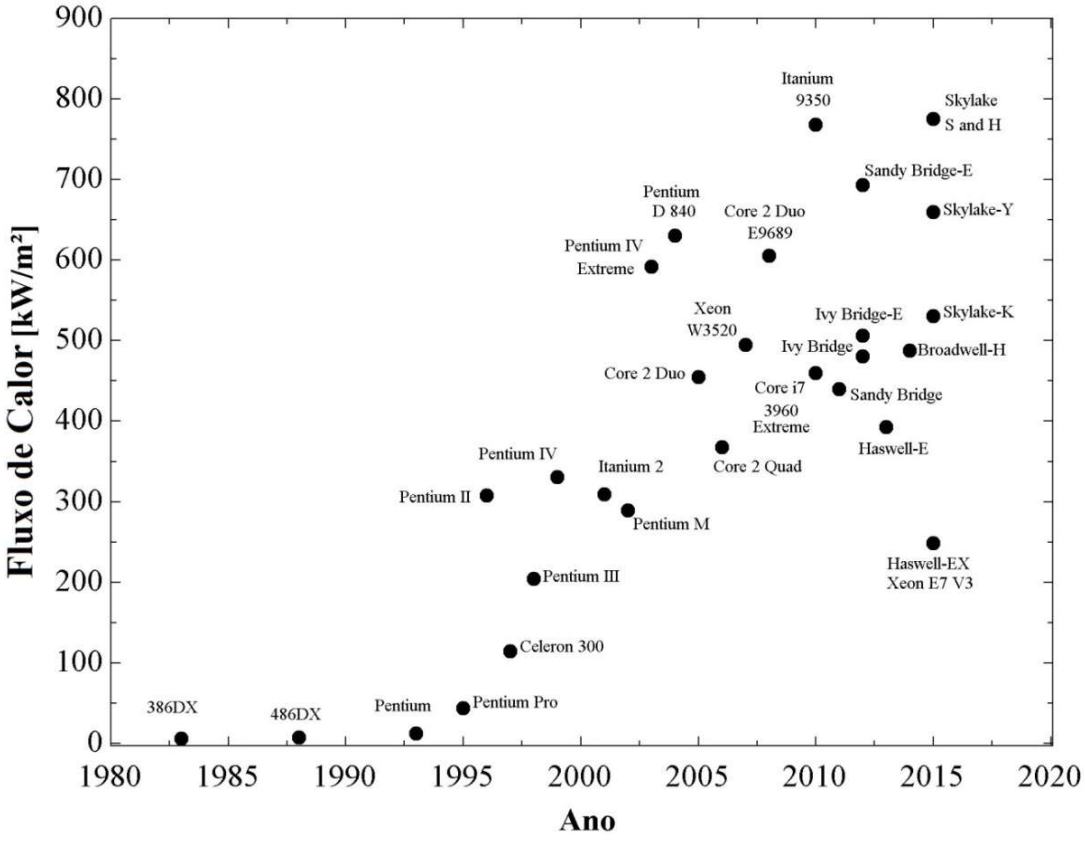

Figura 1.1 – Evolução cronológica do fluxo de calor dissipado por microprocessadores Intel (Chavéz et al., 2017).

Com relação ao uso de técnicas de refrigeração mais eficientes em células fotovoltáicas, indica-se que tal necessidade surgiu a partir da associação de concentradores solares a estas células. Isto permitiu reduzir a área necessária do material fotovoltáico mantendo a potência gerada, diminuindo assim o custo de implantação de uma usina solar, tornando-a competitiva em relação a outras formas de geração de energia. Entretanto, em tais aplicações os concentradores solares incrementam significativamente o fluxo de calor a ser dissipado na célula, cuja temperatura deve ser mantida dentro de um limite de 50°C acima do ambiente (Chow, 2010). Royney et al. (2005) indica, para células com concentradores solares, o uso de tecnologias de jatos incidentes ou dissipadores de calor baseados em microcanais por apresentarem as capacidades de refrigeração necessárias.

O controle da temperatura de células fotovoltáicas é um fator relevante para sua operação, considerando que parcela significativa da radiação absorvida por ela é convertida em calor e não em eletricidade. Vale ressaltar que o tempo de vida da célula encontra-se

intrinsicamente relacionado a sua temperatura média e a uniformidade do campo de temperaturas em sua superfície. Segundo Roney e Dey (2007), a refrigeração utilizando jatos incidentes proporciona campos de temperatura ao longo da superfície da célula não uniformes, ao contrário de dissipadores de calor baseados em microcanais com o fluido em mudança de fase. Assim, pode-se concluir que esta última solução atende a ambos requisitos, isto é, elevados coeficientes de transferência de calor e campo de temperaturas uniforme.

Trocadores de calor baseados em microcanais apresentam vantagens em relação a trocadores contituídos de canais convencionais, dentre as quais destacam-se: (i) reduzida dimensão, diminuindo a quantidade de material utilizado em sua fabricação e sendo facilmente incorporados a projetos que possuem regiões de difícil acesso e necessitam de refrigeração; (ii) tolerância a operaração em elevadas pressões, devido as suas características estruturais; (iii) elevada razão de área de contato com o fluido por volume de refrigerante; (iii) decréscimo do inventário de fluido, o que, consequentemente, reduz os custos e impactos ambientais; e (iv) apresentam coeficientes de transferência de calor superiores, permitindo segundo Kandlikar (2005) a remoção de fluxos de calor superiores a $10MW/m^2$.

Além do uso de microcanais, especula-se a possibilidade de incremento da eficiência de dissipadores de calor através da variação das propriedades do fluido refrigerante. Estas modificações podem ser realizadas de forma a proporcionar o incremento do coeficiente transferência de calor, reduzindo assim a área cecessária para a troca e, consequentemente, o tamanho do trocador. Visando tal objetivo, Choi e Eastman (1995) sugeriram a insersão de nanopartículas ao fluido refrigerante, de forma a obter uma solução homogênea e de condutividade térmica superior, denominando tal solução de “nanofluido”. Esta categoria de fluido apresentou-se interessante pela possibilidade de fácil implementação em sistemas já em funcionamento, adicionando-se apenas uma reduzida quantidade de nanopartículas ao fluido refrigerante já presente no circuito.

Segundo Yang et al. (2005), os nanofluidos proporcionam incrementos de até 56% no valor da condutividade térmica quando comparados ao fluido base, elevando consequentemente o valor do coeficiente de transferência de calor em processos de transferência de calor envolvendo escoamentos monofásicos. Porém o incremento na transferência de calor proporciona também uma elevação na potência de bombeamento através do aumento da perda de pressão, para uma vazão volumétrica fixa. Este aumento na

potência de bombeamento está relacionado ao incremento da viscosidade do fluido com a adição das nanopartículas, conforme indicado por Motta (2012).

Além de modificações na condutividade térmica e viscosidade, os nanofluidos proporcionam também um incremento da molhabilidade, conforme indicado por Motta (2012). Este efeito, no caso da ebulição convectiva, embora prejudicial à transferência de calor em títulos de vapor reduzidos por implicar na necessidade do incremento do superaquecimento da parede para a ativação dos núcleos de vapor, conforme indicado por Ahn et al. (2012), proporciona o incremento do fluxo crítico de calor segundo Buongiorno (2013), elevando a segurança em equipamentos em fluxos de calor elevados (ex.: reatores nucleares). O Aumento da molhabilidade favorece também o remolhamento da superfície a partir do regime de ebulição em filme, conforme observado por Ahn et al. (2011) e Sarafraz e Hormozi (2016a).

Um número elevado de estudos experimentais envolvendo a transferência de calor de nanofluidos é encontrada na literatura para escoamentos monofásicos e para a evaporação em condições de piscina. Para a ebulição convectiva o mesmo não ocorre, e número reduzido de trabalhos foram publicados. Vale ressaltar que resultados discrepantes são observados para experimentos realizados por grupos de pesquisa distintos e condições experimentais similares, de forma que estudos adicionais são nacessários.

Neste contexto, no presente estudo foram analisados os efeitos da adição de nanopartículas de alumina (20-30 nm e 40-80 nm), dióxido de silício (15 e 80 nm) e cobre (25 nm) à água deionizada no coeficiente de transferência de calor para escoamentos monofásicos e ebulição convectiva. Os experimentos foram realizados em microcanais de aço inox AISI-304 com diâmetro interno de 1,1 mm e comprimento de 200 mm. Os nanofluidos foram avaliados para três concentrações volumétricas distintas, 0,001, 0,01 e 0,1%, de forma a identificar o efeito da concentração no coeficiente de transferência de calor. Foram também realizadas medições para a viscosidade dinâmica e condutividade térmica dos nanofluidos. Ensaios para a água deionizada utilizando superfície recoberta por uma camada de nanopartículas devido ao processo de ebulição foram também realizados, de forma segregar o efeito no coeficiente de transferência de calor das modificações na estrutura superficial de alterações nas propriedades do fluido. Caracterizou-se as superfícies com e sem deposição através da análise de suas texturas com um perfilômetro óptico. Assim, por meio da análise da distribuição do ciêmtro das cavidades e do critério de nucleação proposto por Kandlikar et al.

(1997) foi possível caracterizar o efeito no coeficiente de transferência de calor da interação entre o tamanho das nanopartículas e a distribuição de dimensões das cavidades na superfície.

1.2 Objetivos

Este estudo tem como objetivo principal a avaliação experimental do coeficiente de transferência de calor em escoamentos monofásicos e durante a ebulição convectiva de nanofluidos no interior de microcanais circulares. Como objetivos específicos destacam-se:

i. Apresentar uma revisão ampla da literatura sobre a transferência de calor de nanofluidos, indicando o estado da arte sobre o tema e realizando análises críticas em relação a resultados encontrados na literatura e suas justificativas;
ii. Levantamento de banco de dados extenso com resultados experimentais para o coeficiente de transferência de calor da água deionizada durante a ebulição convectiva e de nanofluidos para escoamentos monofásicos e ebulição convectiva;
iii. Análise critíca dos resultados, identificando fenômenos preponderantes no efeito da adição de nanoparticulas ao fluido base no coeficiente de transferência de calor para escoamentos monofásicos e ebulição convectiva;
iv. Análise do efeito no coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva da deposição das nanopartículas por meio do processo de nucleação. Com foco dado a avaliação da textura da superfície de forma a segregar o efeito da camada depositada;

1.3 Organização do Trabalho

O presente trabalho está organizado conforme a seguinte estrutura:

- *Capítulo 2:* Definições de termos e fundamentos importantes ao estudo da ebulição convectiva em microcanais;
- *Capítulo 3:* Trata de uma ampla revisão da literatura envolvendo a transferência de calor em escoamentos monofásicos e ebulição convectiva de nanofluidos. No caso de processos envolvendo mudança de fase, a análise da literatura trata também da ebulição em piscina de nanofluidos, por este tema estar relacionado ao da presente pesquisa. A revisão descreve também estudos sobre métodos de preparo, estabilização e caracterização de nanofluidos;

- *Capítulo 4:* Este capítulo se inicia com a apresentação do aparato experimental utilizado neste estudo, detalhando a seção de testes e o medidor de vazão, desenvolvido especificamente para este trabalho. Em seguida é apresentada uma descrição dos procedimentos experimentais empregados na preparação dos nanofluidos e execução dos ensaios. O capítulo é finalizado com a validação do aparato, a qual ocorre a partir de resultados para o balanço de energia, transferência de calor e perda de pressão para escoamentos monofásicos de água deionizada;
- *Capítulo 5:* Este capítulo apresenta os resultados obtidos para a caracterização dos nanofluidos, transferência de calor em escoamento monofásico e ebulição convectiva e análise das superfícies. São apresentados os resultados obtidos para a transferência de calor da água deionizada pura e suas soluções com dióxido de silício (80 nm e 15 nm), alumina (20-30 nm e 40-80 nm) e cobre (25 nm). Resultados para a ebulição convectiva de água deionizada nas superfícies recobertas também são apresentados;
- *Capítulo 6:* Apresenta as principais conclusões do trabalho com relação a transferência de calor em escoamento monofásico e ebulição convectiva de água deionizada e suas soluções, assim como o efeito da deposição na modificação do coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva. Finaliza-se este capítulo apresentando-se recomendações para trabalhos futuros envolvendo a transferência de calor em escoamentos monofásicos e ebulição convectiva de nanofluidos.

2 FUNDAMENTOS DA EBULIÇÃO CONVECTIVA

Neste capítulo são apresentados os parâmetros empregados na caracterização do escoamento bifásico cujas definições são necessárias ao desenvolvimento deste texto. São também descritos modelos analíticos e adimensionais comumente utilizados no estudo da ebulição convectiva. Da-se enfoque à ebulição convectiva em canais de reduzido diâmetro, tema objeto desta dissertação.

2.1 Parâmetros característicos do escoamento bifásico

Título de vapor

Para o escoamento líquido-vapor ilustrado na Fig. 2.1 defini-se o título de vapor, x_m, como:

$$x_m = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}} = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_v + \dot{m}_l} \tag{2.1}$$

onde a vazão mássica total do escoamento, $\dot{m}$, é dada pela soma das vazões mássicas das fases líquido, $\dot{m}_l$, e gás, $\dot{m}_v$.

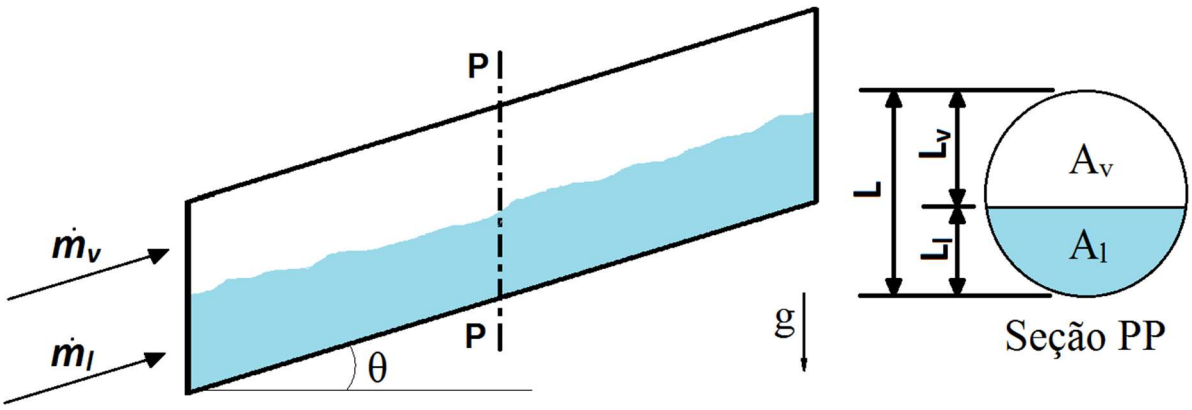

Figura 2.1 – Ilustração esquemática do escoamento vapor-líquido em um duto inclinado.

Em escoamentos bifásicos envolvendo processos de transferência de calor define-se, também, o título de vapor de equilíbrio termodinâmico conforme a seguinte relação:

$$x_t = \frac{i+i_l}{i_{lv}} \tag{2.2}$$

onde i é a entalpia local, i_l a entalpia do líquido saturado e i_{lv} a entalpia de vaporização, ambos avaliados a pressão local do escoamento.

O título de vapor de equilíbrio termodinâmico é utilizado em processos envolvendo mudança de fase (evaporação e condensação) no interior de dutos, pois pode ser estimado diretamente por meio de um balanço de energia. No caso do título de vapor mássico, sua determinação depende da avaliação da fração de vazio superficial, parâmetro de difícil determinação experimental e analítica, principalmente para condições de títulos próximos a zero (x≈0). Em condições de equilíbrio termodinâmico, os títulos de vapor termodinâmico e mássico apresentam valores semelhantes. Neste texto, quando não especificado, o símbolo x corresponde ao título de vapor de equilíbrio termodinâmico.

Velocidade mássica

A velocidade mássica, *G*, é definida como a razão entre a vazão mássica de cada fase e a área da seção transversal do duto, conforme as seguintes relações:

$$G_v = \frac{\dot{m}_v}{A} \tag{2.3}$$

$$G_l = \frac{\dot{m}_l}{A} \tag{2.4}$$

A velocidade mássica da mistura é dada pela soma das velocidades mássicas das fases.

Velocidade superficial

A velocidade superficial, também denominada de fluxo volumétrico, corresponde a velocidade que as fases apresentariam caso escoassem isoladamente em um duto de dimensões similares ao do escoamento bifásico, sendo estimada a partir das seguintes relações:

$$J_v = \frac{\dot{V}_v}{A} \tag{2.5}$$

$$J_l = \frac{\dot{V}_l}{A} \tag{2.6}$$

A velocidade superficial da mistura é dada pela soma das velocidades superficiais das fases.

Fração de vazio

A fração de vazio, denominação dada a parcela do escoamento correspondente a fase gás, pode ser definida segundo diferentes domínios espacias, como segue:

Fração de vazio cordal:

A fração de vazio cordal se baseia em um espaço unidimensional, delimitado pela superfície interna do tubo. Ela é definida como a média temporal da parcela instantânea do comprimento cordal correspondente a fase vapor, conforme a seguinte relação:

$$\alpha_{1D} = \frac{1}{\Delta t}\int_{t1}^{t2}\frac{L_v}{L}dt \tag{2.7}$$

Fração de vazio supercial:

A fração de vazio superficial é definida como a média temporal da razão entre a parcela da seção transversal correspondente a fase vapor (A_v) e a área total da seção transversal do canal (A), como segue:

$$\alpha_{2D} = \frac{1}{\Delta t}\int_{t1}^{t2}\frac{A_v}{A}dt \tag{2.8}$$

Neste texto, exceto quando especificado o contrário, o símbolo α será adotado para denominar a fração de vazio superficial.

Fração de vazio volumétrica:

É definida como a média temporal da razão entre o volume correspondente a fase gás e o volume total para um determinado segmento de duto representativo do escoamento, conforme a seguinte relação:

$$\alpha_{3D} = \frac{1}{\Delta t}\int_{t1}^{t2}\frac{\forall_v}{\forall}dt \tag{2.9}$$

Entre os procedimentos utilizados para avaliação da fração de vazio volumétrica, vale mencionar alguns aspectos limitantes relacionados ao método de fechamento rápido de válvulas. Este método se baseia no fechamento simultâneo de duas válvulas, segregando um determinado trecho da tubulação, isolando o escoamento e permitindo avaliar a fração de vazio volumétrica a partir do volume de líquido aprisionado.

Para escoamento plenamente desenvolvido e regime permanente, o valor avaliado para a fração de vazio volumétrica por meio do fechamento rápido de válvula é similar a fração de vazio superficial. Ressalta-se ainda, que no caso de microcanais a parcela relativa dos fluidos correspondente as válvulas pode ser significativa , implicando em erros elevados na medida.

Fração volumétrica

A fração volumétrica (β) é definida como a razão entre a vazão volumétrica da fase vapor, $\dot{V}_v$ e a vazão volumétrica total, $\dot{V}$, conforme a seguinte relação:

$$\beta = \frac{\dot{V}_v}{\dot{V}} \tag{2.10}$$

onde,

$$\dot{V} = \dot{V}_v + \dot{V}_l \tag{2.11}$$

Velocidade de deslizamento

As velocidades de deslizamento são caracterizadas como as diferenças entre as velocidade in situ das fases em relação à velocidade superficial da mistura bifásica:

$$u_{vJ} = u_v - J \tag{2.12}$$

$$u_{lJ} = u_l - J \tag{2.13}$$

2.2 Adimensionais comumente utilizados no estudo da ebulição convectiva

Número de Reynolds

O número de Reynolds é definido como a relação entre efeitos inerciais e viscosos, sendo dado por:

$$Re = \frac{Gd}{\mu} \tag{2.14}$$

Em escoamento bifásico, o número de Reynolds pode ser definido para cada fase, como segue:

Referente a parcela do escoamento correspondente a fase vapor:

$$Re_v = \frac{Gxd}{\mu_v} \tag{2.15}$$

Referente a parcela do escoamento correspondente a fase líquido:

$$Re_l = \frac{G(1-x)d}{\mu_l} \tag{2.16}$$

A mistura bifásica escoando como vapor:

$$Re_{vo} = \frac{Gd}{\mu_v} \tag{2.17}$$

A mistura bifásica escoando como líquido:

$$Re_{lo} = \frac{Gd}{\mu_l} \tag{2.18}$$

Número de Prandtl

O número de Prandtl relaciona efeitos de difusão de quantidade de movimento e de calor, definido segundo a seguinte relação:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \tag{2.19}$$

Número de Froude

O número de Froude é frequente em estudos envolvendo escoamentos horizontais e inclinados, com o intuito de capturar efeitos de estratificação do escoamento. Ele relaciona efeitos inerciais e de empuxo, conforme a seguinte relação:

$$Fr = \frac{G^2}{(\rho_l - \rho_v)^2 gd} \tag{2.20}$$

Número de Weber

O número de Weber é comum em métodos de previsão de parâmetros que caracterizam o escoamento bifásico, de forma a capturar efeitos relacionados as ondulações presentes na interface líquido-gás. Ele relaciona efeitos inerciais, interfaciais e de capilaridade, sendo dado pela seguinte equação:

$$We = \frac{G^2 d}{\sigma \rho} \tag{2.21}$$

Assim como o número de Reynolds, em escoamentos bifásicos este adimensional pode ser definido em termos da velocidade mássica de cada fase:

$$We_v = \frac{G^2 x^2 d}{\sigma \rho_v} \tag{2.22}$$

$$We_l = \frac{G^2 d(1-x)^2}{\sigma \rho_l} \tag{2.23}$$

Número de ebulição

O número de ebulição, Bo, é frequente em métodos de previsão para o coeficiente de transferência de calor. Ele é definido como a relação entre o fluxo de calor fornecido ao escoamento e aquele necessário para evaporar determinado fluxo mássico, conforme a seguinte relação:

$$Bo = \frac{q}{i_{lv} G} \tag{2.24}$$

Números de ebulição elevados indicam uma alta taxa de formação de vapor, favorecendo o fluxo crítico de calor.

Número de confinamento

O número de confinamento relaciona o grau de confinamento das bolhas de vapor em relação a dimensão característica do canal, sendo dado pela seguinte relação:

$$Co = \frac{La}{L_c} \tag{2.25}$$

onde, L_c é a dimensão característica relacionada ao grau de confinamento, representada para canais circulares pelo diâmetro do duto, e La é a constante de Laplace, definida conforme a seguinte equação:

$$La = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \tag{2.26}$$

Os números de confinamento, Bond, Bd, e Eötvos, Eo, apresentam a seguinte relação:

$$Bd = 2Eo = \frac{1}{Co^2} \tag{2.27}$$

2.3 Padrões de escoamento em canais de reduzido diâmetro

No escoamento bifásico em canais de reduzido diâmetro (d<3 mm), os efeitos gravitacionais tem sua importância relativa no estabelecimento dos padrões de escoamento progressivamente reduzida com o decréscimo da dimensão do canal. Desta forma os padrões de escoamento verificados para microcanais horizontais se assemelham aos verificados no interior de dutos para escoamento vertical ascendente. Sempertegui-Tápia e Ribatski (2010) caracterizam os seguintes padrões de escoamento em microcanais horizontais, ilustrados na Fig. 2.2:

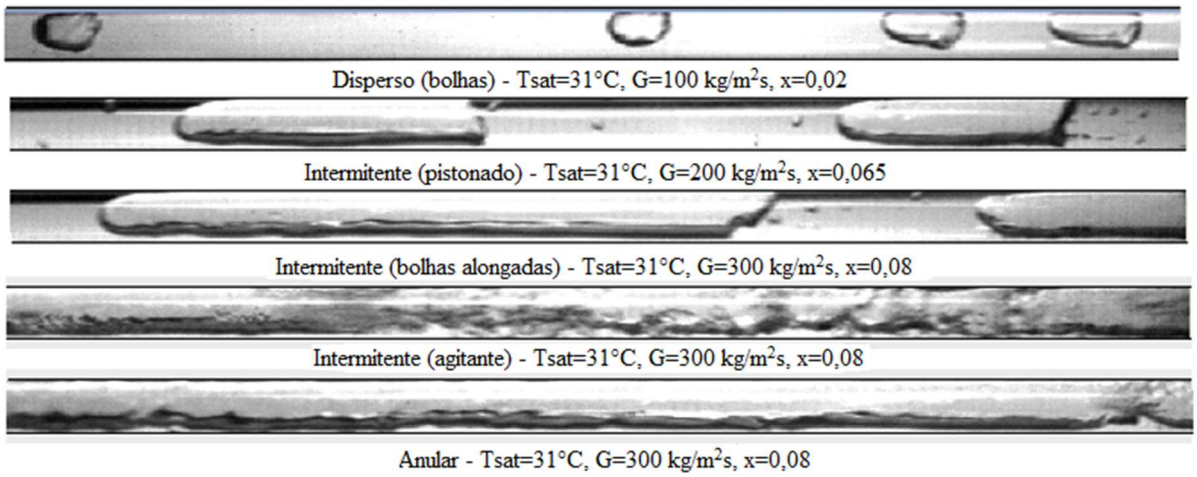

Figura 2.2 – Imagens dos padrões de escoamento com suas respectivas denominações, d=2,32 mm, R245fa (Sempertegui-Tápia e Ribatski, 2010).

Escoamento dispersos

Este padrão de escoamento é caracterizado pela dispersão de uma das fases em um meio contínuo constituído pela outra. Este padrão compreende as configurações de escoamento em bolhas e névoa. O escoamento em bolhas se caracteriza pela presença de bolhas com diâmetro inferior ao do canal, dispersas em um meio líquido contínuo. Ao contrário de canais com dimensões convencionais, nos quais as bolhas se concentram na região superior do duto, em canais de reduzido diâmetro as bolhas se deslocam para a região central, devido a incrementos dos efeitos de tensão superficial em relação aos gravitacionais. Vale ressaltar que, em microcanais, a coalescência de bolhas ocorre quase que imediatamente ao seu desprendimento, com estas alcançando o diâmetro do duto em títulos de vapor inferiores aos observados para canais convencionais. O escoamento em névoa é caracterizado pelo escoamento de vapor com a presença de gotículas de líquido dispersas.

Escoamento intermitente

Este padrão é caracterizado pela intermitência na distribuição das fases líquido e vapor. Sempertegui-Tápia e Ribatski (2010) subdividem este padrão em pitonado (slug), bolhas alongadas (plug) e agitante, conforme ilustrado na Fig. 2.2. O padrão de escoamento pistonado é caracterizado pela passagem periódica de um pistão de vapor, com diâmetro próximo ao canal e circundado por um filme de líquido junto a parede, e um pistão de líquido, o qual pode conter bolhas menores e dispersas. O escoamento segundo bolhas alongadas apresenta semelhanças com o pistonado, porém neste caso os pistões de vapor possuem dimensões (comprimento) significativamente superiores as do pistão de líquido. O escoamento agitante ocorre em títulos de vapor próximos ao de transição para o padrão anular e decorre do aumento da velocidade da fase vapor. Tal incremento de velocidade faz com que a inércia do escoamento rompa as pontes de líquido presentes no padrão pistonado e bolhas alongadas, perturbando a topologia das fases. Desta forma, embora o escoamento permaneça periódico, uma frequência típica de passagem das fases em determinada seção transversal não se verifica.

Escoamento anular

O padrão anular se caracteriza pela formação de um núcleo de vapor contínuo, cincundado pelo filme líquido em contato com a superfície do canal. Efeitos de arraste do vapor sobre o filme líquido promovem ondulações na interface líquido-vapor, e podem provocar a remoção de gotículas de líquido do filme, as quais passam a escoar de forma dispersa no núcleo de vapor (entranhamento). O rompimento dos pistões de líquido na transição intermitente-anular também são responsáveis pela geração de tais gotículas. Vale ressaltar que o padrão anular é predominante na ebulição convectiva em microcanais (Tibiriçá, 2011).

A uniformidade da espessura do filme líquido ao longo do perímetro do tubo e a ausência do padrão estratificado tem sido utilizadas na literatura para caracterizarar uma possível transição entre micro e macro-escala. De uma forma geral, escoamentos estratificados não ocorrem em canais de reduzido diâmetro conforme indicado por Kandlikar (2010) em sua análise envolvendo a variação das forças atuantes no escoamento bifásico com a redução do diâmetro do canal. Isto se relaciona a diminuição relativa da importância dos efeitos gravitacionais em relação aos efeitos de tensão superficial na distribuição das fases,

com a redução do diâmetro do duto. Assim, visando caracterizar condições em que predominam efeitos de tensão superficial, diversos critérios para transição entre macro e microcanais foram propostos nas duas últimas décadas. Mehendal et al. (2000) e Kandlikar e Grande (2003) propuseram diâmetros de canais fixos para caracterizar a transição. Brauner e Moalem-Marom (1992), Kew e Cornwell (1997), Triplet et al. (1999), Li e Wang (2003) e Tibiriçá e Ribatski (2015) propuseram critérios para a transição fenomenológicos, que desta forma buscam capturar efeitos do fluido e variações nas propriedades de transporte com a variação da temperatura. A Fig. 2.3 ilustra uma comparação entre estes métodos, ilustrando a variação da dimensão correspondente a transição micro-macrocanais com a alteração da temperatura de saturação para a água deionizada.

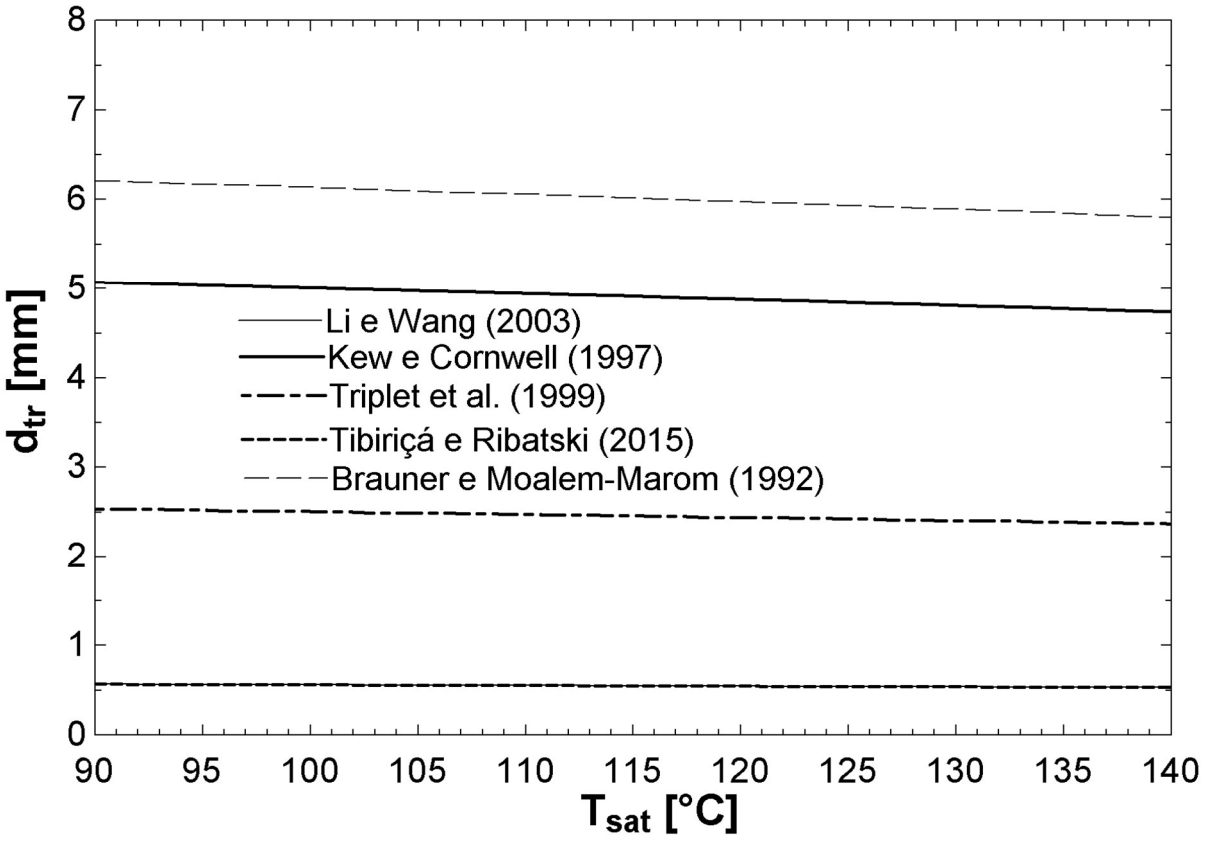

Figura 2.3 – Diâmetro de transição entre micro emacrocanais em função da temperatura de saturação para água deionizada estimados segundo diferentes critérios.

Segundo a Fig. 2.3, os métodos de Li e Wang (2003) e Tibiriça e Ribatski (2015) proporcionam resultados próximos. Vale ressaltar que estes métodos foram desenvolvidos considerando mecanismos de transferência de calor distintos, isto é, respectivamente condensação e ebulição. Tibiriçá e Ribatski (2015), baseando-se no trabalho de Kandlikar (2010), consideraram o grau de uniformidade do filme de líquido ao longo do perímetro do

tubo como critério para a transição entre macro e microescala. Li e Wang (2003) realizaram uma análise teórica fenomenológica envolvendo a condensação no interior de dutos. Estes autores adotaram como critério de transição a presença ou não de escoamentos assimétricos, uma vez que em experimentos envolvendo a condensação, a presença constante de um filme de líquido ao longo do perímetro do canal é verificada inclusive para macrocanais.

Na ausência de um critério de transição consensual, diversos autores adotam um diâmetro hidráulico de 3 mm como critério de transição entre macro e microcanais (Thome et al., 2004; Cheng et al., 2007; Bertsch et al., 2009).

2.4 Métodos de previsão da fração de vazio

A determinação correta da fração de vazio é relevante na avaliação de processos envolvendo escoamentos bifásicos, uma vez que métodos para previsão do coeficiente de transferência de calor, perda de pressão e transição entre padrões de escoamento dependem de tal parâmetro.

Os modelos cinemáticos, cujo esforço de desenvolvimento se deu a partir da década de 60, são frequentes na literatura. Tal nomeclatura é atribuída ao fato destes modelos buscarem resolver o problema do movimento relativo entre as fases relacionando suas velocidades. Ressalta-se que geralmente esses modelos envolvem hipóteses e ajustes de coeficientes empíricos relacionados ao padrão de escoamento.

Entre os modelos cinemáticos, o mais simples é o modelo homogêneo, que considera a ausência de deslizamento entre as fases, as quais apresentam perfil de velocidades e distribuição ao longo da seção transveral uniformes. Este modelo é adequado a escoamentos dispersos, correspondentes aos padrões bolhas e névoa.

Já, o modelo de Zuber e Findlay (1965), também denominado de *drift flux model*, considera o deslizamento entre as fases e a não uniformidade de distribuição destas ao longo da seção transversal. Ele inclui parâmetros empíricos que buscam capturar os efeitos de deslizamento entre as fases, $\tilde{V}_{Vj}$, e as suas distribuições ao longo da seção transversal, C_0. Estes parâmetros dependem do padrão de escoamento e da geometria da seção (Collier e Thome, 1994).

Rouhanni e Axelson (1970) propuseram um modelo, baseando-se na abordagem adotada no *drift flux model*, correlacionando os parâmetros empíricos como função da fração volumétrica (β), título de vapor e densidade da mistura, determinada segundo o modelo homogêneo.

Abordagem distinta para a previsão da fração de vazio foi introduzida por Zivi (1964), a qual se baseia princípio da mínima geração de entropia, de forma a correlacioná-lo com o mínimo fluxo de energia cinética através da seção transversal do escoamento. Este autor considerou em no desenvolvimento de seu modelo, escoamento em regime permanente, padrão de escoamento anular e sem a presença do entranhamento, perfis de velocidade uniforme e a dissipação viscosa devido ao atrito entre o líquido e a parede desprezível.

Kanizawa e Ribatski (2016), baseados no modelo de Zivi (1964), propuseram um novo método de previsão da fração de vazio. Estes autores consideraram não uniformidades no perfil de velocidade e na distribuição das fases ao longo da seção transversal. Kanizawa e Ribatski (2016) ajustaram coeficientes empíricos a partir de uma base de dados compreendendo 1877 dados experimentais para dutos na posição horizontal e vertical ascendente, com diâmetros variando entre 0,5 e 13,8 mm para misturas de gases não condensáveis e líquido (ar/água e ar/querosene), e 6 e 89 mm para escoamentos saturados (R12, R22, R410A e R134a).

2.5 Perda de pressão

O gradiente de pressão ao longo de um canal pode ser estimado a partir da equação de conservação da quantidade de movimento para um trecho elementar do escoamento, compondon-se das parcelas gravitacional, aceleracional e atrito, conforme a seguinte relação:

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_{total} = \left(\frac{dp}{dz}\right)_{gravitacional} + \left(\frac{dp}{dz}\right)_{acelaracional} + \left(\frac{dp}{dz}\right)_{atrito} \tag{2.28}$$

<u>Parcela gravitacional:</u>

A parcela gravitacional da queda de pressão decorre de diferenças de cota ao longo do escoamento, sendo nula para dutos horizontais. Em escoamentos bifásicos, esta parcela pode ser estimada a partir da seguinte relação:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{gravitacional} = \rho_m g sen(\theta) \tag{2.29}$$

onde θ é o ângulo entre o plano horizontal e o eixo central do tubo, e ρ_m é a densidade da mistura bifásica, dada pela seguinte relação:

$$\rho_m = \rho_l(1-\alpha) + \rho_v\alpha \tag{2.30}$$

onde, ρ_l é a densidade do líquido, ρ_v a densidade da fase gás, ambos avaliados a pressão local do escoamento, e α é a fração de vazio superficial.

Parcela aceleracional:

A queda de pressão aceleracional está relacionada a variação da energia cinética do escoamento, podendo ser desprezada para escoamentos adiabáticos em canais convencionais com seção transversal constante, pois em tais condições, variações do título de vapor e, consequentemente, da fração de vazio são desprezíveis. Para escoamentos em microcanais tal hipótese é incorreta, pois a formação de vapor devido à redução de pressão (efeito *flash*) torna-se relevante. Assumindo regime permanente, área da seção transversal do duto constante, escoamento incompressível e unidimensional na direção do eixo axial do duto com o perfil de velocidades das fases uniformes, a parcela da perda de pressão aceleracional é dada por:

$$\Delta P_{acelaracional} = G^2\left\{\left[\frac{x^2}{\rho_v\alpha} + \frac{(1-x)^2}{\rho_l(1-\alpha)}\right]_{sai} - \left[\frac{x^2}{\rho_v\alpha} + \frac{(1-x)^2}{\rho_l(1-\alpha)}\right]_{ent}\right\} \tag{2.31}$$

onde os subíndices *ent* e *sai* referem-se as seções de entrada e saída do comprimento do duto avaliado.

Parcela por atrito:

Métodos analíticos para previsão da parcela da perda de pressão por atrito (friccional), apresentam precisão insatisfatória devido as hipóteses simplificadoras adotadas pela complexidade dos fenômenos envolvidos no escoamento bifásico. Isto faz com que o desenvolvimento de métodos semi-empíricos para a previsão desta parcela seja tema recorrente na literatura sobre escoamentos bifásicos.

São comums na literatura métodos de previsão baseados em multiplicadores bifásicos, introduzidos inicialmente na literatura por Lockhart e Martinelli (1949). O objetivo destes

autores foi correlacionar a perda de pressão por atrito do escoamento bifásico a partir da perda de pressão em escoamentos monofásicos. Os multiplicadores bifásicos são definidos pelas seguintes relações:

$$\emptyset_v^2 = \frac{(dp/dz)_{2\emptyset}}{(dp/dz)_v} \tag{2.32}$$

$$\emptyset_l^2 = \frac{(dp/dz)_{2\emptyset}}{(dp/dz)_l} \tag{2.33}$$

onde $(dp/dz)_v$ e $(dp/dz)_l$ são respectivamente as perdas de pressão caso apenas as parcelas de vapor ou líquido escoassem no canal e $(dp/dz)_{2\emptyset}$ a perda de pressão por atrito para o escoamento bifásico. De forma análoga, definem-se também multiplicadores bifásicos considerando a mistura escoando como líquido ou vapor em um duto similar. Estes multiplicadores são definidos como:

$$\emptyset_{vo}^2 = \frac{(dp/dz)_{2\emptyset}}{(dp/dz)_{vo}} \tag{2.34}$$

$$\emptyset_{lo}^2 = \frac{(dp/dz)_{2\emptyset}}{(dp/dz)_{lo}} \tag{2.35}$$

Correlações para estimativa da perda de pressão por atrito baseadas em multiplicadores bifásicos são frequentes na literatura. Nestes métodos de previsão, o multiplicador bifásico é escrito como uma função do parâmetro de Lockhart-Martinelli e de adimensionais como o número de Reynolds, Froude, Weber e etc. Destacam-se entre estes métodos os propostos por Lockhart e Martinelli (1949), Chisholm (1967), Friedel (1979), Gronnerud (1979), Müller-Steinhagen e Heck (1986), Mishima e Hibiki (1996), Tran et al (2000), Bandarra-Filho et al. (2004), Da Silva e Ribatski (2013) e Sempertégui-Tapia e Ribatski (2016), sendo estes quatro últimos métodos propostos para canais de diâmetros reduzidos.

O parâmetro de Lockhart e Martinelli (1949) verifica-se em métodos para previsão da parcela da perda de pressão por atrito e do coeficiente de transferência de calor. Este parâmetro é definido como a razão entre os multiplicadores bifásicos dados nas Eqs. (2.32) e (2.33) conforme a seguinte relação:

$$X^2 = \frac{\emptyset_v^2}{\emptyset_l^2} = \frac{(dp/dz)_l}{(dp/dz)_v} \tag{2.36}$$

No caso de ambas as fases escoando segundo o regime turbulento e com o fator de atrito estimado segundo Blasius, o parâmetro de Lockhart-Martinelli é dado por:

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0,1} \tag{2.37}$$

2.6 Ebulição convectiva em microcanais

A ebulição convectiva se trata da transferência de calor em condições de escoamento forçado onde ocorre a mudança de fase do fluido refrigerante de líquido para vapor. De uma forma geral, este mecanismo proporciona elevado coeficiente de transferência de calor e gradientes de temperatura reduzidos ao longo da superfície aquecida.

Mecanismos de transferência de calor

A Fig. 2.4 ilustra a evolução dos padrões de escoamento em um microcanal horizontal em condições de fluxo de calor na parede constante. Na região A o escoamento encontra-se no estado de líquido subresfriado transferindo calor por convecção forçada. Na região B o fluido também se encontra subresfriado, entretanto bolhas nucleiam e destacam-se da superfície devido ao superaquecimento do fluido junto a parede. Com isto, o escoamento assume o padrão bolhas em condição subresfriado, correspondendo a títulos de vapor inferiores a zero. Com o aquecimento progressivo, o fluido atinge o estado saturado, correspondendo na Fig. 2.4 a região C. Nas regiões B e C, nas quais o padrão de escoamento em bolhas se apresenta, o mecanismo de transferência de calor predominante é a ebulição nucleada. Tal comportamento faz com que métodos de previsão para o coeficiente de transferência de calor desenvolvidos para a ebulição em piscina proporcionem resultados satisfatórios quando aplicados a ebulição convectiva em títulos de vapor reduzidos.

Na região D, com o incremento do título de vapor o crescimento rápido das bolhas com o posterior coalecimento promove a formação de pistões de vapor com diâmetro próximo ao do tubo. No início desta região, o mecanismo de transferência de calor predominante ainda é a ebulição nucleada. Com o incremento do tamanho dos pistões de vapor, o mecanismo de transferência de calor predominante torna-se progressivamente relacionado a efeitos convectivos. Com incrementos adicionais do título de vapor, tem-se o estabelecimento do padrão anular, correspondente a região E na Fig. 2.4. Nesta região os mecanismos de transferência de calor predominantes são a convecção forçada e a condução através do filme

de líquido, com a evaporação ocorrendo na interface líquido-vapor. Desta forma, quanto menos espesso o filme líquido, maior o coeficiente de transferência de calor. Kandlikar (2005) sugere a presença do mecanismo de ebulição nucleada também neste padrão, com a formação de microbolhas no filme líquido, conforme ilustrado na Fig. 2.4. Tal suposição é corroborada pelos resultados de Tibiriçá e Ribatski (2014), Basu et al. (2015) e Kalani e Kandlikar (2015), que observaram a nucleação de microbolhas no filme líquido para o padrão anular em condições de elevado fluxo de calor em microcanais. Para resultados obtidos com o decréscimo do fluxo de calor a partir de um valor máximo, Chávez et al. (2017) verificaram a redução do coeficiente de transferência de calor com a diminuição do fluxo de calor para condições de escoamento laminar, com títulos de vapor inferiores a zero e escoamento visualmente monofásico, conforme ilustrado na Fig. 2.5. Estes autores atribuiram tais resultados a nucleação de microbolhas, não verificadas visualmente, corroborando com os resultados de Kandlikar (2005), Tibiriçá e Ribatski (2014), Basu et al. (2015) e Kalani e Kandlikar (2015).

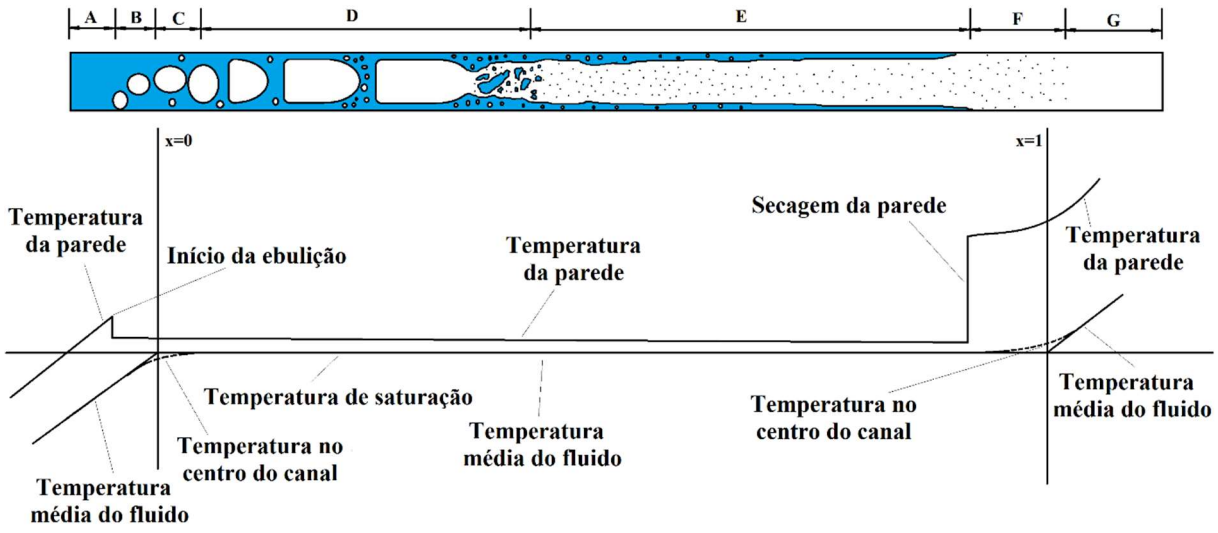

Figura 2.4 – Evolução do escoamento ao longo de um microcanal horizontal.

Na transição da região E para F, verifica-se na Fig. 2.4 um salto na temperatura da parede. Tal incremento súbito ocorre devido a secagem do filme líquido junto a superfície, reduzindo significativamente o coeficiente de transferência de calor. O padrão de escoamento em névoa se estabelece a partir desta posição, e a transferência de calor se dá através da convecção forçada da fase vapor juntamente com a evoparação de eventuais gotículas de líquido que se depositam na superfícies aquecida. Na região G todo o líquido existente no

escoamento encontra-se como vapor superaquecido e o mecanismo de transferência de calor é a convecção forçada da fase vapor.

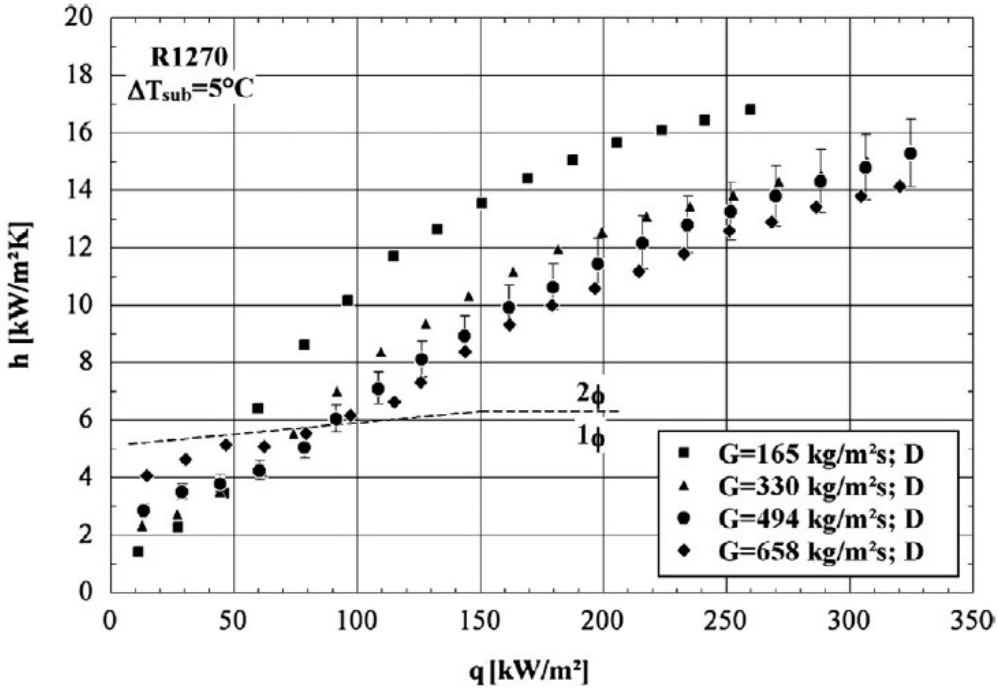

Figura 2.5 – Resultados de Chávez et al. (2017) (1ϕ = visualmente monofásico; 2ϕ = visualmente bifásico).

Na transição das regiões E-F, em condições de imposição de fluxo de calor, um incremento significativo e imediato da temperatura da parede ocorre, podendo fundir seu material e levar a falha catatrófica do tubo (*burnout*).

Diferentes mecanismos estão associados ao fluxo crítico de calor durante a ebulição convectiva. Em condições de escoamento subresfriado e títulos de vapor reduzidos, o fluxo crítico de calor está associado a crise da ebulição, também denominada por DNB (*Departure from Nucleate Boiling*). O DNB é caracterizado pela rápida formação de bolhas, as quais se aglomeram junto a parede em condições de elevada velocidade mássica, de forma a impedir a penetração de líquido, e assim formar uma região contínua de vapor entre a superfície aquecida e o líquido.

O fluxo crítico de calor pode ocorrer também devido à secagem progressiva da parede (*dryout*), pois com o incremento do título de vapor ocorre a elevação da fração de vazio, além disso, o aumento da velocidade do escoamento, inerente ao processo de evaporação, promove o acréscimo do entranhamento. Ambos processos agem de forma a reduzir a espessura do

filme líquido, e com isto proporcionar sua secagem progressiva a partir da região superior ou ainda seu rompimento intermitente, conforme ilustrado nas regiões E-F. Vale destacar que recentemente, Tibiriçá e Ribatski (2014) apresentaram imagens do escoamento na região de secagem de parede em tubos hotizontais com diâmetro de 0,4 mm. Estas imagens ilustram que apesar do diâmetro reduzido, efeitos de gravidade ainda são relevantes de forma que a secagem da parede se dá progressivamente a partir da região superior da superfície do tubo. Descrições detalhadas dos mecanismos de fluxo crítico de calor encontram-se em Collier e Thome (1994) e Tibiriçá (2011).

Coeficiente de transferência de calor em microcanais

O coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva em canais de reduzido diâmetro é superior ao observado em canais convencionais, conforme indicado por Nascimento (2012). Este autor obteve para o R134a coeficientes de transferência de calor superiores a 30 kW/m^{2}K para superaquecimentos da superfície de apenas 9K ao avaliar um dissipador de calor baseado em multimicrocanais com diâmetro hidráulico de 187 μm, similar ao avaliado por Chávez et al. (2017).

Buscando capturar efeitos de ebulição nucleada e convectivos, métodos de previsão do coeficiente de transferência de calor para canais de dimensões reduzidas, geralmente, se baseiam na superposição assintótica destes efeitos, conforme inicialmente proposto por Chen (1966) para canais convencionais. Entre os autores que adotaram tal procedimento para previsão do coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva em microcanais se destacam Zhang et al. (2004), Kandlikar e Balasubramanian (2004), Saitoh et al. (2007), Kim e Mudawar (2013) e Kanizawa et al. (2016).

Visando neste texto descrever métodos baseados neste procedimento, optou-se por detalhar o método recentemente proposto por Kanizawa et al. (2016), dado pela seguinte relação:

$$h = Fh_{lm} + Sh_{nb} \tag{2.38}$$

onde, h_{lm} é estimando através da correlação de Dittus e Boelter (1930), considerando o escoamento apenas da fase líquido, e h_{nb} é dado por Stephan e Abdelsalam (1980). Os fatores F, de intensificação de efeitos convectivos, e S, de supressão de efeitos ebulição nucleada, são determinados pelas seguintes relações:

$$F = 1 + \frac{2{,}5X^{-1{,}32}}{1+We_{v,u_v}{}^{0{,}24}} \tag{2.39}$$

$$S = \frac{1{,}06Bd^{-8.10^{-3}}}{1+0{,}12(Re_{2\emptyset,mod}10^{-4})^{0{,}86}} \text{ , sendo } Re_{2\emptyset,mod} = Re_{lO}F^{1{,}25} \tag{2.40}$$

Neste método, a fração de vazio utilizada na determinação da velocidade *in situ* da fase vapor, u_v, é dada por Kanizawa e Ribatski (2016), e o parâmetro de Lockhart-Martinelli é estimado considerando a transição laminar-turbulento da fase vapor com Reynolds igual a 1000.

Os fatores *F* e *S* apresentam comportamento inverso com o incremento do título de vapor, de forma a capturar corretamente os mecanismos de transferência de calor em função do título de vapor, descritos acima. Em títulos de vapor reduzidos, condições nas quais há o predomínio de efeitos de ebulição nucleada, o fator *S* apresenta valores elevados em relação ao fator *F*. Com o incremento do título de vapor há também a aceleração do escoamento devido ao elevado volume específico da fase vapor em relação a fase líquido, de forma que gradientes de velocidade e de temperatura junto a parede se intensificam. Tal comportamento faz com que o superaquecimento do líquido junto a superfície necessário para a formação e crescimento de uma bolha, não seja alcançado. Com isto, a supressão dos efeitos de ebulição nucleada se verifica de forma a reduzir o fator *S*. Por outro lado, com o incremento da velocidade do escoamento, efeitos convectivos se intensificam, implicando na elevação do fator *F*.

Kanizawa et al. (2016) avaliaram diversos métodos para determinação da condição de secagem de parede, sendo o método de Zhang et al. (2006) o que apresentou melhores previsões para os dados de Saitoh et al. (2005), Alil e Palm (2011) eTibiriçá e Ribatski (2014). Estes autores propuseram um método para previsão do fluxo crítico de calor em microcanais, a partir de uma base de dados para água levantada na literatura. Tal método avaliou o uso de diferentes adimensionais, definidos através de redes neurais artificiais. Tais redes foram utilizadas de forma a verificar relevância de cada adimensional na caracterização de condições de do fluxo crítico de calor, e assim selecionar os admensionais mais importantes.

O cálculo do coeficiente de transferência de calor na região de secagem de parede segundo o método de Kanizawa et al. (2016) é dado pela seguinte relação:

$$h_{sec} = h_{2\emptyset,x_{sec}}\left(\frac{1-x}{1-x_{sec}}\right) + h_{vo}\left(\frac{x-x_{sec}}{1-x_{sec}}\right) \tag{2.41}$$

onde,

$$h_{2\emptyset,x_{sec}} = h(x = x_{sec}) \tag{2.42}$$

$$h_{vo} = 0{,}023\frac{k_v}{d}\left(\frac{Gd}{\mu_v}\right)^{0,8} Pr_v^{1/3} \tag{2.43}$$

Não se verifica na literatura estudo sistemático que caracterize a região de secagem de parede em canais de reduzido diâmetro. Com isto, os métodos de previsão disponíveis proporcionam resultados insatisfatórios na determinação de tal condição, conforme indicado por Kanizawa et al. (2016).

Métodos fenomenológicos para a previsão do coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva em dutos de reduzido diâmetro também se verificam. Entre eles destacam-se aqueles propostos pelo grupo coordenado pelo Prof. John R. Thome da *École Polytechnique Fédérale de Lausanne* (EPFL). Nestes métodos, modelos analíticos com o ajuste de coeficientes empíricos são propostos considerando um determinado padrão de escoamento. A Fig. 2.5 ilustra um diagrama esquemático do modelo de 3-zonas proposto por Thome et al. (2004). Tal modelo se baseia na ponderação temporal do coeficiente de transferência de calor durante a passagem cíclica de uma bolha alongada, com diâmetro próximo ao do canal e circundada por um filme líquido, um pistão de vapor e um pistão de líquido.

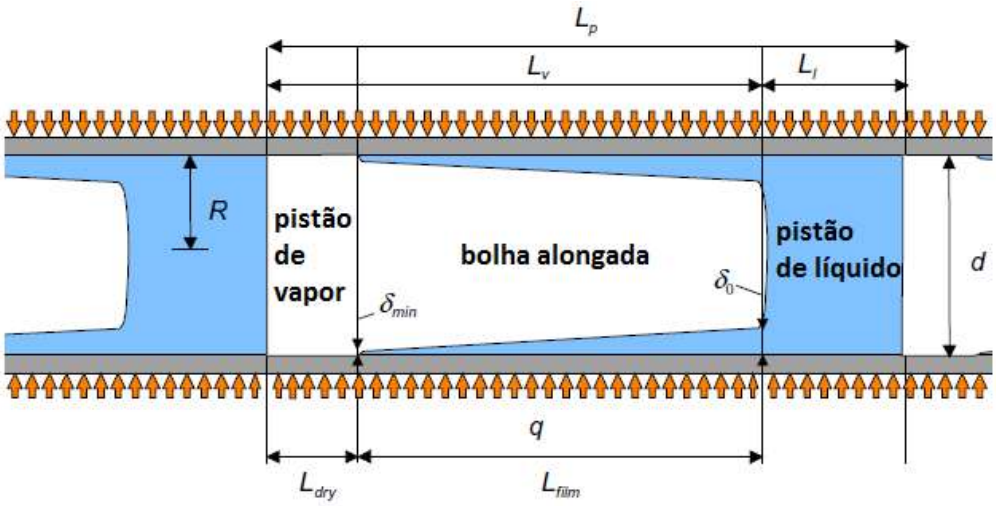

Figura 2.6–Diagrama esquemático do modelo proposto por Thome et al. (2004).

Embora o desenvolvimento deste modelo considere o padrão pistonado, em microcanais predomina o padrão anular, conforme discutido anteriormente. Vale ressaltar que no ajuste dos coeficientes empíricos deste método os autores não consideram o padrão de escoamento dos dados levantados por eles na literatura e utilizados no ajuste dos coeficientes empíricos deste método.

Recentemente, Costa-Patry e Thome (2013) propuseram um método de previsão fenomenológico considerando mecanismos distindos para a ebulição convectiva de acordo com os padrões bolhas coalescentes, que engloba o padrão bolhas e intermitente, e anular. Para o padrão bolhas coalescentes, o método de três zonas modificado por Costa-Patry e Thome (2013) foi adotado. Para o padrão anular adotaram o método proposto por Cioncollini e Thome (2011), o qual assume escoamento turbulento no filme líquido, determinando o coeficiente de transferência de calor a partir dos perfis de velocidade e temperatura. Neste modelo os autores consideram que o escoamento do filme líquido se dá, somente devido a efeitos de arraste do núcleo vapor sobre o mesmo.

No método de Costa-Patry e Thome (2013) o título de vapor de transição entre os padrões se baseia em correlação proposta por Costa-Patry e Thome (2013). Estes autores indicaram ainda que tal transição ocorre de forma progressiva, determinando uma região de transição entre os padrões. Nesta região, o coeficiente de transferência de calor é obtido através de uma ponderação com relação ao título de vapor dos métodos de Thome et al. (2004) modificado por Costa-Patry e Thome (2013) e de Cioncollini e Thome (2011).

3 REVISÃO DA LITERATURA ENVOLVENDO NANOFLUIDOS

Inicialmente este capítulo apresenta um breve relato da evolução dos estudos sobre nanofluidos aplicados a processos de transferência de calor. Posteriormente, efetua-se uma análise da literatura, dando enfase a aspectos que possam influenciar a ebulição convectiva de nanofluidos, envolvendo temas como preparo, estabilização e caracterização de nanofluidos (item 3.1), transferência de calor em escoamentos monofásico (item 3.2) e ebulição em piscina (item 3.3).

Masuda et al. (1993) foram pioneiros ao propor e avaliar a inserção de nanopartículas metálicas em um fluido base, de forma a promover o incremento da condutividade térmica e, consequentemente, do coeficiente de transferência de calor em condições de convecção forçada monofásica. Posteriormente, Choi e Eastman (1995) propuseram a denominação de nanofluidos para soluções de nanopartículas dispersas em um fluido base. Após isto, o número de investigadores dedicados a este tema elevou-se drasticamente. Em seu estudo teórico, Choi e Eastman (1995) ressaltam o fato das nanopartículas metálicas apresentarem condutividade térmica cerca de duas ordens de grandeza superior à verificada para fluidos convencionais. Como resultado, estes autores indicaram que a adição de nanopartículas ao fluido base promove o incremento da condutividade térmica e do coeficiente de transferência de calor em condições de escoamento monofásico turbulento.

Buscando verificar o comportamento dos nanofluidos sugerido por Choi e Eastman (1995), dados experimentais para a convecção forçada de nanofluidos de alumina e TiO_2, ambos utilizando água como fluido base, foram levantados por Pak e Cho (1998). Neste estudo, avaliou-se também a variação da viscosidade dos nanofluidos com o aumento da concentração volumétrica de nanopartículas, uma vez que incrementos no gradiente de pressão foram observados pelos autores. Incrementos na viscosidade superiores aos previstos por correlações da literatura propostas para partículas micrométricas foram constatados. Para números de Reynolds fixos, Pak e Cho (1998) constataram também o aumento do coeficiente de tranferência de calor com a adição das nanopartículas ao fluido base.

Posteriormente, Lee et al. (1999) avaliaram a condutividade térmica de nanofluidos baseados em nanopartículas de óxidos, verificando coincidência satisfatória entre seus dados experimentais e previsões através do modelo de Hamilton e Crosser (1962) para aglomerados de nanopartículas da ordem de μm, condições para as quais este modelo foi desenvolvido. Entretanto eles constataram que a condutividade térmica dos nanofluidos era sub-estimada para aglomerados de nanopartículas da ordem de nm.

Xuan e Li (2000) corroboraram resultados anteriores ao indicarem o incremento da condutividade térmica e da viscosidade dinâmica com o aumento da concentração de nanopartículas. Além disso, eles ressaltam que a dimensão e a forma das nanopartículas afetam as propriedades de transporte dos nanofluidos e destacam a importância do preparo adequado destas soluções de forma a mantê-las estáveis, duradouras e sem a presença de aglomerados, pois estes alteram a dimensão efetiva das nanopartículas e, consequentemente, as propriedades de transporte. Estes autores indicaram como técnicas de preparo para obter soluções estáveis a agitação ultrassônica, a alteração do pH e a adição de surfactantes e dispersantes.

Com o aumento do número de estudos envolvendo avaliações experimentais da condutividade térmica de nanofluidos, elevadas discrepâncias entre os autores foram constatadas. Desta forma, Buongiorno et al. (2009), buscando caracterizar um comportamento comum, realizaram um estudo envolvendo 34 laboratórios independentes, considerando diferentes técnicas de preparo dos nanofluidos e de avaliação da condutividade térmica. Através deste estudo, concluíram que incrementos atípicos da condutividade térmica com a adição de nanopartículas não se justificam.

A partir do início deste século, enfase também foi dada a investigação do desempenho de nanofluidos em processos de transferência de calor envolvendo mudança de fase. Neste sentido, Das et al. (2003a) investigou a ebulição em piscina de nanofluidos compostos de água/alumina, observando o decréscimo do coeficiente de transferência de calor da água com a adição de nanopartículas. A investigação da ebulição convectiva de nanofluidos contou com o trabalho pioneiro executado por Faulkner et al. (2003), buscando sua aplicação no resfriamento de equipamentos eletrônicos. Estes autores verificaram o incremento do coeficiente de transferência de calor para o nanofluido em relação ao fluido base.

You et al. (2003) ao levantar curvas de ebulição para nanofluidos compostos por água+alumina, constataram um drástico incremento do fluxo crítico de calor para o nanofluido em relação à água deionizada. A partir de tal constatação, estudos se intensificaram no sentido de verificar a influência da nanoestruturação da superfície no fluxo crítico de calor e coeficiente de transferência de calor, de forma que tal tema é objeto principal de diversos estudos atuais (Sarafraz et al., 2016b; Kim et al., 2010; Diao et al.; 2015). Recentemente, Buongiorno (2013) indicou que aplicações nas quais exista a necessidade de elevação drástica do fluxo crítico de calor como as mais indicadas para o uso de nanofluidos.

Neste contexto, conforme já mencionado, o presente estudo trata da avaliação do coeficiente de transferência de calor em escoamentos monofásicos e durante a ebulição convectiva de nanofluidos em um microcanal circular. Assim, este capítulo trata do estudo da literatura envolvendo aspectos a ele relacionados. É fato que variações nas propriedades dos fluidos afetam o comportamento do coeficiente de transferência de calor tanto na ebulição convectiva como em escoamentos monofásicos, de forma que uma revisão da literatura sobre tal tema é apresentada no item 3.1. Uma ampla revisão sobre a transferência de calor envolvendo escoamentos monofásicos e durante a ebulição convectiva de nanofluidos encontra-se nos itens 3.2 e 3.4, uma vez que estes são os temas do presente estudo. Uma revisão da literatura envolvendo a ebulição em piscina de nanofluidos encontra-se no item 3.3, tal análise se justifica pois conforme indicado no Capítulo 2, em condições de elevado fluxo de calor, como no caso deste estudo, a nucleação de bolhas, mecanismo predominante na ebulição em piscina, verifica-se inclusive no padrão de escoamento anular (Tibiriça e Ribatski, 2014; Chavéz et al.; 2014; Kandlikar, 2005).

3.1 Preparo, estabilização e caracterização de nanofluidos

Variações nas propriedades de transporte dos nanofluidos afetam o coeficiente de transferência de calor em escoamentos monofásicos e ebulição convectiva. Assim, a caracterização destas propriedades faz-se necessária na investigação dos mecanismos físicos responsáveis por alterações na taxa de transferência de calor de um fluido base com a adição de nanopartículas. Em estudos experimentais envolvendo nanofluidos, a adequada preparação, estabilização e avaliação das propriedades destas soluções, é fundamental para que os

resultados possam ser avaliados corretamente. Neste contexto, estudos sobre tais temas serão apresentados e discutidos neste item.

3.1.1 Preparo de nanofluidos

Os métodos comumente empregados na preparação de nanofluidos são denominados de método de *um passo* e de *dois passos*. No método de um passo as nanopartículas são dispersas no líquido base durante seu processo de produção. O método dos dois passos consiste, inicialmente, na mistura de nanopartículas a um fluido base, seguido de um procedimento de dispersão.

Das et al. (2007) apresenta uma análise detalhada dos métodos de manufatura de nanofluidos, concluindo que o método dos dois passos é menos eficiente em termos da estabilização do nanofluido quando comparado ao de um passo, ainda que empregadas tecnologias de agitação ultrassônica. Assim, o método de dois passos tem sua popularidade proveniente da relativa facilidade de implementação, relacionada à possibilidade de compra das nanopartículas em pó com a posterior dispersão. Além disso, permite assegurar a composição e ausência de surfactantes, geralmente empregados para a estabilização de nanofluidos comerciais. A adição de surfactantes modifica as propriedades da solução, podendo alterar drasticamente processos de transferência de calor baseados no mecanismo de ebulição nucleada. Vale destacar, conforme indicado por Ghadimi et al. (2011), o fato do método dos dois passos ser adequado em aplicações envolvendo escala industrial, pois apresenta tempo de preparo inferior e capacidade de produção superior quando comparado ao método de um passo.

3.1.2 Estabilização da solução

Nanofluidos se comportam segundo a teoria dos colóides, neles a sedimentação tende a cessar quando o diâmetro das partículas é inferior ao raio crítico de sedimentação (Rc), pois nestas condições os efeitos gravitacionais sobre a nanopartícula são sobrepostos pelos movimentos brownianos. Por outro lado, a energia superficial das nanopartículas se eleva com a redução de suas dimensões (Wu et al., 2009), aumentando a probabilidade de formação de agloramerados (Ghadimi et al. 2011), incrementando o tamanho efetivo das “nanopartículas” e intensificando assim a sedimentação.

Ghadimi et al. (2011) indica que a velocidade de sedimentação em uma solução composta de nanopartículas com diâmetro superior ao crítico está relacionada ao balanço de forças considerando uma partícula dispersa em um meio contínuo, que para o fluido estacionário, segundo a Lei de Stokes, é dada por:

$$V = \frac{2r_p{}^2(\rho_p - \rho_{bf})g}{9\mu_{bf}} \tag{3.1}$$

Moraes (2012), a partir de uma análise da equação acima, sugere os seguintes procedimentos para a redução da velocidade de sedimentação:

- Redução da dimensão (diâmetro) das partículas;
- Incremento da viscosidade do fluido base;
- Redução da diferença entre a densidade da nanopartícula e do fluido base.

Surfactantes atuam de forma a reduzir a formação de aglomerados, e assim manter o diâmetro das nanopartículas. Segundo Ghadimi et al. (2011), os surfactante impedem a decantação das nanopartículas (formação de aglomerados) tornando suas superfícies, incialmente hidrofílicas, em hidrofóbicas, promovendo a repulsão entre as partículas conforme descrito por Hwang et al. (2007) e Jin et al. (2009).

Ghadimi et al. (2011) indica o controle do pH do nanofluido como técnica de estabilização, de forma a evitar soluções com pH próximo ao ponto isoeletrônico. Segundo Lee et al. (2006), Huang e Wang (2009), Zhu et al. (2009) e Ghadimi et al. (2011), isto ocorre pois com o controle químico das cargas ao redor da nanopartícula assegura-se a repulsão entre as nanopartículas, impedindo a formação de aglomerados e consequentemente a sedimentação. O controle do pH pode ser efetuado através da adição de HCl ao nanofluido, tornando ácido o pH da solução. Beck et al. (2009) através de tal técnica elevou a estabilidade de nanofluidos compostos de alumina+água/etileno-glicol. Estes autores modificaram o pH de sua solução para aproximadamente 4, afastando-o do ponto isoeletrônico (pH≈7).

Zhang et al. (2013) sugerem a utilização de reduzidas concentrações volumétricas (inferiores a 1%) para a obtenção de nanofluidos estáveis por meio do método de dois passos.

3.1.3 Caracterização dos nanofluidos

A inserção das nanopartículas ao fluido base modifica suas propriedades de transporte e termodinâmicas, alterando seu comportamento com relação à transferência de calor, perda

de pressão e interação com a superfície. Conforme indicado anteriormente, diversos autores, entre eles Masuda et al. (1993), Keblinski et al. (2002) e Yang et al. (2004), em seus estudos experimentais, verificaram que métodos de previsão comprovadamente precisos para propriedades de soluções com partículas micrométricas, não proporcionam resultados precisos para soluções com nanopartículas. Segundo estes autores, tal comportamento ocorre como resultado de interações não relevantes para soluções com partículas micrométricas, como por exemplo os movimentos brownianos.

Condutividade Térmica

Segundo Choi (2001), a adição de nanopartículas a um fluido base proporciona o incremento do coeficiente de transferência de calor em processos de convecção forçada monofásica devido ao incremento da condutividade térmica. Segundo Lomascolo et al. (2015) este comportamento implica que parcela significativa dos estudos sobre nanofluidos se dedique a investigação da condutividade térmica, buscando caracterizar seu efeito no coeficiente de transferência de calor. O incremento da condutividade térmica dos nanofluidos está primeiramente associado ao fato das nanopartículas apresentarem, de maneira geral, condutividade térmica duas ordens de grandeza superior ao fluido base, proporcionando assim, incrementos significativos nesta propriedade de transporte, ainda que para reduzidas concentrações (Trisaksri e Wongwises, 2007; Wang e Mujumdar, 2007; Paul et al., 2010).

O grau de incremento da condutividade térmica com a adição de nanopartículas a um fluido base é afetado pelo material, tamanho e geometria das partículas, concentração volumétrica e temperatura da solução. Verifica-se que a condutividade térmica do nanofluido se eleva com o incremento da condutividade térmica do material utilizado na fabricação das nanopartículas. Tal comportamento é comprovado comparando-se a condutividade térmica de soluções com nanopartículas de óxidos (Murshed et al., 2008; Xie et al., 2002b; Das et al., 2003c) e de ligas metálicas (Murshed et al., 2008; Xuan et al., 2003; Hong et al., 2005), com as últimas apresentando incrementos superiores. Entre os autores mencionados, para nanofluidos tendo como fluido base etileno glicol e óleo de motor, Murshed et al. (2008) observaram que para concentração volumétrica de 1% e temperatura de 60°C, a adição de nanopartículas de alumina (k=30 W/mK) proporciona um incremento da condutividade térmica de 10%, enquanto nanopartículas de alumínio (k=204 W/mK) de cerca de 20%.

É consenso, conforme análise ampla da literatura efetuada por Lomascolo et al. (2015), que o incremento da concentração volumétrica de nanopartículas resulta na elevação da condutividade térmica da solução. De acordo com os estudos de Lee et al. (1999), Xie et al. (2002a), Das et al. (2003c), Murshed et al. (2008), Motta (2012), Barbes et al. (2013) e Fontes et al (2015), este incremento se dá segundo um gradiente constante para nanopartículas esféricas. Xie et al. (2002b), Murshed et al. (2005) e Murshed et al. (2008) verificaram que nanopartículas cilíndricas proporcionam incrementos na condutividade térmica em relação ao fluido base superiores a nanopartículas esféricas. Segundo estes autores, o incremento da condutividade térmica do nanofluido em relação ao fluido base apresenta comportamento assintótico, com gradientes superiores para concentrações volumétricas reduzidas.

Segundo Lomascolo et al. (2015), o efeito da dimensão das nanopartículas nas propriedades de transporte dos nanofluidos se trata de um item controverso, com resultados conflitantes na literatura. Beck et al. (2009) verificaram que a taxa de incremento da condutividade térmica com o aumento da concentração de nanopartículas decresce com a redução do tamanho das partículas. Tal efeito se intensifica para partículas com diâmetro inferior a 50 nm. Feng et al. (2007) concluiu que a aglomeração das nanopartículas se intensifica com a redução da dimensão das mesmas, relacionando tal comportamento aos resultados que indicam uma menor taxa de incremento da condutividade térmica com o aumento de $\emptyset$ para partículas com dimensões inferiores.

Chopkar et al. (2008) e Colangelo et al. (2012) constataram comportamento distinto ao observado por Beck et al. (2009), indicando que o incremento da condutividade térmica com a adição das nanopartículas se intensifica com o decréscimo do tamanho das partículas. Comportamento similar foi observado por Mintsa et al. (2009) para temperatura de 48°C. No entanto, para temperatura de solução de 20°C, Mintsa et al. (2009) observaram que o tamanho da nanopartícula afeta apenas marginalmente a taxa de incremento da condutividade térmica com o aumento da concentração volumétrica. Segundo Li et al. (2008), a temperatura da solução influencia os movimentos brownianos das nanopartículas e desta forma também a intensidade de aglomeração destas.

Das et al. (2003c), Li e Peterson (2006), Ding et al. (2006), Murshed et al. (2008) e Yiamsawasda et al. (2012) observaram o aumento da condutividade térmica do nanofluido com a elevação da temperatura. Por outro lado, Turgut et al. (2009) verificaram efeitos marginais da temperatura na taxa de incremento da condutividade térmica. Já Masuda

et al. (1993) verificaram a redução do incremento da condutividade térmica com o aumento da temperatura. Lomascolo et al. (2015) indicam que comparações entre estudos da literatura independentes não permitem caracterizar o efeito da temperatura na condutividade térmica dos nanofluidos, pois as demais variáveis experimentais são raramente mantidas.

Na literatura é frequente a comparação de resultados experimentais da condutividade térmica de nanofluidos com estimativas a partir do modelo proposto por Hamilton e Crosser (1962), conforme realizado por Yang et al. (2005), Murshed et al. (2008), Duangthongsuk e Wongwises (2009), Li et al. (2014) e Akhavan-Zanjani et al. (2016). Este modelo foi desenvolvido a partir do modelo de Maxwel (1904), através da inclusão de um fator de forma *n*, buscando a avaliação da condutividade térmica de suspensões com partículas não esféricas. Segundo Yang et al. (2005) e Keblinski et al. (2002), o modelo de Hamilton e Crosser (1992) apresenta, de uma forma geral, imprecisões na previsão da condutividade térmica dos nanofluidos, pois foi proposto para partículas micrométricas, desprezando efeitos relevantes na escala nanométrica, como os movimentos brownianos.

O modelo de Hamilton e Crosser (1962) e o fator de forma são dados, respectivamente, pelas seguintes equações:

$$\mathrm{k_{nf}} = k_{\mathrm{np}} \frac{k_{\mathrm{p}} + (\mathrm{n}-1)k_{\mathrm{bf}} - (\mathrm{n}-1)\emptyset(k_{\mathrm{bf}} - k_{\mathrm{p}})}{k_{\mathrm{p}} + (\mathrm{n}-1)\mathrm{k_{bf}} - \emptyset(k_{\mathrm{bf}} - k_{\mathrm{p}})} \tag{3.2}$$

$$\mathrm{n} = \frac{3}{\varphi} \tag{3.3}$$

onde φ é a esfericidade da partícula, definida como a razão entre a área superficial de uma esfera de mesmo volume da partícula e sua área superficial.

Conforme já mencionado, por meio de estudo envolvendo 34 laboratórios independentes e técnicas de medição distintas, Buongiorno et al. (2009) avaliaram a condutividade térmica de sete composições de nanofluidos. Estes autores concluíram que o incremento da condutividade térmica é diretamente proporcional à concentração volumétrica e a razão de aspecto (para nanopartículas não esféricas) e inversamente proporcional à condutividade térmica do fluido base. Estes autores também indicam a ausência de comportamentos que indiquem um incremento anormal na condutividade térmica do fluido base com a adição de nanopartículas. O método de Nan et al. (1997), detalhado por Buongiorno et al. (2009), o qual inclui efeitos da resistência térmica interfacial (R_{bd}) na

interação fluido/partícula e de geometria das mesmas, proporcionou as melhores previsões dos resultados experimentais levantados neste estudo.

A Fig. 3.1 ilustra uma comparação entre os métodos de previsão para o incremento da condutividade térmica de Hamilton e Crosser (1962) e Nan et al. (1997). Nesta figura verifica-se o efeito da resistência térmica interfacial na redução do incremento da condutividade do nanofluido em relação ao fluido base. Nota-se também que os modelos proporcionam resultados coincidentes para condições de resistência térmica interfacial nula e partículas esféricas.

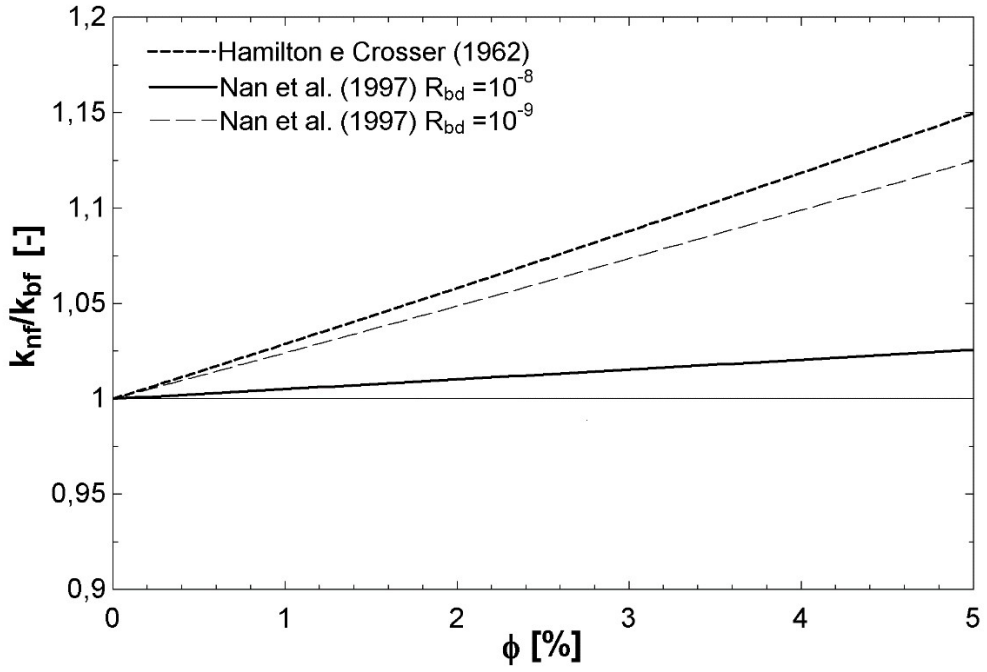

Figura 3.1 – Comparação entre os métodos de previsão para o incremento da condutividade térmica assumindo uma nanopartícula esférica de alumina com diâmetro de 20 nm.

Viscosidade

Segundo White (2006), a viscosidade dinâmica (μ) está relacionada a resistência ao movimento de fluir de um fluido, e é geralmente definida através da razão entre a força de cisalhamento por unidade de área (tensão de cisalhamento, τ) entre dois planos paralelos de líquido em movimento relativo e o gradiente de velocidade entre estes planos (taxa de cisalhamento, γ), conforme a seguinte equação:

$$\mu = \frac{\tau}{\gamma} \tag{3.4}$$

No caso de fluidos com comportamento newtoniano, o qual se verifica em nanofluidos com concentrações volumétricas inferiores a 13% (Mena et al., 2013), a viscosidade independe da taxa de cisalhamento, γ, e desta forma pode ser determinada a partir do coeficiente angular de uma reta em um diagrama relacionando tensão de cisalhamento e taxa de cisalhamento do fluido.

Segundo Ghadimi et al. (2011), ao contrário da condutividade térmica, o número de estudos envolvendo o comportamento reológico dos nanofluidos é reduzido. De forma geral, observa-se o incremento da viscosidade com a adição das nanopartículas ao fluido base, conforme indicado por Motta (2012). Incremento este que implica na ampliação da potência de bombeamento necessária para manter uma determinada vazão em escoamentos internos a dutos. Tal comportamento corrobora com as analogias de Reynolds-Colburn, segundo a qual incrementos na transferência de calor e na perda de pressão estão associados.

Masuda et al. (1993), Wang et al. (1999), Murshed et al. (2008), Nguyen et al. (2008), Motta (2012) e Mena et al. (2013) constataram o incremento da viscosidade da solução com o aumento da concentração volumétrica. Para concentrações volumétricas próximas a 5%, Murshed et al. (2008) e Wang et al. (1999) constataram elevações de 80%, enquanto Masuda et al. (1993) de 60%. Segundo Murshed et al. (2008), as diferenças no incremento decorrem de técnicas de dispersão distintas, implicando em diferentes dimensões de aglomerados de partículas. Além disso, Mushed et al. (2008) ressaltam o fato de terem utilizado surfactantes na estabilização de seus nanofluidos, procedimento não adotado por Masuda et al. (1993) e Wang et al. (1999). Motta (2012) avaliou também o efeito da dimensão das nanopartículas no incremento da viscosidade da solução, utilizando nanofluidos de alumina com diâmetros de 20-30 nm e 15 nm, ambos em solução de água deionizada. Ela observou incrementos na viscosidade do nanofluido em relação ao fluido base com o aumento da concentração e redução do tamanho das nanopartículas. Motta (2012) encontrou para a solução com nanopartículas de alumina maiores (d=20-30 nm), incrementos na viscosidade da ordem de 55%, enquanto para a solução com nanopartículas menores (d=15 nm) o aumento foi de até 90%. Tais valores foram observados para concentrações volumétricas similares de 1%.

Nguyen et al. (2008) e Mena et al. (2013) verificaram o incremento da viscosidade dinâmica com a redução da temperatura e aumento da concentração volumétrica. Nguyen et al. (2008) observaram que a partir de determinada temperatura, denominada por eles de crítica, as propriedades do nanofluido se tornam instáveis, variando de forma aleatória e

provocando o fenômeno denominado pelos autores de histerese. Ghadimi et al. (2011) indica tal comportamento como aspecto negativo na adoção de nanofluidos como técnica de incremento da transferência de calor pois, a previsão de suas propriedades, e consequentemente, do coeficiente de transferência de calor e perda de pressão, em processos de convecção forçada, torna-se imprecisa.

Timofeeva et al. (2009) indicam que nanopartículas com formato cilíndrico proporcionam elevações superiores na viscosidade com o aumento da concentração em relação as partículas esféricas. Estes autores destacam ainda que nanopartículas com formato cilíndrico possuem processo de fabricação mais complexo, implicando em maiores custos e dificultando assim seu uso em uma possível aplicação.

Para a previsão da viscosidade dinâmica de nanofluidos Lee e Mudawar (2007) e Wen e Ding (2006) sugerem a equação de Einstein (1906) dada por:

$$\frac{\mu_{nf}}{\mu_{bf}} = 1 + 2{,}5\emptyset \tag{3.5}$$

Einstein (1906) deduziu tal equação considerando um meio viscoso contendo partículas esféricas em suspensão. Este autor calculou a dissipação de energia de um fluido escoando ao redor de uma única partícula, e associou esta dissipação ao trabalho necessário ao movimento da partícula no meio. Ghadimi et al. (2011) sugerem o uso do modelo de Einstein para concentrações volumétricas inferiores a 2%.

Modificações foram implementadas no modelo de Einstein visando sua aplicação em concentrações superiores. Tais alterações frequentemente se baseiam nos seguintes fatores de correção: (i) tamanho efetivo das partículas, pois estas se aglomeram aumentando sua real dimensão; e (ii) estrutura da dispersão das nanopartículas no meio contínuo (espaçamento entre as partículas dispersas). Dentre os modelos modificados, Brinkman (1952), baseando-se em partículas micrométricas, propôs a seguinte relação:

$$\frac{\mu_{nf}}{\mu_{bf}} = \frac{1}{(1-\emptyset)^{2,5}} \tag{3.6}$$

Lundgren (1972), propôs uma correlação baseada em uma série de Taylor desprezando os termos de ordem superior a 2, dada pela seguinte relação:

$$\frac{\mu_{nf}}{\mu_{bf}} = 1 + 2{,}5\emptyset + \frac{25}{4}\emptyset^2 \tag{3.7}$$

vale destacar que ao desprezar o termo de ordem 2 na Eq. (3.7) obtém-se a equação de Einstein. Graham (1981) modificou o modelo de Frankel e Acrivos (1967), de forma a este resultar no modelo de Einstein (1906) para concentrações reduzidas. O método de previsão proposto por eles é dado pela seguinte relação:

$$\frac{\mu_{nf}}{\mu_{bf}} = 1 + 2{,}5\emptyset + 4{,}5\left[\frac{1}{\left(\frac{\lambda}{d_p}\right)\left(2+\frac{\lambda}{d_p}\right)\left(1+\frac{\lambda}{d_p}\right)^2}\right] \tag{3.8}$$

onde, d_p é o diâmetro da partícula e λ é o mínimo espaçamento entre as partículas.

A Fig. 3.2 ilustra comparação entre os métodos de previsão citados. Neste item, de acordo com a figura desvios não significativos se verificam entre as previsões proporcionadas pelos métodos em concentrações reduzidas. No entanto, para concentrações superiores a 5% estes desvios tornam-se relevantes.

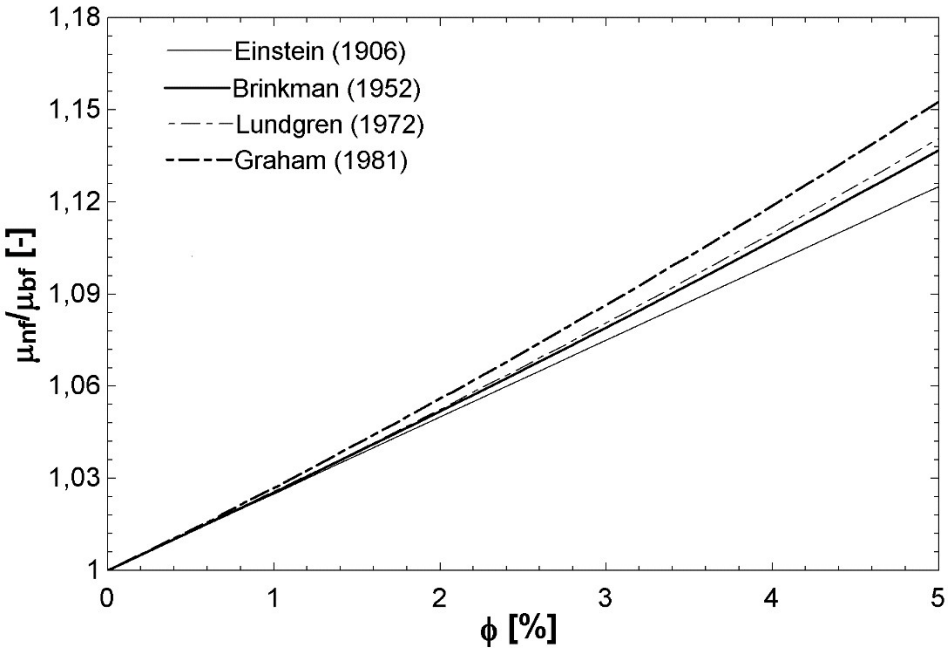

Figura 3.2 – Comparação entre os métodos de previsão para o incremento da viscosidade assumindo nanopartículas esféricas com diâmetro de 30 nm.

Densidade e calor específico

A densidade e o calor específico dos nanofluidos, geralmente, são determinados na literatura (Godson et al., 2012) segundo a regra das misturas, como função da concentração volumétrica das nanopartículas, conforme as seguintes equações:

$$\rho_{nf} = (1 - \emptyset)\rho_{bf} + \emptyset\rho_p \tag{3.9}$$

$$c_{p,nf} = \frac{(1-\emptyset)(\rho c_p)_{bf} + \emptyset(\rho c_p)_p}{(1-\emptyset)\rho_{bf} + \emptyset\rho_p} \tag{3.10}$$

A Fig. 3.3 ilustra a variação destas propriedades com a concentração volumétrica. Nesta figura nota-se um decréscimo do calor específico e um incremento da densidade do nanofluido com o aumento da concentração volumétrica. O comportamento da densidade indica a redução da perda de pressão em condições de vazão mássica constante, pois a velocidade do escoamento decresce com o incremento da densidade, entretanto, tal redução não se verifica devido ao elevado incremento da viscosidade da solução com a adição das nanopartículas. Por outro lado, a fluxo de calor e vazão mássica constantes, gradientes superiores da temperatura do nanofluido em relação ao fluido base são esperados com o aquecimento ou resfriamento devido à redução do calor específico com a adição de nanopartículas.

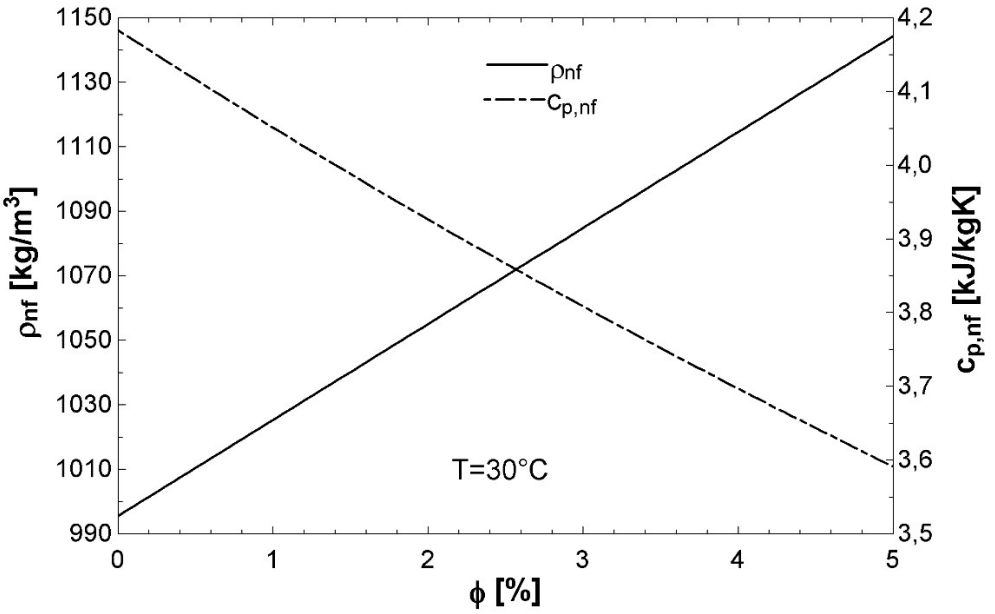

Figura 3.3 – Ilustração do efeito da concentração volumétrica na densidade e calor específico de nanofluido composto de água deionizada e alumina.

Deposição de nanopartículas e seu efeito sobre a molhabilidade

Em processos de transferência de calor envolvendo ebulição nucleada, a molhabilidade é aspecto relevante por estar relacionada à inundação das cavidades superficiais e, consequentemente, à energia de ativação dos sítios de nucleação de bolhas.

Durante processos de ebulição, a deposição das nanopartículas se intensifica principalmente nas regiões em que ocorre a nucleação de bolhas. Segundo Kwark et al. (2010) e Valfei e Borca-Tasciuc (2014), esta deposição ocorre na região próxima à linha de contato tripla, conforme ilustrado na Fig. 3.4, local em que a evaporação se intensifica, resultando no incremento da concentração de nanopartículas. Tal comportamento, segundo os autores, implica no aumento da probabilidade de colisões entre partículas com a consequente aglomeração, favorecendo a deposição na superfície aquecida.

A deposição das nanopartículas altera a textura da superfície e sua energia superficial (Chopkar et al., 2008; White et al. 2010; Valfei e Wen, 2010), reduzindo o ângulo de contato e, consequentemente, provocando o incremento da molhabilidade. Tal comportamento proporciona a redução do coeficiente de transferência de calor para mecanismos nos quais preponderam efeitos de ebulição nucleada, pois implica na elevação do superaquecimento necessário para a nucleação de bolhas (Collier e Thome, 1994).

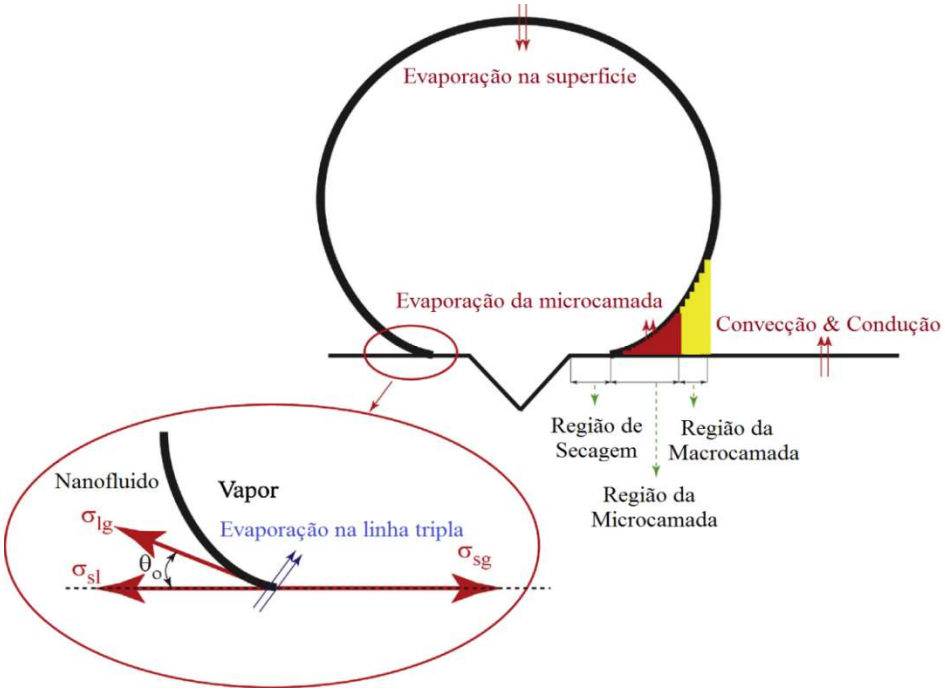

Figura 3.4 – Ilustração esquemática do mecanismo de transferência de calor e expansão no crescimento bolha (Valfei e Borca-Tasciuc, 2014).

Forrest et al. (2010) e Kim et al. (2009) verificaram que a deposição de nanopartículas na superfície afeta mais significativamente a molhabilidade do que a rugosidade superficial. Estes autores verificaram a redução no ângulo de contato de 80° para 25° com a deposição de nanopartículas de alumina em uma superfície de aço inoxidável. Segundo Buongiorno (2013),

tal comportamento ocorre devido a efeitos de capilaridade provenientes do incremento da porosidade da superfície com o processo de deposição.

A Fig. 3.5, elaborada por Santos-Filho (2014), ilustra o incremento da molhabilidade após a superfície ser recoberta com nanopartículas de alumina através de um processo de ebulição em piscina. Nesta figura, nota-se o espalhamento total de uma gota de 20 µl, fenômeno não observado para a superfície em sua configuração original.

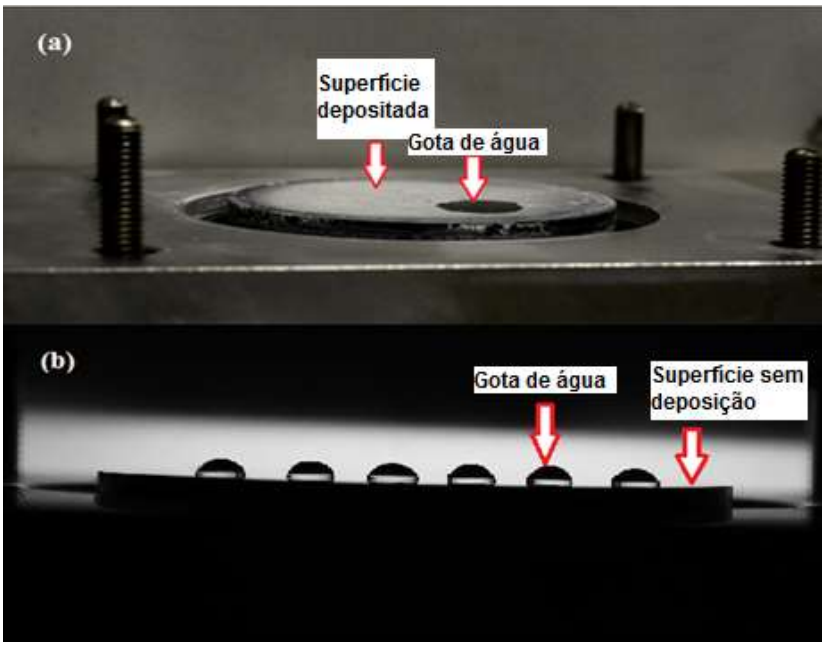

Figura 3.5 – Gotas de água deionizada sobre superfícies com (a) e sem (b) deposição de alumina (20 nm) (Santos-Filho, 2014).

3.2 Escoamento monofásico de nanofluidos

A Tab. 3.1 apresenta um resumo esquemático de trabalhos da literatura envolvendo o mecanismo de convecção forçada monofásica de nanofluidos no interior de dutos. Segundo esta tabela, investigações sobre este tema foram realizados para soluções contendo nanopartículas de grafite, grafeno, alumina, cobre, Fe_2O_3, TiO_2, ZnO, nanotubos de carbono (CNT) e de titanato e nanocompósito de Fe_3O_4-CNT. Em sua maioria, as publicações listadas na Tab. 3.1 envolveram água como fluido base, entretanto, resultados também se verificam para soluções baseadas em óleo de transmissão, mistura de óleos sintéticos, água+CMC (celulose carboximetil), água+CTAC (cloreto de cetil trimetil amônio) e água+etileno-glicol. A maioria dos estudos foi efetuada para temperaturas próximas a do ambiente e em canais com diâmetros hidráulicos entre 50 µm e 16 mm.

Tabela 3.1 – Estudos experimentais sobre o coeficiente de transferência de calor em escoamento monofásico de nanofluidos

Autor	Método de preparo	Fluido base + Nanopartícula/ Ø	d_h / Material da superfície	Faixa de Número de Reynolds	Influência no h
Pak and Cho (1998)	Dois passos + variação do pH	Água+Alumina/1,34-2,78% (vol.)	10,66 mm/Aço inoxidável	10^4-10^5	⇧
		Água+ TiO_2/0,99-3,16% (vol.)			⇧
Li e Xuan (2002)	Dois passos + surfactante	Água+Cobre/0,3-2% (vol.)	10 mm /Latão	800-25000	⇧
Xuan e Li (2003)	Dois passos + surfactante	Água+Cobre/0,3-2% (vol.)	10 mm/ Latão	10000-25000	⇧
Wen e Ding (2004)	Dois passos + surfactante	Água+Alumina/0,6-1,6% (vol.)	4,5 mm/ Cobre	500-2100	⇧
Yang et al. (2005)	--	Mistura de óleos sintéticos+Grafite/ 2% (massa)	4,57 mm/ --	5-110	⇧
		Òleo de transmissão+Grafite/ 2-25% (massa)			⇧
Heris et al. (2006)	Dois passos	Água+Alumina/ 0,2-3% (vol.)	6 mm/ Cobre	650-2050	⇧
		Água+CuO/ 0,2-3% (vol.)			⇧
Ding et al. (2006)	Dois passos + surfactante	Água+CNT/ 0,1-0,5% (vol.)	4,5 mm/ Cobre	800-1200	⇧
Lee e Mudawar (2007)	Obtido de fabricante e diluído	Água+Alumina/ 1-2% (vol.)	341 μm/ Cobre	140-941	⇧
He et al. (2007)	Dois passos + variação do pH	Água+TiO_2/ 0,24-1,18% (vol.)	3,97 mm/ Cobre	900-5900	⇧
Ding et al. (2007)	Dois passos + variação do pH Dois passos + surfactante (diamante)	Água+ TiO_2*	3,97 mm/ Cobre	50-450	⇧
		Água+ CNT*			⇧
		Água+ nanotubo de titanato*			⇧
		Água+ diamante*			⇩
		Etileno-Glicol+ TiO_2*			⇩

Tabela 3.1 (continuação) – Estudos experimentais sobre o coeficiente de transferência de calor em escoamento monofásico de nanofluidos

Autor	Método de preparo	Fluido base + Nanopartícula/ Ø	d_h / Material da superfície	Faixa de Número de Reynolds	Influência no h
Willians et al. (2008)	Obtido de fabricante e diluído	Água+Alumina/ 0,9-3,6% (vol.)	9,4 mm/ Aço inoxidável	9000-63000	⇧
		Água+Zircônia/ 0,2-0,9% (vol.)			⇧
Hwang et al. (2009)	Dois passos	Água+Alumina/ 0,01-0,3% (vol.)	1,812 mm/ Aço inoxidável	500-800	⇧
Jung et al. (2009)	Dois passos	Água+Alumina/ 0,6-1,8% (vol.)	50, 100 e 66,67 µm/ Silício	5-300	⇧
		Água/Etileno-Glicol+Alumina/ 0,6-1,8% (vol.)			⇧
Rea et al. (2009)	Obtido de fabricante e diluído	Água+Alumina/ 0,6-6% (vol.)	4,5 mm/ Aço inoxidável	140-1888	⇧
		Água+Zircônia/ 0,32-1,32% (vol.)			⇧
Annop et al. (2009)	Dois passos + variação do pH	Água+Alumina/ 1-6% (massa)	4,75 mm/ Cobre	550-2100	⇧
Amrollahi et al. (2010)	Dois passos	Água+CNT/ 0,1-0,25% (massa)	11,42 mm/ Cobre	1500-4800	⇧
Liu e Liao (2010)	Dois passos + variação do pH	Água/CTAC+CNT/ 0,5-4% (massa)	25,6 mm/ Cobre	5000-50000	⇧
Asirvatham et al. (2011)	Dois passos	Água+Ag/ 0,3-0,9% (vol.)	4,3 mm/ Cobre	1000-10000	⇧
Hojjat et al. (2011)	Dois passos	Água/CMC (celulose carboximetil) +Alumina/ 0,1-1,5% (vol.)	10 mm/ Aço inoxidável	8000-33000	⇧
		Água/CMC (celulose carboximetil)+TiO_2/ 0,1-1,5% (vol.)			⇧
		Água/CMC (celulose carboximetil)+CuO/ 0,1-1,5% (vol.)			⇧

Tabela 3.1 (continuação) – Estudos experimentais sobre o coeficiente de transferência de calor em escoamento monofásico de nanofluidos

Autor	Método de preparo	Fluido base + Nanopartícula/ Ø	d_h / Material da superfície	Faixa de Número de Reynolds	Influência no h
Nasiri et al. (2011)	Dois passos	Água+Alumina/ 0,1-1,5% (vol.)	9 mm/ Aço inoxidável	4000-35000	⇧
		Água+TiO_2/ 0,1-1,5% (vol.)			⇧
Suresh et al. (2011)	Dois passos	Água+CuO/ 0,1-0,3% (vol.)	4,85 mm/ Cobre	2500-6000	⇧
Utomo et al. (2012)	Obtido de fabricante e diluído	Água+Alumina/ 2,4% (vol.)	4,57 e 10 mm/ Aço inoxidável	520-1080	⇔
		Água+TiO_2/ 2,4% (vol.)			⇔
Godson et al. (2012)	Dois passos	Água+Ag/ 0,3-0,9% (vol.)	4,3 mm/ Cobre	900-12000	⇧
Zhang et al. (2013)	Obtido de fabricante e diluído	Água+Alumina/ 0,25-0,77% (vol.)	0,5 mm/ *	500-2000	⇧
Heyhat et al. (2013)	Dois passos	Água+Alumina/ 0,1-2% (vol.)	5 mm/ Cobre	330-2200	⇧
Peyghambarzadeh et al. (2013)	Dois passos + variação do pH	Água+CuO/ 0,15-0,65% (vol.)	3,9 mm/ Alumínio	50-1000	⇧
		Água+Fe_2O_3/ 0,15-0,65% (vol.)			⇧
Sahin et al. (2013)	Dois passos	Água+Alumina/ 0,5-4% (vol.)	11,7 mm/ Alumínio	4000-20000	⇧
Azmi et al. (2014)	Obtido de fabricante e diluído	Água+TiO_2/ 0,5-3% (vol.)	16 mm/ Cobre	5000-25000	⇧
		Água+SiO_2/ 0,5-3% (vol.)			⇧
Chougule e Sahu (2014)	Dois passos + variação do pH	Água+CNT/ 0,15-1%	5,22 mm/Alumínio	9000-26000	⇧
	Dois passos + surfactante				⇧
Sun et al. (2015)	Dois passos + surfactante	Água+Fe_2O_3/ 0,1-0,4%	8,22 mm/ Cobre	1000-2000	⇧

Tabela 3.1 (continuação) – Estudos experimentais sobre o coeficiente de transferência de calor em escoamento monofásico de nanofluidos

Autor	Método de preparo	Fluido base + Nanopartícula/ Ø	d_h / Material da superfície	Faixa de Número de Reynolds	Influência no h
Karimzadehkhouei et al. (2015)	Dois passos	Água+Alumina/ 0,01-2% (massa)	0,502 mm/ Aço inoxidável	289-2190	⇧ Re>1500
		Água +TiO_2/ 0,01-3% (massa)			⇔ Re<1500
Gómez et al. (2015)	Dois passos	Água+CNT/ 0,12-0,14% (vol.)	6,78 mm/ Latão	3500-18500	⇧
Li et al. (2016)	Dois passos	Etileno-glicol/Água+ZnO/ 2,5 e 5% (massa)	8 mm/ Aço inoxidável	1000-4000	⇧ Ø=2,5% ⇩ Ø=5%
Akhavan-Zanjani et al. (2016)	Um passo+ surfactante	Água+Grafeno/ 0,005-0,02% (vol.)	4,2 mm/ Cobre	600-1850	⇧
Colla et al. (2016)	Obtido de fabricante e diluído	Água+Alumina/ 1-3% (vol.)	12,66 mm/ Aço inoxidável	4000-14000	⇧
Selvam et al. (2016)	Dois passos + surfactante	Etileno-Glicol/Água+Ag/ /0,05-0,45% (vol.)	4,3 mm/ *	500-12000	⇧
Sundar et al. (2016)	Dois passos + surfactante	Água+ nanocompósito de Fe_3O_4-CNT/ 0,1 e 0,3% (vol.)	18 mm/ Cobre	3000-22000	⇧

⇧ incremento; ⇩ decréscimo; ⇔ efeito não perceptível; * não indicado pelos autores

Exceto por Ding et al. (2007), Utomo et al. (2012), Karimzadehkhouei et al. (2015) e Li et al. (2016), de uma maneira geral, os autores listados na Tab. 3.1 verificaram o incremento do coeficiente de transferência de calor em relação ao fluido base com a adição de nanopartículas.

Ding et al. (2007) verificaram para nanofluidos a base de etileno-glicol e diamante com a adição de surfactante para estabilização, o decréscimo do coeficiente de transferência de calor para números de Reynolds da ordem de 135. Chougule e Sahu (2014) indicaram que a adição de surfactante degrada o coeficiente de transferência de calor, entretanto, distintamente de Ding et al. (2007), indicaram o incremento do coeficiente de transferência de calor em relação ao fluido base, com o surfactante apenas reduzindo este aumento, quando comparado ao nanofluido sem surfactante. Karimzadehkhouei et al. (2015), para números de

Reynolds inferiores a 1500, e Utomo et al (2012) para números de Reynolds entre 520 e 1080 verificaram variações desprezíveis no coeficiente de transferência de calor com a adição de nanopartículas. No caso de Utomo et al. (2012), tal comportamento foi constatado apesar do incremento da condutividade térmica avaliado pelos autores. Karimzadehkhouei et al. (2015) indicaram que o incremento no coeficiente de transferência de calor em relação ao fluido base verificado por eles para Reynolds acima de 1500, ocorreu devido ao aumento do movimento das partículas com o surgimento de efeitos de turbulência no escoamento. Li et al. (2016) verificaram incremento do coeficiente de transferência de calor para uma concentração mássica de 2,5% e o decréscimo para Ø=5%. Com base neste resultado, os autores indicaram a existência de uma concentração ótima, associada a um coeficiente de transferência de calor máximo. Azmi et al. (2014) apresentou conclusão similar, apesar de seus resultados indicarem apenas o incremento do coeficiente de transferência de calor com o aumento da concentração de nanopartículas.

Pak e Cho (1998), Xuan e Li (2003), Wen e Ding (2004), Ding et al. (2006), Ding et al. (2007), He et al. (2007), Jung et al. (2009), Hwang et al. (2009), Anoop et al. (2009), Liu e Liao (2010), Suresh et al. (2011), Arsivatham et al. (2011), Godson et al. (2012), Heyhat et al. (2013), Azmi et al. (2014), Chougule e Sahu (2014), Gómez et al. (2015), Sundar et al. (2016), Zarringhalam et al. (2016) e Akhavan-Zanjani et al. (2016) verificaram incrementos do coeficiente de transferência de calor com a adição de nanoparticulas superiores ao correspondentes aumentos da condutividade térmica. Entre estes autores, Pak and Cho (1998), Xuan e Li (2003), He et al. (2007), Liu e Liao (2010), Suresh et al. (2011), Arsivatham et al. (2011), Godson et al. (2012), Azmi et al. (2014), Chougule e Sahu (2014), Gómez et al. (2015), Sundar et al. (2016) e Zarringhalam et al. (2016) realizaram experimentos para escoamentos turbulentos. Nestas condições, de acordo com a correlação de Dittus-Boelter, o coeficiente de transferência de calor é dependente da densidade, velocidade do escoamento, diâmetro do canal, viscosidade dinâmica, condutividade térmica e calor específico do fluido, conforme a seguinte relação:

$$h = 0{,}023\rho^{0,8}u^{0,8}d^{-0,2}\mu^{-0,4}k^{0,6}{c_p}^{0,4} \tag{3.11}$$

A adição de nanopartículas ao fluido acarreta o incremento da densidade, da viscosidade e da condutividade térmica, e no decréscimo da velocidade do escoamento e do calor específico. Alterações no calor específico e densidade, a qual interfere diretamente na velocidade do escoamento, em geral, apresentam taxas inferiores de variação quando

comparadas as verificadas para a viscosidade e condutividade térmica. Assim, desprezando mecanismos relacionados ao movimento das nanopartículas e considerando os expoentes na Eq. (3.11), é possível assumir a condutividade térmica e a viscosidade como as propriedades de transporte cujas alterações caracterizam as variações do coeficiente de transferência de calor com a adição de nanopartículas.

Neste contexto, segundo a Eq. (3.11), o coeficiente de transferência de calor varia com a condutividade térmica e a viscosidade dinâmica segundo expoentes iguais a 0,6 e -0,4, respectivamente. Com isto, em condições de escoamento monofásico turbulento, um incremento do coeficiente de transferência de calor superior ao da condutividade térmica, indica a presença de mecanismos adicionais responsáveis pelo aumento da transferência de calor, tal como a movimentação das nanopartículas, a qual pode estar associada a efeitos de turbulência. Análise análoga foi realizada por Heyhat e Kowsary (2010) para escoamentos laminares, nos quais a movimentação das nanopartículas ocorre devido aos movimentos brownianos e a termoforese, de forma que a migração das nanopartículas na região próxima a parede se de no sentido do centro do tubo, melhorando a difusão térmica do escoamento e incrementando o coeficiente de transferência de calor. Conforme indicado por Buongiorno (2006), a termoforese é a movimentação das nanopartículas devido a gradientes de temperatura, indo da região de maior para a de menor temperatura. Vale ressaltar que os autores que verificaram incrementos superiores ao da condutividade térmica para o coeficiente de transferência de calor em condições de escoamento turbulento, em geral, utilizaram nanopartículas de elevada condutividade térmica como cobre, grafeno e nanotubos de carbono.

Wen e Ding (2004), Ding et al. (2006), Jung et al. (2009) e Anoop et al. (2009) levantaram resultados para escoamento laminar em desenvolvimento e Ding et al. (2007), Hwang et al. (2009), Heyhat et al. (2013) e Akhavan-Zanjani et al. (2016) para escoamento laminar plenamente desenvolvido. Para o escoamento em desenvolvimento, os autores citam a migração de nanopartículas devido a gradientes de cisalhamento, termoforese e movimentos brownianos como responsáveis por perturbações na espessura da camada limite, e consequentemente, pelo fato do incremento no coeficiente de transferência de calor ser superior ao verificado para a condutividade térmica. Vale ressaltar que Hwang et al. (2009) realizaram uma análise dimensional dos mecanismos de migração das nanopartículas, verificando que a termoforese e os movimentos brownianos se apresentam como

protagonistas. O transporte de energia pela migração das partículas justifica, segundo Heyhat e Kowsary (2010), aumentos no coeficiente de transferência de calor superiores ao observado para a condutividade térmica.

Yang et al. (2005), Willians et al. (2008), Rea et al. (2009), Amrollahi et al. (2010), Selvam et al. (2016) e Colla et al. (2016) verificaram incrementos similares para o coeficiente de transferência de calor e a condutividade térmica. Amrollahi et al. (2010) verificaram incrementos no coeficiente de transferência de calor inferiores aos observados para a condutividade térmica na parcela de seus experimentos que envolve escoamentos turbulentos. Li e Xuan (2002), Nasiri et al. (2011), Zhang et al. (2013), Peyghambarzadeh et al. (2013) e Sun et al. (2015) não avaliaram a condutividade térmica.

He et al. (2007) verificaram elevações superiores no coeficiente de transferência de calor com a adição de nanopartículas para escoamento turbulento em relação ao regime laminar. Eles também constataram efeitos desprezíveis da dimensão das nanopartícula no coeficiente de transferência de calor, embora esta característica tenha influência na condutividade térmica. Anoop et al (2009), ao contrário de He et al. (2007), observou que o incremento no coeficiente de transferência de calor se acentua com a redução da dimensão das nanopartículas. Willians et al. (2008), para escoamento turbulento desenvolvido, e Rea et al. (2009), para escoamento laminar em desenvolvimento e completamente desenvolvido, verificaram que métodos de previsão desenvolvidos para fluidos puros preveem satisfatoriamente resultados para o coeficiente de transferência de calor de nanofluidos quando suas propriedades de transporte são avaliadas experimentalmente.

Li e Xuan (2002), Xuan e Li (2003), Ding et al. (2007), Liu e Liao (2010), Asirvatham et al. (2011), Nasiri et al. (2011), Godson et al. (2012), Heyhat et al. (2013), Hwang et al. (2009), Chougule e Sahu (2014), Gómez et al. (2015) e Sundar et al. (2016) indicam que o incremento na transferência de calor com a adição de nanopartícuals decorre das interações entre fluido-nanopartícula, destacando os movimentos brownianos. Segundo Li e Xuan (2002) e Xuan e Li (2003), como tais movimentos são aleatórios, eles proporcionam o incremento no transporte de calor através do fluido, de forma a uniformizar o perfil de temperaturas ao longo da seção transversal do escoamento e assim provocar o incremento na transferência de calor junto parede. Nestes trabalhos, Li e Xuan (2002) e Xuan e Li (2003) citam a importância da correta seleção das nanopartículas, de forma a proporcionar incremento razoável na condutividade térmica do fluido com variações reduzidas da viscosidade. Com isto, reduz-se a

supressão de efeitos de turbulência no escoamento relacionada ao incremento da viscosidade. Gómez et al. (2015) e Sundar et al. (2016) indicam que CNTs com maior razão de aspecto (*l/d*) favorecem os movimentos brownianos.

Heyhat et al. (2013) e Hwang et al. (2009) indicam também o transporte de energia devido a migração de nanopartículas, citado anteriormente, e a flutuação do perfil de velocidades como mecanismos de intensificação do coeficiente de transferência de calor. Ding et al. (2006) e Liu e Liao (2010) avaliaram o efeito da temperatura, e da concentração volumétrica do nanofluido, concluindo que o incremento do coeficiente de transferência de calor é mais sucetível a variações da temperatura do que da concentração. Tal fenômeno foi justificado por Liu e Liao (2010) devido ao incremento dos movimentos brownianos com a elevação da temperatura, conforme indicado por Buongiorno (2006).

Nasiri et al. (2011) e Godson et al. (2012) indicam que o mecanismo responsável pelo incremento por eles observado é, além dos movimentos brownianos, a modificação das propriedades do fluido base devido à inserção das nanopartículas. Heris et al. (2006) observaram incrementos do coeficiente de transferência de calor em relação ao fluido base superiores para o nanofluido de alumina em relação ao de CuO, embora este apresente condutividade térmica superior. Atribuiu-se tal comportamento a maior viscosidade do nanofluido de CuO.

Wen e Ding (2004), Ding et al. (2006), Suresh et al. (2011) e Selvam et al. (2016) indicam a redução da espessura da camada limite como mecanismo responsável pelo incremento na transferência de calor. Suresh et al. (2011) atribuíram tal redução ao movimento das nanopartículas e ao incremento da condutividade térmica, associada a uma redução no número de Prandtl. Segundo Wen e Ding (2004) e Suresh et al. (2011), tal comportamento resulta no incremento do comprimento de desenvolvimento térmico. Ding et al. (2006) indicam ainda, que o incremento da condutividade térmica avaliado para a solução em condições quiescentes é inferior ao verificado quando há a presença de cisalhamento dinâmico da mesma, ou seja, na presença de escoamento. He et al. (2007) especulam que a migração das nanopartículas para o centro do tubo, especulada por Wen e Ding (2004), faz com que efeitos de dimensão das mesmas no coeficiente de transferência de calor não se verifiquem para escoamentos com Reynolds entre 900 e 5900. Tal efeito de migração das nanopartículas é também indicado por Ding et al. (2007), como responsável por promover a

redução do coeficiente de transferência de calor para nanofluidos a base de etileno-glicol e números de Reynolds da ordem de 135.

Wen e Ding (2004), Ding et al. (2006), Ding et al. (2007), Lee e Mudawar (2007), Anoop et al. (2009) e Akhavan-Zanjani et al. (2016) verificaram ainda que o incremento no coeficiente de transferência de calor se acentua na região de desenvolvimento térmico, apresentando valor máximo em determinado comprimento a partir da região de entrada. Tais autores propõe que o principal mecanismo de incremento está associado à alterações na camada limite térmica devido a presença de nanopartículas. Yang et al. (2005) avaliaram o efeito do fluido base no coeficiente de transferência de calor durante escoamento monofásico de nanofluidos utilizando nanopartículas de grafite. Estes autores verificaram incrementos no coeficiente de transferência de calor em relação ao fluido base distintos para condições similares de concentração volumétrica, número de Reynolds e temperatura. Vale ressaltar que os fluidos base puros avaliados por eles (mistura de óleos sintéticos e óleo de transmissão), apresentam propridades de transporte similares.

3.3 Ebulição em piscina de nanofluidos

A ebulição nucleada, mecanismo responsável pela transferência de calor durante a ebulição em piscina e também presente durante a ebulição convectiva, promove a deposição de nanopartículas sobre a superfície, alterando sua morfologia, e afetando a nucleação e o processo de crescimento de bolhas.

A Tab. 3.2 apresenta uma síntese esquemática de parcela das publicações envolvendo a ebulição em piscina de nanofluidos. Segundo tal tabela, trabalhos foram realizados para soluções contendo nanopartículas de alumina, TiO_2, diamante, CuO, nanotubos de carbono (CNT), nanofolhas circulares de grafeno, cobre, ZnO e zircônia (ZrO_2), com dimensões variando de 20 a 250 nm. Nestes estudos, utilizou-se principalmente água como fluido base, entretanto, também se verificam nanofluidos elaborados a partir de R141b, R134a/poliolester, R113/óleo VG68, álcool etil e soluções de água com etileno-glicol. Estas investigações foram executados em dutos formados por superfícies de aço inoxidável, cobre, Ni, NiCr, platina e alumínio. De uma forma geral, por meio da análise desta tabela não é possível caracterizar relação direta entre material e dimensão das nanopartículas com o comportamento do coeficiente de transferência de calor. Com relação ao efeito da concentração de

nanopartículas, verifica-se que incrementos do coeficiente de tranferência de calor em relação ao fluido base ocorreram principalmente para valores de Ø inferiores a 1%. Além disso, geralmente nanopartículas com geometrias não-esféricas proporcionaram o incremento do coeficiente de transferência de calor.

Tabela 3.2 – Estudos experimentais sobre o coeficiente de transferência de calor para a ebulição em piscina de nanofluidos.

Autores	Tema de Estudo	Material da Superfície	Método de Preparo	Composição	T / Ø	Influência no h
Das et al. (2003a)	h	Aço inoxádavel	Dois passos	Água+Alumina (38 nm)	100°C/0,1-4% (vol.)	⇩
Das et al. (2003b)	h	Aço inoxádavel	Dois passos	Água+Alumina (58,4 nm)	100°C/1-4% (vol.)	⇩
You et al. (2003)	FCC	Cobre	--	Água+Alumina^{+}	60°C/0,001-0,05 (g/l)	⇔
Vassallo et al. (2004)	h e FCC	NiCr	Obtido de fabricante e diluído	Água+SiO_2 (15 e 50 nm)	100°C/ 0,5% (vol.)	⇔
Wen e Ding (2005)	h	Aço inoxádavel	Dois passos	Água+alumina (10-50 nm)	100°C/0,32-1,25% (vol.)	⇧
Bang e Chang (2005)	h e FCC	Cobre	Dois passos	Água+alumina (47 nm)	100°C/0,5-4% (vol.)	⇩
Park e Jung (2007)	h	Cobre	Dois passos	R22+CNT (d=20 nm e L=1 μm)	7°C/1% (vol.)	⇧
				Água+CNT	100°C/1% (vol.)	⇧
Narayan et al. (2007)	h	Aço inoxidável	Dois passos + variação do pH	Água+alumina (47 e 150 nm)	Temperatura não informada/ 0,5-2% (massa)	⇧* ⇩**
Liu et al. (2007)	FCC	Cobre	Dois passos	Água+CuO (30 nm)	100, 70, 60 e 40°C/ 0,1-2% (massa)	⇧ Ø <1% ⇩ Ø >1%
Kim et al. (2007)	FCC	Aço inoxádavel	Obtido de fabricante e diluído	Água+alumina (110-210 nm)	100°C/ 0,001-0,01% (vol.)	⇩
				Água+Zicônia (110-250 nm)		⇩
				Água+SiO_2 (20-40 nm)		⇩
Kim et al. (2008)	Têmpera	Aço inoxidável	Obtido de fabricante e diluído	Água+alumina	100°C/ 0,001-0,1% (vol.)	⇔

Tabela 3.2 (continuação) – Estudos experimentais sobre o coeficiente de transferência de calor para a ebulição em piscina de nanofluidos.

Autores	Tema de Estudo	Material da Superfície	Método de Preparo	Composição	T / Ø	Influência no h
Chopkar et al. (2008)	h	Cobre	Dois passos + surfactante	Água+ZrO_2 (20-25 nm)	100°C/ 0,005-0,15% (vol)	⇧ ⇩ Ø=0,15%
Trisaksri e Wongwises (2009)	h	Cobre	Dois passos	R141b+TiO_2 (21 nm)	200-500 kPa/0,01-0,05% (vol)	⇩
Park et al. (2009)	h e FCC	Cobre	Dois passos + surfactante	Água+CNT (d=10-20 nm e L=10-50 µm)	60°C/0,0001-0,05% (vol.)	⇩
Kedzierski e Gong (2009)	h	Cobre	Obtido de fabricante e diluído	R134a/polioles-ter+CuO (30 nm)	7°C/0,5-2% (massa)	⇧
Suriyawong e Wongwises (2010)	h	Cobre e Alumínio	Obtido de fabricante e diluído	Água+TiO_2 (21 nm)	100°C/0,00005-0,01% (vol)	⇧ Ø<0,0001% ⇩ Ø>0,0001%
Kathiravan et al. (2010)	h e FCC	Aço inoxidável	Dois passos	Água+Cobre (10 nm)	100°C/0,25-1% (massa)	⇩
Kwark et al. (2010)	FCC	Cobre	Dois passos	Água+CuO (143 nm)	100°C/0,001-1 (g/l)	⇩
				Água+diamante (86 nm)		⇩
				Água+alumina (139 nm)		⇩
Okawa e Kamiya (2010)	FCC	Cobre	--	Água+TiO_2 (21 nm)	100°C/ 0,009-0,455 (g/l)	⇩
Peng et al. (2010)	H	Cobre	Dois passos	R113/óleo VG68+CNT (d=15 e 80 nm, L=1,5 e 10 µm)	47,6°C/ 0,1-1% (massa)	⇧
Liu et al. (2010)	h e FCC	Cobre	Dois passos + variação do pH	Água+CNT (d=15 nm, L=5-15 µm)	100 e 40°C /0,5-4% (massa)	⇧
Kedzierski (2011)	h	Cobre	Obtido de fabricante e diluído	R134a/polioles-ter+alumina (10 nm)	4,4°C/0,5-2% (massa)	⇧

Tabela 3.2 (continuação) – Estudos experimentais sobre o coeficiente de transferência de calor para a ebulição em piscina de nanofluidos.

Autores	Tema de Estudo	Material da Superfície	Método de Preparo	Composição	T / Ø	Influência no h
Heris (2011)	h	Aço inoxidável	Dois passos	Água+etileno-glico+CuO (40 nm)	100°C/0,1-0,5% (massa)	⇧
Cieslinski e Kaczmarczyk (2011)	h	Cobre	Dois passos	Água+alumina (47 nm)	100°C /0,01-1% (massa)	⇔
				Água+Cobre (48 nm)		⇔
		Aço inoxidável	Dois passos	Água+alumina (47 nm)	100°C /0,01-1% (massa)	⇩
				Água+Cobre (48 nm)		⇩
Huang et al. (2011)	FCC	Ni	Dois passos	Água+TiO_2 (110-220 nm)	100°C/0,01-1% (massa)	⇩
Kathiravan et al. (2011)	h	Aço inoxidável	Dois passos	Água+CNT (d=10-15 nm, comprimento não verificado)	100°C /0,25-1% (vol.)	⇧
			Dois passos + surfactante			⇧
Yang e Liu (2011)	h e FCC	Cobre	Dois passos	Água+SiO_2 com superfície funcionalizada (30 nm)	100 e 40°C/ 0,5-2,5% (massa)	⇧
				Água+SiO_2 (30 nm)		⇩
Wen (2012)	h	Cobre	Dois passos	Água+alumina (20-150 nm)	100°C /0,001-0,1% (vol.)	⇔ superfície lisa
						⇧ superfície rugosa
Kathiravan et al. (2012)	h e FCC	Aço inoxidável	Dois passos + surfactante	Água+Ag (15 nm)	100°C /0,25-0,75% (vol.)	⇧

Tabela 3.2 (continuação) – Estudos experimentais sobre o coeficiente de transferência de calor para a ebulição em piscina de nanofluidos.

Autores	Tema de Estudo	Material da Superfície	Método de Preparo	Composição	T / Ø	Influência no h
Kole e Dey (2012)	h e FCC	Cobre	Dois passos	Etileno-glicol+ZnO (120 nm)	197°C /0,35-2,6% (vol.)	⇧
Duangthongsuk et al. (2013)	h	Cobre	Obtido de fabricante e diluído	Água+alumina (120 nm)	100 e 120°C / 0,00005-0,03% (vol.)	⇩
Shahmoradi et al. (2013)	h e FCC	Cobre	Dois passos	Água+alumina (40 nm)	100°C/0,001-0,1% (vol.)	⇩
Shoghl e Bahrami (2013)	h	Aço inoxidável	Dois passos	Água+ZnO^+	100°C /0,01-0,02% (massa)	⇩
				Água+CuO^+		⇩
Raveshi et al. (2013)	h	Cobre	Dois passos + surfactante	Água/Etileno-glicol+alumina (20-30 nm)	163°C /0,05-1% (vol.)	⇧
Mohamadifard et al. (2014)	h	Aço inoxidável	Dois passos	Água/Etileno-glicol+Alumina (20 nm)	111°C / 0,1-0,5% (massa)	⇧
Naphon e Thongjing (2014)	h	Latão	Dois passos	R141b+TiO_2 (21nm)	13,4-43,7°C/0,01-0,075% (vol.)	⇩
				Etanol+TiO_2 (21nm)	61,4-88,5°C/0,01-0,075% (vol.)	⇩
Cieslinski e Krygier (2014)	h e FCC	Aço inoxidável	Dois passos	Água+alumina (47 nm)	100°C / 0,01-1% (massa)	⇩
				Água+TiO_2 (47 nm)		⇩
				Água+Cu (47 nm)		⇩
Kedzierski (2015)	h	Cobre	Obtido de fabricante e diluído	R134a/Poliolester+ alumina (10 nm)	4,4°C/1,6-5,1% (vol.)	⇧ ⇩ Ø=5,1%
Diao et al. (2015)	h e FCC	--	Dois passos + surfactante	R141b+Cu (30 nm)	31,7°C /0,008-0,05% (vol.)	⇧

Tabela 3.2 (continuação) – Estudos experimentais sobre o coeficiente de transferência de calor para a ebulição em piscina de nanofluidos.

Autores	Tema de Estudo	Material da Superfície	Método de Preparo	Composição	T / Ø	Influência no h
Cieslinski e Kaczmarczyk (2015)	h	Aço inoxidável liso	Dois passos	Água+alumina (47 nm)	45,8, 100 e 120°C / 0,01-1% (massa)	⇩
		Aço inoxidável recoberto com alumínio	Dois passos	Água+Cobre (48 nm)	45,8, 100 e 120°C / 0,01-1% (massa)	⇧
Sarafraz e Hormozi (2015)	h	Aço inoxidável	Dois passos	Água+CuO (50 nm)	100°C /0,1-0,4% (massa)	⇩
			Dois passos + surfactante			⇩
Hu et al. (2016)	h e FCC	Platina	Dois passos	Água+nanoflolhas circulares de grafeno (espessura=0,335-3,35 nm e d=10-20 μm)	100°C / 0,005-0,1% (massa)	⇧
Ciloglu (2016)	h e FCC	Cobre	Dois passos	Água+SiO_2 (414 nm)	100°C /0,01-0,1% (vol.)	⇩
Sarafraz et al. (2016b)	FCC	Cobre	Dois passos	Água/Etileno-glicol+zircônia (20-25 nm)	100°C/0,025-0,1% (massa)	⇧
Sarafraz e Hormozi (2016b)	h	Cobre	Dois passos + surfactante	Água+ CNT (d=10-20 nm, L=1,5-2 μm)	100°C/0,1 e 0,3% (massa)	⇩
Sarafraz et al. (2016a)	h e FCC	Cobre	Dois passos + surfactante	Água+alumina (20 nm)	100 °C /0,1-0,3% (massa)	⇧
				Água+alumina (50 nm)		⇩

FCC = Fluxo crítico de calor; ⇧ incremento; ⇩ decréscimo; ⇔ efeito não perceptível;* Superfície com maior rugosidade; ** Superfície com menor rugosidade; [+] Dimensão da nanopartícula não informada.

Segundo cerca de 39% dos estudos listados na Tab. 3.2 ocorre o decréscimo do coeficiente de transferência de calor com a adição de nanopartículas ao fluido base. Já, tanto a redução como o incremento do coeficiente de transferência de calor são indicados por aproximadamente 17% dos trabalhos listados. Cerca de 33% dos autores verificaram apenas o incremento do coeficiente de transferência de calor. You et al. (2003), Vassallo et al. (2004) e Kim et al. (2008), que representam apenas 7% dos trabalhos, verificaram variações do coeficiente de transferência de calor apenas marginais. Cieslinki e Kaczmarczyk (2011) e Wen (2012) (4% dos autores) verificaram tanto variações marginais do coeficiente de

transferência de calor, como redução (Cieslinki e Kaczmarczyk, 2011) ou incremento (Wen, 2012).

Liu et al. (2007), Chopkar et al. (2008), Kedzierski e Gong (2009), Liu et al. (2010), Peng et al. (2010), Yang e Liu (2011) e Kathiravan et al. (2012) atribuem o fato de observarem tanto o incremento como a redução do coeficiente de transferência de calor em relação ao fluido base, como resultado de modificações na superfície devido a deposição de nanopartículas e a variações nas propriedades do fluido, ocasionadas pelo acréscimo de nanopartículas ao fluido base. Liu et al. (2007), Liu et al. (2010), Kole e Dey (2012), Raveshi et al. (2013) e Hu et al. (2016) verificaram um valor de concentração ótimo, para o qual o coeficiente de transferência de calor e o fluxo crítico de calor apresentam valores máximos. Tais autores indicam que incrementos adicionais na concentração volumétrica, a partir do valor ótimo, provocam a redução no número de sítios ativos de nucleação de bolhas, devido ao consequente incremento da deposição de nanopartículas na superfície aquecida. Chopkar et al. (2008) e Kedzierski (2015) verificaram incrementos inferiores do coeficiente de transferência de calor com o aumento da concentração das nanopartículas no fluido. Duangthongsuk et al. (2013) notaram que o aumento da concentração volumétrica intensifica a degradação do coeficiente de transferência de calor.

Liu et al. (2010) indicam que apesar do incremento da molhabilidade favorecer a redução do coeficiente de transferência de calor, ele provoca o aumento da área correspondente a evaporação da microcamada durante o processo de crescimento das bolhas devido a redução do ângulo de contato. Segundo eles, tal efeito combinado ao incremento da condutividade térmica, são responsáveis pelo aumento do coeficiente de transferência de calor em relação ao fluido base. Já, Sarafraz e Hormozi (2016b) consideram que o aumento da molhabilidade implica apenas no decréscimo do coeficiente de transferência de calor do nanofluido em relação ao fluido base.

Narayan et al. (2007), Das et al. (2008) e Kyiomura et al. (2016) sugerem que o comportamento do coeficiente de transferência de calor para o nanofluido em relação ao fluido base depende da dimensão da nanopartícula relativa à rugosidade inicial da superfície. Estes autores indicaram o decréscimo do coeficiente de transferência de calor quando a dimensão da partícula é próxima à rugosidade, pois, nestas condições, a deposição ocorre de forma a preencher as cavidades originais, reduzindo o número de sítios ativos de nucleação de bolhas. Para superfícies com rugosidade uma ordem de grandeza superior a das

nanopartículas, Narayan et al. (2007), Das et al. (2008) e Kyiomura et al. (2016) indicam que a deposição de nanopartículas no sítio ativo de nucleação de bolhas, acaba por dividí-lo ao invés de preenche-lo.Tal comportamento promove o aumento do número de sítios ativos de nucleação de bolhas e consequentemente do coeficiente de transferência de calor. Comportamentos semelhantes foram indicados por Kim et al. (2007), Park et al. (2009), Peng et al. (2010), Kathiravan et al. (2010), Kathiravan et al. (2011), Wen (2012), Kole e Dey (2012), Mohamadifard et al. (2013), Duangthongsuk et al. (2013), Raveshi et al. (2013), Cieslinki e Kaczmarczyk (2015), Diao et al. (2015), Sarafraz e Hormozi (2015) e Ciloglu (2016) de forma a justificar resultados em que a adição de nanopartículas pode provocar tanto o incremento como a redução do coeficiente de transferência de calor em relação ao fluido base. Diao et al. (2015) citam que os efeitos do incremento do número de sítios ativos de nucleação de bolhas se sobrepõe ao aumento da resistência térmica total resultante de uma camada de nanopartículas entre a superfície e o fluido formada devido à deposição.

Kim et al. (2006), Das et al. (2008), Park et al. (2009) e Sarafraz et al. (2016a) associam a deterioração do coeficiente de transferência de calor em relação ao fluido base à redução do ângulo de contato. Para resultados em que a adição de nanopartículas provoca o incremento do coeficiente de transferência de calor, Sarafraz et al. (2016a) associam tal comportamento à elevação da condutividade térmica, relacionada a mobilidade das nanopartículas e movimentos brownianos. Segundo Sarafraz et al. (2016b), este efeito somado a elevação na rugosidade, tendem a intensificar a nucleação de bolhas na superfície por meio do incremento da frequência de desprendimento de bolhas e o aumento do número de sítios ativos, intensificando a transferência de calor. Wen e Ding (2005b), Park e Jung (2007) e Heris (2011) indicam que o aumento na condutividade térmica é responsável pelo incremento no coeficiente de transferência de calor observado por eles por meio da adição de nanopartículas a um fluido base. Heris (2011) cita ainda como mecanismos responsáveis pela elevação do coeficiente de transferência de calor em relação ao fluido base, o aumento do número de sítios ativos de nucleação e do diâmetro de desprendimento de bolhas. Wen e Ding (2005b) apesar de indicarem que modificações na interação fluido-superfície são responsáveis pelo incremento do coeficiente de transferência de calor, eles não associam mecanismos responsáveis por tal comportamento.

Das et al. (2003a, 2003b), Bang e Chang (2005), Kwark et al. (2010), Shahmoradi et al. (2013), Shoghl e Bahrami (2013), Cieslinki e Kaczmarczyk (2015) indicaram

modificações na superfície como responsáveis pela deterioração do coeficiente de transferência de calor com a adição de nanopartículas, sem, entretanto ressaltar os mecanismos físicos associados. Suriyawong e Wongwises (2010) verificaram incremento no coeficiente de transferência de calor em relação ao fluido base apenas para concentrações volumétrica inferiores a 0,0001%. Segundo os autores, tal aumento se justifica pela elevação da condutividade térmica, verificada por eles experimentalmente para concentrações volumétricas desta ordem, condição em que tornam-se desprezíveis efeitos relacionados à deposição de nanopartículas na superfície aquecida na nucleação de bolhas. Estes autores sugerem que incrementos adicionais na concentração volumétrica intensificam a sedimentação de nanopartículas, implicando na deterioração do coeficiente de transferência de calor em relação ao fluido base. Segundo os autores, tal redução ocorre devido à insersão de uma resistência térmica entre o fluido e a parede, formada pela camada de nanopartículas, e pela redução do número de sítios ativos de nucleação de bolhas.

Kwark et al. (2010) constataram uma concentração ótima, que proporciona o incremento do fluxo crítico de calor sem reduções significativas do coeficiente de transferência de calor. Kim et al. (2007), Park et al. (2009), Suriyawong e Wongwises (2010), Huang et al. (2011), Shahmoradi et al. (2013), Sarafraz e Hormozi (2015), Sarafraz e Hormozi (2016b) e Ciloglu (2016), de forma a análoga a Yang e Liu (2012), Sarafaz e Hormozi (2014c) e Sarafaz e Hormozi (2016a), especulam que a deposição de nanopartículas insere uma resistência térmica adicional entre a superfície aquecida e o fluido, implicando no decréscimo do coeficiente de transferência de calor.

De uma maneira geral, a deposição das nanopartículas sobre a superfície e modificações nas propriedades do fluido base, principalmente a condutividade térmica, são apontados pelos autores como responsáveis por alterações no valor do coeficiente de transferência de calor devido à modificações no processo de nucleação de bolhas.

3.4 Ebulição convectiva de nanofluidos

A Tab. 3.3 descreve investigações disponíveis na literatura envolvendo a ebulição convectiva de nanofluidos. Vale destacar que em comparação com a ebulição em piscina e escoamento monofásico, estudos sobre a ebulição convectiva ocorrem em número inferior.

Tabela 3.3 – Estudos experimentais sobre o coeficiente de transferência de calor para a ebulição convectiva de nanofluidos.

Autores	Tema de Estudo/ Material da Superfície	Método de Preparo	Composição	q [kW/m^2]/ G [kg/m^{2}s]/ d_h [mm]	T / Ø	Influência no h
Faulkner et al. (2003)	h/ --	Dois passos + surfactante	Água+Al-N* Água+alumina*Água+SiC*	2750/ 266-532/ 0,96	100°C/0,25-0,5% (massa)	⇔
Lee e Mudawar (2007)	h/ Cobre	Obtido de fabricante e diluído	Água+alumina (36 nm)	--/ --/ 0,341	--	Bloqueio do canal e FCC
Bartelt et al. (2008)	h/ Cobre	Obtido de fabricante e diluído	R134a/Polioles-ter+CuO (30 nm)	0,69-3,06/ 125-390/ 7,9	3,6-41°C/ 0,5-2% (massa)	⇧
Peng et al. (2009)	h/ Cobre	Dois passos	R113 + CuO (40 nm)	3,08-6,16/ 100-200/ 8,12	40°C / 0-0,5% (massa)	⇧
Henderson et al. (2010)	h/ Cobre	Obtido de fabricante e diluído	R134a + SiO_2 (200-300 nm)	5,82-16,17/ 137-385/ 7,9	33-38,3°C/0,05 e 0,5% (vol.)	⇩
			R134a+Polioles-ter+CuO (30 nm)	0,69-3,06/ 125-390/ 7,9	3,6-41°C/ 0,02-0,08% (vol.)	⇧
Kim et al. (2010)	h e FCC/ Aço inoxidável	Obtido de fabricante e diluído	Água+alumina (40 nm)	0-7500 /1500-2500/5,53	100°C/ 0,001-0,1% (vol.)	⇔
			Água+diamante (165,4 nm)			
			Água+ZnO (77,4 nm)			
Boudouh et al. (2010)	h/ Cobre	Dois passos	Água+Cu (35 nm)	-- / 217-516/0,8	100°C/ 5-50 mg/l	⇧
Abedini et al. (2012)	h/ Aço inoxidável	Dois passos	Água+TiO_2 (20 nm)	51.5-102/ 137-303/ 10	90°C/0,1-2,5% (vol.)	⇩
Xu e Xu (2012)	h/ Pirex	Dois passos	Água+alumina (40 nm)	0-10^4/ 171.9-401/ 0,143	100°C/0,2% (massa)	⇧
Yang e Liu (2012)	h e FCC/ Cobre	Dois passos	Água+CuO (50 nm)	1-24/ --/ 8,825	40-70°C/ 0,1-1,5% (massa)	⇧
Mahbubul et al. (2013)	h/ --	Dois passos	R141b+alumina (13 nm)	5/ 100/ 6	25°C/1-5% (vol.)	⇧
Chehade et al. (2013)	h/ Cobre	Dois passos	Água+Ag (35 nm)	-- / 87-653/ 0,8	60°C/ 0,000237 e 0,000475% (vol.)	⇧

Tabela 3.3 (continuação) – Estudos experimentais sobre o coeficiente de transferência de calor para a ebulição convectiva de nanofluidos.

Autores	Tema de Estudo/ Material da Superfície	Método de Preparo	Composição	q [kW/m²]/ G [kg/m²s]/ d_h [mm]	T / Ø	Influência no h
Rana et al. (2013)	Nucleação e crescimento de bolhas/ Aço inoxidável	Dois passos	Água+ZnO (40 nm)	100-450/ 338,7-680,2/ 9,1	100°C/ 0,0001-0,01% (vol.)	⇧
Diao et al. (2013)	h/ Aço inoxidável	Dois passos + surfactante	R141b+alumina (13 nm)	50-800/ --/ 0,4	27,5- 52,9°C/ 0,001-0,1% (vol.)	⇩ Ø=0,1% qualquer pressão
						⇔ Ø=0,01 e 0,001% e P >100 kPa
						⇧ Ø=0,01 e 0,001% 86>P> 96 kPa
Akhavan-Behabadi et al. (2014)	h/ Cobre	Dois passos	R600a/Polioles-ter+CuO (50 nm)	3-8/ 50-400/ 8,26	29,6-44,7°C/ 0,5-1,5% (massa)	⇧
Rana et al. (2014)	Fração de vazio/ Aço inoxidável	Dois passos	Água+ZnO (40 nm)	100-550/ 338,7-680,2/ 9,1	100°C/ 0,001-0,01% (vol.)	⇧
Sun e Yang (2014)	h/ Cobre	Dois passos + surfactante	R141b+Cu (40 nm)	-- /120-330/ 10	31,7°C/ 0,014-0,041 (vol.)	⇧
			R141b+Al (40 nm)		31,7°C/ 0,046-0,137 (vol.)	
			R141b+alumina (40 nm)		31,7°C/ 0,031-0,094 (vol.)	
			R141b+CuO (40 nm)		31,7°C/ 0,02-0,06 (vol.)	
Sarafraz e Hormozi (2014a)	h/ Aço inoxidável	Dois passos	Água+CuO (50 nm)	8-190 /300-1200/ 30	100°C/ 0,5-1,5% (vol.)	⇩
			Água/Etileno-glicol+CuO (50 nm)		100°C/ 0,1-0,4% (vol.)	

Tabela 3.3 (continuação) – Estudos experimentais sobre o coeficiente de transferência de calor para a ebulição convectiva de nanofluidos.

Autores	Tema de Estudo/ Material da Superfície	Método de Preparo	Composição	q [kW/m^2]/ G [kg/m^{2}s]/ d_h [mm]	T / Ø	Influência no h
Sarafraz e Hormozi (2014b)	h/ Aço inoxidável	Dois passos	Água+alumina (50 nm)	8-190/ 353-1059/ 30	100°C/ 0,5-1,5% (vol.)	⇧ reduzidos q ⇩ elevados q
Duursma et al. (2015)	h/ Pirex	Dois passos	Etanol+alumina (50 nm)	1,5-9/11,2-44,8 /0,571-1,454	80°C/0,01-0,1% (vol.)	⇧
Yu et al. (2015)	h e instabilidades térmicas/ Aço inoxidável	Dois Passos	Água+alumina*	20-406/ 680-3100/ 1,09	118,6°C/ 0,01 e 0,1 % (vol.)	⇩
Setoodeh et al. (2015)	h/ Alumínio	Dois passos + surfactante	Água+alumina (20-30 nm)	200-6000/ 480-860/24	104,8°C/ 0,25% (vol.)	⇧
Nikkhah et al. (2015)	h/ Aço inoxidável	Dois passos + variação do pH	Água+CuO (50 nm)	0-175/ 350-1060/ 30	100°C/ 0,1-0,4% (massa)	⇧ reduzidos q ⇩ elevados q
Rajabnia et al. (2016)	h/ Aço inoxidável	Dois passos	Água+TiO_2 (20 nm)	38,8-111,46/ 138-308/ 10	100°C/ 0,01-0,5% (vol.)	⇩
Wang e Hu (2016)	h/ Aço inoxidável	Dois passos	Água+alumina (20 nm)	50-300/ 350-1100/ 6	120,2-170,4°C/ 0,1 e 0,5% (vol.)	⇧
Tazarv et al. (2016)	h/ --	Dois passos + surfactante	R141b+TiO_2 (30 nm)	1,741-27,859/ 192,5-481,4/ 8,825	51-58°C/0,01 e 0,03% (vol.)	⇧
Sarafraz e Hormozi (2016a)	h/ Aço inoxidável	Dois passos + surfactante	Água+CuO (45-50 nm) Água+alumina (50 nm) Água+CNT (d=12-14 nm e L=1,5-2 μm)	2.3-210.1/ 100-1200/ 30	100°C/ 0,1-0,3% (vol.)	⇧ ⇧ ⇧

FCC = Fluxo crítico de calor; ESR = Ebulição subresfriada; ⇧ incremento; ⇩ decréscimo; ⇔ efeito não perceptível; *Dimensão da nanopartícula não informada.

Conforme indicado na Tab. 3.3, estudos envolvendo a ebulição convectiva de nanofluidos no interior de dutos foram realizados para soluções contendo nanopartículas de

alumina, Al-N, SiC, SiO_2, CuO, diamante, ZnO, cobre, prata, e alumínio com dimensões variando de 13 a 300 nm. Nestes trabalhos foram utilizados como fluido base água, R141b, R113, R134a, etanol e soluções de R134a+Poliolester, R600a/Poliolester e R134a+éster sintético. Dutos com superfícies em aço inoxidável, cobre, Pyrex e alumínio foram avaliados. Assim como para a ebulição em piscina, a análise da Tab. 3.3 não evidencia uma relação entre dimensão e material da nanopartícula e o comportamento do coeficiente de transferência de calor. Para a ebulição convectiva, analogamente a ebulição em piscina, incrementos do coeficiente de transferência de calor em relação ao fluido base são mais frequentes em estudos para concentrações volumétricas inferiores a 1%. Apenas um estudo foi encontrado buscando investigar o efeito da geometria das nanopartículas, o qual indica o incremento do coeficiente de transferência de calor para a solução.

Segunda a Tab. 3.3, parcela significativa dos autores constataram o incremento no coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva com a adição de nanopartículas a um fluido base. Comportamento distinto foi observado por Henderson et al. (2010), Diao et al. (2013), Sarafraz e Hormozi (2014b) e Nikkhah et al. (2015) os quais, dependendo das condições experimentais, verificaram tanto incremento quanto o decréscimo do coeficiente de transferência de calor em relação ao fluido base. Abedini et al. (2012), Sarafraz e Hormozi (2014a) e Rajabnia et al. (2016) indicaram o decréscimo do coeficiente de transferência de calor, enquanto Faulkener et al. (2003) e Kim et al. (2010) não constataram influência significativa da adição de nanopartículas ao fluido base no coeficiente de transferência de calor. Lee e Mudawar (2007) verificaram o bloqueio do canal (d_h=341 μm) devido à deposição de nanopartículas.

Xu e Xu (2012) e Yu et al. (2015) constataram com a adição de nanopartículas a redução das instabilidades térmicas avaliadas através da amplitude da variação da temperatura da superfície aquecida em condições de regime permanente. Os autores atribuíram tal comportamento à redução da tensão superficial do nanofluido, associada ao decréscimo do diâmetro de desprendimento de bolhas, provocando a redução do número de sítios ativos de nucleação de bolhas. Yu et al. (2015) citam também a deposição das nanopartículas sobre a superfície como responsável pela redução do número de sítios ativos e, consequentemente, das intabilidades térmicas. Henderson et al. (2010) relacionam o decréscimo do coeficiente de transferência de calor à dificuldade em se obter um nanofluido estável. Vale ressaltar que estes autores realizaram ensaios para títulos de vapor inferiores a 0,2, podendo assim tal

decréscimo estar relacionado a supressão da nucleação de bolhas promovida pela deposição das nanopartículas, conforme indicado por Cieslinki e Kaczmarczyk (2015) para a ebulição em piscina.

Peng et al. (2009) e Mahbubul et al. (2013) indicaram como mecanismo responsável pelo incremento do coeficiente de transferência de calor a redução na espessura da camada limite, devido aos distúrbios causados pelas nanopartículas e a formação de uma camada de absorção molecular na superfície das nanopartículas, justificativa também utilizada por Akhavan-Behabadi et al. (2014). Rana et al. (2014) e Tazarv et al. (2016) citam como mecanismo responsável pelo incremento no coeficiente de transferência de calor a modificação da superfície devido a deposição de nanopartículas junto a parede. Já Sarafraz e Homozi (2014a) especulam que a deposição causa a redução do número de cavidade ativas, reduzindo o coeficiente de transferência de calor. Abedini et al. (2012) indicaram que o incremento da molhabilidade da superfície proporciona a elevação no diâmetro e, consequente, redução da frequência de desprendimento de bolhas. Tal fenômeno foi indicado pelos autores como mecanismo responsável pelo decréscimo do coeficiente de transferência de calor. Sarafraz e Hormozi (2014c) justificam a redução do coeficiente de transferência de calor através do incremento da molhabilidade, assim como Abedini et al. (2012), e da inserção de uma resistência térmica adicional proveniente da deposição das nanopartículas na superfície.

Além do nanofluido, Yang e Liu (2012) e Diao et al. (2013) avaliaram a ebulição convectiva do fluido puro em superfície previamente recoberta com nanopartículas, concluindo que a camada depositada sobre a superfície está associada ao incremento do coeficiente de transferência de calor observado para o fluido base nestas condições. Por outro lado, estes autores verificaram o decréscimo do coeficiente de transferência de calor para a ebulição convectiva do fluido base contendo nanopartículas. Segundo Yang e Liu (2012), a deposição das nanopartículas promove a formação de uma resistência térmica adicional entre a superfície e o fluido. Sarafaz e Hormozi (2016a) citam que o decréscimo desta resitência se reduz com o uso de nanopartículas de elevada condutividade térmica, como os nanotubos de carbono.

Vale ressaltar nos resultados de Diao et al. (2013), a comparação entre o coeficiente de transferência de calor para a ebulição convectiva do nanofluido na superfície sem deposição e para o R141b com a superfície recoberta por nanopartículas, confomre ilustrado na Fig. 3.6.

Estes autores verificaram variações desprezíveis no coeficiente de transferência de calor, indicando que o efeito da resistência térmica adicional não é significativo.

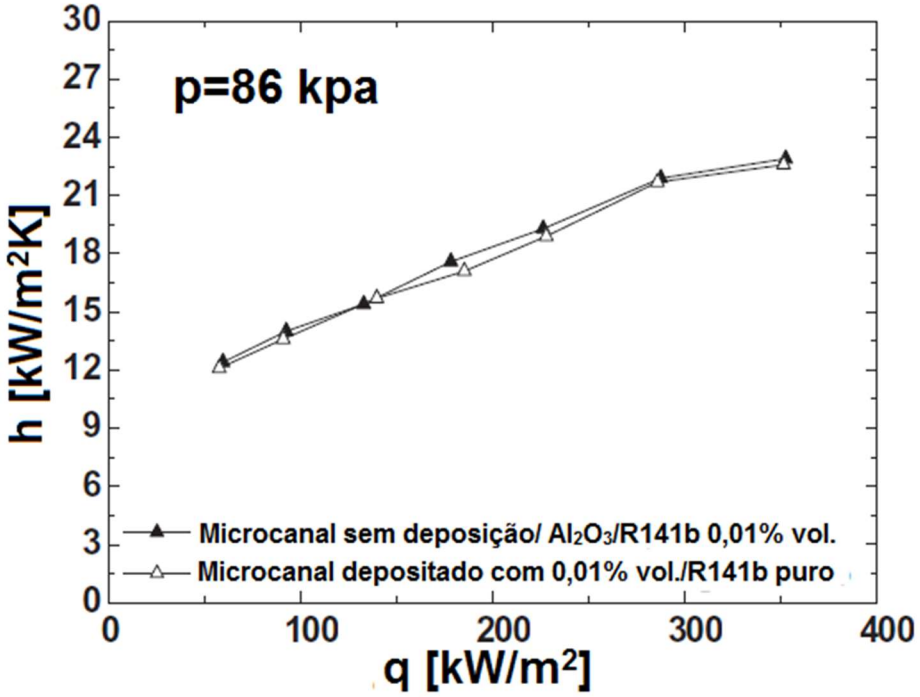

Figura 3.6 – Efeito da deposição no coeficiente de transferência de calor nos resultados de Diao et al. (2013).

Sarafraz e Hormozi (2014b) verificaram comportamentos distintos do coeficiente de tranferência de calor com a adição de nanopartículas para condições em que predominam efeitos convectivos (fluxos de calor reduzidos) e de ebulição nucleada (fluxos de calor elevados). Segundo estes autores, em condições que predominam efeitos convectivos o incremento da condutividade térmica do fluido com a adição de nanopartículas, promove o aumento do coeficiente de transferência de calor. Em condições sob predominância de efeitos de ebulição nucleada, uma redução do coeficiente de transferência de calor ocorre devido à modificações na estrutura da superfície associadas a deposição das partículas. Tais modificações implicam na redução do número de cavidades dentro da faixa de dimensões correspondentes a sítios ativos de nucleação de bolhas. Conclusões similares as obtidas por Sarafraz e Hormozi (2014b) foram apresentadas por Nikkhah et al. (2015). Rajabnia et al. (2016).

Yang e Liu (2012), Sun e Yang (2014), Wang e Hu (2016) e Sarafraz e Hormozi (2016a) associaram o incremento do coeficiente de transferência de calor a modificações nas

propriedades do nanofluido em relação ao fluido base, principalmente a condutividade térmica e a tensão superficial. Boudouh et al. (2010) sugerem a movimentação das nanopartículas no fluido base devido à agitação da solução associada ao processo de nucleação, crescimento e desprendimento de bolhas como mecanismo responsável pelo aumento do coeficiente de transferência de calor. Tais autores indicam ainda, que o incremento no coeficiente de transferência de calor em relação ao fluido base se acentua com o aumento da velocidade do escoamento, pois com o incremento da força de arrasto sobre as bolhas, o diamêtro de desprendimento decresce, proporcionando um aumento na frequência de desprendimento e induzindo uma maior movimentação das nanopartículas.

Xu e Xu (2012) atribuíram o incremento no coeficiente de transferência de calor à redução das instabilidades térmicas do escoamento, de forma a suprimir a secagem intermitente da superfície relacionada a oscilações do escoamento, promovidas por intabilidades térmicas. Estes autores também associam o incremento do coeficiente de transferência de calor nos padrões anular e em bolhas alongadas, a presença das nanopartículas no líquido. Neste caso, com a evaporação, a concentração de nanopartículas no filme líquido se eleva, incrementando sua condutividade térmica e, consequentemente, o coeficiente de transferência de calor.

A Fig. 3.7 ilustra o efeito do aumento da concentração de nanopartículas no líquido devido ao incremento do título de vapor segundo o método de Liu e Winterton (1991). Na sua implementação considerou-se que as nanopartículas (cobre, k=400 W/mK) permanecem dispersas apenas na fase líquida (água), afetando suas propriedades de transporte. A condutividade térmica foi estimada segundo o modelo de Nan et al. (1997), a viscosidade dinâmica de acordo com Einstein (1906) e a densidade por meio da regra das misturas. Foi adotado um título de vapor máximo igual a 0,8 pois, para valores superiores a este, condições de secagem de parede são atingidas. Verifica-se que o aumento do título de vapor proporciona um incremento não linear da concentração volumétrica de nanopartículas na fase líquido, assim como esperado devido ao comportamento também não linear da fração de vazio com o título de vapor. Ao contrário do que foi especulado por Xu e Xu (2012), nota-se nesta figura a redução do coeficiente de transferência de calor com o incremento do título de vapor devido a variação da concentração volumétrica.

A Fig. 3.8 ilustra a variação dos efeitos convectivos e de ebulição nucleada calculados segundo o método de Liu e Winterton (1991). Nesta figura nota-se que os efeitos de ebulição

nucleada apresentam variações desprezíveis com a variação da concentração volumétrica, ao contrário do que é observado para os efeitos de convectivos, os quais apresentam uma redução com incrementos de *Ø*. Tal resultado é justificado pelo incremento da viscosidade dinâmica com o aumento da concentração volumétrica, o qual proporciona uma redução do número de Reynolds da fase líquida. Este efeito sobrepõe um possível aumento do coeficiente de transferência de calor resultante do incremento da condutividade térmica. Vale ressaltar entretanto, que variações no coeficiente de transferência de calor são notadas apenas para concentração volumétrica de 1%.

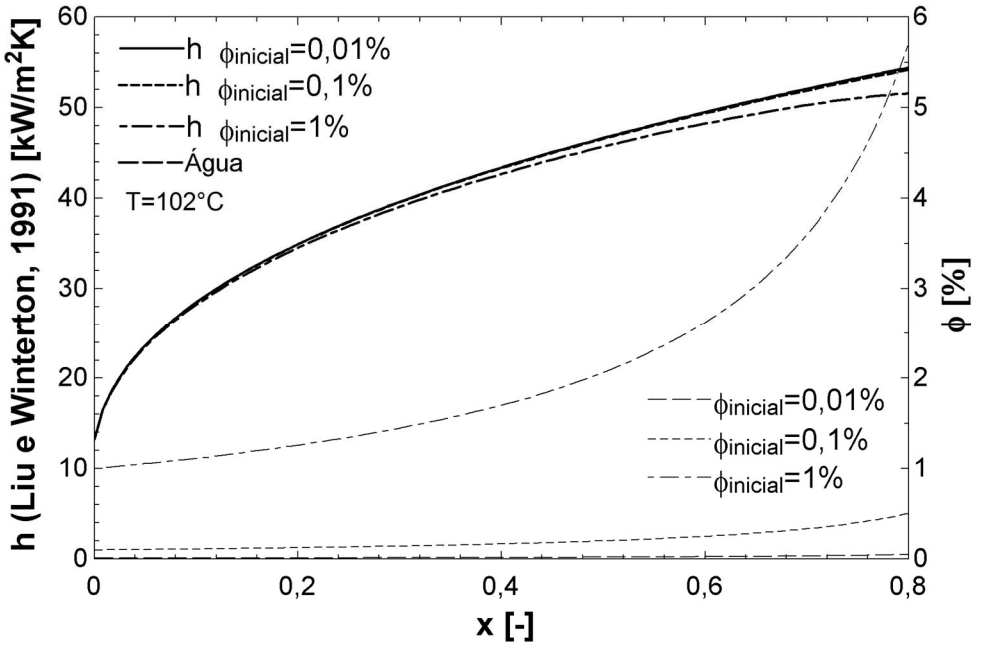

Figura 3.7 – Efeito da variação do título de vapor no coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva de água deionizada com nanopartículas de cobre dispersas.

Vale ressaltar que Yu et al. (2015), apesar de constatarem a redução das instabilidades térmicas, observaram o decréscimo do coeficiente de transferência de calor com a adição de nanopartículas ao fluido base. Bartelt et al. (2008) indicam que apenas o incremento na condutividade térmica com a inserção das nanopartículas não justifica o aumento no coeficiente de transferência de calor em relação ao fluido base de até 101% verificado por eles. Já, Rana et al. (2013) e Akhavan-Behabadi et al. (2014), ao contrário de Bartelt et al. (2008), sugerem que o incremento no coeficiente de transferência de calor está associado a elevação da condutividade térmica inerente a inserção de nanopartículas ao escoamento de forma análoga a ebulição em piscina. Para a ebulição convectiva, Yang e Liu (2012) e Duursma et al. (2015) indicam as concentrações volumétricas de nanopartículas de 0,03%

(Yang e Liu, 2012) e 0,05% (Duursma et al., 2015) como aquelas que fornecem um coeficiente de transferência de calor máximo.

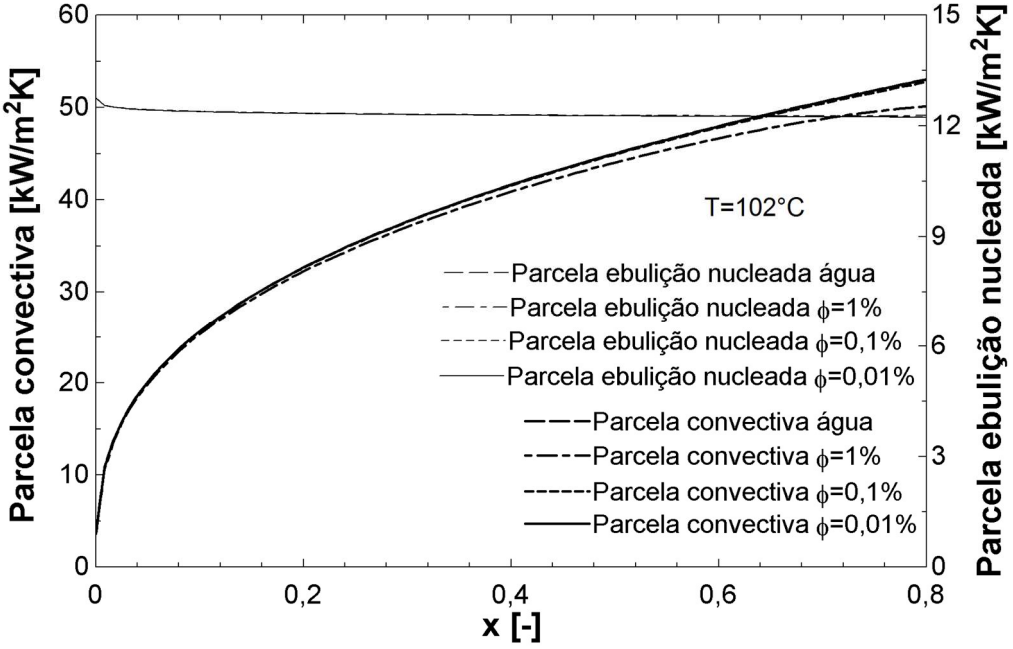

Figura 3.8 – Efeito da variação do título de vapor nos efeitos de ebulição nucleada e convectivos estimados segundo o método de Liu e Winterton (1991).

3.5 Conclusão da pesquisa bibliográfica e contextualização deste trabalho

Com base na análise da literatura apresentada, verifica-se um número inferior de trabalhos envolvendo a investigação experimental da ebulição convectiva em relação ao número de estudos sobre ebulição em piscina e escoamento monofásico de nanofluidos. A Fig. 3.9 ilustra um diagrama esquemático que resume os mecanismos físicos associados pelos autores ao incremento ou redução do coeficiente de transferência de calor para escoamentos monofásicos, ebulição convectiva e ebulição em piscina. Vale ressaltar a similaridade entre os mecanismos apontados pelos autores para a ebulição convectiva e a ebulição em piscina.

De uma forma geral, os estudos envolvendo escoamentos monofásicos indicam o aumento do coeficiente de transferência de calor em relação ao fluido base com a adição das nanopartículas. Estes trabalhos indicam como mecanismos responsáveis por este comportamento o incremento da condutividade térmica e a movimentação das nanopartículas. A maioria dos autores sugerem o aumento da condutividade térmica como fator responsável pelas variações no coeficiente de transferência de calor. Verifica-se, para escoamentos

segundo regime laminar, incrementos máximos do coeficiente de transferência de calor na região de desenvolvimento térmico do escoamento.

Autores relacionam diferentes mecanismos físicos buscando justificar os comportamentos do coeficiente de transferência de calor para a ebulição em piscina em relação ao fluido base com a adição de nanopartículas. Destacam-se as modificações nas propriedades dos fluidos, principalmente condutividade térmica e tensão superficial, e modificações na textura da superfície aquecida, alterarando o número de sítios de nucleação de bolhas.

Para a ebulição convectiva, de forma análoga à ebulição em piscina, autores indicam as modificações nas propriedades do fluido e da textura da superfície aquecida como responsáveis pelas variações no coeficiente de transferência de calor. Normalmente, autores associam incrementos da condutividade térmica ao aumento do coeficiente de transferência de calor para a ebulição convectiva dominada por efeitos convectivos. Em condições onde efeitos de ebulição nucleada são predominantes, os autores associam variações do coeficiente de transferência de calor a modificações na textura da superfície. Vale destacar a redução das instabilidades térmicas durante a ebulição convectiva observada com a adição de nanoparticulas ao fluido. Este comportamento é associado na literatura à redução da tensão superficial e do número de sitios ativos de nucleação de bolhas para nanofluidos.

O presente trabalho se insere no contexto da literatura de forma a avaliar a transferência de calor em escoamento monofásico e ebulição convectiva de cinco diferentes nanofluidos aquosos, avaliando o efeito da dimensão e condutividade térmica das nanopartículas utilizadas. No caso do escoamento monofásico, os experimentos foram realizados para regime laminar e condições de desenvolvimento térmico. Desta forma, tratam de situações similares àquelas em que na literatura incrementos superiores do coeficiente de transferência de calor em relação ao fluido base foram observados. Para a ebulição convectiva, além de ensaios envolvendo os nanofluidos, resultados foram obtidos para a ebulição convectiva de água deionizada na superfície recoberta com nanopartículas. Tais ensaios experimentais são raros na literatura e foram realizados de forma a isolar os efeitos da deposição de nanopartícuals no coeficiente de transferência de calor, em relação àqueles associados a variações nas propriedades de transporte. Vale ressaltar que embora autores indiquem que a deposição afeta o número de cavidades ativas de nucleação de bolhas, não se verifica na literatura uma análise detalhada e criteriosa, associando a textura superficial a critérios de nucleação de bolhas.

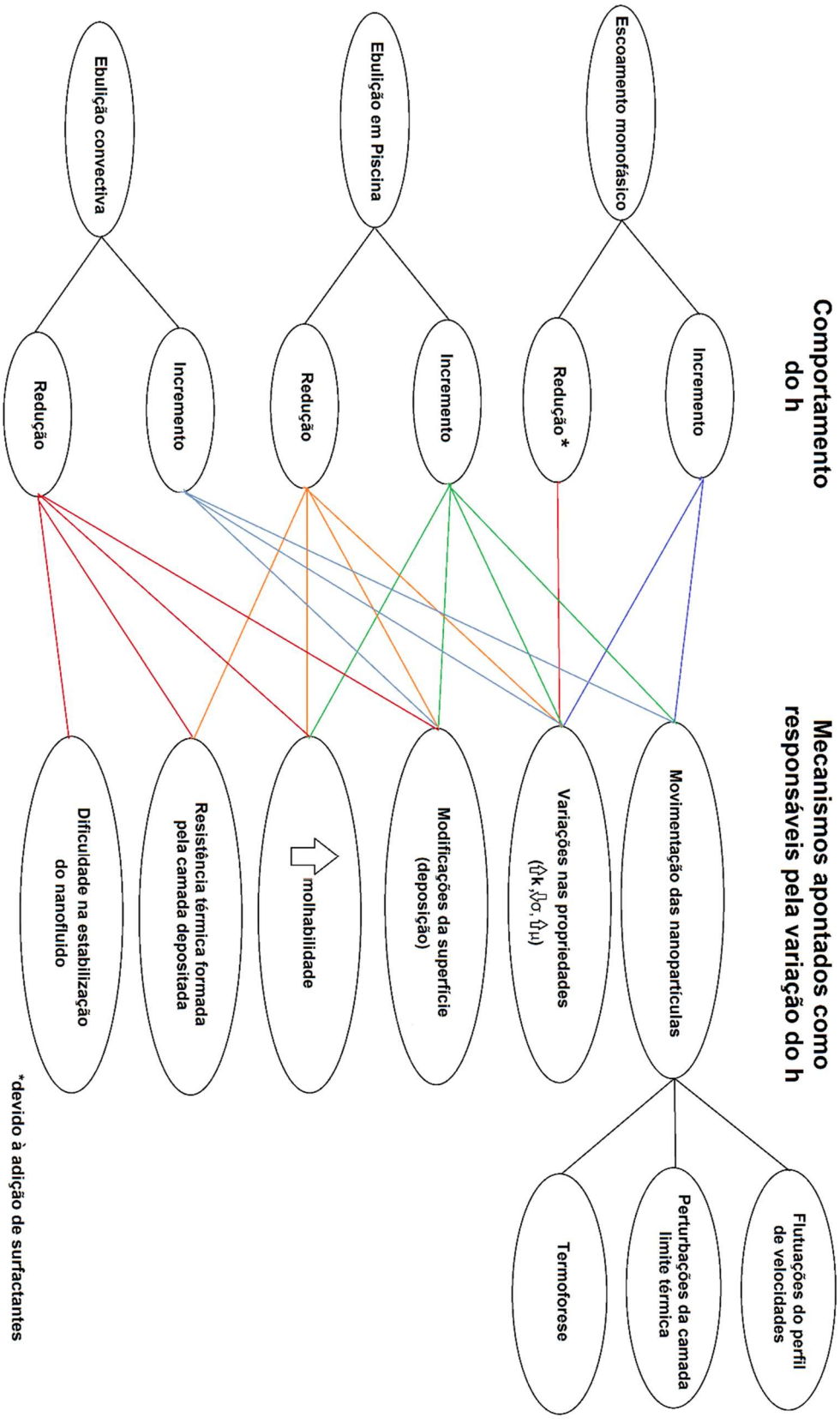

Figura 3.9 – Diagrama esquemático com base em estudos da literatura relacionando o mecanismo físico ao comportamento do coeficiente de transferência de calor com a adição de nanopartículas a um fluido base.

Assim, o presente estudo envolve a análise comparativa das superficies depositadas e a comercial buscando justificar os resultados experimentais levantados para o coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva. Avaliou-se para cada superfície as dimensões das cavidades, comparando tais resultados com o critério de nucleação de bolhas desenvolvido para a ebulição convectiva em microcanais proposto por Kandlikar et al. (1997), análise ainda não verificada na literatura. Através deste procedimento, foi possível avaliar o efeito da deposição na distribuição dos sítios ativos de nucleação de bolhas e relacionar este efeito ao comportamento do coeficiente de transferência de calor. Esta análise trata da principal contribuição deste trabalho por não ter sido observada em nenhum outro trabalho existente na literatura.

4 APARATO EXPERIMENTAL

Este capítulo descreve detalhadamente o aparato experimental ilustrado na Fig. 4.1. Detalhes de seus componentes, como a seção de testes e o medidor de vazão, são fornecidos nos itens 4.1 e 4.2, respectivamente. O procedimento experimental de operação da bancada e as metodologias empregadas na regressão dos dados e validação do aparato são também descritos.

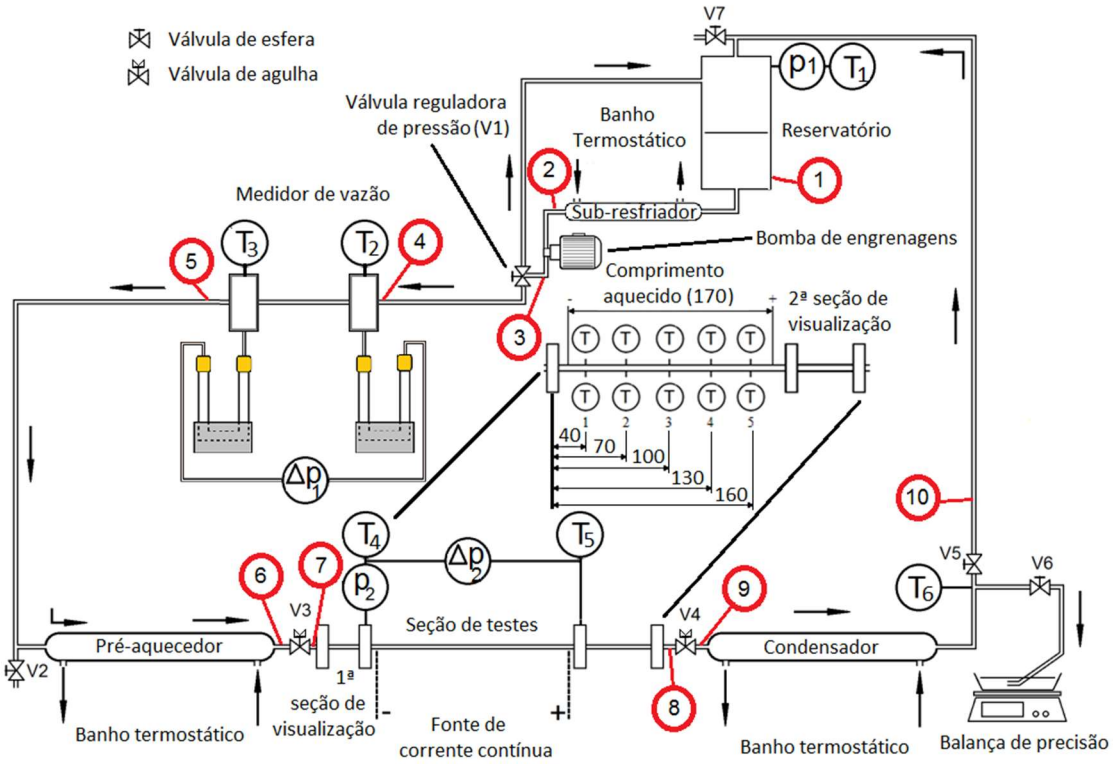

Figura 4.1 –Diagrama esquemático da bancada experimental (dimensões em mm).

No circuito de testes o deslocamento do fluido se dá por meio da bomba de engrenagens (Micropump, modelo GA-T23), cuja rotação é controlada por um variador de frequência (ABB, modeloACS150-01E-06A7-2 de 1,1 kW), a partir do sistema de aquisição de dados. A montante da bomba de engrenagens há um visor de líquido e um trocador de calor em cobre do tipo tubo em tubo operando em contracorrente, tendo como função estabelecer a temperatura de entrada do fluido no medidor de vazão. A jusante deste trocador encontra-se a válvula reguladora de pressão (V1) com sua linha de saída conectada ao circuito da seção de testes e seu retorno ao reservatório de líquido. Esta válvula abre a linha de retorno

quando a pressão do escoamento a jusante da válvula é superior a 400 kPa (absoluta). A válvula tem como função evitar danos aos equipamentos decorrentes de pressões elevadas no circuito associadas a um possível entupimento de determinada região do circuito de testes pela deposição das nanopartículas.

O medidor de vazão encontra-se posicionado a jusante da válvula reguladora de pressão e a montante do pré-aquecedor, o qual tem como função estabelecer a temperatura de entrada do fluido na seção de testes. A jusante do pré-aquecedor encontra-se a válvula de agulha I (V3), que atua de forma a minimizar a propagação de instabilidades térmicas a partir da seção de testes decorrentes da ebulição em condições confinadas. A seção de testes é posicionada entre duas seções de visualização constituídas de quartzo, as quais permitem a visualização do escoamento e consequente verificação da condição de escoamento monofásico na entrada da seção de testes. Ela possibilita a obtenção de imagens do escoamento bifásico após a saída da seção de testes.

A jusante da segunda seção de visualização encontra-se uma válvula de agulha (V4) com propósito similar ao da válvula localizada a montante da seção de testes, isto é, minimizar a propagação de efeitos de instabilidade térmica provenientes do processo de ebulição em condições confinadas. A jusante desta válvula, encontra-se um segundo trocador de calor, responsável por condensar e subresfriar o fluido aquecido na seção de testes. Este condensador opera com parcela significativa de seu volume interno correspondendo à fase vapor, favorecendo a ocorrência de instabilidades térmicas relacionadas a efeitos de volumes compressíveis. Tais efeitos também são segregados à região a jusante da seção de testes pela válvula de agulha V4, minimizando oscilações no escoamento e postergando o fluxo crítico calor. Isto permite a operação da seção de testes em fluxos de calor superiores sem sua danificação. A partir da saída do condensador o fluido retorna ao reservatório de líquido. Os elementos do sistema estão conectados por meio de tubos de cobre com diâmetro de 6 mm (1/4”).

O reservatório de líquido consiste de um tubo em borossilicato com diâmetros interno e externo, respectivamente, iguais a 115 mm e 125 mm e comprimento de 320 mm, fixado com seu eixo axial na posição vertical. Este tubo é vedado em suas regiões inferior e superior com tampas fabricadas em PVC, com o auxílio de anéis de vedação (o-rings) e flanges, também em PVC. O conjunto compreendendo tampas, anéis de vedação e flanges é pressionado por meio de parafusos passantes. Na tampa superior encontram-se as conexões

com as linhas de retorno do fluido de testes e da válvula reguladora de pressão. Nela também são fixados um transdutor de pressão absoluta (p1) (Endress+Hauser PMP131 de 0-1 MPa) e uma linha contendo ao seu final uma válvula de esfera (V7) utilizada na inserção do fluido no circuito de testes. A tampa inferior possui conexão com o circuito de testes a partir da qual este é alimentado.

A Fig. 4.2 ilustra esquematicamente os estados termodinâmicos do fluido de testes ao longo do circuito em um diagrama P-i. Na Fig. 4.1 a posição destes estados ao longo do aparato encontra-se ilustrada. Inicialmente, o fluido de testes encontra-se no estado saturado no reservatório, (1). A partir desta condição o fluido é sub-resfriado e em seguida tem sua pressão elevada até a condição 3 por meio da microbomba de engrenages.

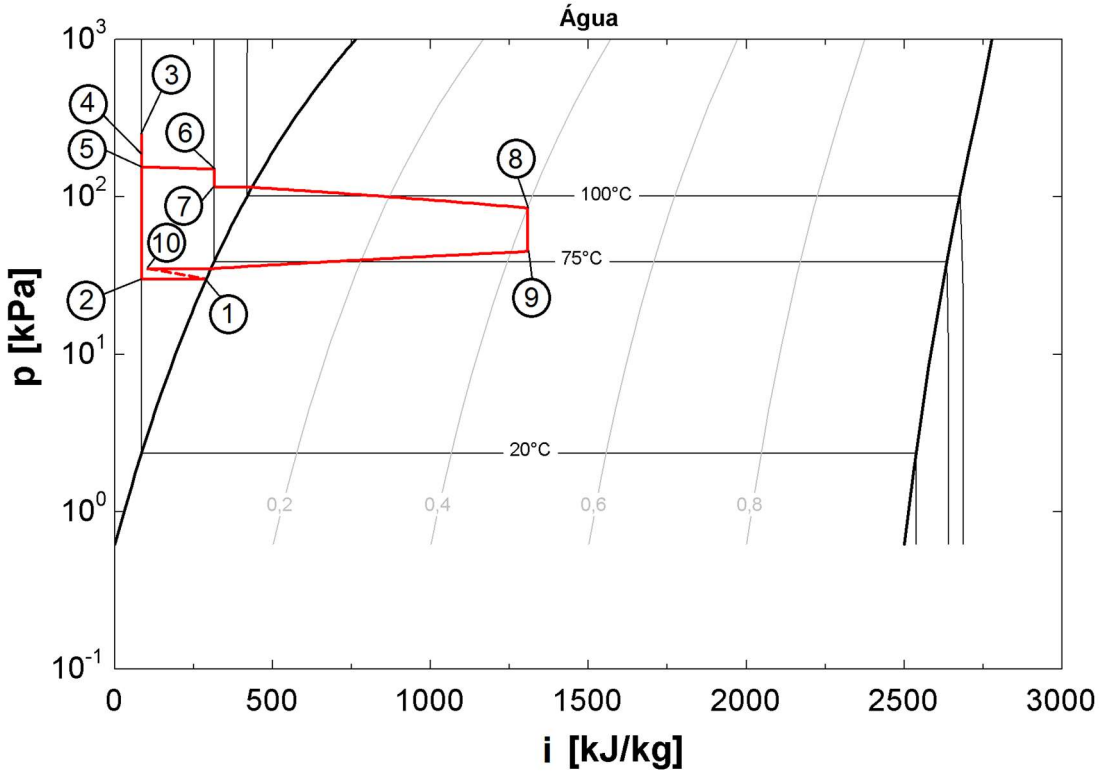

Figura 4.2 – Estados termodinâmicos do fluido ao longo do circuito de testes.

Na válvula reguladora de pressão ocorre uma perda de pressão localizada, (3-4). A jusante desta válvula o fluido de testes escoa pelo medidor de vazão, com perdas de pressão nas conexões e ao longo do tubo de quartzo (4-5). O fluido é então aquecido no pré-aquecedor (6), atingindo uma temperatura condizente a um subresfriamento de 25°C na entrada da seção de testes, garantido através da verificação da pressão e temperatura avaliados localmente.

Entre a saída do pré-aquecedor e a entrada na seção de testes há um válvula de águlha (V3), implicando uma perda de pressão localizada (6-7).

Entre os estados 7 e 8 o fluido é aquecido na seção de testes, apresentando inicialmente um aumento em sua temperatura (entalpia) com um gradiente de pressão reduzido, correspondendo a região com escoamento monofásico. Este gradiente de pressão se eleva quando o fluido atinge o estado saturado, isto devido à presença da ebulição convectiva, que proporciona uma aceleração do escoamento, de forma que ocorre um incremento da parcela da perda de pressão por atrito (parcela mais relevante). Na saída da seção de testes há uma perda de pressão localizada correspondente aos estados 8 e 9 relacionada ao escoamento através da válvula de águlha (V4). A jusante desta válvula o fluido é condensado e sub-resfriado (9-10). Por fim o fluido retorna ao reservatório passando por uma expansão e uma perda de pressão localizada. Ao entrar no reservatório o fluido se mistura com o montante presente, passando para o estado saturado (1), e assim fechando o circuito.

Para o controle do aparato experimental, monitoramento e aquisição de dados utilizou-se um sistema de aquisição da National Instruments com chassis SCXI-1000 e terminais para termopares SCXI-1302 e SCXI-1303. As placas do sistema de aquisição foram instaladas em um computador Pentium Dual-Core. Um diagrama esquemático deste sistema é apresentado na Fig. 4.3. A fonte de corrente contínua é conectada diretamente ao computador via comunicação RS232.

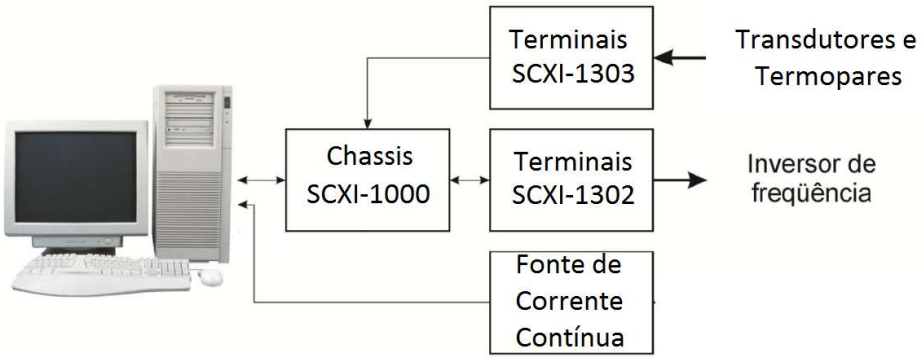

Figura 4.3 – Diagrama esquemático do sistema de aquisição de dados.

A Fig. 4.4 ilustra a interface do programa em LabView elaborado para monitoramento, aquisição e ajuste dos parâmetros de entrada do circuito de testes. Neste programa, sistemas de controle do tipo PID foram implementados para ajustes da vazão (rotação da bomba) e

fluxo de calor na seção de testes (corrente, fornecida pela fonte). Neste programa encontram-se também inseridas curvas de calibração levantadas neste estudo para os transdutores de pressão e termopares. Adotou-se uma taxa de aquisição de dados de 10 Hz

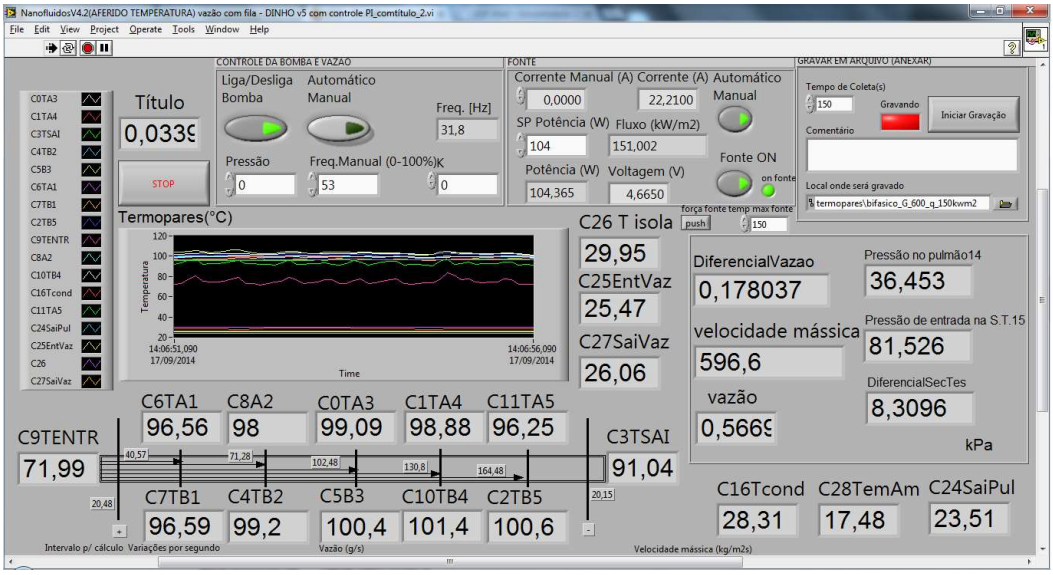

Figura 4.4 – Interface do programa em LabView

4.1 Seção de testes

A seção de testes consiste de um tubo de aço inoxidável AISI-304, com 200 mm de comprimento e diâmetros interno e externo de 1,1 e 1,47 mm, respectivamente. Nela são distribuídos em 5 diferentes seções, discriminadas na Fig. 4.1, dez termopares do tipo K (cromel-alumel), com 0,152 mm de diâmetro de junta quente, sendo em cada seção um termopar posicionado na região superior e outro na inferior. Efetua-se o aquecimento da seção de testes por efeito Joule através de uma fonte de corrente contínua (TDK-lambda GEN2076, 0-24 V/0-76 A) conectada por meio de dois terminais fixados na seção de testes, conforme ilustrado na Fig. 4.1.

A fixação e posicionamento da seção de testes no circuito é dada através de duas conexões de PVDF, as quais possuem orifícios de forma a permitir o posicionamento de termopares no escoamento e a comunicação deste com transdutores de pressão. Com isto, avalia-se as temperaturas de entrada e saída da seção de testes por meio de termopares do tipo K com 0,152 mm de diâmetro de junta quente, e a pressão absoluta na entrada, através de um transdutor de pressão absoluta (P_2) com faixa de medição de 0-400 kPa (Endress-Hauser

PMP131, com precisão de 4,5 kPa). A avaliação da perda de pressão é realizada conectando-se as tomadas de pressão na entrada e saida da seção de testes a um transdutor diferencial de pressão (ΔP_2) com faixa de medição de 0-300 kPa (Endress-Hauser PMD75, com precisão de 0,225 kPa). Os transdutres de pressão citados são conectados as conexões em PVDF por meio de capilares de cobre, com diâmetro de 3,25 mm (1/8”).

A seção de testes encontra-se isolada térmicamente do ambiente por uma camada de 18 mm de espessura de lã de rocha, em contato direto com o tubo, e uma camada externa de 12 mm de espessura de espuma elastomérica.

Os terminais da fonte DC foram soldados com estanho na seção de testes, de forma a estabelecer contato elétrico eficaz, evitando a formação de arcos voltaicos e, consequentemente, a perfuração do tubo de testes. Para a realização desta solda aplicou-se ácido fosfórico a superfície externa da seção de testes, de forma a permitir que o estanho aderisse ao aço inoxidável. Na fixação dos termopares foi necessário a aplicação de uma camada de fita de kapton, da fabricante 3M com espessura de 80 μm, entre a junta quente do termopar e o tubo, de forma a evitar a interferência da fonte DC no sinal fornecido pelos termopares ao sistema de aquisição de dados. Posteriormente, os termopares eram fixados sobre esta primeira camada de Kapton, utilizando a mesma fita adesiva de forma a pressioná-los contra a superfície de testes, reduzindo a resistência térmica entre o termopar e a superfícies do tubo. A utilização de fitas de Kapton ocorreu devido a sua condutividade térmica (k=0,12 W/mK) elevada em relação a outros materiais adesivos, e as temperaturas da ordem de 120°C atingidas na superfície da seção de testes durante os experimentos.

Adotou-se os resultados obtidos por Tibiriçá (2011) na definição da distância de 20 mm entre os terminais de alimentação da fonte DC e a seção de medição de temperaturas próxima a eles. A partir de simulações realizadas no programa ANSIS, Tibiriçá (2011) determinou como 15 mm a distância mínima entre o terminal e a seção mais próxima de medidas de temperatura, de forma que os terminais atuando como aletas não exercessem influências significativas no campo de temperaturas do entorno dos termopares. Vale ressaltar que embora no presente estudo a diferença entre a temperatura do tubo e do ambiente seja superior a verificada em Tibiriçá (2011), o coeficiente de transferência de calor para a água é 4 vezes superior ao verificado por ele para o R134a e R245fa, implicando na redução da região sob influência do terminal da fonte DC por efeito aleta.

A Fig. 4.5 ilustra um registro fotográfico da seção de testes sem o isolamento. Nela é possível visualizar os termopares fixados com a fita de Kapton, as tomadas de pressão, os terminais de alimentação da fonte DC, as válvulas de águlha e as seções de visualização.

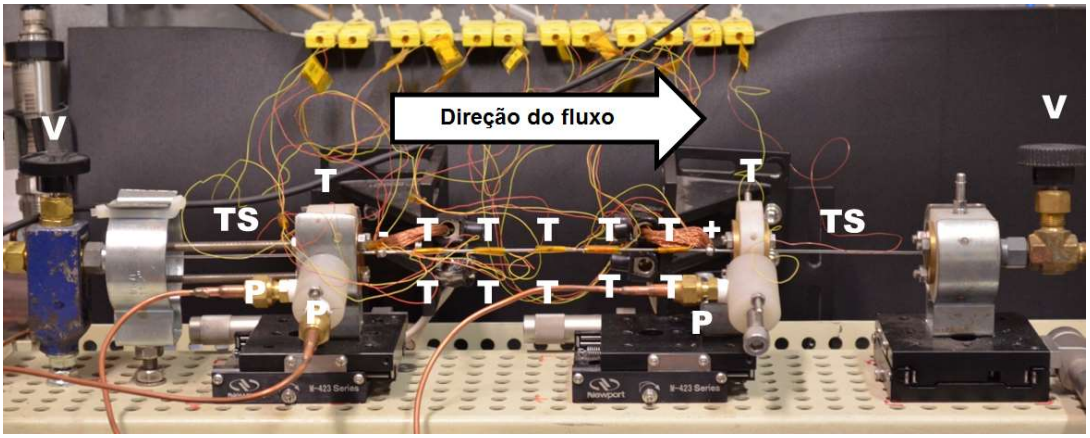

Figura 4.5 – Seção de testes sem o isolamento (T= termopar; TS= seção de visualização; P= tomada de pressão; V=válvula de águlha)

4.2 Medidor de vazão

Neste estudo a avaliação da vazão do fluido de testes se deu por dispositivo desenvolvido para este propósito. Evitou-se a adoção de medidores comerciais, pois estes não permitem a avaliação da possível deposição de nanopartículas internamente a estes equipamentos e de efeito correspondente nos erros de medida.

O dispositivo desenvolvido tem como princípio de funcionamento a perda de pressão através de um duto de quartzo, com diâmetro interno de 2 mm e comprimento de 100 mm, avaliada através de um transdutor de pressão diferencial (Δp_1) (Endress+Hauser PMD75 0-3kPa, com precisão de 0,0225 kPa).

O aparato, ilustrado esquematicamente na Fig. 4.6, foi construído de forma a possuir o maior número de componentes transparentes possível, permitindo a avaliação da presença e deposição das nanopartículas ao longo do medidor. O formato em “U” da tubulação do medidor, preenchida previamente com água deionizada, foi selecionado de forma a impedir que nanopartículas alcancem os elementos sensores do transdutor diferencial de pressão devido a efeitos de sedimentação. Durante os testes o fluido escoa na fase líquida no regime laminar e sua temperatura é mantida entre 20 e 30°C pelo trocador de calor localizado a

montante da bomba de engrenagens. Vale destacar que esta mesma faixa de temperaturas foi utilizada para a calibração do dispositivo de medida.

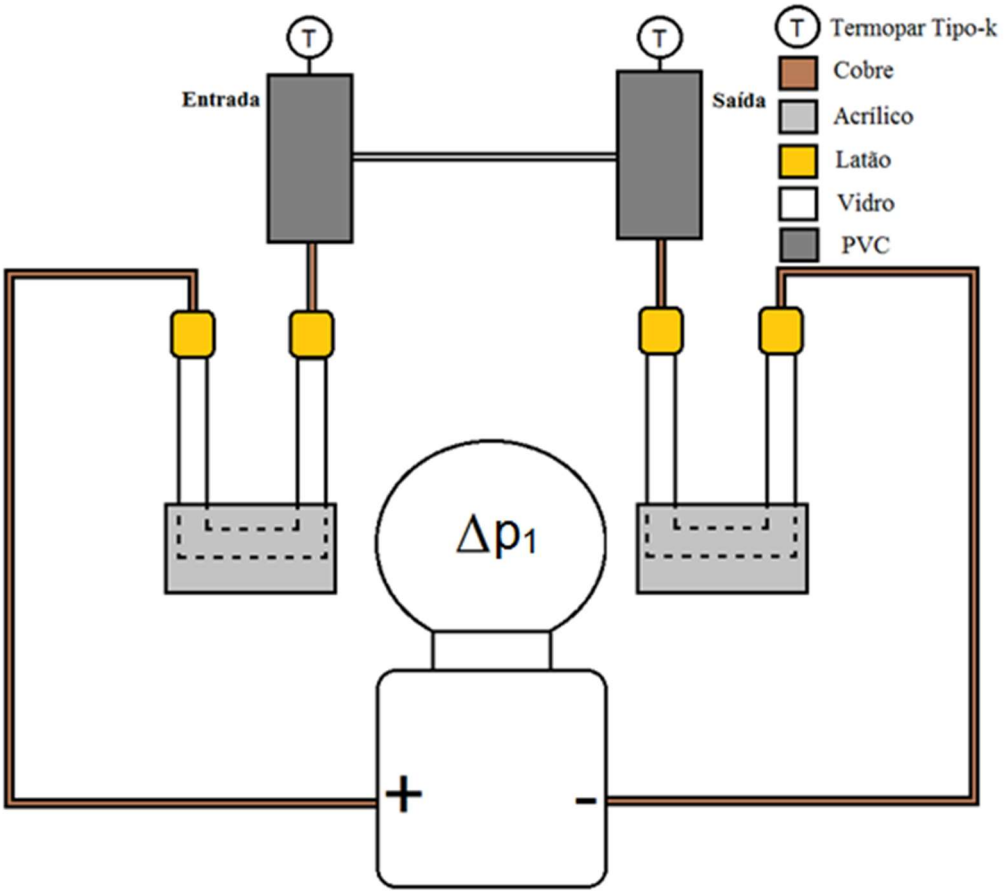

Figura 4.6 – Ilustração esquemática do dispositivo de medição da vazão.

A calibração deste dispositivo foi realizada através da comparação entre a perda de pressão avaliada para o tubo e a vazão mássica correspondente, determinada através de uma balança de precisão (Marte AS5500C, erro de ±0,01 g) e um cronômetro (1 μs), com ambos os parâmetros levantados simultaneamente e registrados através do sistema de aquisição de dados. A calibração se deu para velocidades mássicas variando entre 100 e 1000 kg/m^{2}s, segundo intervalos de 100 kg/m^{2}s e para temperaturas do fluido entre 20°C e 40°C.

Com base nos dados levantados durante o processo de calibração, ajustou-se uma correlação para o cálculo da vazão mássica de forma a incorporar efeitos de variações de temperatura do fluido. A correlação obtida é dada pela seguinte relação:

$$m = \left(C\left(\sqrt{\Delta p.\,\rho}\right)^{B}\right) 10^{-3} \qquad (4.1)$$

onde:

$$C = a_1 \frac{\mu_{20°C}}{\mu} + a_2 \tag{4.2}$$

$$B = b_1 \frac{\mu}{\mu_{20°C}} + b_2 \tag{4.3}$$

Nas Eqs. (4.1) a (4.3) μ é a viscosidade do fluido de testes, $\mu_{20°C}$ a viscosidade da água a 20°C e pressão atmosférica e a_1, a_2, b_1, e b_2 são coeficientes determinados através do ajuste a dados experimentais.

Durante o processo de calibração levantou-se 119 dados utilizados no ajuste dos coeficientes a_1, a_2, b_1 e b_2 por meio da regressão linear realizada no programa Excel, resultando em valores iguais a 0,023, -0,015, 0,654 e 0,981, respectivamente. A Fig. 4.7 ilustra uma comparação entre os resultados experimentais avaliados a partir da balança de precisão com os valores estimados a partir da Eq. (4.1). Vale ressaltar que nesta comparação, todos os resultados apresentam desvios dentro da faixa de ±5%. O procedimento utilizado proporcionou erro de medição de ±4,6% para um grau de confiabilidade de 95,4%.

Para escoamentos envolvendo nanofluidos a viscosidade (μ) foi corrigida por meio do modelo de Einstein, Eq. (3.5). Tal escolha se deu pelo fato da máxima concentração volumétrica avaliada neste estudo ser 0,1%, valores para os quais este modelo é o que apresenta melhores resultados, segundo Ghadimi et al. (2011). A densidade do nanofluido foi avaliada por meio da regra das misturas, Eq. (3.9).

As Figs. 4.8, 4.9 e 4.10 apresentam comparações entre resultados experimentais avaliados a partir da balança de precisão para a vazão mássica de nanofluidos de alumina, com os valores estimados através do método proposto. Nestas figuras nota-se que os desvios obtidos permaneceram dentro da margem de desvios indicada previamente para a água deionizada. Tal resultado permite concluir que o dispositivo desenvolvido para a avaliação da vazão mássica é adequado e fornece resultados satisfatórios.

Durante os ensaios, a medida fornecida pelo medidor de vazão era avaliada eventualmente com o auxílio da balança de precisão, constatando-se resultados dentro da faixa de erro estimada para o aparato. Vale destacar que a migração de nanopartículas para o elemento sensor não foi visualmente notada durante a campanha experimental.

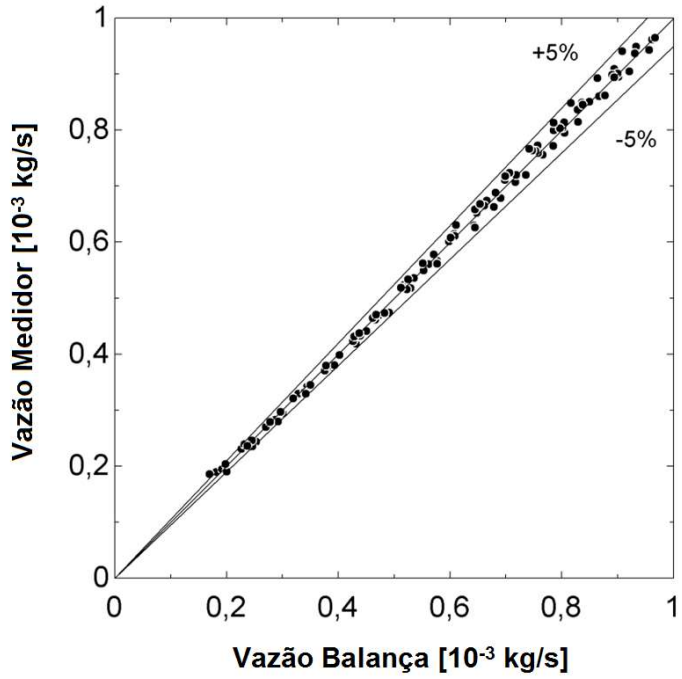

Figura 4.7 – Comparação da vazão determinada através da balança e vazão estimada através do método proposto.

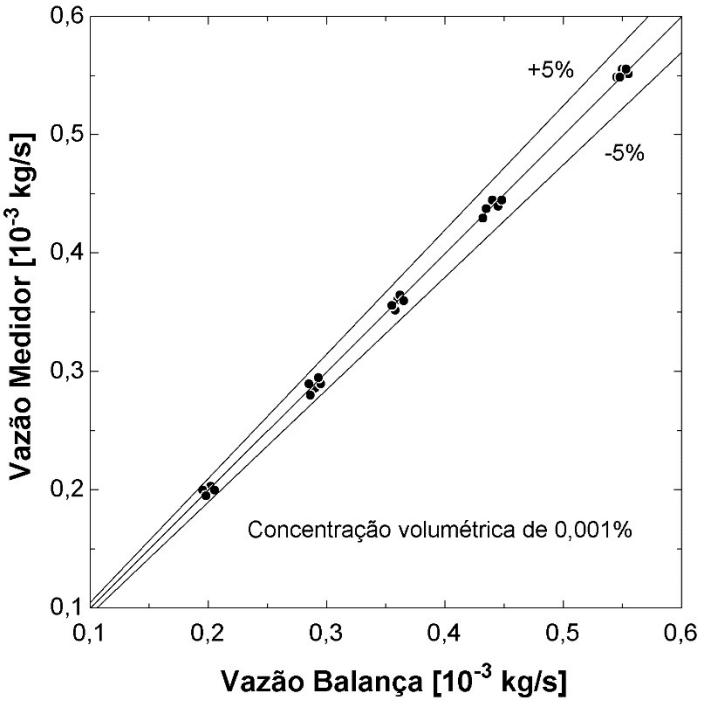

Figura 4.8 - Comparação dos resultados experimentais determinados através da balança e valores obtidos através do medidor de vazão para uma concentração volumétrica de 0,001%.

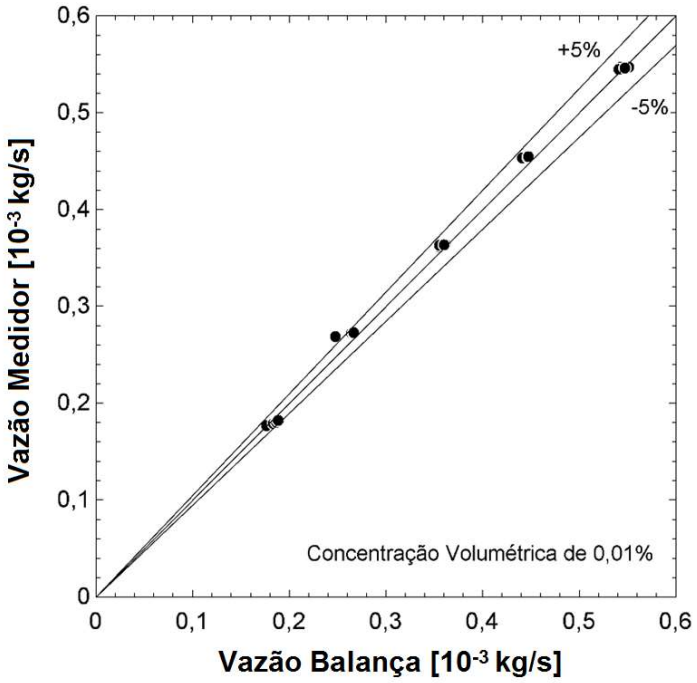

Figura 4.9 - Comparação dos resultados experimentais determinados através da balança e valores obtidos através do medidor de vazão para uma concentração volumétrica de 0,01%.

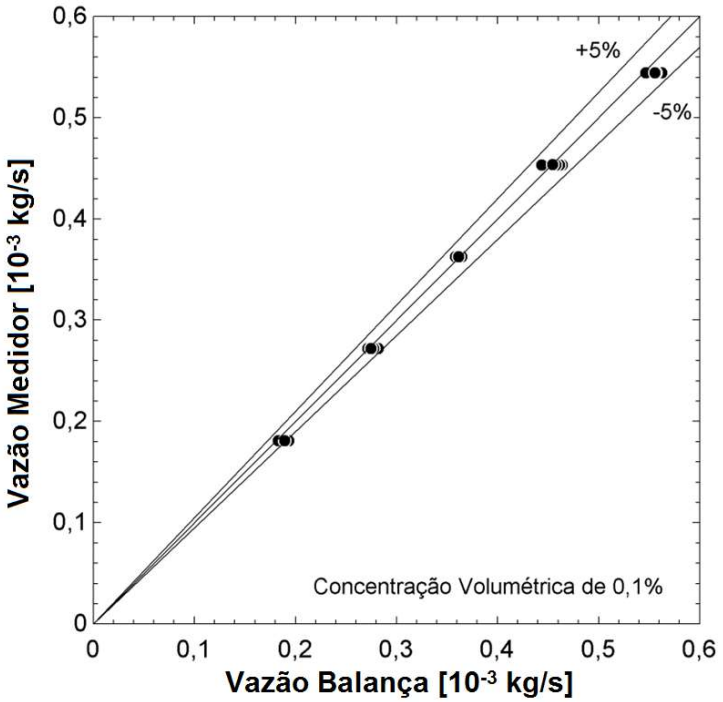

Figura 4.10 - Comparação dos resultados experimentais determinados através da balança e valores obtidos através do medidor de vazão para uma concentração volumétrica de 0,1%.

4.3 Procedimentos Experimentais

Este item tem como objetivo descrever os métodos e procedimentos experimentais utilizados no presente estudo.

Preparação e caracterização dos nanofluidos

Os nanofluidos foram produzidos por meio do o método dos dois passos, com a massa de nanopartículas a ser adicionada ao fluido base especificada por meio da seguinte relação:

$$m_{np} = \rho_{np} \forall_{bf} \left(\frac{\emptyset}{1-\emptyset}\right) \tag{4.4}$$

onde, m_{np} é a massa de nanopartículas, V_{bf} o volume de fluido base, ρ_{np} a densidade da nanopartícula, fornecida pelo fabricante, e $\emptyset$ a concentração volumétrica do nanofluido a ser preparado. A massa de nanopartículas, cujas características são indicadas na Tab. 4.1, era então medida através de uma balança de precisão (erro de ±1 μg) e dispersada por meio de agitação manual em um volume de 200 ml de água deionizada contida em um béquer. Então esta solução inicial era submetida a agitação ultrassônica (sonicador Cole-Parmer CP505 com potência e frequência máximas de 500 W e 20 kHz) por período de 30 minutos e amplitude de 40%, conforme procedimento utilizado por Motta (2012). No processo de agitação ultrassônica, o béquer contendo o nanofluido era imerso em um recepitente contendo água e gelo, de forma a controlar o aquecimento do nanofluido proveniente do processo de agitação. Esta solução era então diluída em 1,8 litros de água deionizada, resultando em 2 litros de nanofluido.

Tabela 4.1 – Características das nanopartículas utilizadas.

Nanopartícula (esférica)	Fabricante	d (nm)*	ρ (kg/m³)*	k (W/mK)
Alumina (Al_2O_3)-γ	NanoAmor Inc.	20-30	3700	39,3
Alumina (Al_2O_3)-γ	NanoAmor Inc.	40-80	3700	39,3
Dióxido de silício (SiO_2)	NanoAmor Inc.	15	2420	1,3
Dióxido de silício (SiO_2)	NanoAmor Inc.	80	2420	1,3
Cobre (Cu)	NanoAmor Inc.	25	8960	396,9

*Características fornecidas pelo fabricante; Propriedades determinadas a T=20°C

A condutividade térmica e a viscosidade dinâmica dos nanofluidos produzidos foram avaliadas através de medidor de condutividade térmica THB 1 da Linseis e viscosímetro SVM 300 fabricado pela Anton Paar, disponíveis no Laboratório de Engenharia e Sistemas Térmicos (LEST) da Universidade Federal de Uberlândia. Para uma correta medição destas

propriedades os nanofluidos eram preparados e suas propriedades avaliadas imediatamente. Este procedimento foi adotado de forma a evitar a sedimentação das nanopartículas e simular as condições dos nanofluidos no aparato experimental, no qual eles são inseridos logo após o preparo.

Inserção do fluido de testes no circuito

Experimentos envolvendo escoamentos monofásicos

A dissolução de gases atmosféricos no fluido não afeta significativamente o coeficiente de transferência de calor no caso de ensaios para escoamentos monofásicos. Portanto, nestas condições, a solução era preparada e imediatamente inserida no aparato experimental. A inserção se dava pela diferença de pressão entre o reservatório e o ambiente externo, imposta por meio da evacuação do circuito de testes por bomba de vácuo da GE Motors modelo 5KC37PNA526X. Os experimentos envolvendo escoamento monofásico foram realizados para uma pressão absoluta de aproximadamente 200 kPa (T_{sat}=120,2°C) e com um grau de subresfriamento do fluido de 45°C

Experimentos envolvendo ebulição convectiva

A presença de gases não condensáveis dissolvidos no fluido influencia a transferência de calor através da ebulição convectiva. Estes gases reduzem o superaquecimento necessário para a nucleação de bolhas e implicam com seu desprendimento em um volume de gás superior àquele gerado pelo processo de aquecimento, implicando em erros na estimativa da fração de vazio e padrão de escoamento. Assim, de forma a reduzir o volume de gases dissolvido, o fluido de testes (água ou nanofluido) era previamente inserido em um recipiente em borosilicato, e aquecido até entrar em ebulição, mantida durante período mínimo de 20 minutos. Imediatamente após submetido a este processo, o fluido era deslocado para o circuito de testes, a uma pressão absoluta inferior a 10 kPa. Este deslocamento se dava através de uma mangueira de Nylon, previamente preenchida com o fluido de testes e conectada a região inferior do recipiente, minimizando a presença de não condensáveis. A condição de vácuo no circuito de testes era considerada estável e própria para a inserção do fluido quando sua pressão apresentava variações inferiores à ±3 kpa por período mínimo de 30 minutos.

Buscando evitar o incremento da concentração volumétrica do nanofluido devido à perda de massa de água no processo de ebulição durante o procedimento de inserção do

nanofluido no aparato, adicionou-se um volume de 200 ml de água deionizada ao inventário inicial de nanofluido (2 litros), resultando em um volume final de 2,2 litros. O recipiente em que o nanofluido era inserido possuia uma marcação correspondente ao volume de 2 litros, de forma que o processo de ebulição era mantido até a solução no recepiente alcançar tal marca. Este procedimento permite assegurar a concentração volumétrica inicialmente especificada para o volume inicial de 2 litros.

Como procedimento adicional, visando eliminar não condensáveis remanescentes, adotou-se a estratégia de circular o fluido de testes durante um período de uma hora, após a qual realiza-se vácuo novamente a partir da região superior do reservatório, mantendo a operação da bomba de vácuo por um período de 2 minutos.

Realização dos experimentos

Ensaios envolvendo escoamentos monofásicos

Durante estes testes foram utilizados os tubos conforme comercialmente adquiridos, isto é, sem deposição de nanopartículas em sua superfície interna através do processo de ebulição. Este procedimento foi adotado de forma a evitar diferenças associadas à insersão de uma resistência térmica adicional, dada pela deposição das nanopartículas, entre a parede do tubo e o fluido de testes. Os ensaios monofásicos foram realizados para um único tubo, de acordo com a seguinte ordem cronológica: (i) água deionizada; (ii) nanofluidos de alumina (20-30 nm); (iii) nanofluidos de alumina (40-80 nm); (iv) nanofluidos de dióxido de silício (80 nm); (iv) nanofluidos de dióxido de silício (15 nm); e (v) nanofluidos de cobre (25 nm). Os nanofluidos foram avaliados para as seguintes concentrações volumétricas de 0,001, 0,01 e 0,1%, adotando-se esta ordem cronológica.

Ensaios envolvendo ebulição convectiva

Ensaios para a ebulição convectiva foram executados de acordo com a seguinte ordem cronológica: (i) água deionizada em superfície sem deposição; (ii) nanofluidos com concentração volumétrica de 0,001, 0,1 e 0,1%; (iii) água deionizada após os ensaios com nanofluidos. Este procedimento foi adotado para os nanofluidos de alumina (20-30 nm), dióxido de silício (80 nm), alumina (40-80 nm) e dióxido de silício (15 nm). Realizou-se a troca da seção de testes após a finalização dos ensaios para cada série (i) a (iii) caracterizada por um tipo de nanopartículas. Com relação aos nanofluidos de cobre, os ensaios com água

após os testes com nanofluidos não foram realizados. Isto se deu devido à contaminação do aparato com as nanopartículas, impossibilitando assegurar visualmente que a água inserida no aparato não fosse imediatamente contaminada pelas nanopartículas remanescentes. Após a inicialização dos testes, isto é, após impostos o fluxo de calor na seção de testes (na presença de ebulição convectiva) e a vazão mássica, tais condições eram mantidas por um período de 30 minutos, de forma a atingir regime permanente e permitir a obtenção de dados experimentais confiáveis.

Procedimento de limpeza do aparato

Após a finalização dos ensaios para uma determinada concentração de nanofluido, limitada a um período de 12 horas, a solução era imediatamente drenada do circuito. Após retirado o nanofluido, inseria-se no aparato água deionizada, a qual era mantida em circulação durante um período de 15 minutos com o objetivo de limpeza e remoção das nanopartículas do circuito. Repetia-se este procedimento cinco vezes, de forma a remover as nanopartículas remanescentes e impedir a contaminação do próximo fluido a ser avaliado. Após esse processo de limpeza úmida, circulava-se nitrogênio proveniente de um reservatório a alta pressão através do circuito, de forma a remover nanopartículas ainda restantes. Após isto checava-se visualmente a existência de partículas depositadas nas regiões transparentes do circuito. Ao final realizava-se vácuo no circuito, o qual era mantido pelo período mínimo de 12 horas, antes da inserção de um novo fluido de testes.

Condições experimentais

Os ensaios para a água deionizada e nanofluidos foram executados para as seguintes condições experimentais:

- Fluxos de calor de 20, 40 e 60 kW/m^2 para escoamento monofásico, e de 100 a 350 kW/m^2 (segundo intervalos de 50 kW/m^2) para ebulição convectiva;
- Velocidades mássicas de 200, 400, e 600 kg/m^{2}s;
- Temperatura de saturação na saída da seção de testes para escoamentos bifásicos de 102±3°C;
- Temperatura de entrada na seção de testes de 75±2°C (inclusive para escoamentos monofásicos);
- Títulos de vapor entre 0 e 0,45;

4.4 Regressão de dados experimentais

Neste item são descritos os procedimentos e hipóteses adotadas na regressão dos parâmetros experimentais, necessários para avalição do coeficiente de transferência de calor em condições de escoamento monofásico e durante a ebulição convectiva de água deionizada e nanofluidos.

Fluxo de calor

Estimou-se o fluxo de calor na seção de testes como a razão entre a potência transferida ao fluido, Q, e a área interna da seção de testes considerando seu comprimento aquecido. Na determinação de Q, subtraiu-se as perdas de calor para o ambiente da potência total aplicada na seção de testes, a qual é dada pelo produto entre a tensão e a corrente a partir dos sinais correspondentes fornecidos pela fonte de corrente contínua. Perdas devido as resistências elétricas dos fios condutores e conexões são corrigidas pela fonte DC.

De forma a subtrair as perdas de calor da potência aplicada e assim calcular um fluxo de calor envolvendo efetivamente a energia transferida ao fluido, desenvolveu-se um procedimento para estimativa das perdas de calor por convecção natural e radiação a partir da superfície externa do isolamento. Para tal, inseriu-se um termopar tipo K com diâmetro de junta quente de 0,254 mm próximo a superfície externa do isolamento, e avaliou-se a temperatura ambiente, utilizando termopar semelhante.

Assim, assumindo o conjunto tubo+isolamento como um cilindro horizontal com temperatura de parede constante igual ao valor fornecido pelo termopar, estimou-se as perdas por radiação e convecção natural, através da correlação de Churchill e Chu (1975). Na determinação das perdas por radiação considerou-se o isolamento como um corpo cinza e o ambiente como um corpo negro. A emissividade do isolamento foi assumida como igual a 0,9, conforme valor indicado pelo fabricante (Armacell). Verificou-se perdas para o ambiente inferiores a 10% através desta análise.

Velocidade mássica

A velocidade mássica do escoamento foi determinada como a razão entre a vazão mássica e a área da seção transversal do tubo de testes, baseando-se no seu diâmetro interno.

Temperatura do fluido ao longo da seção de testes

O procedimento de avaliação da temperatura do fluido ao longo da seção de testes se deu por meio de um código desenvolvido no programa EES (Equation Engineering Solver, versão de 2014), no qual a mesma era discretizada segundo 1000 elementos. Tal procedimento considera as regiões sem aquecimento na entrada e saída da seção de testes, o comprimento de desenvolvimento térmico e hidrodinâmico do escoamento e a queda de pressão ao longo da seção de testes. Desprezam-se efeitos de condução axial na parede da seção de testes e no fluido, e considera-se escoamento isotérmico entre a entrada da seção de testes e o ínicio da região aquecida, correspondendo a posição do primeiro terminal da fonte DC. A temperatura do fluido a jusante do primeiro terminal da fonte DC é determinada a partir da solução simultânea de três equações para cada elemento da discretização. A primeira trata-se de um balanço de energia, por meio do qual avalia-se a variação da entalpia do fluido conforme a sequinte relação:

$$\mathrm{i_i} = \frac{\mathrm{Q}_i}{\mathrm{m}} + \mathrm{i_{i-1}} \tag{4.5}$$

onde i_i é a entalpia local do fluido, i_{i-1} a entalpia no elemento a montante, m é a vazão mássica e Q é a potencia aplicada em cada elemento da discretização, descontando-se as perdas para o ambiente, conforme procedimento indicado anteriormente. Estima-se, então, a perda de pressão no elemento discreto, com o fator de atrido dado pela correlação de Shah e London (1978) proposta para a região de desenvolvimento hidrodinâmico em regime de escoamento laminar. Então, subtrai-se a perda de pressão estimada da pressão absoluta do escoamento no elemento anterior, conforme a seguinte equação:

$$p_\mathrm{i} = p_{\mathrm{i-1}} - \Delta p \tag{4.6}$$

A partir daí verifica-se a presença de escoamento bifásico comparando-se a entalpia, i_i, com a entalpia do líquido saturado ambas avaliadas a pressão local do escoamento. Caso a entalpia do fluido seja inferior a de líquido saturado, o escoamento é considerado monofásico, e a temperatura determinada como função da pressão e entalpia locais utilizando o programa EES (Equation Engineering Solver, versão de 2014). Entretanto, caso a entalpia do fluido apresente valor superior a do líquido saturado, assume-se escoamento bifásico a partir deste elemento, e a temperatura do fluido como aquela correspondente a temperatura de saturação a pressão local do escoamento. A partir desta posição ao longo da seção de testes assume-se um perfil de pressão caracterizado por um gradiente de pressão constante, com a pressão de saída dada pela diferença entre a pressão de entrada e o valor medido pelo transdutor

diferencial de pressão. Para ensaios com escoamento monofásico a jusante do segundo terminal da fonte DC, adota-se distribuição uniforme para a temperatura do fluido a partir desta posição até o final da seção de testes.

Conforme indicado por Sempertégui-Tapia (2016) a adoção de um perfil linear de pressão ao longo da região bifásica do canal é adequada para determinadas faixas de título de vapor nas quais o gradiente de pressão é constante. Tais condições correspondem aproximadamente a títulos de vapor entre 0,05 e 0,6, dependendo do fluido refrigerante, velocidade mássica e diâmetro do duto, pois tais variáveis tendem a alterar o título de vapor correspondente ao valor máximo do gradiente de pressão.

Neste contexto, visando justificar o procedimento adotado a Fig. 4.11 ilustra a variação da temperatura de saturação ao longo da região bifásica para uma velocidade mássica de 400 kg/m^{2}s e fluxo de calor de 200 kW/m^2. Nela calculou-se a perda de pressão aceleracional, adotando-se o método de Kanizawa e Ribatski (2016) para a fração de vazio superficial, e a parcela da perda de pressão por atrito foi determinada segundo Hardik e Prabhu (2016). Recentemente, Hardik e Prabhu (2016) modificaram o método de Chisholm (1973), de forma a capturar efeitos da aceleração mais intensa do escoamento devido a elevada razão entre os volumes específicos do vapor e do líquido para a água em relação a fluidos halogenados. Esta figura ilustra também um perfil de temperaturas de saturação baseado em um gradiente de pressão constante. Nota-se na Fig. 4.11 diferenças não significativas entre as temperaturas de saturação estimadas a partir do método de Hardik e Prabhu (2016) e adotando-se um perfil linear de pressão. Em geral, tais diferenças são inferiores as incertezas na medição de temperatura, vale destacar que no presente estudo resultados foram obtidos para títulos de vapor de até 0,5, desta forma, dentro da faixa na qual a adoção de um gradiente de pressão constante é adequada.

Título de vapor ao longo da seção de testes

O título de vapor local foi avaliado a partir da entalpia do fluido ao longo da seção de testes, de acordo com a seguinte relação:

$$x = \frac{i_i - i_l}{i_{lv}} \tag{4.7}$$

onde x é o título de vapor de equlíbrio termodinâmico, i_i é a entalpia local do fluido, i_l é a entalpia do fluido como líquido saturado e i_{lv} é a entalpia de vaporização do fluido, ambos a pressão local.

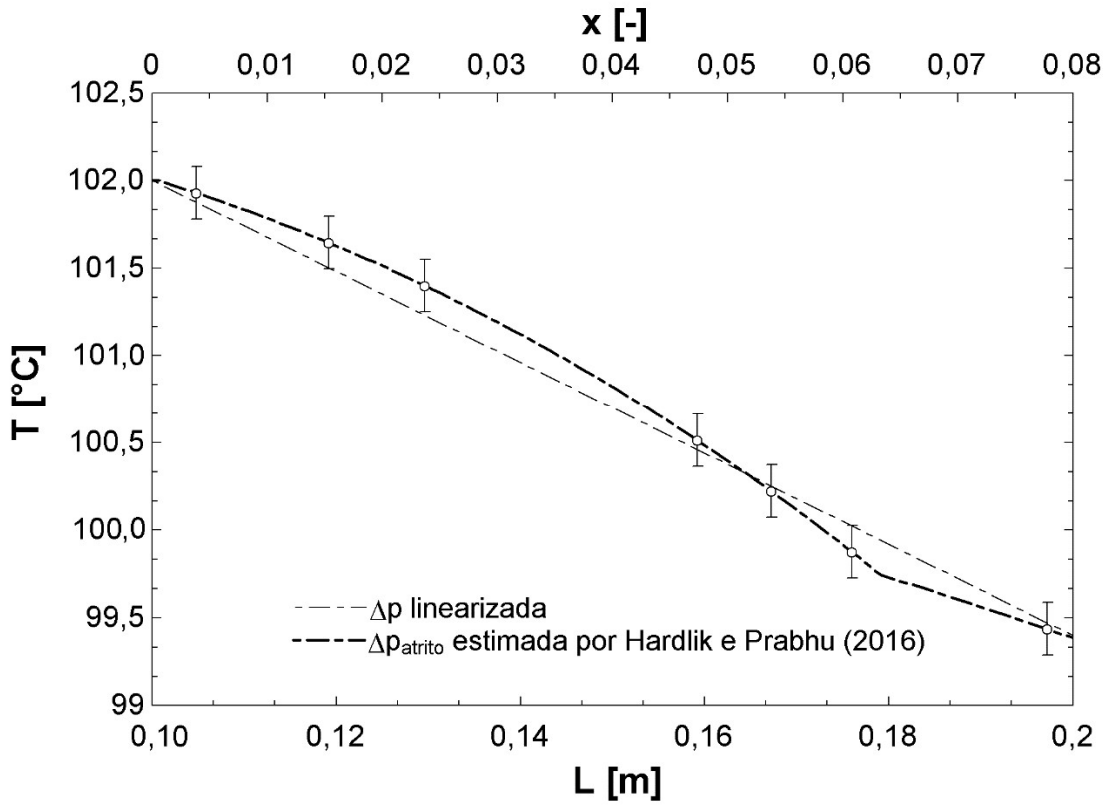

Figura 4.11 – Comparação entre perfis de temperatura ao longo da região bifásica da seção de testes estimados a partir de um gradiente de pressão constante e com base em métodos da literatura para a previsão da perda de pressão.

Coeficiente de Transferência de Calor

Definiu-se o coeficiente de transferência de calor experimental a partir da lei de resfriamento de Newton, dada por:

$$h = \frac{q}{T_{pa} - T_f} \tag{4.8}$$

onde h é o coeficiente de transferência de calor, q o fluxo de calor, T_f a temperatura do fluido e T_{pa} a temperatura média da superfície interna do tubo, estimada a partir da solução da equação de difusão de calor para condução unidimensional, superfície externa adiabática e geração de calor uniforme, conforme a seguinte relação:

$$T_{pa} = T_{pa,ext} + \frac{q'}{8k_{pa}}\left(\frac{({d_{ext}}^2 - {d_{int}}^2)}{2} + {d_{ext}}^2 \ln\left(\frac{d_{int}}{d_{ext}}\right)\right) \quad (4.8)$$

onde $T_{p,ext}$ é a média aritimética das temperaturas medidas pelos termopares nas regiões inferior e superior da parede externa do tubo, q' é a taxa de geração volumétrica de calor, d_{ext} e d_{int} os diâmetros externo e interno do tubo, respectivamente. A geração de calor é determinada por meio da razão entre Q e o volume da região aquecida da seção de testes.

Imagens do escoamento

As imagens do escoamento foram obtidas por meio de uma câmera fotográfica Nikon J2, com tempo de exposição de 1/16000 s e resolução de 10 Megapixels, posicionada na segunda seção de vizualização, de forma a obter imagens do padrão de escoamento na saída da seção de testes.

Imagens da superfície de testes

Imagens das superfícies de testes foram obtidas através de um perfilômetro óptico Vecco Wico com ampliação de 10 vezes. As amostras de cada tubo com deposição foram obtidas somente após a realização de todos os experimentos correspondentes a uma série de ensaios (ver item 4.3), pois sua obtenção implicava na destruição da seção de testes. Em cada tubo, amostras foram obtidas para as seções onde foram fixados temopares, possuindo cada uma um comprimento axial de 10 mm. Após separadas, elas eram e cortadas ao longo da direção axial, de forma permitir o acesso do perfilômetro a sua superfície interna.

4.5 Calibração e avaliação de incerteza

A análise de incerteza dos parâmetros calculados e as suas propagações de erro foram realizadas segundo o método de Taylor e Kuyatt (1994), cuja rotina de cálculo já se encontra disponível no programa EES (Equation Engineering Solver, versão de 2014), que realiza tal procedimento mediante definição das incertezas nas medições.

Realizou-se a calibração do conjunto termopares, extensões, conectores e canais do sistema de aquisição e a determinação das incertezas na avaliação das temperaturas associadas. Esta calibração seguiu procedimento adotado por Kanizawa (2011), utilizando um banho térmico e variando-se a temperatura segundo intervalos de cinco graus Celsius entre 50°C e 130°C, para os 12 termopares da seção de testes. Para os demais termopares,

variou-se a temperatura de 10°C a 80°C, compreendendo, assim, as faixas de temperaturas das condições experimentais correspondentes. Repetia-se este procedimento cinco vezes, obtendo-se cinco curvas de calibração para cada canal de aquisição de temperatura, então uma média dos coeficientes era realizada, de forma a inserir uma curva média no programa de aquisição de dados.

A Fig. 4.12 ilustra uma curva de calibração e a equação correspondente ajustada a partir de funções obtidas através de uma regressão linear entre a temperatura fornecida pelo termomêtro de precisão da Cole Parmer, com resolução de 0,1°C, localizado no banho e a temperatura avaliada por meio do sistema de aquisição. Através do procedimento de calibração adotado, obteve-se uma incerteza experimental de 0,15°C na medida da temperatura.

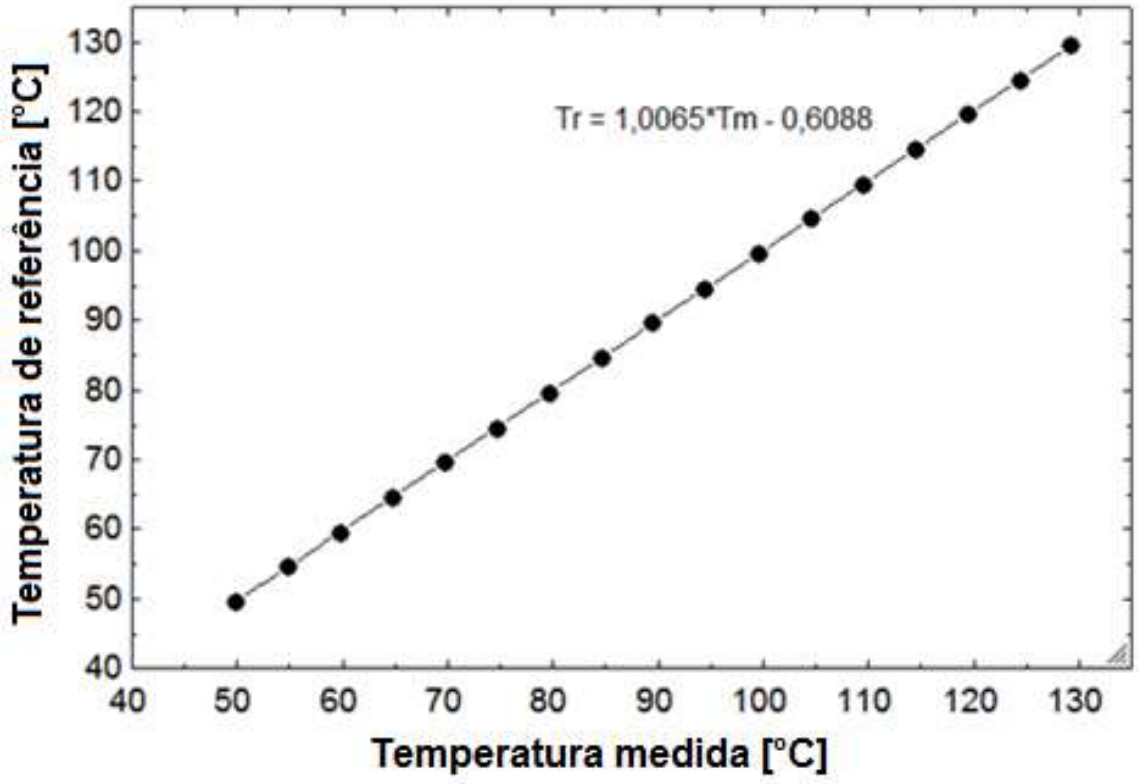

Figura 4.12 – Curvas de ajuste das temperaturas fornecidas pelos termopares.

Exceto pela vazão mássica, para a qual adotou-se procedimento detalhado no item 4.2, as incertezas dos demais equipamentos, fornecidas na Tab. 4.2, foram determinadas a partir de especificações técnicas e certificados de calibração fornecidos pelos fabricantes.

Tabela 4.2 – Incertezas dos parâmetros medidos e calculados.

Parâmetro	Incerteza
D	20 μm
L	1 mm
p	4,5 kPa
Δp	22,5 Pa
m	4,6%
T	0,15°C
Q	0,8%
k	3,1
μ	0,9%
Posição do termopar*	1 mm
Comprimento aquecido	1 mm
h**	10,6%
Nusselt**	4,5%

*a partir do início da seção de testes; ** incerteza média

4.6 Validação do aparato experimental e do procedimento de regressão de dados

O aparato experimental e o procedimento de regressão de dados foram validados por meio da comparação entre resultados experientais e métodos de previsão para o coeficiente de transferência de calor e perda de pressão da literatura para escoamentos monofásicos reconhecidamente precisos. Nesta análise considerou-se os seguintes métodos: (i) Perda de pressão: Shah e London (1978) para o escoamento em desenvolvimento hidrodinâmico; (ii) Coeficiente de transferência de Calor: Churchill e Ozoe (1973) para a região de desenvolvimento térmico. Vale ressaltar que os ensaios para escoamentos monofásicos realizados neste estudo envolveram números de Reynolds inferiores a 1900 para escoamento em desenvolvimento hidronâmico.

As condições experimentais consideradas na validação do aparato encontram-se detalhadas na Tab. 4.3. Tais condições foram escolhidas de forma a serem próximas as utilizadas durante a realização dos experimentos para escoamentos monofásicos.

Tabela 4.3 – Condições experimentais para escoamento monofásico de água deionizada

G (kg/m²s)	q (kW/m²)
200	20/40/60
400	20/40/60
600	20/40/60

Balanço de energia

Avaliou-se o procedimento para determinação do fluxo de calor na seção de testes por meio da comparação para escoamento monofásico entre a potência de aquecimento fornecida a partir da fonte DC, subtraídas as perdas para o ambiente, e aquela transferida ao fluido, estimada através do produto entre a vazão mássica e a variação de entalpia ao longo da seção de testes. Os valores de entalpia foram estimados a partir das temperaturas e pressões locais do escoamento na entrada e saída da seção de testes. Os resultados de tal comparação encontram-se ilustrados na Fig. 4.13. A análise desta figura permite concluir que o procedimento adotado prevê adequadamente as perdas de calor para o ambiente, com desvios inferiores a 5%. Vale ressaltar que na validação do procedimento de estimativa da perda de calor para o ambiente, os experimentos foram realizados com temperaturas de parede do tubo e externa do isolamento próximas as verificadas para os experimentos envolvendo ebulição convectiva.

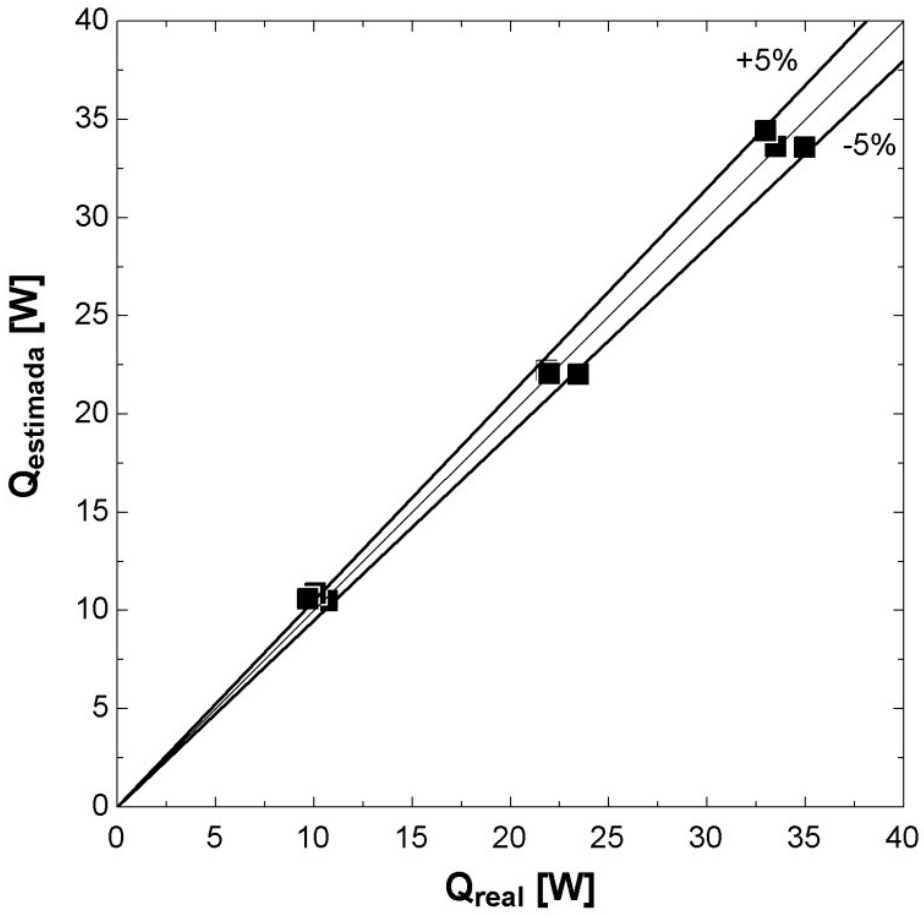

Figura 4.13 – Comparação entre a potência transferida ao fluido com a estimada.

Perda de pressão (fator de atrito)

A Fig. 4.14 ilustra a comparação do fator de atrito tipo Darcy estimado através de Shah e London (1978) para escoamento laminar em desenvolvimento e o calculado a partir de resultados experimentais para a perda de pressão da água deionizada. Nota-se na figura desvios entre resultados estimados e experimentais inferiores a 20%, indicando que o aparato e os procedimentos experimentais são adequados para a avaliação da perda de pressão por atrito para escoamentos monofásicos.

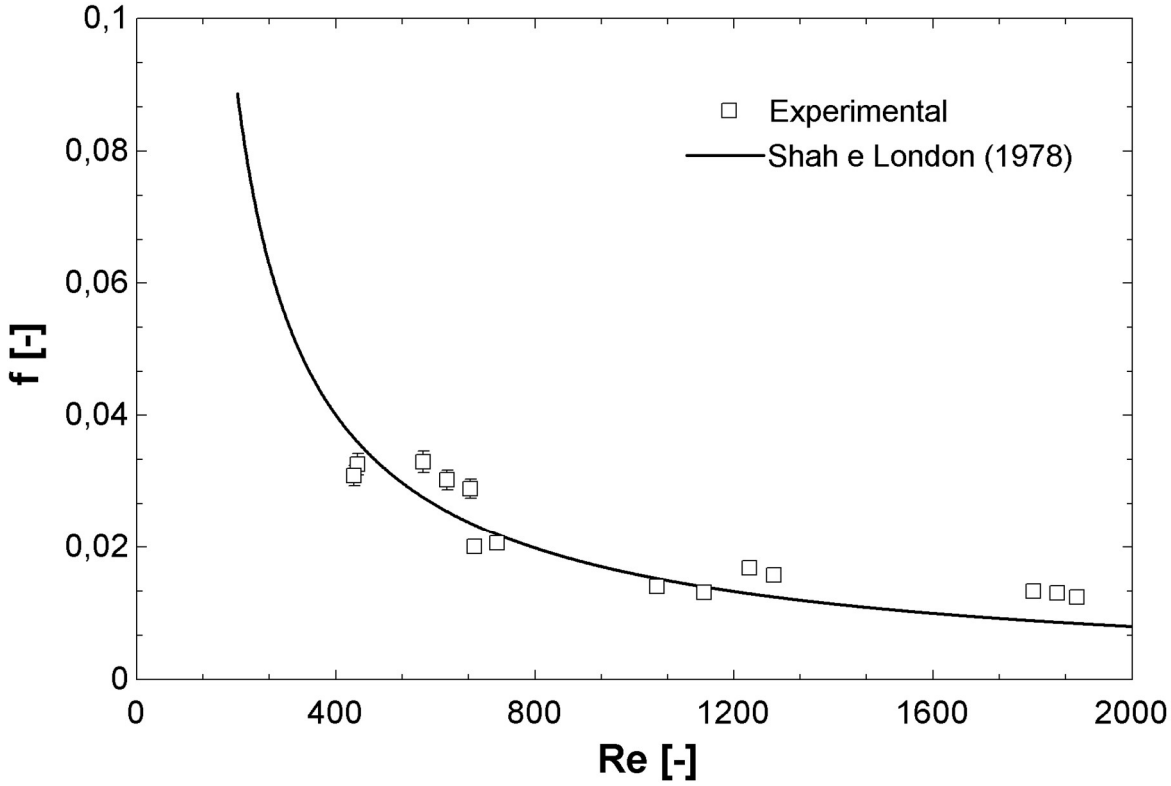

Figura 4.14- Comparação entre o fator de atrito teórico e calculado a partir da perda de pressão experimental.

Transferência de calor

A Fig. 4.15 ilustra uma comparação entre o número de Nusselt local obtido experimentalmente e valores correspondentes estimados através da correlação de Churchill e Ozoe (1973). Os resultados apresentados são para o escoamento monofásico de água deionizada nas condições indicadas na Tab. 4.3. Para a estimativa do de Nusselt considerou-se as perdas para o ambiente avaliadas segundo procedimento descrito no item 4.3. Constatam-se na figura desvios inferiores a 20%. Tal resultado é satisfatório considerando que inclui a

região de desenvolvimento térmico, na qual as incertezas das medidas e a imprecisão dos métodos de previsão se acentuam.

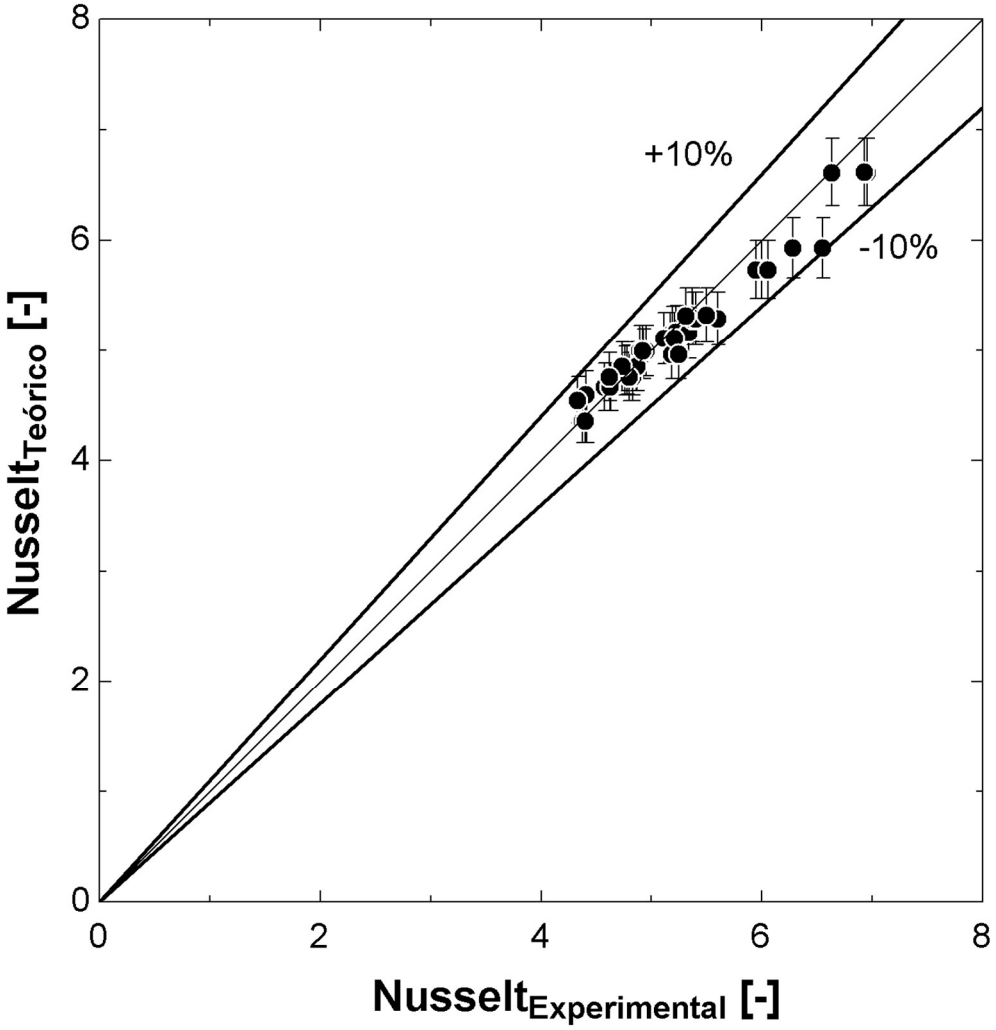

Figura 4.15- Comparação entre o coeficiente de transferência de calor monofásico experimental e teórico.

A Fig. 4.16 ilustra uma comparação entre dados experimentais para o número de Nusselt local e curva teórica baseada na correlação de Churchill e Ozoe (1973), ambos em função do número de Graetz. Nesta figura notam-se desvios entre os dados experimentais e teóricos inferiores as incertezas das medidas. Tais resultados validam o procedimento de estimativa da temperatura superficial interna do tubo e das perdas de calor para o ambiente. Consequentemente, este resultado corrobora a validação do balanço de energia indicada anteriormente. Isto permite concluir como adequados os procedimentos adotados para a determinação da temperatura local do fluido e, no caso de ensaios com mudança de fase, do título de vapor de equilíbrio termodinâmico local ao longo da seção de testes.

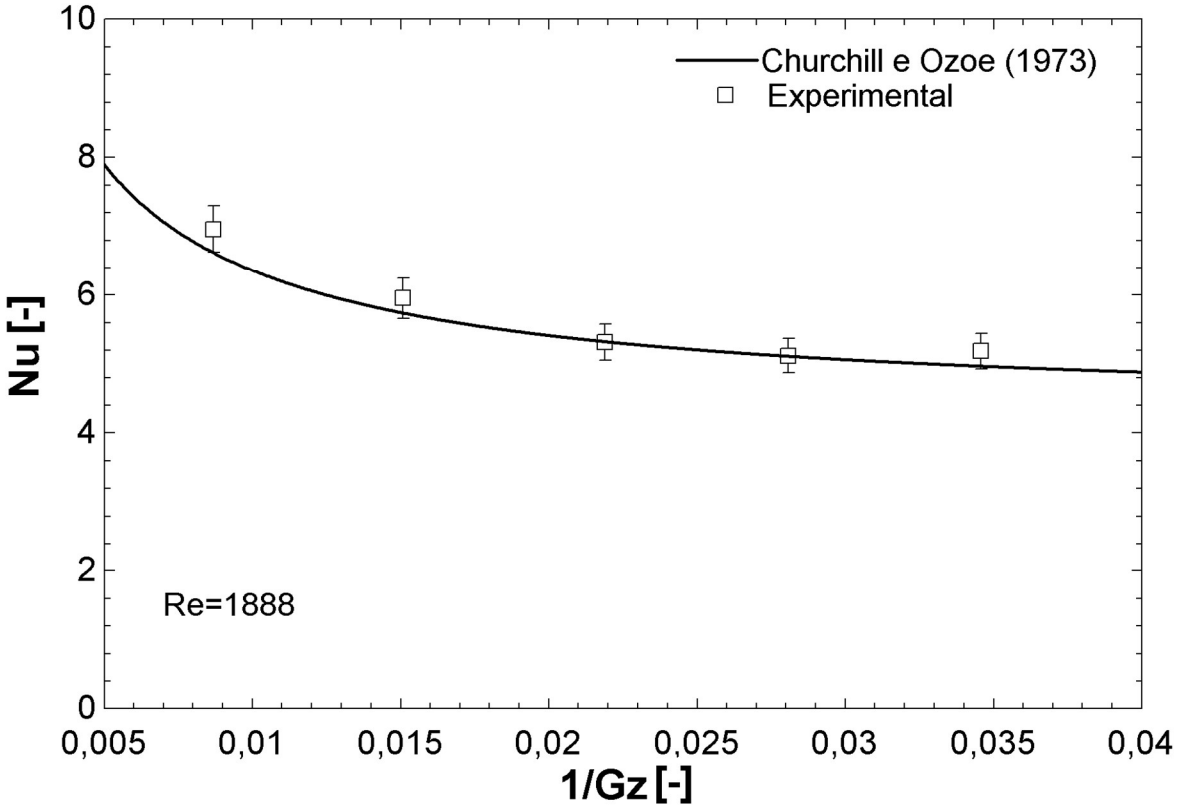

Figura 4.16 – Comparação entre o números de Nusselt experimental e teórico ao longo do comprimento da seção de testes.

5 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Neste capítulo são apresentados e discutidos os resultados experimentais levantados neste estudo, os quais envolvem dados para a caracterização e escoamento monofásico de nanofluidos e ebulição convectiva de água-DI (deionizada) e nanofluidos. Obteve-se resultados para cinco configurações de nanopartículas, variando dimensão e condutividade térmica. Para cada nanopartícula foram produzidos nanofluidos a base de água-DI para concentrações volumétricas de 0,001, 0,01 e 0,1%. Avaliou-se as seguintes nanopartículas com geometria esférica: (i) alumina-γ (d_p= 20-30 nm); (ii) alumina-γ (d_p= 40-80 nm); (iii) dióxido de silício (d_p= 15 nm); (iv) dióxido de silício (d_p= 80 nm); e (v) cobre (d_p= 25 nm). A Tab. 5.1 sumariza as condições para as quais foram levantados aproximadamente 3000 resultados experimentais.

Tabela 5.1 – Condições experimentais

Fluido	G (kg/m²s)	q (kW/m²)	Ø (%)	Número de dados
Água-DI AEN	200/400/600	20-60*/100-350	-	578
Água-DI DEN	200/400/600	100-350	-	400
Alumina 20-30 nm/água-DI	200/400/600	20-60*/100-300	0,001/0,01/0,1	465
Alumina 40-80 nm/água-DI	200/400/600	20-60*/100-300	0,001/0,01/0,1	330
Dióxido de silício 80 nm/água-DI	200/400/600	20-60*/100-300	0,001/0,01/0,1	436
Dióxido de silício 15 nm/água-DI	200/400/600	20-60*/100-350	0,001/0,01/0,1	446
Cobre 25 nm/água-DI	200/400/600	20-60*/100-300	0,001/0,01/0,1	325

NF – nanofluido; * - escoamento monofásico; AEN – antes da ebulição com nanofluidos; DEN – depois da ebulição com nanofluidos

5.1 Caracterização das propriedades de transporte dos nanofluidos

Este item trata da avaliação da condutividade térmica e viscosidade dinâmica de nanofluidos. A Fig. 5.1 ilustra a variação da viscosidade dinâmica dos nanofluidos com o incremento da concentração volumétrica para uma temperatura de 25°C. Nesta figura nota-se um efeito desprezível da adição de nanopartículas a um fluido base para concentrações

volumétricas de 0,001 e 0,01%. Incrementos da viscosidade acima da incerteza de sua medida verificam-se apenas para a concentração volumétrica de 0,1%.

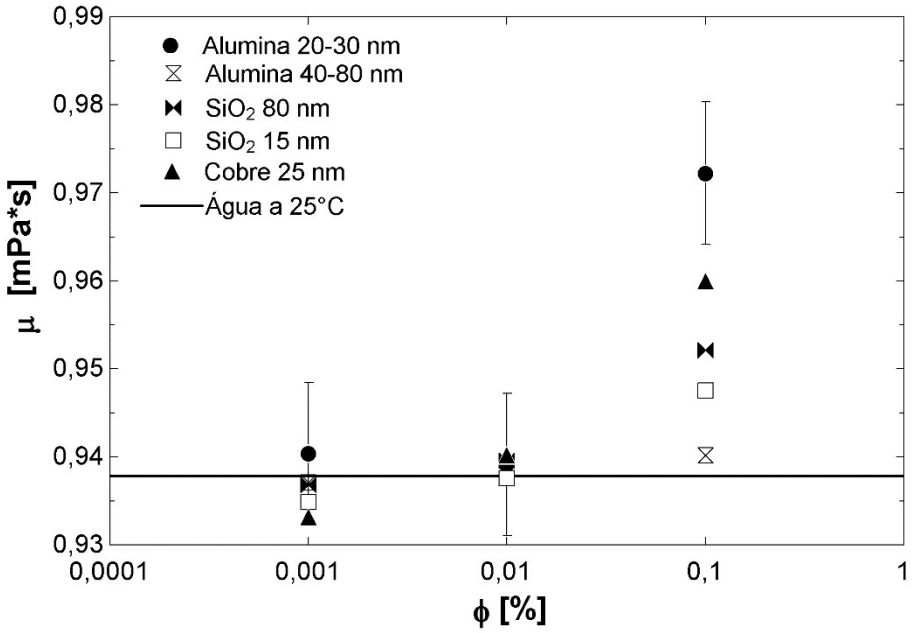

Figura 5.1 – Comparação da viscosidade dinâmica dos nanofluidos utilizados com o valor para água a 25°C.

Conforme ilustrado na Fig. 5.2, incrementos significativos da condutividade térmica em relação à água-DI foram verificados apenas para os nanofluidos de cobre. Esta figura apresenta a razão entre as condutividade térmicas dos nanofluidos para concentração volumétrica de 0,1% e da água-DI. Os resultados para as demais concentrações apresentaram variações entre a condutividade térmica dos nanofluidos e da água inferiores a incerteza de suas medições. Neste estudo, o incremento máximo da condutividade térmica observado em relação a água-DI foi de 13%, para o nanofluido composto de cobre e concentração volumétrica de 0,1%.

A Tab. 5.2 apresenta o resultado das comparações entre os métodos da literatura para previsão da viscosidade dinâmica e da condutividade térmica de nanofluidos e os dados experimentais obtidos neste estudo. Nela notam-se desvios médios absolutos reduzidos entre os dados experimentais e as respectivas previsões tanto para a viscosidade dinâmica quanto para a condutividade térmica. Vale ressaltar que os métodos de previsão proporcionam valores próximos de η. As correlações propostas por Rea et al. (2009) apresentaram as melhores previsões, entretanto sem se destacar de forma significativa em relação aos outros métodos.

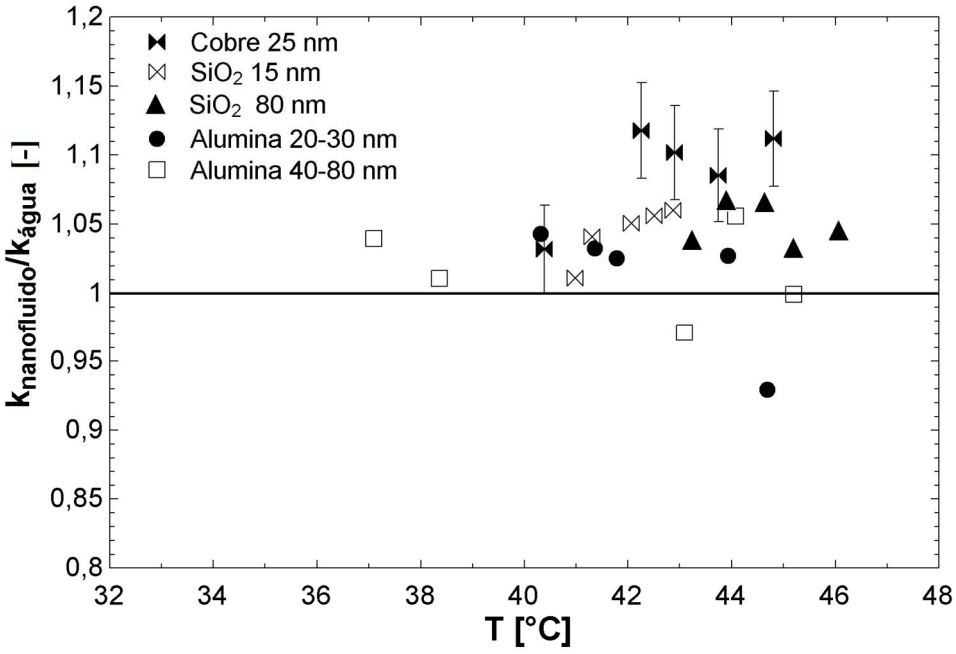

Figura 5.2 – Ilustração da relação entre a condutividade térmica dos nanofluidos e da água-DI (concentração volumétrica igual a 0,1%).

Tabela 5.2 – Erro médio resultante da comparação entre os dados experimentais e métodos para a previsão da viscosidade dinâmica e condutividade térmica dos nanofluidos.

Propriedade	Autor	η (%)
μ	Einstein (1906)	0,6
	Binkman (1952)	0,6
	Wang et al. (1999)	0,5
	Buongiorno (2006)	0,9
	Rea et al. (2009)	0,5
	Mena et al. (2013)	1,1
k	Bruggeman (1935)	3,8
	Hamilton e Crosser (1962)	3,8
	Nan et al. (1997)	3,8
	Timofeeva et al. (2007)	3,7
	Rea et al. (2009)	3,7

5.2 Convecção forçada de nanofluidos

Este item apresenta os resultados experimentais para a convecção forçada de nnofluidos segundo o regime laminar. Atenção especial é dada a discussão do comportamento do número de Nusselt, focando nos possíveis mecanismos de transferência de calor envolvidos. Na análise o cálculo do número de Nusselt experimental para os nanofluidos se baseia nos valores da condutividade térmica avaliados no presente estudo (item 5.1). Assim, valores de Nusselt para os nanofluidos superiores aos verificados para a água indicam a

presença de mecanismos de intensificação adicionais ao incremento da condutividade térmica, tal como a termoforese, os movimentos brownianos e a auto-difusão das nanopartículas. Tal fato é corroborado por variações do número de Prandtl marginais, isto é, inferiores a 2%, conforme ilustrado na Tab. 5.3. Na elaboração desta tabela calculou-se a vicosidade dinâmica e condutividade térmica segundo as correlações propostas por Rea et al. (2009) e o calor específico de acordo com a regra das misturas, Eq. (3.10). Vale destacar que, segundo Kays e Crawford (1993), reduções no número de Prandtl implicam em incrementos do número de Nusselt para escoamentos em desenvolvimento. Logo a elevação do Prandtl associada a adição de nanopartículas ao fluido base não justifica o incremento do número de Nusselt com o aumento da concentração.

Tabela 5.3 – Valores do número de Prandtl para os nanofluidos e água-DI para temperatura de 75°C.

Ø [%]	Alumina-γ/água-DI	Dióxido de silício/água-DI	Cobre/água-DI	Água-DI
0,001	2,425	2,425	2,425	
0,01	2,428	2,427	2,429	2,425
0,1	2,463	2,451	2,466	

De uma forma geral o número de Nusselt decresce com o aumento de $1/Gz$, tendendo a um valor constante ao final da seção de testes. Este comportamento já esperado corresponde a região de desenvolvimento do escoamento. Valores superiores para o número de Nusselt foram encontrados com a redução do fluxo de calor e para números de Reynolds intermediários ($Re_{médio}\approx1200$). Neste estudo os resultados são apresentados e analisados em termos de números de Reynolds médios de cada experimento, sendo $Re_{médio}$ definido como a média aritmética dos valores de Re avaliados ao longo da seção de testes para cada elemento discreto (ver item 4.4). Vale ressaltar que no caso dos experimentos envolvendo a transferência de calor em condições de convecção forçada monofásica de líquido não houve deposição perceptível visualmente.

Alumina

As Figs. 5.3 e 5.4 apresentam a variação do número de Nusselt experimental para escoamento monofásico, ilustrando o efeito do fluxo de calor neste adimensional para velocidades mássicas fixas de 600 e 400 kg/m^{2}s, respectivamente. Na Fig. 5.3, verifica-se para a água-DI uma tendência crescente do número de Nusselt para $1/Gz>0{,}03$, correspondente a região terminal do duto. Tal comportamento sugere uma região de transição

do escoamento laminar para turbulento, a qual ocorre devido ao incremento do número de Reynolds com o aumento da temperatura do fluido. Corrobora tal afirmação o fato do número de Reynolds médio do escoamento apresentar valor próximo ao característico desta transição, atingindo localmente valores máximos na saída da seção de testes de 2102 para G=600 kg/m^{2}s e q=60 kW/m^2. Comportamento distinto ocorre para os nanofluidos de alumina 20-30 nm, que mantém a tendência decrescente ao final do tubo, com valores de Nusselt se aproximando da constante correspondente a escoamento laminar desenvolvido. Tal comportamento pode ser atribuído ao incremento da viscosidade de 3,7%, e consequente redução do número de Reynolds com a insersão das nanopartículas. Tal incremento na viscosidade faz com que o número de Reynolds decresça atingindo valor igual a 2027. Outra hipótese é o fato da presença das nanopartículas no escoamento afetar a formação do vórtices, pois para G=600 kg/m^{2}s e q=60 kW/m^2 a escala de Kolmolgorov (mínima dimensão dos vórtices) é de aproximadamente 260 nm. Vale ressaltar a possibilidade da presença de aglomerados de nanopartículas, os quais apresentam dimensões próximas as da escala de Kolmolgorov, influenciando a formação dos vórtices e assim a transição laminar-turbulento.

A Fig. 5.4 ilustra a variação do número de Nusselt ao longo do comprimento da seção de testes para G=400 kg/m^{2}s. Diferentemente do que foi observado para G=600 kg/m^{2}s, neste caso notam-se números de Nusselt superiores para os nanofluidos em relação a água-DI na região de entrada do tubo, correspondente a valores de 1/Gz reduzidos. Tal incremento decresce ao longo da seção de testes, com o número de Nusselt para os nanofluidos apresentando valores similares aos observados para a água-DI para valores de 1/Gz elevados. Comportamento similar foi observado na literatura por Wen e Ding (2004), Ding et al. (2006), Ding et al. (2007), Lee e Mudawar (2007), Anoop et al. (2009) e Akhavan-Zanjani et al. (2016).

Na região de entrada, segundo a Fig. 5.4, o incremento do número de Nusselt com a adição de nanopartículas a água-DI se eleva com o aumento concentração volumétrica e redução do fluxo de calor, isto é, valores de Nu superiores são observados para q=20kW/m^2 e $Ø$=0,1%. Resultados para G=200 kg/m^{2}s (não ilustrados) indicam comportamento similar ao verificado na Fig. 5.4, entretanto o incremento do Nusselt verifica-se apenas para q=20kW/m^2 e $Ø$=0,1. Verificou-se para as condições em que ocorreu o incremento do número de Nusselt, que este apresentava taxas superiores as observadas para a variação da condutividade térmica.

Isto sugere a presença de mecanismos adicionais de transferência de calor além daqueles presentes durante o escoamento de fluidos puros.

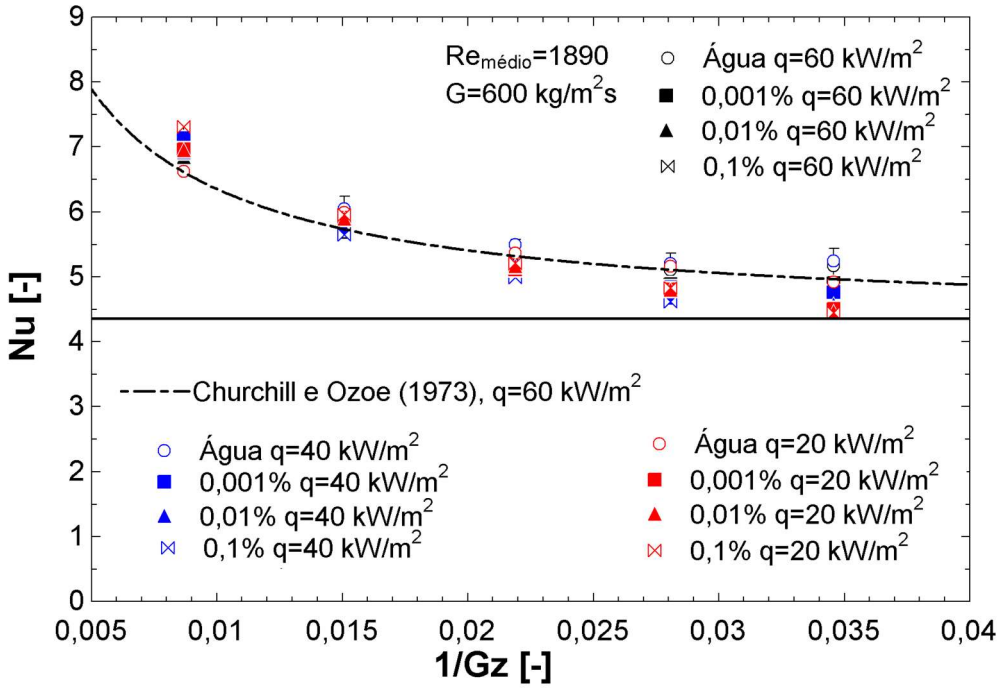

Figura 5.3 – Comparação de resultados experimentais entre os números de Nusselt da água-DI e de nanofluidos de alumina 20-30 nm; G=600 kg/m²s.

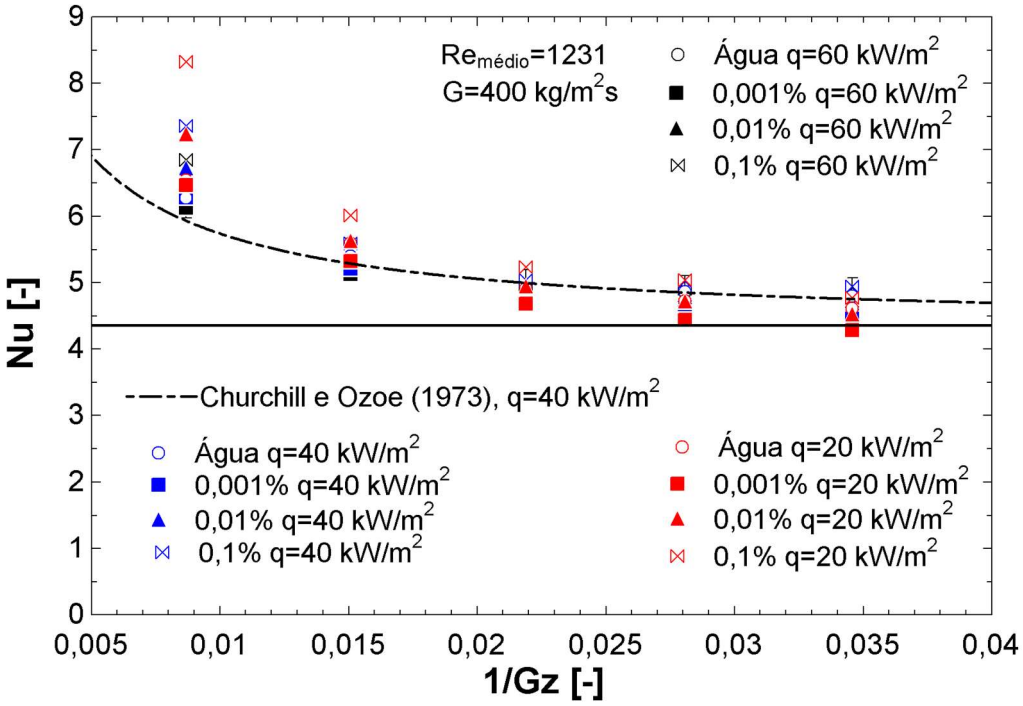

Figura 5.4 – Comparação de resultados experimentais entre os números de Nusselt da água-DI e de nanofluidos de alumina 20-30 nm; G=400 kg/m²s.

Comportamentos similares aos observados nas Figs. 5.3 e 5.4 para a alumina-γ (20-30 nm) são notados nas Figs. 5.5 e 5.6 para o nanofluido composto de alumina de maior dimensão (40-80 nm). Estes comportamentos se caracterizam da seguinte forma: (i) elevação do Nusselt apenas para a água-DI ao final da seção de testes, devido a efeitos de turbulência para G=600 kg/m^{2}s; (ii) aumento do número de Nusselt na região de entrada com a redução do fluxo de calor e elevação da concentração volumétrica para G=200 kg/m^{2}s, conforme ilustrado na Fig. 5.6.Comportamentos similares aos observados para G=200 kg/m^{2}s com nanofluido composto de alumina-γ (40-80 nm) foram constatados para G=400 kg/m^{2}s.

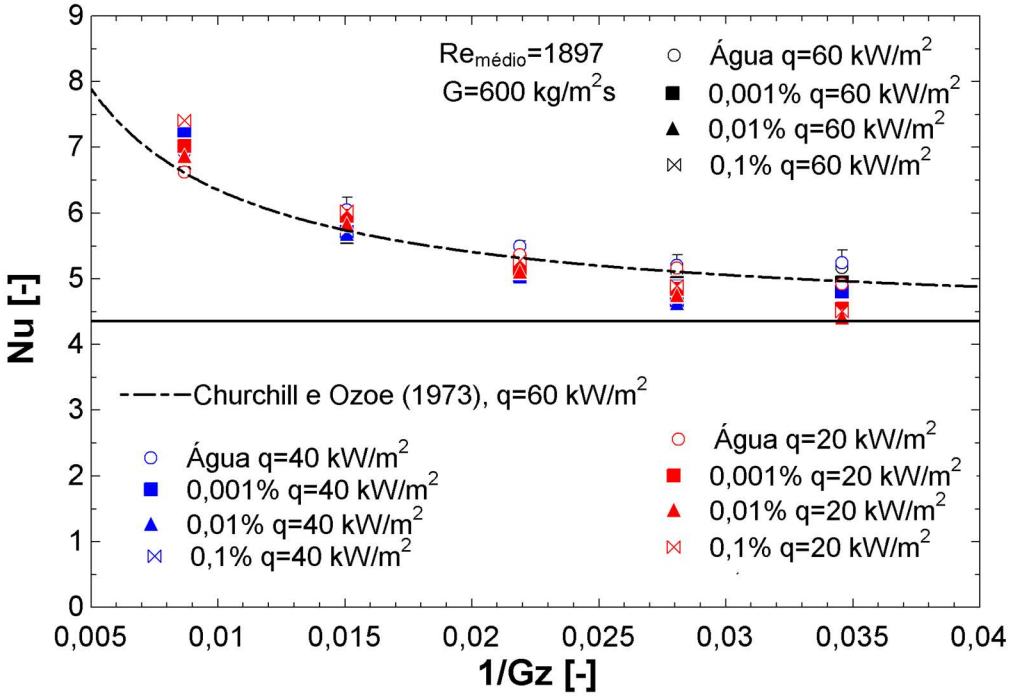

Figura 5.5 – Comparação de resultados experimentais entre os números de Nusselt da água-DI e de nanofluidos de alumina 40-80 nm; G=600 kg/m^{2}s.

Dióxido de silício

A Fig. 5.7 ilustra para G=600 kg/m^{2}s a variação do número de Nusselt com o incremento de 1/Gz para água-DI, e os nanofluidos baseados em nanopartículas de dióxido de silício com dimensões características de 80 nm. Nesta figura, nota-se comportamento similar ao verificado anteriormente para água-DI, caracterizado pelo incremento do número de Nusselt para valores de 1/Gz superiores a 0,03 devido a efeitos de transição do escoamento do regime laminar para o turbulento.

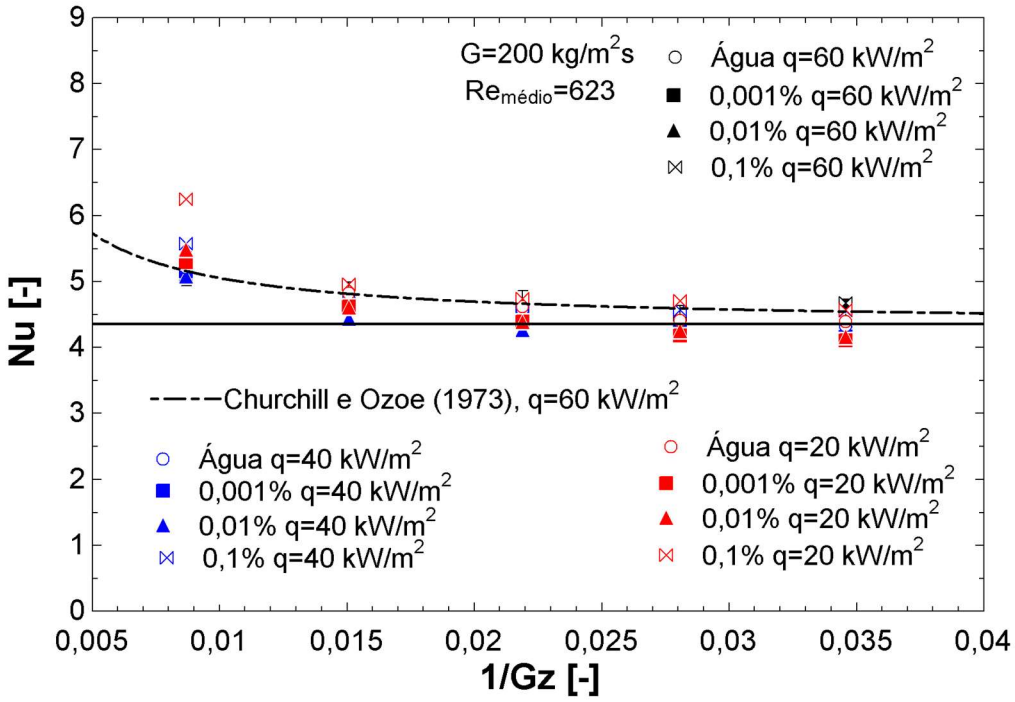

Figura 5.6 – Comparação de resultados experimentais entre os números de Nusselt da água-DI e de nanofluidos de alumina 40-80 nm; G=200 kg/m^{2}s

Para os nanofluidos, diferentemente do que foi observado para as soluções compostas de alumina 20-30 nm e 40-80 nm, verifica-se uma elevação substancial do número de Nusselt em valores reduzidos de $1/Gz$, correspondendo à região inicial do tubo. Tal incremento se intensifica com a redução do fluxo de calor e o aumento da concentração volumétrica. Este comportamento é similar ao observado para os nanofluidos de alumina para G=400 e 200 kg/m^{2}s. Na Fig. 5.7, notam-se números de Nusselt para o nanofluido com concentração volumétrica de 0,1% e q=20 kW/m^2 superiores a água-DI ao longo de todo o duto, comportamento não observado para outras condições e nanofluidos. Esta elevação do número de Nusselt é significativamente superior a elevação observada para a condutividade térmica de apenas 4,3%, conforme avaliado experimentalmente neste estudo. Vale ressaltar que a condutividade térmica das nanopartículas de dióxido de silício e da água são próximas ($k_{\text{dióxido de silício}}$≈1,3 W/mK e $k_{\text{água}}$≈0,64 W/mK) se comparadas as dos demais materiais avaliados no presente estudo (ver Tab. 4.1). Tal comportamento parece indicar a presença de mecanismos adicionais aos presentes durante a convecção forçada de fluidos puros como responsáveis pelo incremento na transferência de calor.

Conforme ilustrado na Fig. 5.8, diferentemente do que foi observado para os nanofluidos de alumina, para G=200 kg/m^{2}s houve o incremento apenas para a concentração

volumétrica inferior no número de Nusselt em relação a água-DI para q=20 kW/m^2. Este incremento ocorre apenas na região inicial da seção de testes, ao contrário do comportamento ilustrado na Fig. 5.7 em que números de Nusselt superiores para $Ø$=0,1% e q=20 kW/m^2 foram observados independentemente de 1/Gz. Curiosamente, para a velocidade mássica de 400 kg/m^{2}s, o número de Nusselt permaneceu inalterado com a adição de nanopartículas.

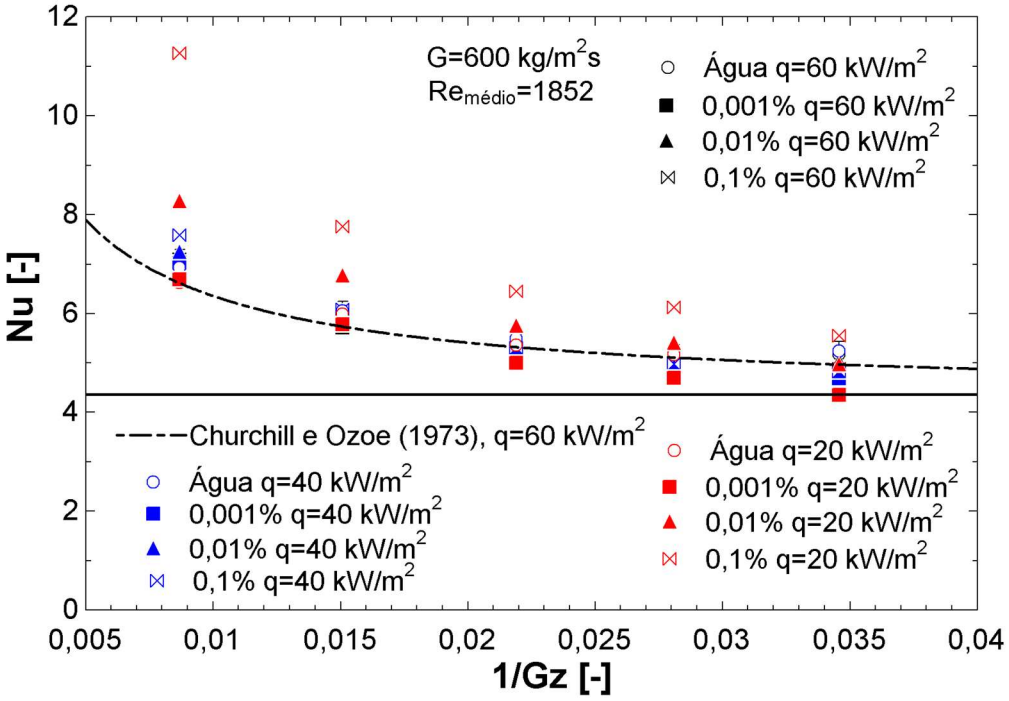

Figura 5.7 – Comparação de resultados experimentais entre os números de Nusselt da água-DI e de nanofluidos de dióxido de silício de 80 nm; G=600 kg/m^{2}s.

A Fig. 5.9 ilustra a variação do número de Nusselt para a água-DI e nanofluidos de dióxido de silício de 15 nm ao longo da seção de testes para G=600 kg/m^{2}s. Nesta figura, assim como para os nanofluidos de alumina, nota-se que a adição de nanopartículas de dióxido de silício de 15 nm faz com que a tendência do número de Nusselt com 1/Gz seja distinta da verificada para a água-DI, mantendo comportamento decrescente com o aumento de 1/Gz ao longo de toda a seção de testes. Comportamento similar também foi verificado para os nanofluidos de dióxido de silício de 80 nm, conforme ilustrado na Fig. 5.7. Isto ocorre, conforme indicado anteriormente, devido ao incremento da viscosidade dos nanofluidos em relação a água-DI, o que acaba por postergar efeitos de transição entre regimes laminar-turbulento.

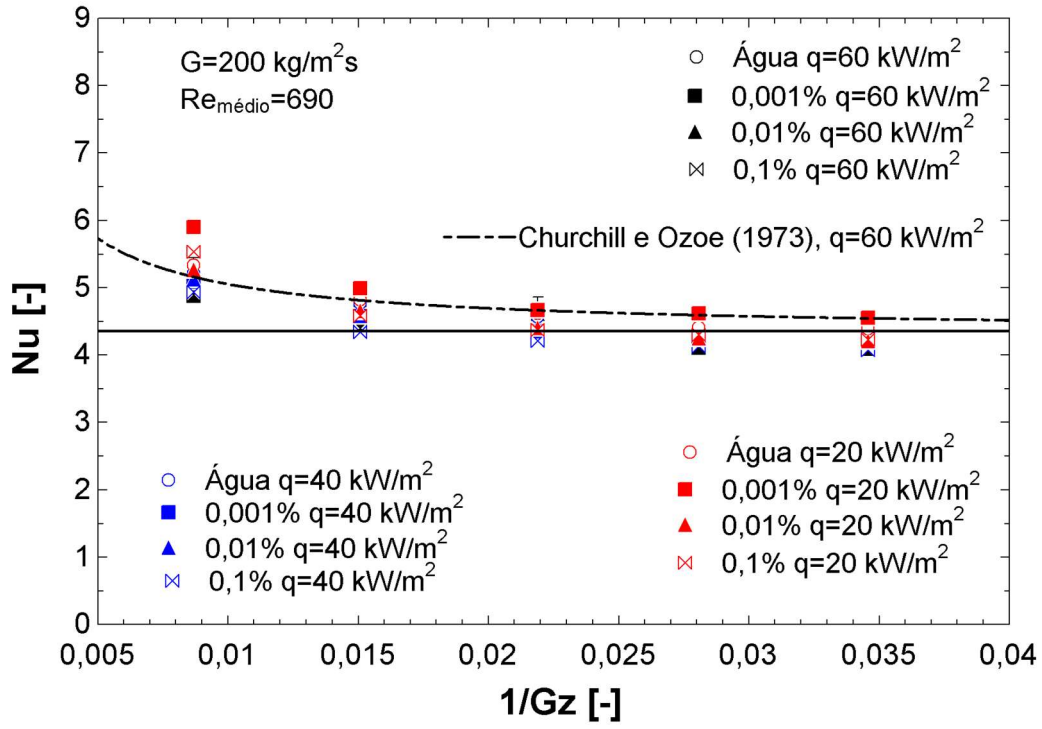

Figura 5.8 – Comparação de resultados experimentais entre os números de Nusselt da água-DI e de nanofluidos de dióxido de silício de 80 nm; G=200 kg/m^{2}s.

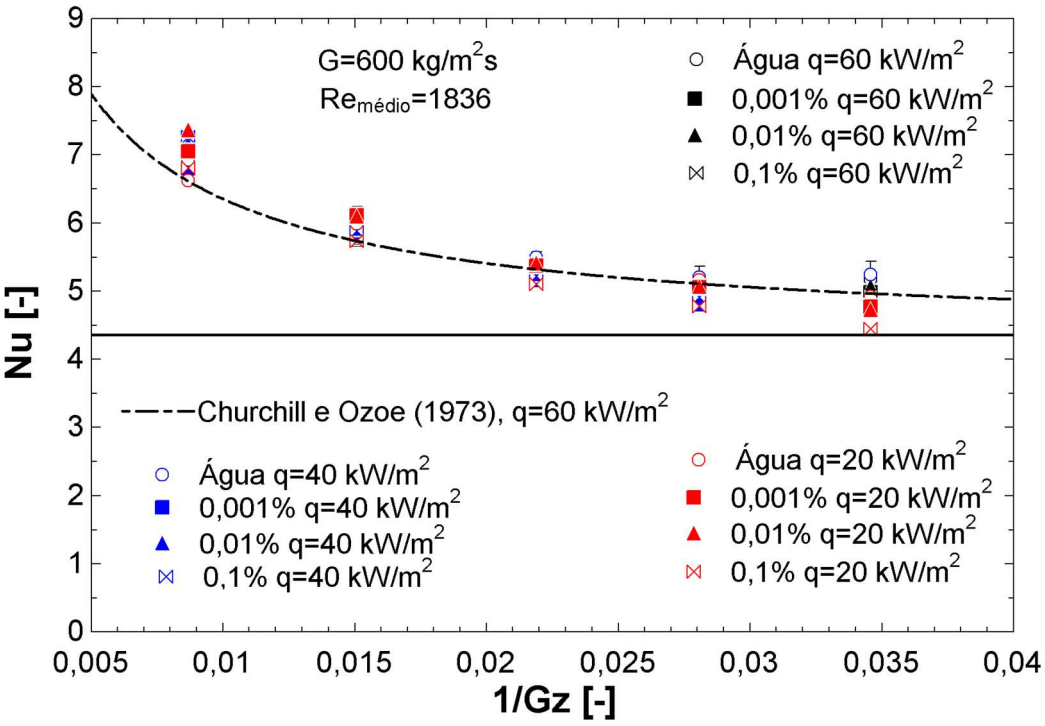

Figura 5.9 – Comparação de resultados experimentais entre os números de Nusselt da água-DI e de nanofluidos de dióxido de silício de 15 nm; G=600 kg/m^{2}s.

Para a velocidade mássica de 400 kg/m^{2}s, conforme ilustrado na Fig. 5.10, a adição de nanopartículas de dióxido de silício de menor dimensão resultou em um comportamento distinto do observado para os demais nanofluidos, caracterizado por um efeito desprezível do fluxo de calor no número de Nusselt. Por outro lado o comportamento ilustrado nas Figs. 5.4, 5.6 e 5.7, caracterizado por números de Nusselt superiores para $Ø$=0,1% na região de entrada da seção de testes se manteve. Para G=200 kg/m^{2}s comportamentos similares aos verificados para os nanofluidos de alumina foram obtidos.

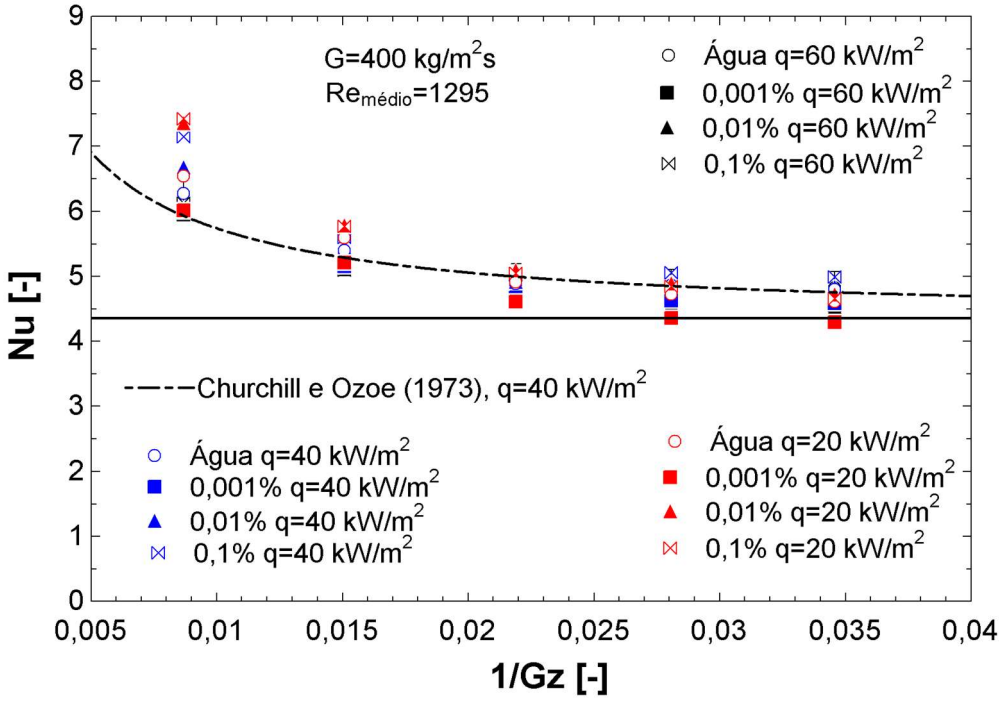

Figura 5.10 – Comparação de resultados experimentais entre os números de Nusselt da água-DI e de nanofluidos de dióxido de silício de 15 nm; G=400 kg/m^{2}s.

Cobre

Conforme ilustrado na Fig. 5.11, de maneira geral os resultados para os nanofluidos de cobre com G=600 kg/m^{2}s, apresentam comportamentos similares aos observados para os nanofluidos de dióxido de silício de 80 nm com G=600 kg/m^{2}s. Entretanto, neste caso elevações significativas do número de Nusselt foram verificadas apenas no início do tubo e para q=20 kW/m^2 e $Ø$=0,1 e 0,01%. Vale ressaltar que não foram observadas variações relevantes do número de Nusselt entre a água-DI e os nanofluidos de cobre com 1/Gz>0,03, isto é, na região terminal da seção de testes. Entretanto, o comportamento caracterizado pela

tendência decrescente do número de Nusselt ao longo do tubo, indica a ausência do fenômeno de transição laminar-turbulento para os nanofluidos, ao contrário da água-DI.

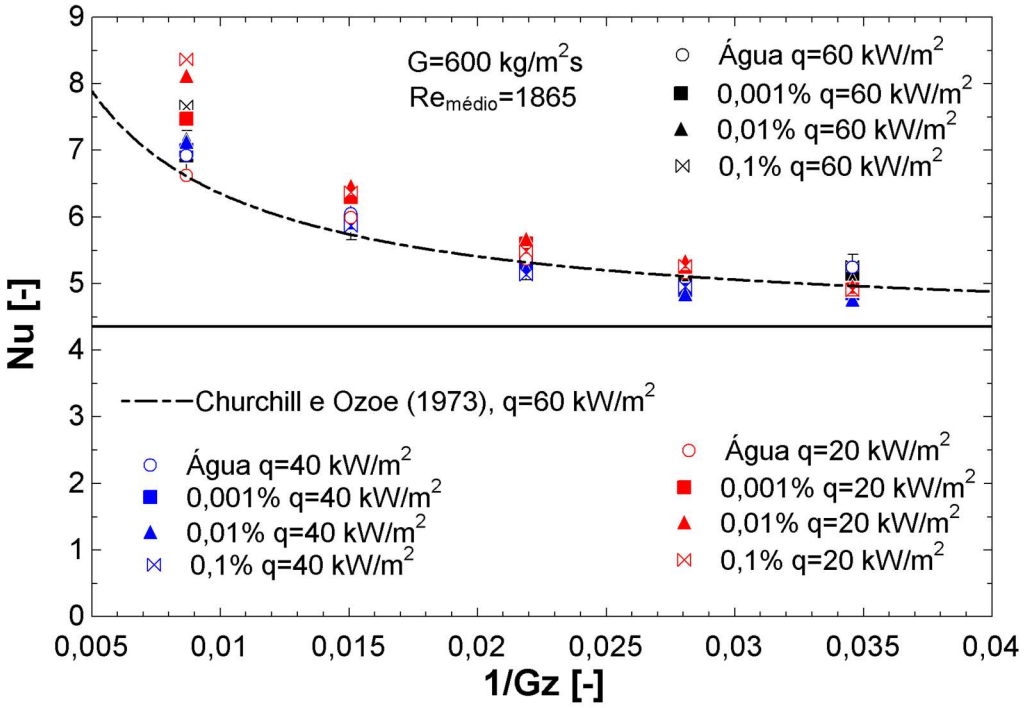

Figura 5.11 – Comparação de resultados experimentais entre os números de Nusselt da água-DI e de nanofluidos de cobre 25 nm; G=600 kg/m^{2}s.

A Fig. 5.12 ilustra os resultados para G=400 kg/m^{2}s. Nela constata-se a elevação do número de Nusselt dos nanofluidos em relação a água-DI na região final do tubo. No caso de $\emptyset$=0,1% e q=60 kW/m^2, este aumento é de 2,3% em relação a mesma condição experimental para 1/Gz=0,028, correspondendo a seção anterior a final de medida de temperatura, e de 12,4% considerando os valores avaliados para água-DI na última seção de medida da temperatura (1/Gz=0,035). Este comportamento foi verificado apenas para o nanofluido de cobre com G=400 kg/m^{2}s. Na região inicial da seção de testes, de forma análoga aos demais nanofluidos, verifica-se um incremento elevado do número de Nusselt para $\emptyset$=0,1% e q=20 kW/m^2.

Resultados distintos dos verificados para os demais nanofluidos foram obtidos para os nanofluidos compostos de nanopartículas de cobre e G=200 kg/m^{2}s. Conforme ilustrado na Fig. 5.13, números de Nusselt superiores são verificados para o menor fluxo de calor e concentrações volumétricas de 0,01 e 0,1% na primeira seção com termopares (ver Fig. 4.1), correspondente a 1/Gz=0,009.

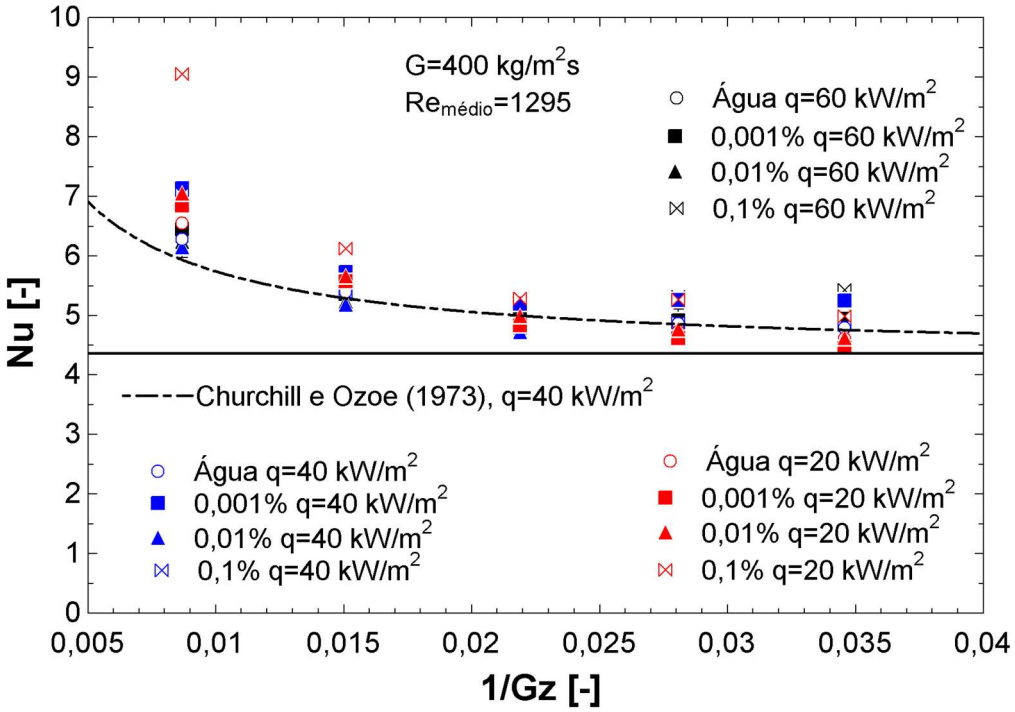

Figura 5.12 – Comparação de resultados experimentais entre os números de Nusselt da água-DI e de nanofluidos de cobre 25 nm; G=400 kg/m^{2}s.

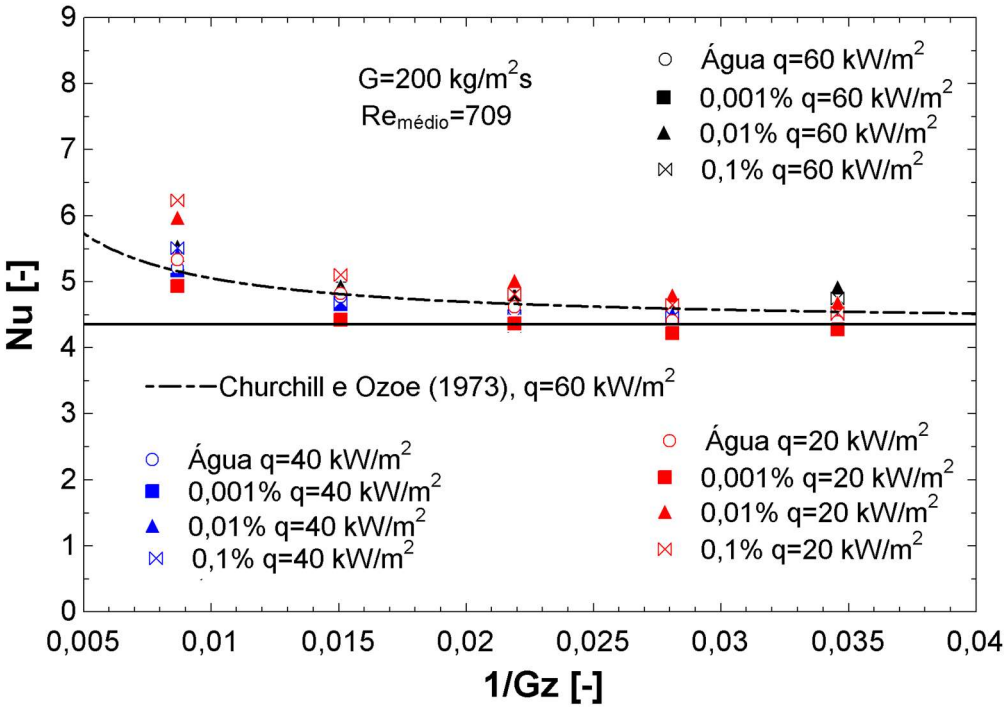

Figura 5.13 – Comparação de resultados experimentais entre os números de Nusselt da água-DI e de nanofluidos de cobre 25 nm; G=200 kg/m^{2}s.

5.2.1 Comportamento geral e identificação dos mecanismos envolvidos

A elevação do número de Nusselt para o nanofluido em relação a água-DI na região inicial do tubo pode estar relacionada ao desenvolvimento da camada limite de concentração de nanopartículas associada a efeitos de termoforese (ver item 3.2), movimentos brownianos e auto-difusão das nanopartículas, conforme indicado por Buongiorno (2006) e Alvariño et al. (2015).

Com base nos estudos de Alvariño et al. (2015) e Wen e Ding (2005a) especula-se que o fato do maior incremento ter ocorrido para a maior nanopartícula utilizada (dióxido de silício 80 nm) está relacionado a intensificação da termoforese em relação aos movimentos brownianos com o aumento da dimensão da nanopartícula. Conforme indicado por Alvariño et al. (2015), em condições de escoamento em desenvolvimento, a razão entre efeitos de termoforese e movimentos brownianos está relacionada a distribuição da concentração na seção transversal. Destaca-se também o fato do gradiente de concentrações ser superior para nanopartículas maiores, conforme indicado por Wen e Ding (2005a). Segundo Buongiorno (2006), a termoforese e os movimentos brownianos atuam de forma oposta no gradiente de concentrações próximo a parede da tubulação. Enquanto os movimentos brownianos, aleatórios, tentam uniformizar a distribuição de partículas no fluido, a termoforese faz com que as nanopartículas se desloquem para o centro do tubo. Com isto, a intensificação da termoforese frente aos movimentos brownianos atua de forma a intensificar o gradiente de concentração junto a parede através do deslocamento das partículas, incrementando a transferência de calor.

Conforme esperado, para um valor fixo de $1/Gz$, o número de Nusselt se eleva com o incremento da velocidade mássica, uma vez que o escoamento se encontra em desenvolvimento térmico. Entretanto, em termos de intensificação da transferência de calor para o nanofluido em relação à água-DI, exceto para os nanofluidos compostos por dióxido de silício (80 nm), incrementos superiores do número de Nusselt com a adição de nanopartículas ocorreram para a velocidade mássica intermediária (G=400 kg/m^{2}s). Isto indica que o número de Nusselt para escoamentos laminares em desenvolvimento apresenta um valor máximo local para números de Reynolds intermediários. Comportamento similar nota-se na Fig. 5.14, a qual apresenta uma superposição de duas figuras apresentadas por Zhang et al. (2013) com base em seus resultados. Segundo a Fig. 5.14, o número de Nusselt apresenta valores máximos

locais para números de Reynolds entre 500 e 1200. Para números de Reynolds superiores, a razão entre números de Nusselt se eleva com o incremento da velocidade do escoamento (número de Reynolds). Vale ressaltar que o número de Nusselt apresentado por estes autores é o valor médio ao longo do canal (0,5 mm de diâmetro interno e 100 mm de comprimento), de forma que efeitos de entrada e de escoamento desenvolvido se sobrepõe.

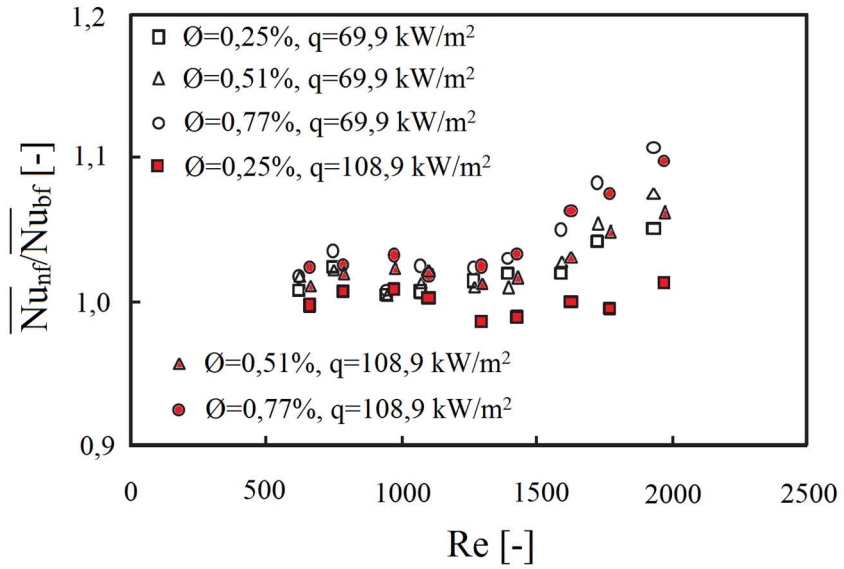

Figura 5.14 – Resultados de Zhang et al. (2013) para o número Nusselt médio como função do número de Reynolds.

De forma análoga a Lee e Mudawar (2007), constata-se no presente estudo, de uma maneira geral, que o efeito do fluxo de calor se intensifica com o aumento da concentração volumétrica. No entanto, ao contrário do comportamento observado neste estudo, segundo os resultados de Lee e Mudawar (2007) a relação Nu_{nf}/Nu_{bf} se eleva com o incremento do fluxo de calor para a região de desenvolvimento térmico. Já Zhang et al. (2013) , conforme ilustrado na Fig. 5.14, corrobora os resultados do presente estudo, indicando o decréscimo desta relação com a redução do fluxo de calor. Finalmente, vale ressaltar que estudos envolvendo a avaliação do fluxo de calor no número de Nusselt em condições de escoamento laminar em desenvolvimento térmico de nanofluidos são raros.

Lee e Mudawar (2007) também identificaram, de forma análoga aos resultados apresentados no item 5.2, incremento máximo do número de Nusselt na região inicial do tubo, o qual decresce conforme o escoamento se desenvolve. Para a menor concentração volumétrica utilizada por estes autores, $Ø$=1%, eles verificaram também um incremento máximo do número de Nusselt para números de Reynolds intermediários (500-800).

5.3 Ebulição convectiva de água-DI em superfície sem deposição

Neste item são apresentados os resultados para a ebulição convectiva de água-DI pura, sem a presença de deposição de nanopartículas na superfície da seção de testes (água-DI AEN).

A Fig. 5.15 ilustra o efeito do fluxo de calor no comportamento do coeficiente de transferência de calor com a variação do título de vapor para uma velocidade mássica de 200 kg/m^{2}s. Nesta figura, nota-se que inicialmente o coeficiente de transferência de calor decresce com o aumento do título de vapor até atingir um valor mínimo, a partir do qual, incrementos adicionais do título de vapor implicam no aumento do coeficiente de transferência de calor. O título de vapor correspondente ao mínimo coeficiente de transferência de calor, denominado de x_{min}, aumenta com o incremento do fluxo de calor. Para títulos de vapor inferiores à x_{min}, coeficientes de transferência de calor superiores são observados para q=300 kW/m^2, enquanto para valores de $x>x_{min}$ coeficientes de transferência de calor superiores ocorrem para q=200 kW/m^2. A Fig. 5.15 ilustra ainda, que para x>0,2 o coeficiente de transferência de calor tende a um valor único, apresentando a partir daí variações marginais com o aumento do fluxo de calor.

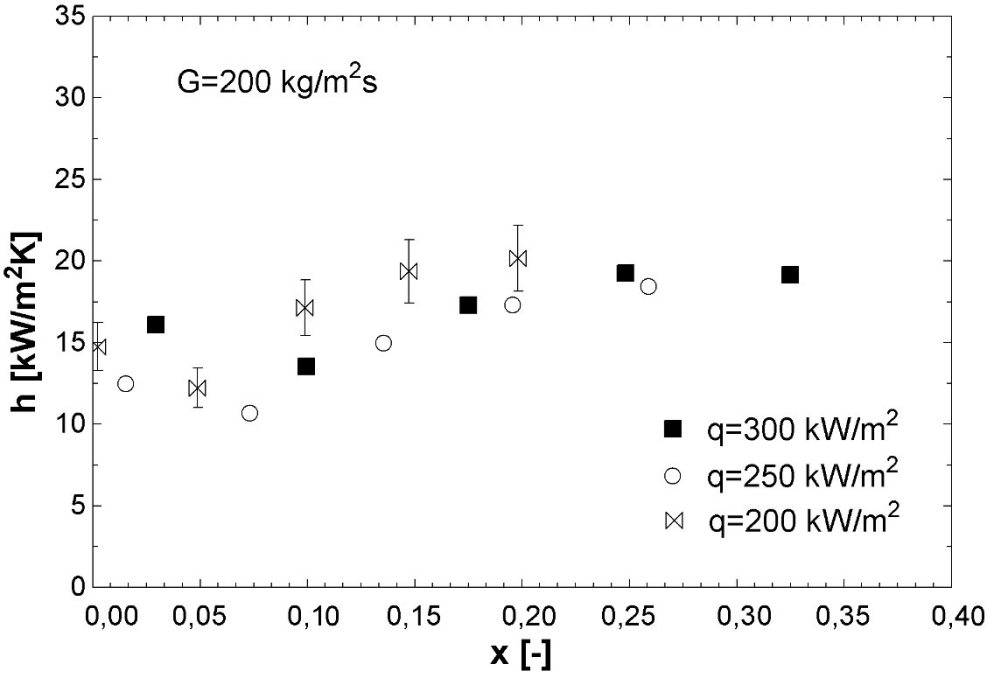

Figura 5.15 – Ilustração do efeito do fluxo de calor no comportamento do coeficiente de transferência de calor com o título de vapor.

Títulos de vapor correspondentes ao valor mínimo do coeficiente de transferência de calor são também observados na Fig. 5.16, a qual ilustra o efeito da velocidade mássica no coeficiente de transferência para um fluxo de calor de 300 kW/m^2. De acordo com esta figura, x_{min} aumenta com a redução da velocidade mássica. Além disso, para valores de título de vapor superiores a x_{min} o coeficiente de transferência de calor se eleva com o incremento da velocidade mássica.

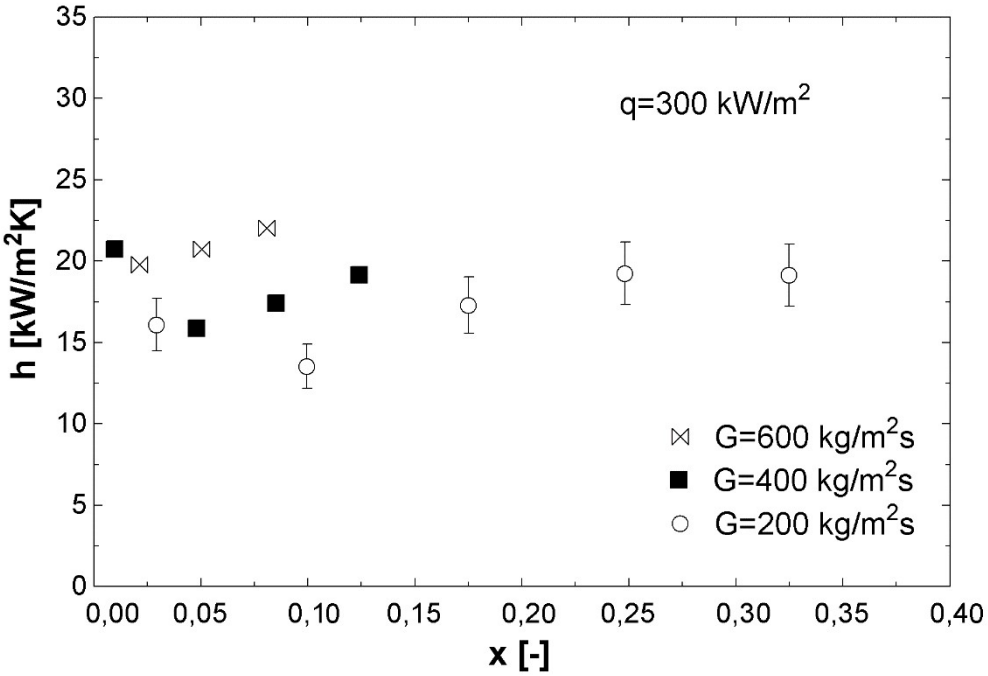

Figura 5.16 – Ilustração da velocidade mássica no comportamento do coeficiente de transferência de calor com o título de vapor.

É frequente na literatura sobre a ebulição convectiva no interior de canais convencionais, associar o mínimo coeficiente de transferência de calor para um determinado título de vapor, ao balanço entre a supressão da ebulição nucleada e o incremento dos efeitos convectivos com a elevação de x a partir de um valor nulo. Este mesmo balanço de efeitos explica os seguintes comportamentos ilustrados nas Figs. 5.15 e 5.16: (i) efeitos marginais do fluxo de calor no coeficiente de transferência de calor para títulos de vapor superiores a 0,2; (ii) incremento do coeficiente de transferência de calor com o aumento da velocidade mássica para títulos de vapor superiores a x_{min}; (iii) x_{min} aumenta com o incremento do fluxo de calor e redução da velocidade mássica. Kanizawa et al. (2016), Kandlikar (2010) e Oliveira et al. (2016) ressaltam a supressão dos efeitos de ebulição nucleada e o incremento dos efeitos convectivos como responsáveis pelos comportamentos (i) a (iii) para canais de reduzido diâmetro.

Neste estudo, devido a elevada razão para a água entre os volumes específicos do vapor e do líquido, observou-se o padrão de escoamento anular inclusive para títulos de vapor reduzidos. A Fig. 5.17 ilustra imagens do escoamento segundo o padrão anular, capturadas por meio de uma câmera fotográfica (tempo de exposição de 1/16000 s e resolução de 10 Megapixels) posicionada na seção de vizualição a jusante da seção de testes.

Devido a predominância do padrão de escoamento anular, espera-se neste estudo que ocorra em títulos de vapor reduzidos a condição a partir da qual efeitos de ebulição nucleada tornam-se desprezíveis. Tal condição é caracterizada neste estudo em títulos de vapor superiores a 0,1, a partir do momento em que verifica-se o incremento do coeficiente de transferência de calor com o aumento da velocidade mássica, associado a variações marginais do coeficiente de transferência de calor com a alteração do fluxo de calor.

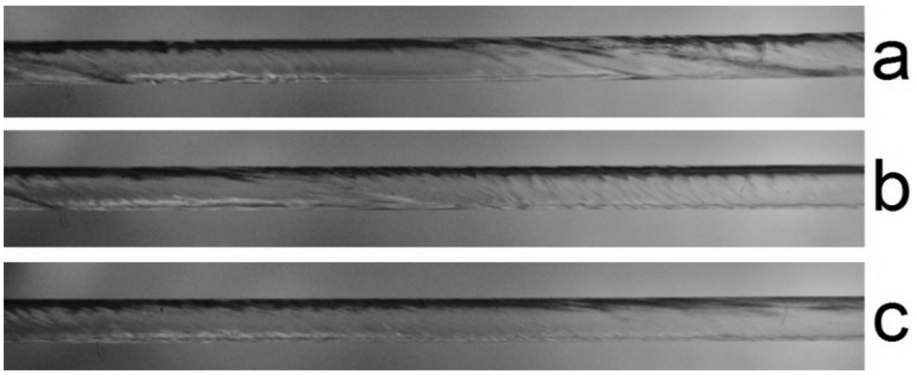

Figura 5.17 – Imagens do escoamento para G=400 kg/m^{2}s e : (a) q=200 kW/m^2, $x_{saída}$=0,12; (b) q=300 kW/m^2, $x_{saída}$=0,2; (c) q=350 kW/m^2, $x_{saída}$=0,25.

A relevância da contribuição da nucleação de bolhas a taxa de transferência de calor para canais de reduzido diâmetro trata-se de tema controverso entre os pesquisadores da área. Magnini e Thome (2016) e Szczukiewicz et al. (2014) argumentam que a nucleação de bolhas é completamente suprimida durante a ebulição convectiva em regiões a jusante do início da ebulição (O*nset of Nucleate Boiling*, ONB). Entretanto, tal suposição necessita ainda de comprovação. Baseados em simulações numéricas, Magnini e Thome (2016) mostraram que o incremento do coeficiente de transferência de calor com o aumento do fluxo de calor em condições de reduzido título de vapor pode ser também associado a consequente elevação do volume de vapor gerado. Isto implica no aumento da aceleração do escoamento e do tamanho das bolhas alongadas, incrementando a velocidade local do escoamento e, consequentemente o coeficiente de transferência de calor por efeitos convectivos. Entretanto tal aceleração do escoamento está relacionada ao aumento do título de vapor local, e não necessariamente a

elevação do fluxo de calor. Magnini e Thome (2016) também argumentam, que o incremento da taxa de formação de vapor promove uma redução local da espessura do filme líquido ao redor dos pistões de vapor, aumentando o coeficiente de transferência de calor.

São raras na literatura visualizações do escoamento ao longo da parcela aquecida da seção de testes utilizando tubos transparentes em condições de elevados fluxos de calor (q>50 kW/m^2), condições nas quais a nucleação de bolhas é favorecida. Destaca-se ainda que tubos transparentes são geralmente lisos, o que desfavorece a nucleação de bolhas, de forma que tubos metálicos sejam mais indicados para tal análise. Fortes efeitos de nucleação para a ebulição convectiva em microcanais, como os observados por Karayiannis et al. (2012), são esperados para canais metálicos devido a sua elevada rugosidade. Vale destacar que Tibiriça e Ribatski (2014), ao realizaram experimentos em tubos transparentes aquecidos por um jato de ar na superfície externa do canal, observaram intensa nucleação de bolhas para os padrões bolhas alongadas e anular. Kalani e Kandlikar (2015) e Basu et al. (2015) também indicaram a nucleação de bolhas em condições nas quais, acredita-se na literatura, associadas ao predomínio de efeitos convectivos.

Recentemente, Chávez et al. (2017) observaram a redução do coeficiente de transferência de calor com a diminuição do fluxo de calor em condições aparentemente de escoamento monofásico da fase líquida, para resultados obtidos com a redução progressiva do fluxo de calor. Estes autores indicaram como mecanismo responsável por tal comportamento a nucleação de microbolhas não visíveis por meio de suas lentes de aumento. Para o primeiro aquecimento e dados obtidos em condições de aumento progressivo do fluxo de calor a partir de um valor nulo, Chavéz et al. (2017) observaram coeficientes de transferência de calor aproximadamente constantes até estabelecer o superaquecimento necessário ao início da ebulição nucleada. Este comportamento é característico da convecção forçada monofásica.

A Tab. 5.4 e as Figs. 5.18 a 5.20 ilustram comparações entre dados experimentais e sete métodos de previsão disponíveis na literatura, incluindo modelos fenomenológicos (Thome et al., 2004; Costa Patry e Thome, 2013) e métodos assintóticos (Liu e Winterton, 1991; Kandlikar and Balasubramanian, 2004; Zhang et al., 2004; Kim e Mudawar, 2013; Kanizawa et al., 2016). A análise da Fig. 5.18 revela que os métodos fenomenológicos não proporcionam previsões satisfatórias dos dados experimentais obtidos neste estudo. De uma forma geral, estes métodos superestimam o valor do coeficiente de transferência de calor. A principal razão para tal resultado é o fato de que, ambos os métodos ilustrados nesta figura,

baseiam o ajuste de suas contantes empíricas em dados para refigerantes halogenados. Isto faz com que eles não capturem os efeitos relacionados a uma aceleração do escoamento com a evaporação a qual para a água-DI é drasticamente superior aos refrigerantes halogenados. Os métodos assintóticos de Kanizawa et al. (2016) e Liu e Winterton (1991) também não incluem resultados para água no banco de dados utilizados por eles para o ajuste de suas constantes empíricas, de forma que os efeitos convectivos e, consequentemente, o coeficiente de transferência de calor são superestimados. O método de Kanizawa et al. (2016), embora apresente em relação aos demais resultados estatísticos satisfatórios, conforme indicado na Tab. 5.4, preve coeficientes de transferência de calor para determinadas condições (x>0,3) até 4 vezes superiores aos resultados experimentais, conforme ilustrado na Fig. 5.19.

Tabela 5.4 - Parâmetros estatísticos resultantes de comparação entre métodos para a previsão do coeficiente de transferência de calor e os dados experimentais

Autor	$\zeta_{\pm 30\%}$ (%)	η (%)
Liu e Winterton (1991)	13.9	99.6
Kandlikar e Balasubramanian (2004)	59.3	31.4
Thome et al. (2004)	7.5	294.3
Zhang et al. (2004)	5.4	172.3
Costa-Patry e Thome (2013)	16.9	125
Kim e Mudawar (2013)	45.6	31.8
Kanizawa et al. (2016)	54.4	40.8

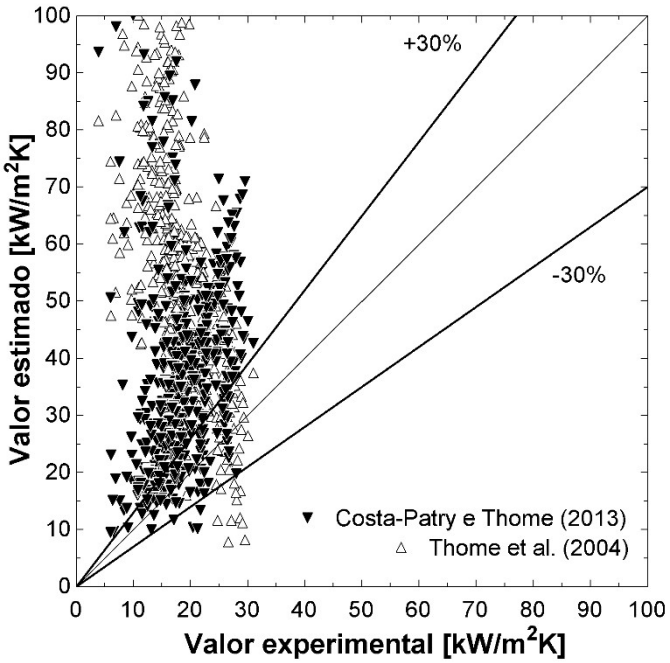

Figura 5.18 – Comparação entre o coeficiente de transferência de calor experimental e os valores correspondentes estimados pelos métodos fenomenológicos.

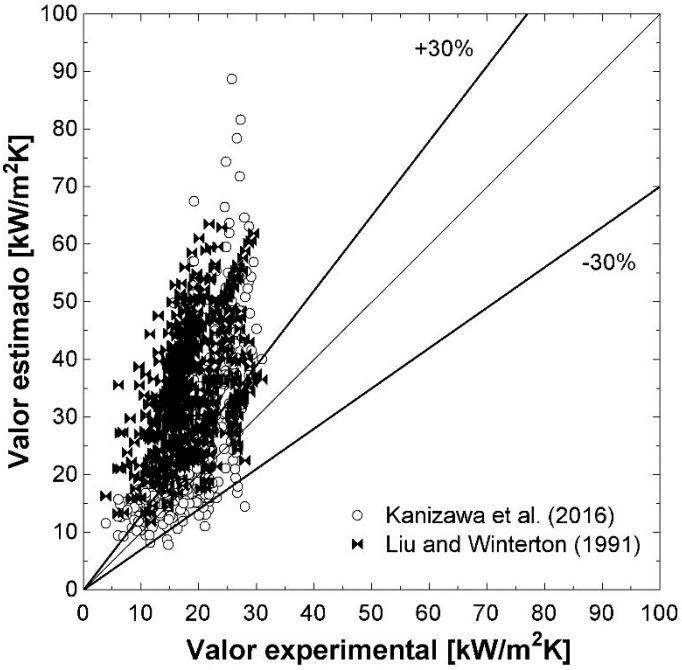

Figura 5.19 – Comparação entre o coeficiente de transferência de calor experimental e valores correspondentes estimados pelos métodos assintóticos.

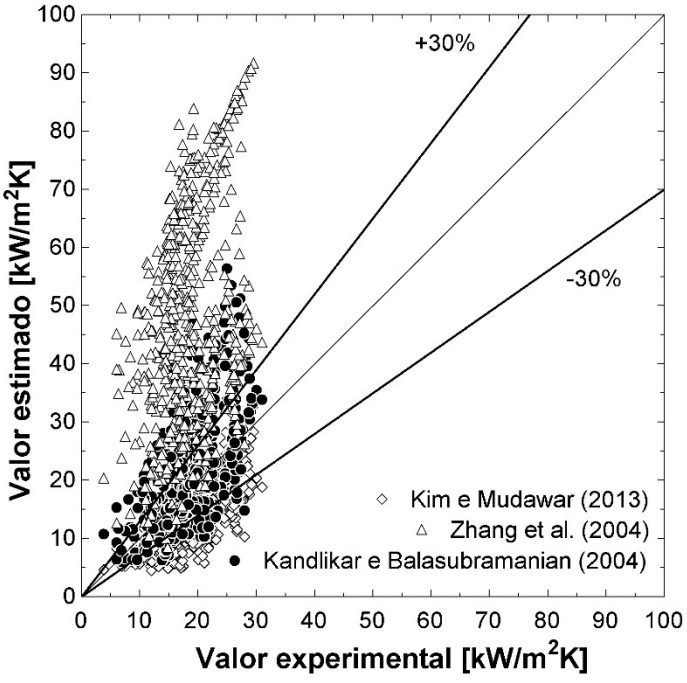

Figura 5.20 – Comparação entre o coeficiente de transferência de calor experimental e valores correspondentes estimados pelos métodos que utilizaram água em seu ajuste.

As melhores previsões foram fornecidas pelos métodos de Kandlikar e Balasubramanian (2004) e Kim e Mudawar (2013), com o primeiro superestimando e o

segundo subestimando os resultados experimentais, conforme ilustrado na Fig. 5.20. O método de Kandlikar e Balasubramanian (2004) é indicado por Boudouh et al. (2010) e Chehade et al. (2013) como o que apresenta as melhores previsões do coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva de água-DI. Vale ressaltar que ambos os métodos se baseiam em resultados para água-DI. O método de Zhang et al. (2004), embora incorpore ao seu banco de dados resultados para água, não proporciona previsões satisfatória dos dados experimentais levantados neste estudo.

5.4 Ebulição convectiva de nanofluidos

Alumina

As Figs. 5.21 e 5.22 ilustram os resultados para o coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva de alumina 20-30 nm/água, água AEN e água DEN. Nestas figuras verifica-se que, para a concentração volumétrica de 0,001%, o coeficiente de transferência de calor é afetado apenas marginalmente pela adição de nanoparticulas a água-DI. Incrementos adicionais na concentração volumétrica provocam a redução do coeficiente de transferência de calor do nanofluido em relação ao fluido base. Ainda de acordo com estas figuras, nota-se que valores inferiores para o coeficiente de transferência de calor ocorrem para a água-DI na superfície recoberta com nanopartículas (água AEN).

Resultados distintos dos apresentados nas Figs. 5.21 e 5.22 são verificados nas Figs. 5.23 e 5.24 para a ebulição convectiva de alumina 40-80 nm/água-DI. Para G=200 kg/m^{2}s na Fig. 5.23, notam-se diferenças entre o coeficiente de transferência de calor para os nanofluidos com concentração volumétrica de 0,001 e 0,01%, água AEN e água DEN inferiores aos valores das incertezas experimentais de suas medidas. Comportamento similar é verificado para G=400 kg/m^{2}s. Para $\emptyset$=0,1%, verificam-se coeficientes de transferência de calor inferiores as demais condições. Para velocidade mássica de 600 kg/m^{2}s, nota-se na Fig. 5.24, que o coeficiente de transferência de calor decresce com o incremento da concentração volumétrica para títulos de vapor acima de 0,05 e $\emptyset$ superior a 0,001%. Vale ressaltar, que nestas condições, o coeficiente de transferência de calor da água-DI AEN é metade do valor verificado para a água-DI AEN.

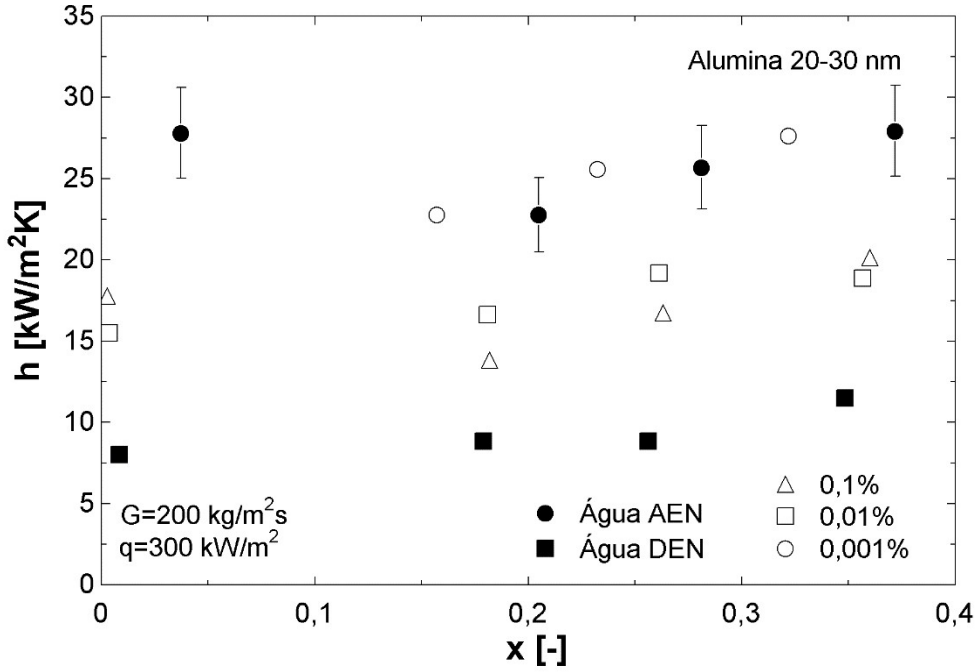

Figura 5.21 – Resultados para o coeficiente de transferência de calor de nanofluidos compostos de alumina 20-30 nm/água-DI e água-DI antes e após a deposição de nanopartículas, G=200 kg/m^{2}s e q= 300 kW/m^2.

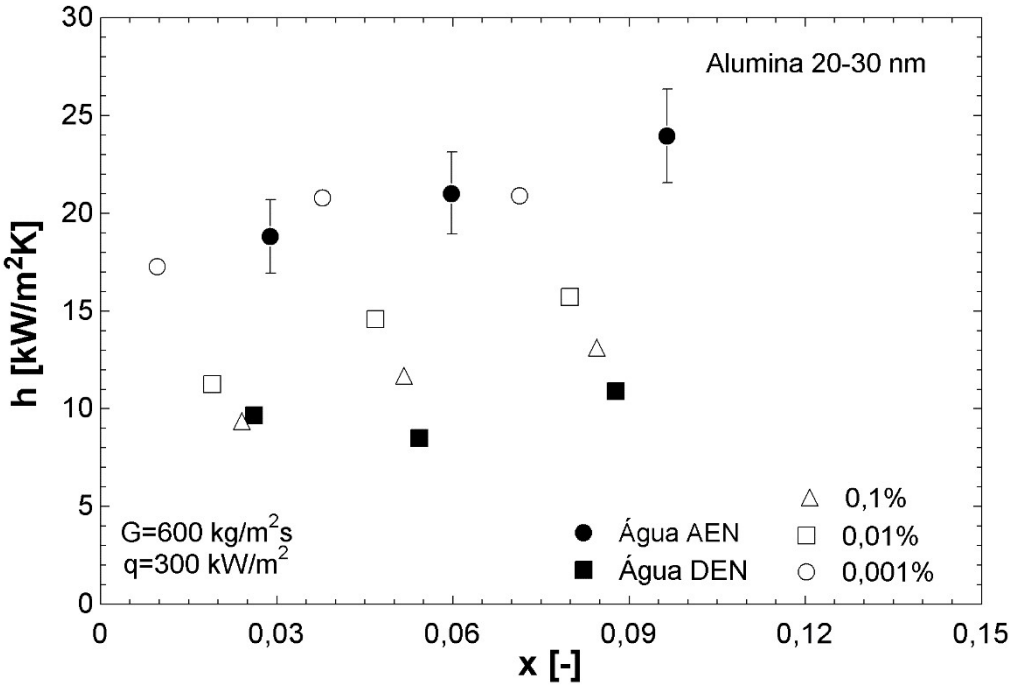

Figura 5.22 - Resultados para o coeficiente de transferência de calor de nanofluidos compostos de alumina 20-30 nm/água-DI e água-DI antes e após a deposição de nanopartículas, G=600 kg/m^{2}s e q= 300 kW/m^2.

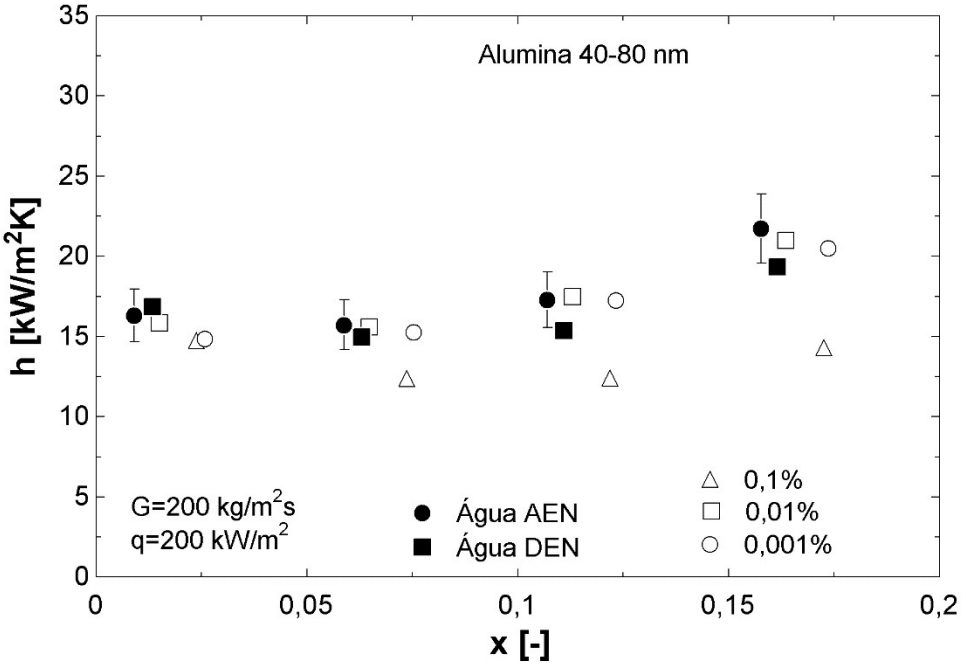

Figura 5.23 - Resultados para o coeficiente de transferência de calor de nanofluidos compostos de alumina 40-80 nm/água-DI e água-DI antes e após a deposição de nanopartículas, G=200 kg/m^{2}s e q= 200 kW/m^2.

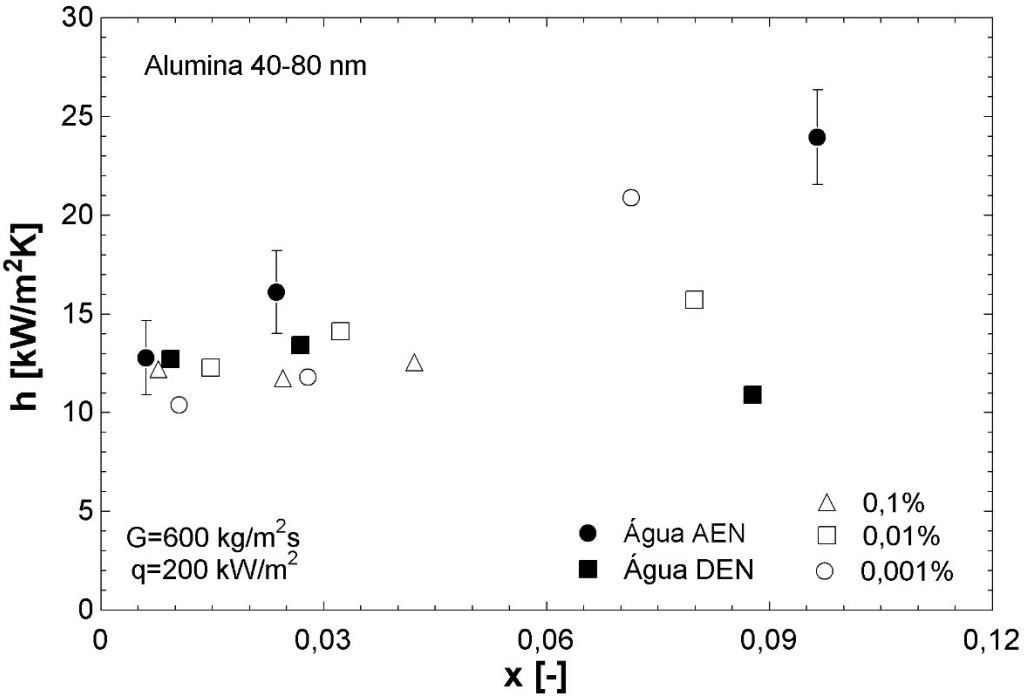

Figura 5.24 - Resultados para o coeficiente de transferência de calor de nanofluidos compostos de alumina 40-80 nm/água-DI e água-DI antes e após a deposição de nanopartículas, G=600 kg/m^{2}s e q= 200 kW/m^2.

A Fig. 5.25 ilustra o efeito do fluxo de calor no coeficiente de transferência de calor para os nanofluidos de alumina 40-80 nm. De acordo com esta figura, o coeficiente de transferência de calor aumenta com o incremento do fluxo de calor apenas para títulos de vapor inferiores a 0,05, condição na qual, segundo a literatura, especula-se que efeitos de ebulição nucleada são predominantes. Para títulos de vapor inferiores, o efeito do fluxo de calor torna-se marginal para concentrações volumétricas de 0,01 e 0,1%. No entanto, para *Ø*=0,01% o coeficiente de transferência de calor decresce com incrementos no fluxo de calor. Efeitos desprezíveis do fluxo de calor no coeficiente de transferência de calor são verificados para alumina (20-30 nm)/água-DI, de forma que estes não aparecem ilustrados neste texto.

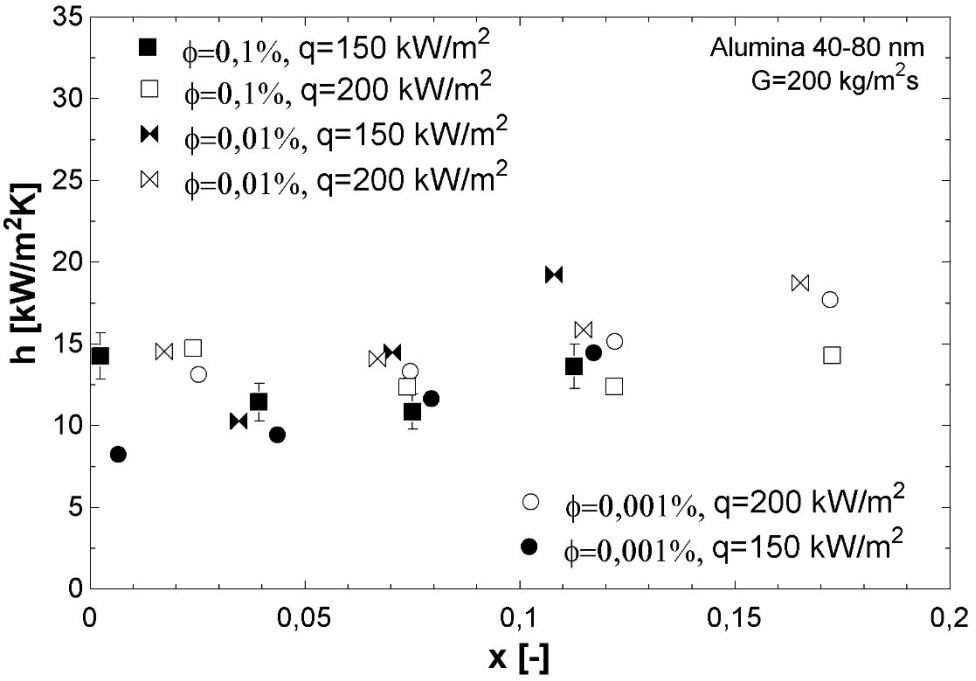

Figura 5.25 – Ilustração do efeito do fluxo de calor no coeficiente de transferência de calor para os nanofluidos de alumina 40-80 nm.

Dióxido de silício

As Figs. 5.26 a 5.29 ilustram o comportamento do coeficiente de transferência de calor com a variação do título de vapor para nanofluidos de dióxido de silício, água-DI AEN e água-DI DEN. De acordo com estas figuras, o comportamento dos resultados para os nanofluidos de dióxido de silício apresentam similaridade com os apresentados para a alumina. Nas Figs. 5.26 e 5.27, para o dióxido de silício 15 nm, verificam-se diferenças entre o coeficiente de transferência de calor para água-DI AEN e soluções com concentração

volumétrica de 0,001 e 0,01 inferiores as incertezas de suas medições. Coeficientes de transferência de calor inferiores ocorrem para a água-DI DEN e o nanofluido com *Ø*=0,1%.

Para a velocidade mássica de 600 kg/m^{2}s, o coeficiente de transferência de calor para água-DI DEN é inferior ao observado para o nanofluido com Ø=0,1%. Por outro lado este comportamento se verifica apenas para *G*=200 kg/m^{2}s e títulos de vapor inferiores a 0,13. Com títulos de vapor superiores, o coeficiente de transferência de calor para água-DI DEN apresenta valores ligeiramente superiores aos verificados para o nanofluido com *Ø*=0,1%. De uma maneira geral, baseando-se nas Figs. 5.26 e 5.27, é possível afirmar que a adição de nanopartículas de dióxido de silício a água-DI, segundo concentração volumétrica de 0,1%, causa redução drástica do coeficiente de transferência de calor, apresentando valores inferiores a 50% dos observados para a água-DI AEN em determinadas condições. Reduções similares no coeficiente de transferência de calor em relação a água-DI AEN observadas para a concentração volumetrica de 0,1% são ilustradas na Fig. 5.26 para a água-DI DEN.

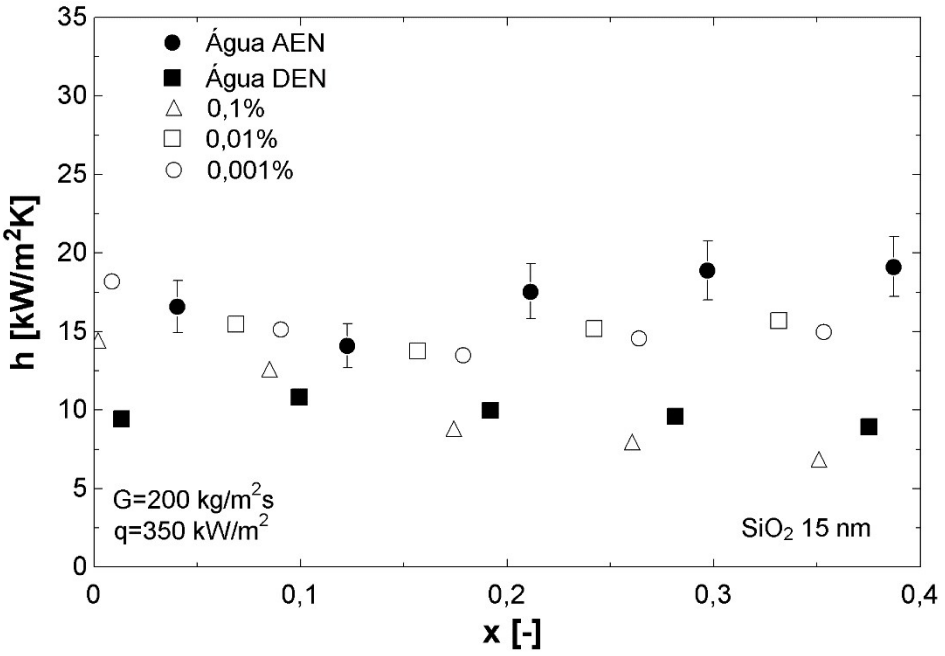

Figura 5.26 - Resultados para o coeficiente de transferência de calor de nanofluidos compostos de dióxido de silício 15 nm/água-DI e água-DI antes e após a deposição de nanopartículas, *G*=200 kg/m^{2}s e *q*= 350 kW/m^2.

Segundo os resultados ilustrados na Fig. 5.28 para o nanofluido composto de dióxido de silício 80 nm e água-DI e velocidade mássica de 200 kg/m^{2}s, os coeficientes de transferência de calor para a água-DI AEN, nanofluidos com concentração volumétrica de 0,01 e 0,001% e água-DI DEN apresentam valores próxmios. Já para *Ø*=0,1%, são observados

coeficientes de transferência de calor cerca de 30% inferiores aos demais fluidos. De acordo com a Fig. 5.29, para G=600 kg/m^{2}s, coeficientes de transferência de calor superiores ocorrem para a soluções com a menor concentração volumétrica. Já para a água-DI AEN e DEN e nanofluidos com concentrações volumétricas de 0,01 e 0,001%, as diferenças no coeficiente de transferência de calor são inferiores a incerteza de suas.

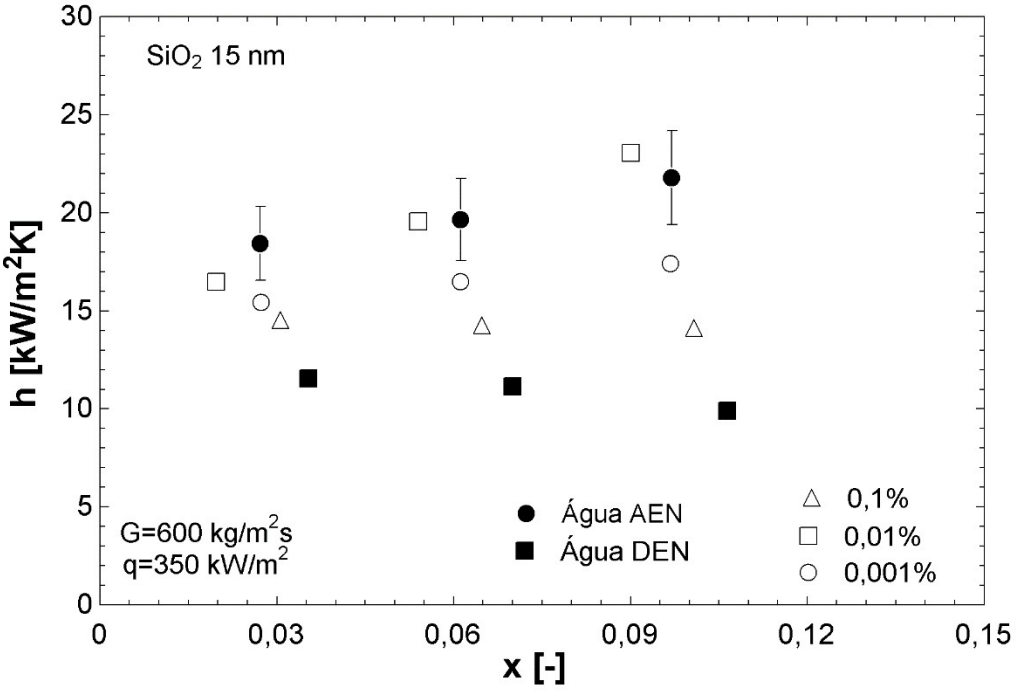

Figura 5.27 - Resultados para o coeficiente de transferência de calor de nanofluidos compostos de dióxido de silício 15 nm/água-DI e água-DI antes e após a deposição de nanopartículas, G=600 kg/m^{2}s e q= 350 kW/m^2.

A Fig. 5.30 ilustra o efeito do fluxo de calor no coeficiente de transferência de calor para os nanofluidos de dióxido de silício com dimensão característica de 80 nm. De acordo com esta figura, o coeficiente de transferência de calor aumenta com o incremento do fluxo de calor para títulos de vapor inferiores a 0,09, exceto para a concentração volumétrica de 0,1%, para a qual os efeitos do fluxo de calor são desprezíveis. Este último comportamento é similar ao observado para o nanofluido de alumina 40-80 nm/água-DI.

Para as soluções compostas de nanopartículas de dióxido de silício 15 nm, as menores utilizadas neste estudo, o efeito do fluxo de calor no coeficiente de transferência de calor é apenas marginal para $\emptyset$=0,1 e 0,001%, conforme ilustrado na Fig. 5.31. No entanto, para a concentração volumétrica de 0,01%, o coeficiente de transferência de calor se eleva com a redução do fluxo de calor.

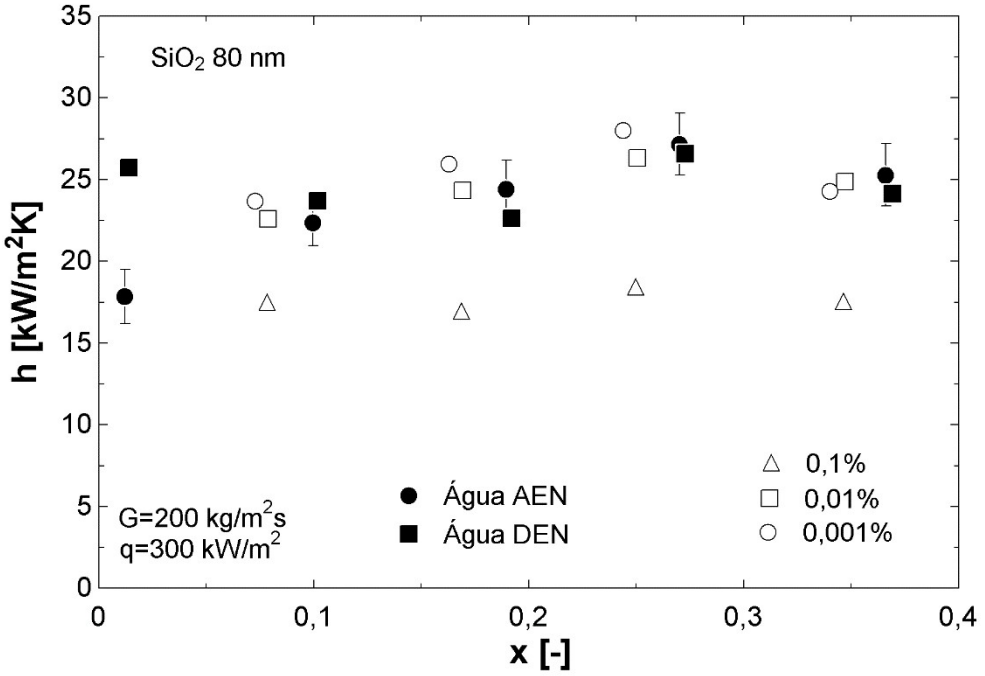

Figura 5.28 - Resultados para o coeficiente de transferência de calor de nanofluidos compostos de dióxido de silício 80 nm/água-DI e água-DI antes e após a deposição de nanopartículas, G=200 kg/m^{2}s e q= 300 kW/m^2.

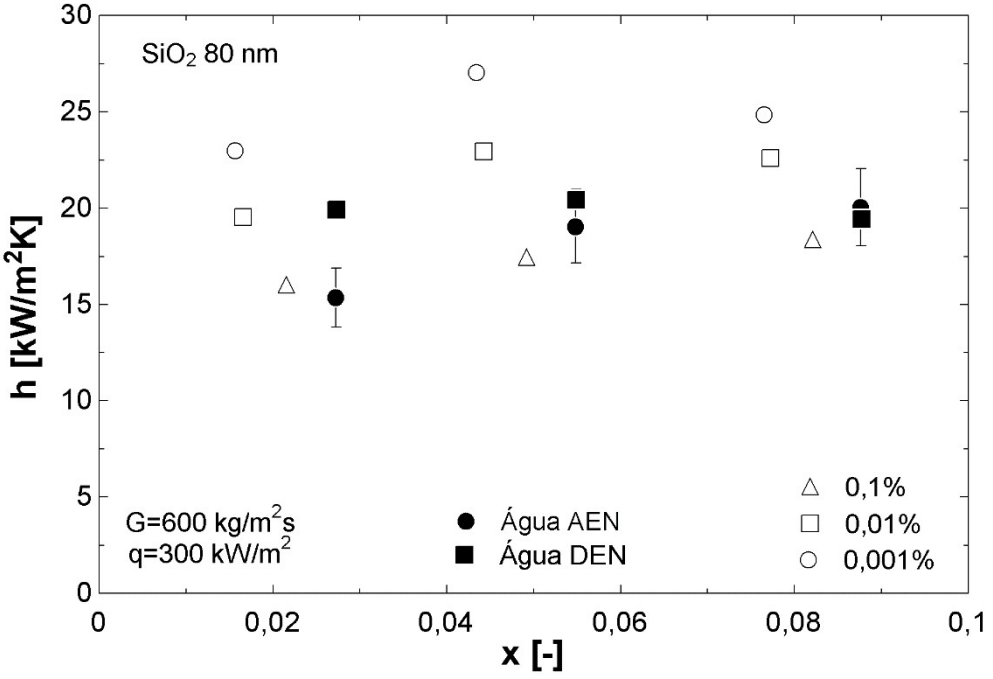

Figura 5.29 - Resultados para o coeficiente de transferência de calor de nanofluidos compostos de dióxido de silício 15 nm/água-DI e água-DI antes e após a deposição de nanopartículas, G=600 kg/m^{2}s e q= 300 kW/m^2.

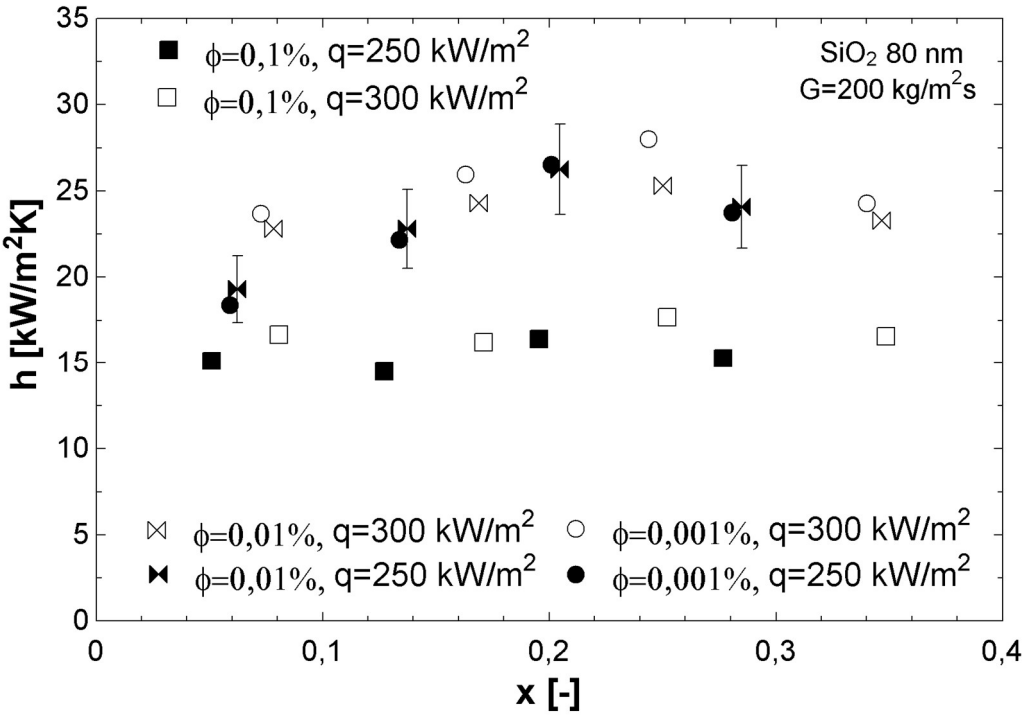

Figura 5.30 – Ilustração do efeito do fluxo de calor no coeficiente de transferência de calor para os nanofluidos de dióxido de silício 80 nm.

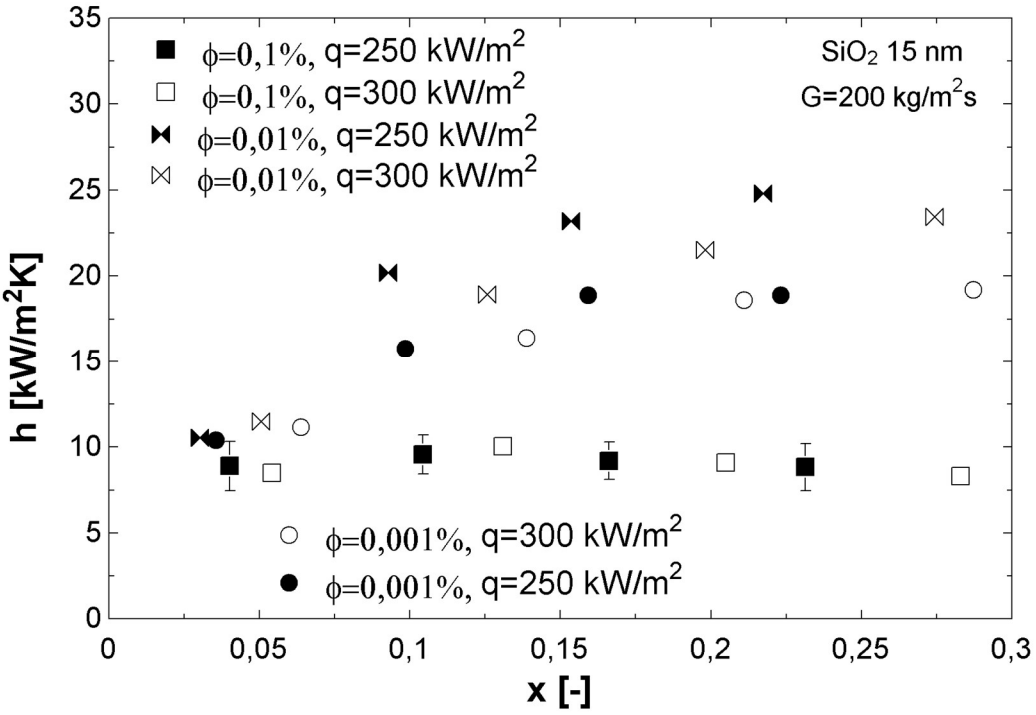

Figura 5.31 – Ilustração do efeito do fluxo de calor no coeficiente de transferência de calor para os nanofluidos de dióxido de silício 15 nm.

Cobre

As Figs. 5.32 e 5.33 ilustram os resultados para água-DI AEN e soluções compostas de nanopartículas de cobre (25 nm) e água-DI. De acordo com estas figuras, o coeficiente de transferência de calor é superior para a água-DI AEN em relação aos nanofluidos, independendo de sua concentração volumétrica. Para velocidades mássicas de 600 e 400 kg/m^{2}s (Fig. 5.33), diferenças entre os resultados para água-DI AEN e os nanofluidos são inferiores as incertezas de suas medições. Já para G=200 kg/m^{2}s, conforme ilustrado na Fig. 5.32, coeficientes de transferência de calor superiores entre os nanofluidos são observados para a concentração volumétrica de 0,01%, seguida por $\emptyset$=0,001%. Efeitos desprezíveis do fluxo de calor no coeficiente de transferência de calor foram também observados para os nanofluidos de cobre com partículas de dimensão característica de 25 nm.

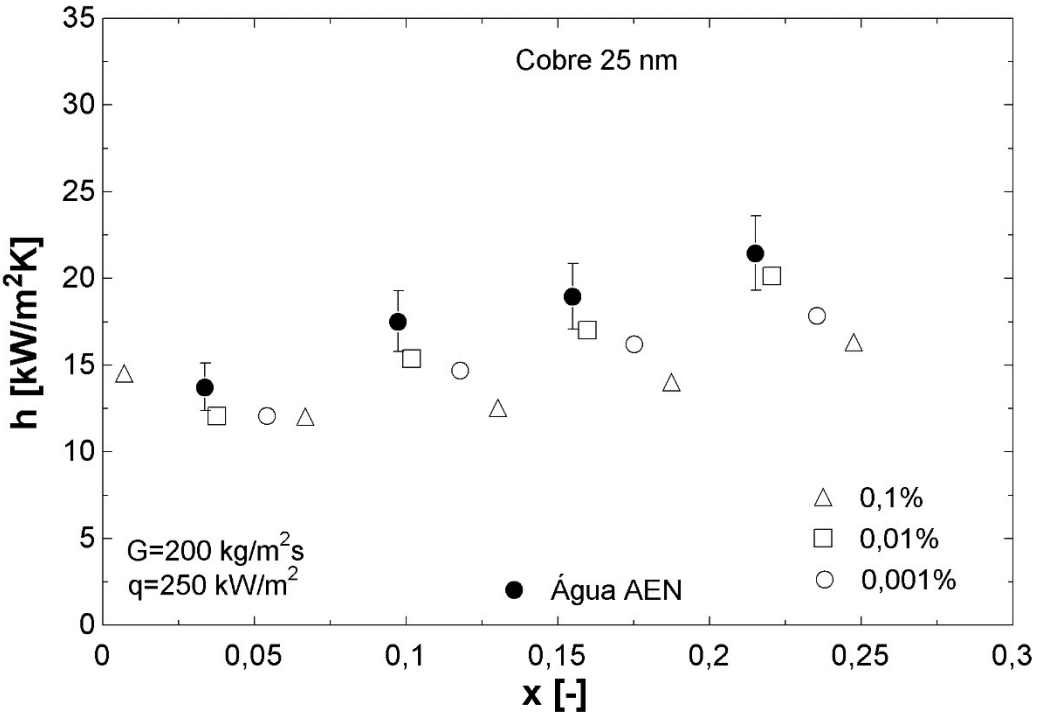

Figura 5.32 - Resultados para o coeficiente de transferência de calor da água-DI e de nanofluidos compostos de cobre 25 nm/água-DI, G=200 kg/m^{2}s e q= 250 kW/m^2.

5.4.1 Análise paramétrica dos efeitos das caracteristicas das nanopartículas no coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva

Variação da condutividade térmica e viscosidade dinâmica dos nanofluidos

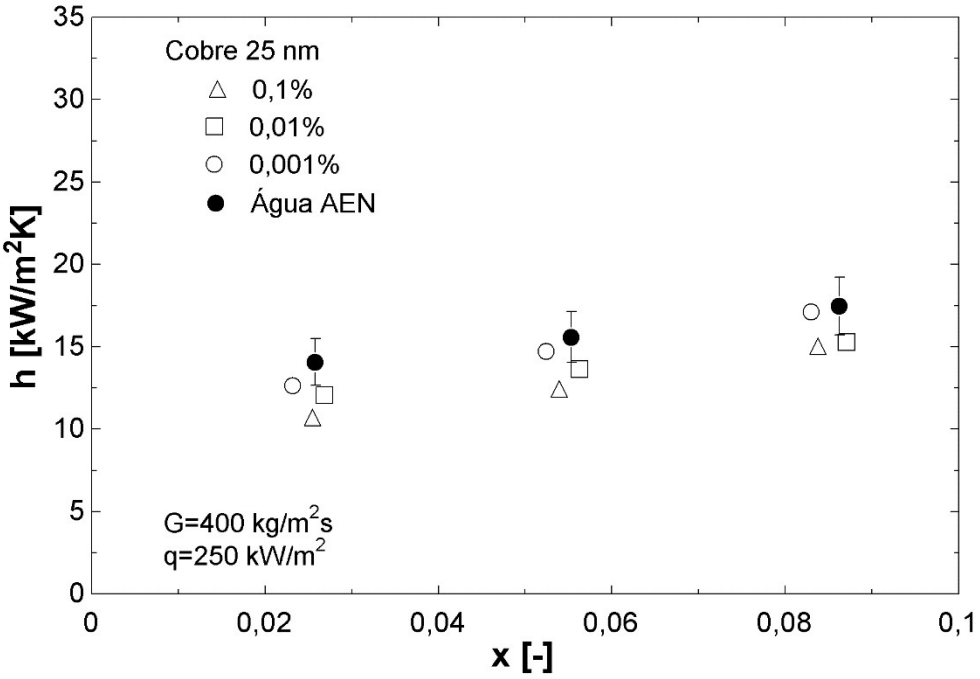

Figura 5.33 - Resultados para o coeficiente de transferência de calor da água-DI e de nanofluidos compostos de cobre 25 nm/água-DI, G=400 kg/m^{2}s e q= 250 kW/m^2.

A Fig. 5.34 ilustra a comparação do coeficiente de transferência de calor para os nanofluidos compostos de nanopartículas de diferente condutividade térmica. Apesar da grande diferença de condutividade térmica entre as nanopartículas, conclui-se a partir da Fig. 5.34 que o coeficiente de transferência de calor não é significativamente afetado por esta propriedade de transporte, conforme previamente indicado por Kim et al. (2010), Yang et al. (2012), Diao et al. (2013), Rana et al. (2014) e Tarzav et al. (2016). De fato, conforme indicado no item 5.4, o aumento da concentração volumétrica e, consequentemente, da condutividade térmica do nanofluido, parece não promover o incremento do coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva. Além disso, conforme indicado no item 5.1, a adição de nanopartículas a água-DI, segundo as concentrações avaliadas no presente estudo, não proporciona variações significativas da condutividade térmica. Com isto, não é surpreendente que o coeficiente de transferência de calor não se altera significativamente, conforme ilustrado na Fig. 5.34, com o aumento da condutividade térmica da nanopartícula. A partir de tal análise conclui-se que os coeficientes de transferência de calor inferiores para a nanopartícula de dióxido de silício 15 nm, não estão associados a sua condutividade térmica, mas ao fato de sua dimensão ser inferior a das demais nanopartículas utilizadas.

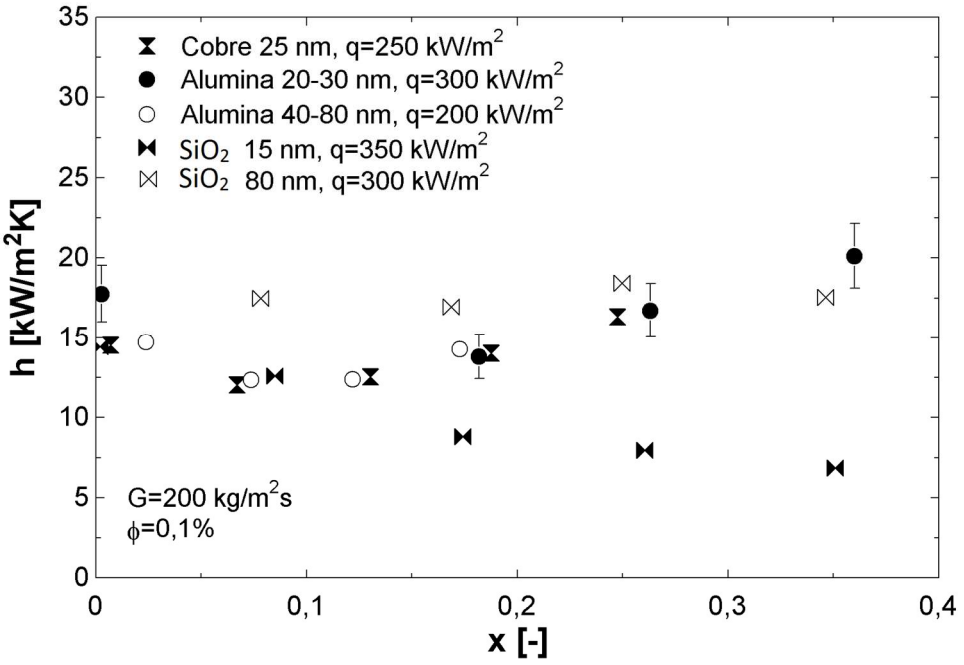

Figura 5.34 – Ilustração do efeito da condutividade térmica da nanopartícula no coeficiente de transferência de calor.

A adição de nanopartículas afeta também a viscosidade dinâmica do fluido, conforme indicado no item 5.1. O incremento da viscosidade dinâmica atua na redução da transferência de calor por meio dos os seguintes mecanismos: (i) redução da movimentação do líquido junto a parede promovida pelo crescimento, destacamento e colapso de bolhas; e (ii) por meio do incremento da espessura do filme líquido no padrão de escoamento anular.

Neste estudo, conforme indicado no item 5.3, resultados para o escoamento em bolhas não foram verificados, predominando o padrão anular. De acordo com o método de Cioncollini e Thome (2011), a espessura do filme líquido é 22,7 μm para o escoamento anular da água, em um título de vapor de 0,2 e G=200 kg/m^{2}s. De acordo com o método de Rea et al. (2009), a adição da menor nanopartícula utilizada neste estudo (dióxido de silício, 15 nm) segundo uma concentração de 0,1% provoca um incremento da viscosidade de apenas 2,4% a uma temperatura de 102°C. Isto proporciona uma elevação da espessura do filme líquido para 23,1 μm, correspondendo a um incremento de apenas 1,8% em relação a água-DI. Esta variação não justica o comportamento do coeficiente de transferência de calor ilustrado no item 5.4, caracterizado por coeficientes de transferência de calor cerca de 50% inferiores a água-DI AEN para a concentração volumétrica de 0,1%. Além disso, deve-se destacar o fato das diferenças entre os coeficientes de transferência de calor da água-DI DEN e o nanofluido de dióxido de silício de 80 nm para $Ø$=0,1% serem inferiores as incertezas experimentais de

suas medições, conforme ilustrado na Fig. 5.29. Tal comportamento está de acordo com o esperado mediante variações apenas marginais da viscosidade dinâmica.

Efeito do tamanho das nanopartículas no coeficiente de transferência de calor baseando-se na análise da camada depositada

Diao et al. (2013) e Sarafraz e Hormozi (2016a), associaram a redução do coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva de nanofluidos à resistência térmica adicional proporcionada pela camada de nanopartículas depositada sobre a superfície. Neste contexto, a Fig. 5.35 ilustra o efeito da deposição no coeficiente de transferência de calor, baseando-se em valores próximos aos levantados neste estudo. Vale ressaltar nesta análise, que para a superficie sem deposição, o coeficiente global de transferência de calor (U) entre a parede interna do duto e o fluido é igual ao coeficiente de transferência de calor por convecção (h). No cálculo, assume-se a geração de uma camada porosa devido a deposição, a qual implica em uma resistência térmica adicional de forma que o coeficiente global de transferência de calor é dado pela seguinte relação:

$$U = \frac{{}^{1}\!/_{2({}^{d}\!/_{2}-e_d)}}{\frac{1}{2h({}^{d}\!/_{2}-e_d)}+\frac{ln\left(\frac{{}^{d}\!/_{2}}{{}^{d}\!/_{2}-e_d}\right)}{2k_d}} \tag{5.1}$$

onde, d é o diâmetro do canal, e_d a espessura da camada depositada e k_d a condutividade térmica da deposição, a qual é determinada conforme procedimento proposto por Kaviany (1995), considerando uma porosidade de 0,5. Este valor foi determinada experimentalmente neste trabalho por meio de um porosímetro Micromeritics, modelo ASAP2020. O método proposto por Kaviany (1995) assume as cavidades preenchidas pelo fluido e a condutividade térmica do meio poroso dada a partir de uma ponderação volumétrica entre as condutividades térmicas do fluido e do material poroso.

Segundo a Fig. 5.35 para uma espessura de deposição de 40 μm (Sarafraz et al., 2016a) ocorre uma redução de aproximadamente 6% no coeficiente global de transferência de calor para o caso extremo (h=25 kW/m^{2}K e d=4 mm). Vale destacar que este valor é geralmente inferior as incertezas na avaliação do coeficiente de transferência de calor em estudos envolvendo a ebulição convectiva, conforme calculado neste estudo (ver Tab. 4.2). Assim, a partir de tal análise, conclui-se que os efeitos no coeficiente de transferência de calor da deposição de nanopartículas, atuando como resistência térmica adicional, são apenas

marginais pois implicam em variações inferiores as incertezas experimentais. Corrobora para tal conclusão os resultados para água-DI DEN ilustrados nas Figs. 5.29, os quais apresentam variações em relação à água AEN inferiores as estimadas devido a deposição (6%). Isto indica que o decréscimo do coeficiente de transferência de calor, quando observado, é devido a um mecanismo adicional, não relacionado a geração de uma resistência térmica associada a deposição de nanopartículas.

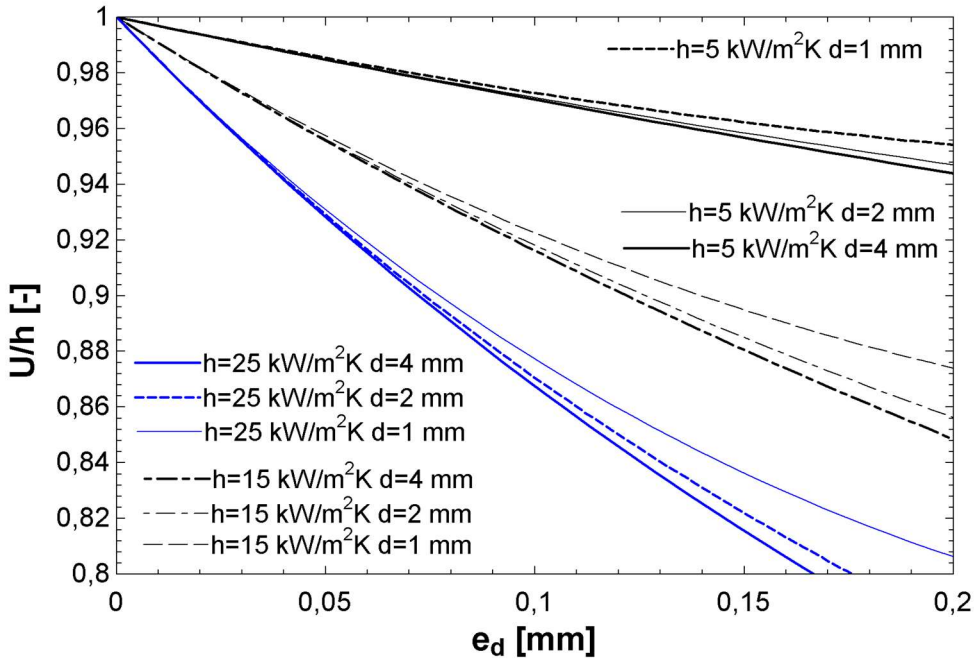

Figura 5.35 – Ilustração da variação do coeficiente global de transferência de calor com a variação da espessura da camada de deposição de nanopartículas de alumina, para a água-DI.

As Figs. 5.36 e 5.37 ilustram imagens da superfície interna da seção de testes, com ampliação de 10 vezes, para o tubo conforme fornecido pelo fabricante (sem deposição) e após a ebulição convectiva dos nanofluidos (com deposição). Estas imagens são da segunda seção com termopares (ver Fig. 4.1), e foram obtidas a partir de um perfilômetro óptico da marca VeccoWiko, modelo NT1100. Vale ressaltar que imagens foram levantadas correspondendo as regiões das seções com termopares fixados a parede externa. Entretanto, devido a similaridade dos resultados, optou-se por apresentar apenas imagens da segunda seção.

A partir de uma análise das texturas das superfícies ilustradas na Fig. 5.36 é possível concluir que diferentes padrões de deposição ocorrem de acordo com a dimensão das nanopartículas. As maiores (40-80 nm) proporcionam uma deposição uniforme, de forma que

a textura superficial apresenta características próximas as do tubo como fornecido pelo fabricante. Por outro lado, para as nanopartículas menores a deposição é visualmente não-uniforme, sendo caracterizada por uma textura irregular com regiões de picos e vales, conforme ilustrado nas Figs. 5.36 e 5.37.

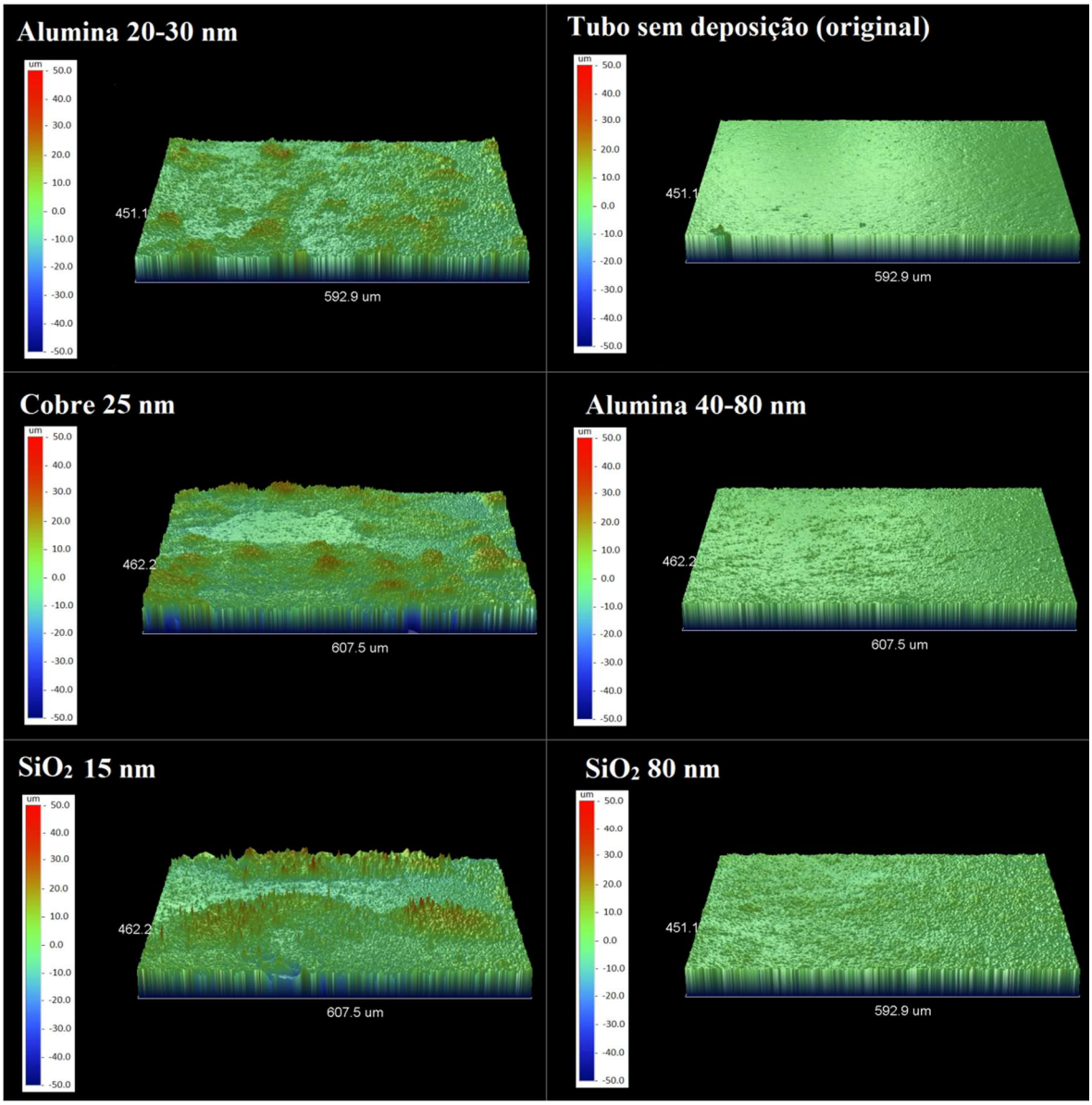

Figura 5.36 – Imagens obtidas no perfilômetro das superfícies recobertas com nanopartículas e em sua configuração original (segunda seção com termopares).

A Tab. 5.5 apresenta os paramêtros de rugosidade *Ra* (rugosidade média aritmética), *Rq* (rugosidade quadrática média), *Rz* (rugosidade total, máxima distância pico-vale) e *Rt* (rugosidade máxima, maior pico) para a seção 4 ver Fig. 4.1) avaliados a partir do perfilômetro óptico. Parâmetros de rugosidade de mesma ordem de grandeza são observados

para a superfície como comercialmente disponível e as recobertas com uma camada de nanopartículas com dimensão superior a 40 nm. Já, as superfícies recobertas com uma camada de nanopartículas com diametro inferior a 30 nm apresentam valores de *Ra*, *Rq*, *Rz* e *Rt* uma ordem de grandeza superior aos valores avaliados para a superfície original. Estes comportamentos, somados a análise dos resultados para a água-DI AEN e nanofluidos discutidos no item 5.4, possibilitam especular que as diferenças de comportamento do coeficiente de transferência de calor estão associadas a característica da superfície e o seu efeito sobre o mecanismo de ebulição nucleada.

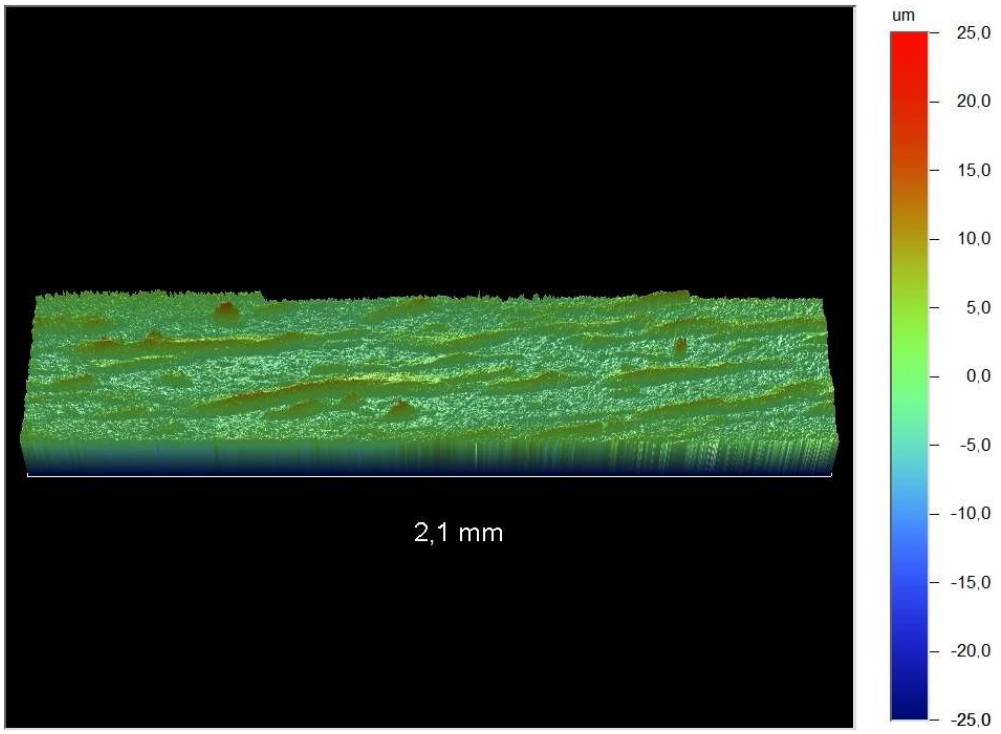

Figura 5.37 – Imagens obtidas a partir do perfilômetro da superfícies recoberta com nanopartículas de cobre.

Embora relações possam ser encontradas entre as características das cavidades na superfície e os parâmetros de rugosidade, é fato segundo a literatura que o processo de nucleação de bolhas é influenciado principalmente pelo raio da cavidade, e não pela sua profundidade (Collier e Thome, 1994). Assim, no presente estudo conclui-se que o tamanho das nanopartículas afeta a distribuição de densidade dos raios das cavidades e, consequentemente, as características das superfície associadas ao processo de nucleação de bolhas. Buscando corroborar esta hipótese, a Fig. 5.38 ilustra a comparação entre o critério de nucleação de bolhas proposto por Kandlikar et al. (1997) e uma análise da densidade espectral de potência (*Power Spectral Density*, PSD) da distribuição dos raios das cavidades nas

superfícies da seção de testes antes e após os ensaios de ebulição convectiva de nanofluidos. Tal análise refere-se a quarta seção com termopares (ver Fig. 4.1).

Tabela 5.5 – Parâmetros de rugosidade avaliados na seção 4 (ver Fig. 4.1).

Parâmetro[µm]	Tubo como recebido	Al_2O_3 20-30 nm	Al_2O_3 40-80 nm	SiO_2 15 nm	SiO_2 80 nm	Cu 25 nm
Ra	0,363	8,20	0,538	10,98	0,343	2,06
Rq	0,454	10,19	0,825	14,29	0,462	3,41
Rz	9,68	65,11	13,97	111,9	7,84	60,01
Rt	15,91	67,69	22,6	126,51	9,22	69,33

Na Fig. 5.38, resultados para a densidade espectral de potência (PSD) foram normalizados dividindo o valor da PSD correspondente a cada frequência espacial pela integral da distribuição da densidade espectral de potência (área da PSD). Os valores para os raios mínimo e máximo de cavidades ativas, determinados segundo Kandlikar et al. (1997), são dados na Fig. 5.38 como função do ângulo de contato de recuo.

A Tab. 5.6 ilustra a comparação entre as áreas das PSDs limitadas pelo critério de Kandlikar et al. (1997) para as diferentes texturas superficiais considerando ângulos de contato de recuo de 15° e 20°, respectivamente, valores comumente observados na literatura para água-DI (Forrest et al., 2010). Vale ressaltar que o número de cavidades compreendidas na faixa de dimensões correspondentes a sítios ativos de nucleação aumenta com o incremento das áreas das PSDs limitadas pelo critério. De acordo com esta tabela, o número de cavidades dentro da faixa correspondente a sítios ativos de nucleação de bolhas decresce consideravelmente para as superfícies recobertas pelas nanopartículas menores (dióxido de silício 15 nm, cobre 25 nm e alumina 20-30 nm) em relação a superfície comercial. Para as nanopartículas maiores (dióxido de silício 80 nm e alumina 40-80 nm), não foram observadas diferenças significativas entre as áreas das PSDs para o tubo como recebido do fabricante e as superfícies recobertas. Ressalta-se que para determinadas condições os resultados para as áreas das PSDs das superfícies depositadas apresentam valores ligeiramente superiores ao do tubo como comercialmente disponível.

Baseando-se nos resultados ilustrados na Tab. 5.6 e nas comparações entre o coeficiente de transferência de calor para a água-DI AEN e DEN, discutidos no item 5.4, é possível concluir que a deposição das nanopartículas afeta diferentemente o coeficiente de transferência de calor, e este efeito encontra-se principalmente relacionado as suas dimensões. Além disto, a redução do coeficiente de transferência de calor para a água-DI DEN e os

nanofluidos compostos de nanopartículas com dimensão característica inferior a 30 nm é relacionada a diminuição do número de cavidades na superfície dentro da faixa correspondente a sítios ativos de nucleação. Efeito desprezível no coeficiente de transferência de calor é verificado para as superfícies recobertas com nanopartículas maiores que 40 nm pois, o número de cavidades dentro da faixa correspondente a sítios ativos de nucleação apresenta variações reduzidas alteração em relação a superfície original.

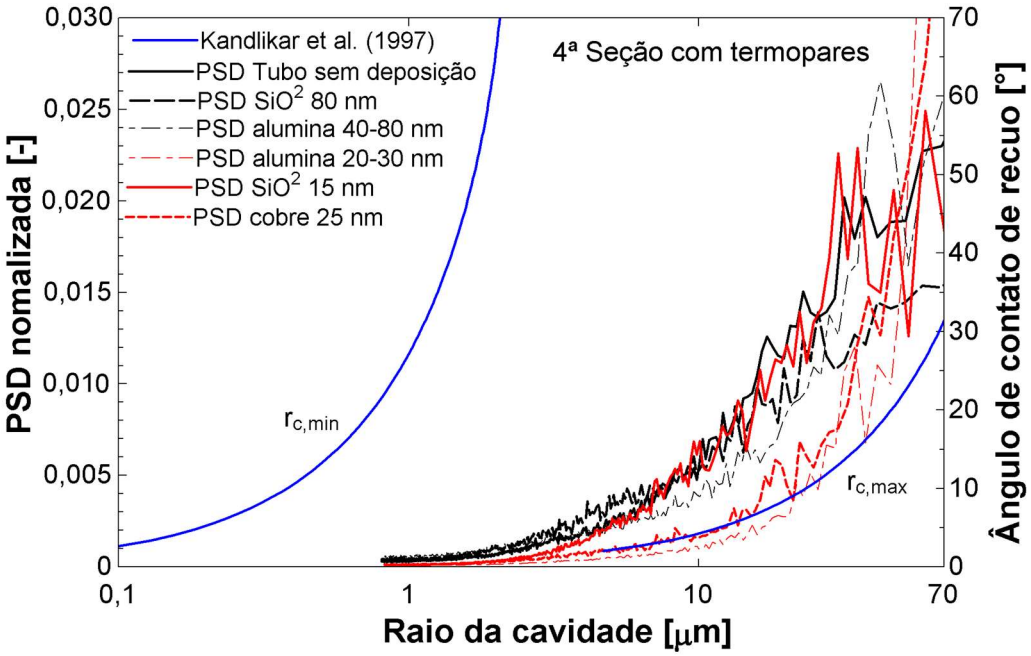

Figura 5.38 – Comparações entre as PSDs dos raios de cavidades presentes nas superfícies e o critério de nucleação de bolhas proposto por Kandlikar et al. (1997) (quarta seção com termopares, ver Fig. 4.1).

Tabela 5.6 – Integral da PSD normalizada limitada pelo critério de Kandlikar et al. (1997) para o raio máximo e mínimo de cavidade ativa de nucleação.

Ângulo de contato de recuo [°]	Seção com termopares*	Tubo como recebido	Alumina 20-30 nm	Alumina 40-80 nm	Dióxido de silício 15 nm	Dióxido de silício 80 nm	Cobre 25 nm
15	1	0,74	0,27	0,87	0,69	0,77	0,28
	2	0,74	0,36	0,86	0,52	0,70	0,60
	3	0,74	0,37	0,86	0,66	0,78	0,33
	4	0,74	0,17	0,72	0,61	0,81	0,28
	5	0,74	0,37	0,63	0,75	0,84	0,85
20	1	0,82	0,33	0,90	0,74	0,84	0,39
	2	0,82	0,49	0,90	0,56	0,77	0,68
	3	0,82	0,48	0,89	0,73	0,84	0,38
	4	0,82	0,21	0,81	0,68	0,87	0,34
	5	0,82	0,42	0,72	0,80	0,88	0,89

*A partir do início da seção de testes

O método de Costa-Patry e Thome (2013) para a ebulição convectiva em canais de reduzido diâmetro considera o efeito da rugosidade superficial no coeficiente de transferência de calor, assumindo o valor da rugosidade como sendo a mínima espessura do filme líquido antes da secagem da parede para escoamentos em bolhas alongadas e anular. Entretanto, não foi possível comparar este método e os resultados experimentais para a água-DI DEN e nanofluidos de forma a avaliar se o método captura o efeito da rugosidade no coeficiente de transferência de calor, pois em geral a espessura do filme líquido prevista por Costa-Patry e Thome (2013) apresenta valores inferiores aos verificados para a rugosidade superficial (*Ra*, ilustrada na Tab. 5.5). É importante destacar que, conforme indicado no item 5.1, o método de Costa-Patry e Thome (2013) não inclui resultados para água-DI na base de dados utilizada para o ajuste de suas constantes empíricas.

Comparações entre os demais métodos e resultados para a água-DI DEN e nanofluidos não foram realizadas pois estes não consideram a rugosidade superficial como parâmetro. O método de Kanizawa et al. (2016) estima a parcela relativa a ebulição nucleada por meio do método de Stephan e Abdelsalam (1980), o qual, embora considere a rugosidade da superfície para refrigerantes halogenados, não o faz para água-DI. Com isto, variações no coeficiente de transferência de calor devido a variações da rugosidade superficial associadas à deposição de nanopartículas não são capturadas pelos métodos, tornando tal comparação sem sentido.

5.4.2 Efeito da deposição nas instabilidades térmicas

A Fig. 5.39 ilustra os efeitos do fluxo de calor e da velocidade mássica nas instabilidades térmicas relacionadas a ebulição em condições confinadas para a água-DI AEN. No presente estudo, efeitos de instabilidades térmicas foram caracterizados por meio do sinal transiente da temperatura do fluido na entrada da seção de testes. Conforme ilustrado nesta figura, a amplitude das variações se eleva com o incremento do fluxo de calor, e permanece praticamente inalterada com a elevação da velocidade mássica.

A Fig. 5.40 ilustra o efeito da velocidade mássica na variação da temperatura da água-DI na entrada da seção de testes para a superfície recoberta com nanopartículas de dióxido de silício 80 nm. De acordo com esta figura, a amplitude das oscilações se mantém, entretanto suas frequências decrescem com o aumento da velocidade mássica. Também nota-se na Fig. 5.40 efeitos marginais na amplitude das oscilações do incremento do fluxo de calor.

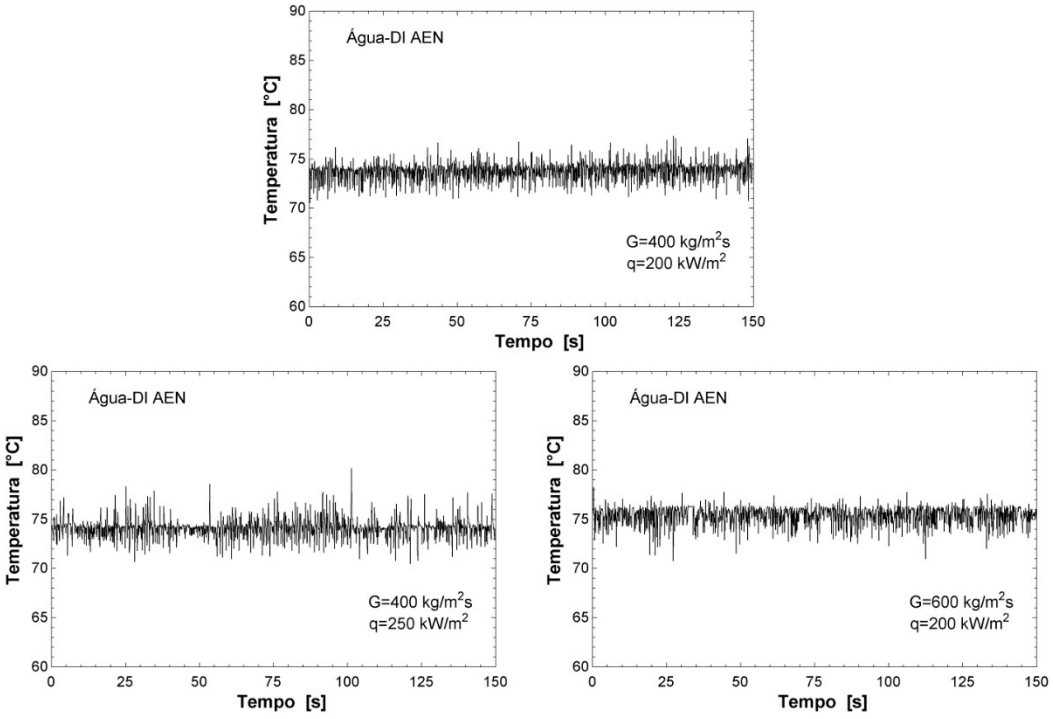

Figura 5.39- Sinal transiente da temperatura da água-DI AEN na entrada da seção de testes (frequência de aquisição igual a 10 Hz).

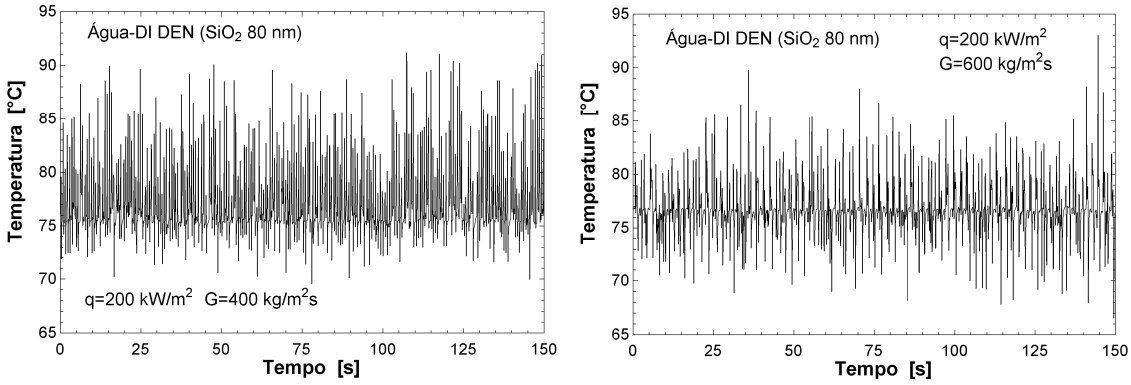

Figura 5.40- Ilustração do efeito de variações na velocidade mássica nas instabilidades térmicas (superfície recoberta com dióxido de silício 80 nm).

Nas Figs. 5.41 e 5.42 notam-se para as superfícies recobertas com nanopartículas de alumina 40-80 nm e 20-30 nm, respectivamente, efeitos similares no comportamento das instabilidades térmicas para variações do fluxo de calor e da velocidade mássica. Nestas figuras nota-se o incremento da amplitude das oscilações da temperatura do fluido na entrada da seção de testes com o aumento de q e G. Conforme ilustrado na Fig. 5.41, de forma análoga a água-DI DEN, nota-se para a superfície recoberta com nanopartículas de dióxido de silício 80 nm, uma aparente redução da frequência das oscilações com o incremento da

velocidade mássica. Segundo a Fig. 5.42 o aumento do fluxo de calor implica na elevação da amplitude da variação da temperatura da água-DI na entrada da seção de testes. Para a superfície recoberta com nanopartículas de dióxido de silício 15 nm efeitos marginais nas instabilidades térmicas foram observadas para variações de q e G.

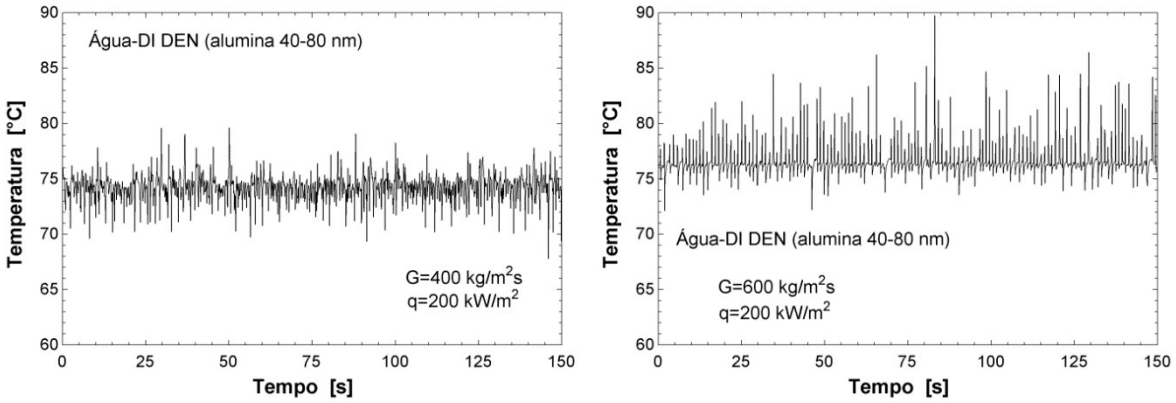

Figura 5.41- Ilustração do efeito de variações na velocidade mássica nas instabilidades térmicas (superfície recoberta com alumina-γ 40-80 nm).

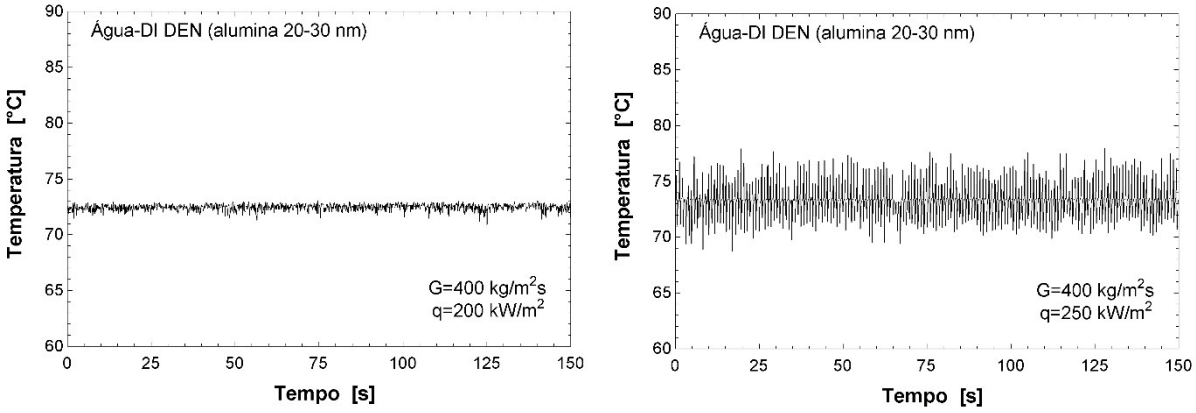

Figura 5.42- Ilustração do efeito de variações na velocidade mássica nas instabilidades térmicas (superfície recoberta com alumina-γ 20-30 nm).

Com relação a comparação entre as instabilidades térmicas para os nanofluidos e para a água-DI AEN, verificou-se a redução das mesmas em relação a água-DI AEN para as soluções contendo nanopartículas com dimensões inferiores a 30 nm. Uma diminuição das instabilidades também foi verificada por Xu e Xu (2012) e Yu et al. (2015) em seus experimentos. Este autores atribuem tal efeito ao decréscimo da tensão superficial do fluido e o aumento da molhabilidade superficial com a adição das nanopartículas, implicando na redução do diâmetro de desprendimento das bolhas. No presente estudo, a redução das intabilidades térmicas foi observada também para ensaios envolvendo a água-DI DEN,

conforme ilustrado na Fig. 5.43. Isto indica que os efeitos nas intabilidades térmicas da adição de nanopartículas a um fluido base não estão associados a variações nas propriedades do fluido, e sim a modificação da textura da superfície devido a deposição. Na Fig. 5.43, nota-se que o incremento de efeitos de instabilidades térmicas associados a deposição pode também ocorrer, conforme verificado para as superfícies recobertas com nanopartículas de diâmetro superior a 40 nm. Vale ressaltar que durante os ensaios experimentais, implementou-se ajustes nas válvulas de águlha localizadas na entrada e saída da seção de testes de forma a minimizar efeitos relacionados as instabilizadades térmicas. Estes ajustes, uma vez realizados foram mantidos. Tal procedimento permite atribuir as variações observadas na temperatura do fluido na entrada da seção de testes a fenômenos físicos ocorrendo ao longo do tubo.

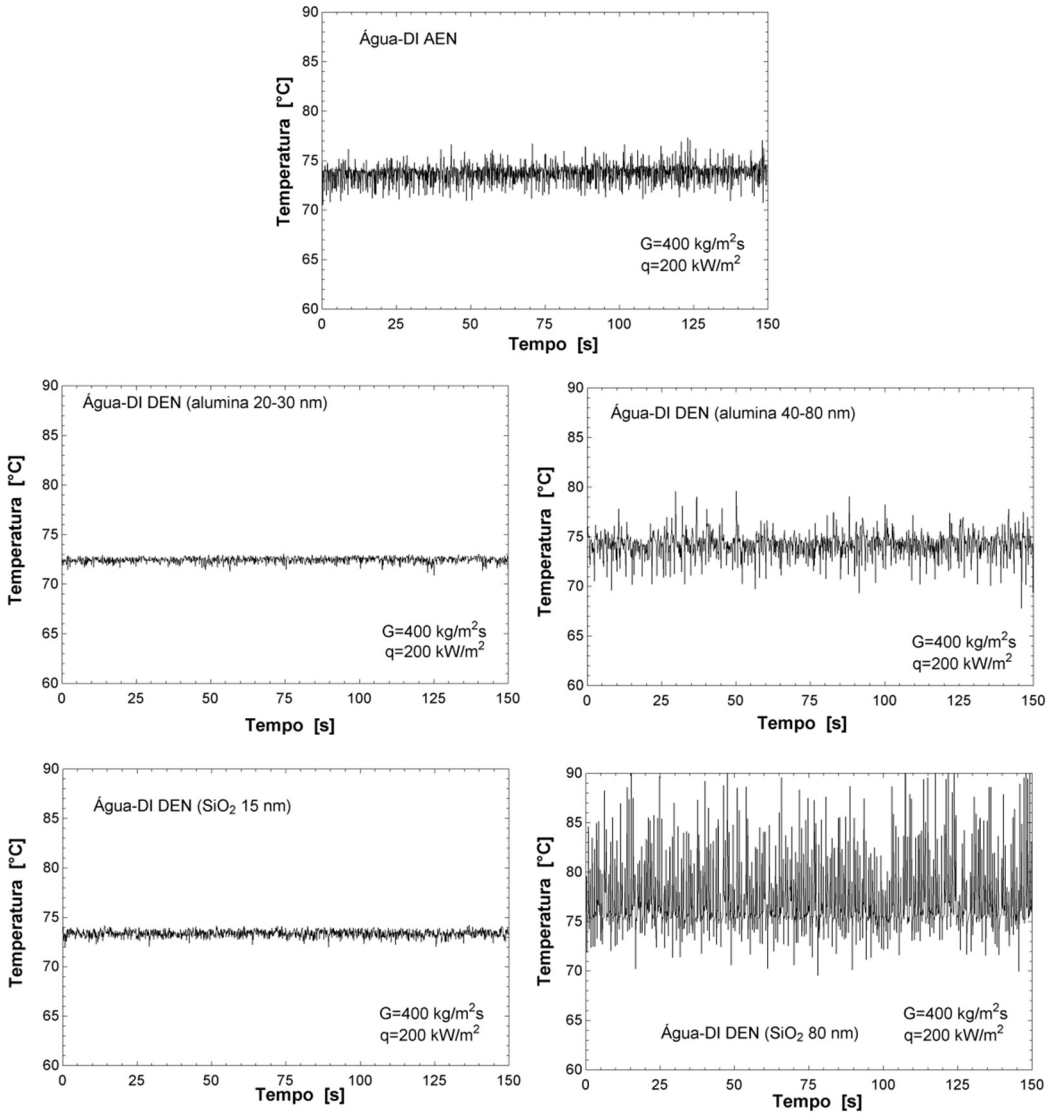

Figura 5.43- Sinal transiente da temperatura da água-DI na entrada da seção de testes (frequência de aquisição igual a 10 Hz).

Neste estudo, atribuiu-se a variação das instablidades térmicas a alteração da distribuição da densidade de cavidades com dimensão correspondente a sítios ativos de nucleação. Especula-se que a redução das oscilações da temperatura do fluido na entrada da seção de testes verificada para as superfícies recobertas com nanopartículas inferiores a 30 nm está associada à diminuição do número de sítios ativos de nucleação de bolhas. Isto faz com que a adição das forças contrárias aos efeitos inerciais do escoamento, provenientes do processo de crescimento de bolhas em condições confinadas se reduza, diminuindo assim as oscilações verificadas na temperatura do fluido na entrada da seção de testes. Tais variações estariam associadas a escoamentos em direção contrária a principal (*backflow*). Já para as superfícies recobertas com nanopartículas de dimensões superiores à 40 nm, as intabilidades térmicas se elevam devido ao incremento da densidade de sítios ativos de nucleação. Neste caso, a soma das forças contrárias ao escoamento provenientes do processo de crescimento das bolhas em condição confinada se eleva, proporcionando a elevação de efeitos de instabilidades térmicas caracterizados pela amplitude da variação da temperatura do fluido na entrada da seção de testes.

6 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

6.1 Introdução

O presente trabalho trata de um estudo experimental envolvendo a transferência de calor de nanofluidos aquosos em escoamento monofásico e durante a ebulição convectiva em um microcanal de aço inoxidável AISI-304 com 1,1 mm de diâmetro interno e 200 mm de comprimento. Foram levantados dados para 5 nanofluidos, sendo cada um deles avaliados para três diferentes concentrações volumétricas. Resultados para água deionizada nas superfícies originais (sem deposição) e recobertas com nanopartículas foram também obtidos. A partir deste levantamento experimental e da análise dos dados levantados, neste capítulo apresenta-se as conclusões deste estudo e as recomendações para trabalhos futuros.

6.2 Conclusões

A partir da análise dos dados experimentais obteve-se as seguintes conclusões:

Caracterização dos nanofluidos

- Alterações na viscosidade dinâmica dos nanofluidos foram verificadas experimentalmente apenas para a concentração volumétrica de $\emptyset$=0,1%, sendo seu valor superior para o nanofluido contendo alumina 20-30 nm;
- Para as condições avaliadas no presente estudo a adição de nanopartículas à água-DI afetou apenas marginalmente a condutividade térmica. Incrementos superiores à incerteza de sua medição em relação à água deionizada foram verificados apenas para $\emptyset$=0,1%. Conforme esperado, o maior incremento foi da condutividade térmica foi observado para o nanofluido contendo nanopartículas de cobre;

Escoamento monofásico dos nanofluidos

- A adição de nanopartículas à água deionizada em escoamentos monofásicos, de uma forma geral, resultou no incremento no número de Nusselt apenas na região inicial do

tubo para a maior concentração volumétrica, apresentando valor máximo para o nanofluido contendo dióxido de silício 80 nm (menor condutividade térmica). Este resultado indica que o incremento está relacionado apenas a condutividade térmica, e sim a mecanismos adicionais de intensificação. Verificou-se que elevações superiores do número de Nusselt ocorrem para o menor fluxo de calor avaliado;

- Para G=600 kg/m^{2}s, $Re_{médio}$≈1850, verificou-se ao final do tubo números de Nusselt para os nanofluidos inferiores aos da água deionizada. Tal comportamento, é justificado pelo fato do número de Reynolds se elevar ao longo do canal com o incremento da temperatura, de forma que efeitos relacionados a transição laminar-turbulento se verifiquem. Tal fenômeno não verificado para os nanofluidos devido ao incremento, ainda que reduzido, da viscosidade decorrente da adição das nanopartículas;
- De uma forma geral, conclui-se que efeitos de termoforese são predominantes no perfil de concentração das nanopartículas ao longo da seção transversal do tubo. Os resultados permitem especular também que a elevação do gradiente de concentração na região próxima a parede do tubo está diretamente relacionado ao incremento do número de Nusselt na região de entrada do escoamento.

Água deionizada em superfície sem deposição (água AEN)

- Para as velocidades mássicas de 200 e 400 kg/m^{2}s observou-se decréscimo do coeficiente de transferência de calor com o incremento do título de vapor até um valor mínimo, a partir do qual o coeficiente de transferência de calor se eleva com incrementos adicionais do título de vapor. Já para G=600 kg/m^{2}s verificou-se apenas o aumento do coeficiente de transferência de calor com a elevação do título de vapor. Estes comportamentos estão associados a um balanço entre a supressão de efeitos de ebulição nucleada e o incremento dos efeitos convectivos com o aumento do título de vapor;
- Dentre os métodos avaliados para a previsão do coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva, o que apresentou melhores resultados foi o proposto por Kandlikar e Balasubramanian (2004), seguido do método de Kim e Mudawar (2013). Ressalta-se que ambos os métodos possuem no banco de dados utilizado em seu ajuste resultados para água deionizada;

Ebulição convectiva dos nanofluidos e água DEN

- As soluções com concentração volumétrica de 0,1% apresentaram redução do coeficiente de transferência de calor em relação a água-DI AEN. Para $\emptyset$=0,01 e 0,001% as menores nanopartículas (alumina 20-30 nm, cobre 25 nm e dióxido de silício 15 nm) apresentaram redução do coeficiente de transferência de calor, enquanto as maiores (alumina 40-80 nm e dióxido de silício 80 nm) proporcionaram variações do coeficiente de transferência de calor para os nanofluidos e água AEN inferiores as suas incertezas;
- Os resultados para água-DI DEN apresentaram tedência similar a verificada para os nanofluidos, com a redução do coeficiente de transferência de calor para as superfícies recobertas com nanopartículas com diâmetros inferiores a 30 nm, e variações dentro da faixa de incerteza para as superfícies recobertas com nanopartículas de dimensão superior a 40 nm;

Efeito da viscosidade dinâmica, condutividade térmica e camada depositada (atuando como resistência térmica)

- A análise dos efeitos de variações na condutividade térmica e viscosidade dinâmica dos nanofluidos no coeficiente de transferência de calor durante e ebulição convectiva indicou que tais parâmetros afetam apenas marginalmente o coeficiente de transferência de calor. Verificou-se também que a adição de uma resistência térmica entre o fluido e a parede afeta o coeficiente de transferência de calor apenas marginalmente, proporcionando variações inferiores a incerteza de seus resultados;

Análise dos efeitos relacionados ao recobrimento da superfície

- Imagens obtidas por meio de um perfilômetro óptico mostraram que a deposição ocorre de forma distinta de acordo com a dimensão das nanopartículas, resultando para as nanopartículas maiores (d_p>40 nm) em uma deposição uniforme, com textura superficial similar a verificada para o tubo conforme fornecido pelo fabricante. Para as nanopartículas de dimensões inferiores (d_p<30 nm), a deposição resultou em texturas superficiais não uniformes, caracterizadas por regiões com picos e vales;
- As superfícies recobertas com nanopartículas de diâmetro superior a 40 nm apresentaram parâmetros de rugosidade (*Ra, Rq, Rt e Rz*) similares aos verificados para a superfície comercial e sem deposição. Nas superfícies recobertas com nanopartículas com diâmetros inferiores a 30 nm os parâmetros de rugosidade

apresentaram valores uma ordem de grandeza superior aos obtidos para a superfície como fornecida pelo fabricante;

- Uma comparação entre as PSDs (*Power Spectrum Density*) das distribuições de diâmetros das cavidades na superfícies com o critério de Kandlikar et al. (1997) para nucleação de bolhas indicou que as superfícies recobertas com nanopartículas de dimensões inferiores a 30 nm apresentam uma redução em relação a superfície original na densidade de cavidades com diâmetros correspondentes a faixa de sítios ativos de nucleação. As superfícies recobertas com nanopartículas de dimensões superiores a 40 nm apresentaram distribuição de tamanho de cavidades similares as verificadas para a superfície como recebida do fabricante;

Instabilidades térmicas

- Verificou-se que a deposição de nanopartículas sobre a superfície influencia efeitos de instabilidades térmicas, caracterizados neste estudo pela amplitude da variação da temperatura do fluido na entrada da seção de testes. A deposição de nanopartículas com diâmetro inferior a 30 nm promove a redução de efeitos de instabilidades térmicas. Associou-se este comportamento a um provável decréscimo da densidade de sítios ativos de nucleação para as superfícies recobertas com nanopartículas de tais dimensões. O incremento de efeitos de instabilidades térmicas foi notado para as superfícies depositadas com nanopartículas com diâmetros superiores a 40 nm. Ressalta-se que para tal condição associou-se o comportamento observado ao incremento do número de cavidades com dimensões correspondentes a sítios ativos de nucleação.

6.3 Recomendação para trabalhos futuros

O presente estudo envolveu uma ampla avaliação da transferência de calor durante o escoamento de nanofluidos em microcanais. Entretanto aspectos relacionados a este tema não foram abordados ou devidamente aprofundados neste estudo, de forma que as seguintes análises e ensaios adicionais possam ser recomendados para trabalhos futuros:

- Avaliação e análise dos dados para a perda de pressão envolvendo escoamentos monofásicos e ebulição convectiva de nanofluidos, de forma a caracterizar para este

parâmetro de projeto os efeitos da adição de nanopartículas ao fluido base e relacioná-los com os resultados obtidos para o coeficiente de transferência de calor;

- Realização de experimentos em uma seção de testes mais longa, de forma a avaliar o número de Nusselt também em condições de escoamento desenvolvido e o coeficiente de transferência de calor para a ebulição convectiva em títulos de vapor superiores a 0,5. Isto permitiria avaliar se o efeito da deposição no coeficiente de transferência de calor se manteria em títulos de vapor superiores a 0,5 e de que forma a deposição de uma camada de nanopartículas afeta a secagem de parede (*dryout*);
- Levantamento de dados experimentais em dutos transparentes adotando como meio de aquecimento um jato de ar a temperatura elevada, de forma análoga a Tibiriçá e Ribatski (2014). Tal procedimento perimitiria avaliar o processo de deposição das nanopartículas relacionando-o aos mecanismos de transferência de calor, principalmente a variação do número de sítios ativos de nucleação. Estes experimentos permitiriam avaliar também um possível destacamento associado a ebulição convectiva de aglomerados de nanopartículas depositados na superfície;
- Execução de ensaios utilizando nanopartículas de outros materiais, como nanotubos de carbono. A partir de tais ensaios é possível comparar os efeitos da utilização de superfícies hidrofílicas (experimentos realizados neste estudo) e hidrofóbicas (superfícies depositadas com nanotubos de carbono) no coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva;
- Sugere-se ainda a execução de ensaios para condições similares as deste estudo em superfícies com diferentes texturas iniciais, de forma a avaliar seu efeito na deposição e, consequentemente, no coeficiente de transferência de calor;
- Recomenda-se também a realização de experimentos envolvendo o fluxo crítico calor, caracterizando o efeito da deposição e da presença das nanopartículas no fluido em tal parâmetro. Estes ensaios são recomendados pois, conforme indicado por Buongiorno (2013), tal aplicação se apresenta atualmente como a mais promissora ao uso de nanofluidos na indústria;
- Sugere-se empregar técnicas de nanofabricação de forma a mimetizar as superfícies obtidas neste estudo por meio da ebulição de nanofluidos contendo nanopartículas de dióxido de silício de 80 nm. Busca-se assim o desenvolvimento de superfícies intensificadoras estáveis. Vale ressaltar que a ebulição deste nanofluido (dióxido de

silício 80 nm/água-DI) foi a única a apresentar incremento no coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva.

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABEDINI, E.; BEHZADMEHR, A.; RAJABNIA, H.; SARVARI, S. M. H.; MANSOURI, S. H. Experimental investigation and comparison of subcooled flow boiling of TiO_2 nanofluid in a vertical and horizontal tube. **Journal of Mechanical Engineering Science**, v. 227, p. 1742-1753, 2012.

AHN, H. S.; KANG, S. H, JO, H.; KIM, M. H. Visualization study of the effects of nanoparticles surface deposition on convective flow boiling CHF from a short heated wall. **International Journal of Multiphase Flow**, v. 37, p. 215-228, 2011.

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.

AKHAVAN-BAHABADI, M. A.; NARS, M.; BAQERI, S. Experimental investigation of flow heat transfer of R-600a/oil/CuO in a plain horizontal tube. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 58, p. 105-111, 2014.

AKHAVAN-ZANJANI, H.; SAFFAR-AVVAL, M.; MANSOURKIAEI, M.; SHARIF, F.; AHADI, M. Experimental investigation of laminar forced convective heat transfer of Graphene-water nanofluid inside circular tube. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 100, p. 316-323, 2016.

ALIL, R.; PALM, B. Dryout characteristics during flow boiling of R134a in vertical circular minichannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 54, p. 2434-2445, 2011.

ALVARIÑO, P. F.; JABARDO, J. M. S.; AGRAS, J. D.; DEL VALLE, J. G. Self-diffusion assessment in laminar developed flow of nanofluids in microchannels. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 98, p. 113-123, 2015.

AMROLLAHI, A.; RASHIDI, A. M.; LOTFI, R.; MEIBODI, E. M.; KASHEFI, K. Convection heat transfer of functionalized MWNT in aqueous fluids in laminar and turbulent flow at the entrance region. **International Communications in Heat Transfer and Mass Transfer**, v. 37, p. 717-723, 2010.

ANNOP, K. B.; SUNDARARAJAN, T.; DAS, S. K. Effect of particle size on the convective heat transfer in nanofluid in the developing region. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 52, p. 2189-2195, 2009.

ASIRVATHAM, L. G.; RAJA, B.; LAL, D. M.; WONGWISES, S. Convective heat transfer of nanofluids with correlation. **Particuology**, v. 9, p. 626-631, 2011.

AZMI, W. H.; SHARMA, K. V.; SARMA, P. K.; MAMAT, R.; NAJAFI, G. Heat transfer and friction factor of water based TiO_2 and SiO_2 nanofluids under turbulent flow in a tube. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 59, 30-38, 2014.

BANDARRA-FILHO, E. P.; SAÍZ-JABARDO, J. M.; BARBIERI, P. E. L. Convective boiling pressure drop of refrigerant R-134a in horizontal smooth and microfin tubes. **International Journal of Refrigeration**, v. 27, p. 895-903, 2004.

BANG, I. C.; CHANG, S. H. Boiling heat transfer performance and phenomena of Al2O3-water nano-fluids from a plain surface in a pool. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 48, p. 2407-4116, 2005.

BARBES, V.; PARAMO, R.; BLANCO, E.; PASTORIZA-GALLEGO, M. J.; PINEIRO, M. M.; LEGIDO, J. L.; CASANOVA, C. Thermal Conductivity and specific heat capacity measurements of Al_2O_3 nanofluids. **Journal of Thermal Analysis and Calorimetry**, v. 111, p. 1615-1625, 2013.

BARTELT, K.; PARK, Y.; LIU, L.; JACOBI, A. Flow-boiling of R134a/POE/CuO nanofluids in a horizontal tube. In: INTERNATIONAL REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING CONFERENCE, 2008, Purdue, EUA.

BASU, S.; WERNEKE, B.; PELES, Y.; JENSEN, M. K. Transient microscale flow boiling heat transfer characteristics of HFE-7000. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 90, p. 396-405, 2015.

BECK, M. P.; YUAN, Y.; WARRIER, P.; TEJA, A. S. The effect of nanoparticle size on the thermal conductivity of alumina nanofluids. **Journal of Nanoparticle Research**, v. 11 (5), p. 1126-1136, 2009.

BERTSCH, S. S.; GROLL, E. A.; GARIMELLA, S. V. A composite heat transfer correlation for satured flow boiling in small channels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 52 (7-8), p. 2110-2118, 2009.

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.

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

BRINKMAN, H. C. The viscosity of concentrated suspensions and solutions. **Journal of Chemistry and Physics**, v. 20 (4), p. 571, 1952.

BRUGGEMAN, D. A. G. Berechnung verschiedener physikalischer Konstanten von heterogenen Substanzen. I. Dielektrizitätskonstanten und Leitfähigkeiten der Mischkörper aus isotropen Substanzen. **Annalen der Physik**, v. 416, p. 636-664, 1935.

BUONGIORNO, J. Can corrosion and CRUD actually improve safety margins in nuclear plants?. In: 8^{TH} INTERNATIONAL CONFERENCE ON MULTIPHASE FLOW, 2013, Jeju, Koreia do Sul.

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

BUONGIORNO, J.; VENERUS, D. C.; PRABHAT, N.; MCKRELL, T.; TOWNSEND, J.; CHRISTIANSON, R.; TOLMACHEV, Y. V.; KEBLINSKI, P.; HU, L.; ALVARADO, J. L.;

BANG, I. C.; BISHNOI, S. W.; BONETTI, M.; BOTZ, F.; CECERE, A.; CHANG, Y.; CHEN, G.; CHEN, H.; CHUNG, S. J.; CHYU, M. K.; DAS, S. K.; DI PAOLA, R.; DING, Y.; DUBOIS, F.; DZIDO, G.; EAPEN, J.; ESCHER, W.; FUNFSCHILLING, D.; GALAND, Q.; GAO, J.; GHARAGOZLOO, P. E.; GOODSON, K. E.; GUTIERREZ, J. G.; HONG, H.; HORTON, M.; HWANG, K. S.; IORIO, C. S.; JANG, S. P.; JARZEBSKI, A. B.; JIANG, Y.; JIN, L.; KABELAC, S.; KAMATH, A.; KEDZIERSKI, M. A.; GEOK, L.; KIENG, KIM, C.; KIM, J. H.; KIM, S.; LEE, S. H.; LEONG, K. C.; MANNA, I.; MICHEL, B.; NI, R.; PATEL, H. E.; PHILIP, J.; POULIKAKOS, D.; REYNAUD, C.; SAVINO, R.; SINGH, P. K.; SONG, P.; SUNDARARAJAN, P.; TIMOFEEVA, E.; TRITCAK, T.; TURANOV, A. N.; VAERENBERGH, S. V.; WEN, D.; WITHARANA, S.; YANG, C.; YEH, W. H.; ZHAO, X. Z.; ZHOU, S. Q. A benchmark study on the thermal conductivity of nanofluids. **Journal of Applied Physics**, v. 106, p. 094312, 2009.

CHÁVEZ, C. A.; LEÃO, H. S. L.; RIBATSKI, G. Evaluation of the thermal-hydraulic performance of hydrocarbon refrigerants during flow boiling in a microchannels array heat sink. **Applied Thermal Engineering**, v. 111, p. 703-717, 2017.

CHEHADE, A. A.; GUALOUS, H. L.; LE MASSON, S.; FARDOUN, F.; BESQET, A. Boiling local heat transfer enhancement in minichannels using nanofluids. **Nanoscale Research Letters**, v. 8, p. 1-20, 2013.

CHENG, L.; RIBATSKI, G.; THOME, J. R.; Two-phase flow patterns and flow pattern maps: fundamental and applications. **Applied Mechanics Reviews**, v. 61, p. 050802 (28), 2008.

CHISHOLM, D. A theoretical basis for the Lockhart-Martinelli correlation for two-phase flow. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 10, p. 1767–1778. 1967.

CHOI, S. U. S. Anomalous Thermal Conductivity Enhancement in Nanotube Suspensions. **Applied Physics Letters**, v. 79, p. 2252-2254, 2001.

CHOI, S. U. S.; EASTMAN, J. A. Enhancing Thermal Conductivity of Fluids with Nanoparticles, In: ASME INTERNATIONAL MECHANICAL ENGINEERING CONGRESS & EXPOSITION, 1995, São Francisco, EUA.

CHOPKAR, M. DAS, A. K.; MANNA, I.; DAS.; P. K. Pool boiling heat transfer characteristics of ZrO_2-water based nanofluids from a flat surface in a pool. **Heat and Mass Transfer**, v. 44, p. 999-1004, 2008.

CHOPKAR, M.; SUDARSHAN, S.; DAS, P. K.; MANNA, I. Effect of particle size on thermal conductivity of nanofluid. **Metallurgical and Materials Transactions A**, v. 39 (7), p. 1535-1542, 2009.

CHOUGULE, S. S.; SAHU, S. K. Thermal performance of automobile radiator using carbon nanotube-water nanofluid – Experimental study. **Journal of Thermal Science and Engineering Applications**, v. 6, p. 041009-1, 2014.

CHOW, T. T. A review on photovoltaic/thermal hybrid solar technology. **Applied Energy**, v. 87, p. 365-379, 2010.

CHURCHIL, S. W.; CHU, H. H. S. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from horizontal cylinder. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 18, p. 1049, 1975.

CHURCHILL, S.; OZOE, H. Correlations for laminar forced convection with uniform heating in flow over a plate and in developing and fully developed flow in a tube. **Journal of Heat Transfer Transactions of ASME**, p. 78-84, 1973.

CIESLINSKI, J. T.; KACZMARCZYK, T. Z. Pool boiling of water-Al_2O_3 and water-Cu nanofluids on horizontal smooth tubes. **Nanoscale Research Letters**, v. 6, p. 220-9, 2011.

CIESLINSKI, J. T.; KACZMARCZYK, T. Z. Pool boiling of water-Al_2O_3 and water-Cu nanofluids outside porous coated tubes. **Heat Transfer Engineering**, v. 36, p. 553-563, 2015.

CIESLINSKI, J. T.; KYGIER, K. Augmentation of the critical heat flux in water-Al_2O_3, water-TiO_2 and water-Cu nanofluids, In: 10^{TH} INTERNATIONAL CONFERENCE ON HEAT TRANSFER, FLUID MECHANICS AND THERMODYNAMICS, 2014, Orlando, EUA.

CILOGLU, D. An experimental investigation of nucleate pool boiling heat transfer of nanofluids from a hemispherical surface. **Heat Transfer Engineering**, v. 0, p. 1-11 2016

CIONCOLLINI, A.; THOME, J. R. Algebraic turbulence modeling in adiabatic and evaporating annular two-phase flow. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v. 32, p. 805-817, 2011.

COLANGELO, G.; FAVALE, E.; DE RISI, A.; LAFORGIA, D. Results of experimental investigations on the heat conductivity of nanofluids based on diathermic oil for high temperature applications. **Applied Energy**, v. 97, p. 828-833, 2012.

COLLA, L.; FEDELE, L.; MANCA, O.; MARINELLI, L.; NARDINI, S. Experimental and numerical investigation on forced convection in circular tubes with nanofluids. **Heat Transfer Engineering**, v. 37, p. 1201-1210, 2016.

COLLIER, J.; THOME, J. R. **Convective boiling and condensation**. 3rd ed. Oxford: Clarendo Press, 1994.

COSTA-PATRY, E.; THOME, J. R. Flow pattern based flow boiling heat transfer model for microchannels. **International Journal of Refrigeration**, v. 36, p. 414-420, 2013.

DA SILVA, J. D.; RIBATSKI, G. Two-phase frictional pressure drop of halocarbon refrigerants inside small diameter tubes: data analyses and the proposition of a new frictional pressure drop correlation, In: 8TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON MULTIPHASE FLOW, 2013, Jeju, Coréia do Sul.

DAS, K. S.; CHOI, S. U. S.; YU, W.; PRADEEP, T. Nanofluids, Science and Technology, Wiley-Interscience, 2007.

DAS, S. K.; PUTRA, N.; ROETZEL, W. Pool boiling characteristics of nano-fluids. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 46, p. 851-862, 2003a.

DAS, S. K.; PUTRA, N.; ROETZEL, W. Pool boiling of nano-fluids on horizontal narrow tubes, **International Journal of Multiphase Flow**, v. 29, p. 1237-1247, 2003b.

DAS, S. K.; PUTRA, N.; THIESEN, P.; ROETZEL, W. Temperature dependence of thermal conductivity enhancement for nanofluids. **ASME Transactions Journal of Heat transfer**, v. 125, p. 567-574, 2003c.

DIAO, Y. H.; LI, C. Z.; ZHAO, Y. H.; LIU, Y.; WANG, S. Experimental investigation on the pool boiling characteristics and critical heat flux of Cu-R141b nanorefrigerant under atmospheric pressure. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 89, p. 110-115, 2015.

DIAO, Y. H.; LIU, Y.; WANG, R.; ZHAO, Y. H.; GUO, L.; TANG, X. Effects of nanofluids and nanocoating on thermal performance of an evaporator with rectangular microchannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 67, p. 183-193, 2013.

DING, Y.; ALIAS, H.; WEN, D.; WILLIAMS, R. A. Heat transfer of aqueous suspensions of carbon nanotubes (CNT nanofluids). **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 49, p. 240-250, 2006.

DING, Y.; CHEN, H.; HE, Y.; LAPKIN, A.; YEGANEH, M.; SILLER, L.; BUTENKO, Y. V. Forced convective heat transfer of nanofluids. **Advanced Powder Technology**, v. 18, p. 813-824, 2007.

DITTUS, F. W.; BOELTER, L. M. K. Heat transfer in automobile radiators of tubular type. **Publications in Engineering**, University of California, v. 2, p. 443-461, 1930.

DUANGTHONGSUK, W.; WONGWISES, S. Heat transfer enhancement and pressure drop characteristics of TiO_2-water nanofluid in a double-tube counter flow heat exchanger. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 52, p. 2059-2067, 2009.

DUANGTHONGSUK, W.; YIAMSAWASD, T.; DALKILIC, A. S.; WONGWISES, S. Pool-boiling heat transfer characteristics of Al_2O_3-Water nanofluids on a horizontal cylindrical heating surface. **Current Nanoscience**, v. 9, p. 56-60, 2013.

DUURSMA, G.; SEFIANE, K.; DEHAENE, A.; HARMAND, S.; WANG, Y. Flow and heat transfer of single and two-phase boiling of nanofluids in microchannels. **Heat Transfer Engineering**, v. 36, p. 1252-1265, 2015.

FAULKNER, D.; KHOTAN, M.; SHEKARRIZ, R. Practical design of a 1000W/cm(2) cooling system, In: 19TH ANNUAL SYMPOSIUM SEMICONDUCTOR THERMAL MEASUREMENT AND MANAGEMENT SYMPOSIUM, 2003, Fairmont, EUA.

FENG. Y.; YU, B.; XU, P.; ZOU, M. The effective thermal conductivity of nanofluids based on the nanolayer and the aggregation of nanoparticles. **Journal of Physics D: Applied Physics**, v. 40 (10), p. 3164-3171, 2007.

FONTES, D. H.; RIBATSKI, G.; BANDARRA-FILHO, E. P. Experimental evaluation of thermal conductivity, viscosity and breakdown voltage AC of nanofluids of carbon nanotubes and diamond in transformer oil. **Diamond & Related Materials**, v. 58, p. 115-121, 2015.

FORREST, E.; WILLIAMSON, E.; BUONGIORNO, J.; HU, L.W.; RUBNER, M.;COHEN, R. Augmentation of nucleate boiling heat transfer and critical heat flux using nanoparticle thin-film coatings. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 53, p. 58–67, 2010.

FRANKEL, N. A.; ACRIVOS, A. On the viscosity of concentrated suspension of solid spheres. **Chemical Engineering Sciences**, v. 22 (6), p. 847-853, 1967.

FRIEDEL, L. Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow, In: EUROPEAN TWO-PHASE FLOW GROUP MEETING, 1979, Ispra, Itália.

GHADIMI, A.; SAIDUR, R.; METSELAAR, H. S. C. A review of nanofluid stability properties and characterization in stationary conditions. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 54, p. 4051-4068, 2011.

GÓMEZ, A. O. C.; HOFFMANN, A. R. K.; BANDARRA-FILHO, E. P. Experimental evaluation of CTN nanofluids in single-phase flow. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 86, p. 277-287, 2015.

GRAHAM, A. L. On the viscosity of suspensions of solid spheres. **Applied Scientific Research**, v. 37 (3), p. 275-286, 1981.

HAMILTON, R. L.; CROSSER, O. K. Thermal conductivity of heterogeneous two component systems. **Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals**, v. 1, p. 182-191, 1962.

HARDIK, B. K.; PRABHU, S. V. Boiling pressure drop and local heat transfer distribution of water in horizontal straight tubes at low pressures. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 110, p. 65-82, 2016.

HENDERSON, K..; PARK, Y.G.; LIU, L.; JACOBI, A. M. Flow-boiling heat transfer of R-134a-based nanofluids in a horizontal tube. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 53, p. 944-951, 2010.

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.; ETEMAD,, G.; ESFAHANY, M. N. Experimental investigation of oxide nanofluids laminar flow convection heat transfer. **International Communications Heat and Mass Transfer**, v. 33, p. 529–535, 2006.

HEYHAT, M. M.; KOWSARY, F. Effect of particle migration on flow and convective heat transfer of nanofluids through a circular pipe. **ASME Journal of Heat Transfer**, v. 132, p. 062401, 2010.

HEYHAT, M. M.; KOWSARY, F.; RASHIDI, A. M.; MOMENPOUR, M. H.; AMROLLAHI, A. Experimental investigation of laminar convective heat transfer and pressure drop of water-based Al_2O_3 nanofluids in fully developed flow regime. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 44, p. 483-489, 2013.

HOJJAT, M.; ETEMAD, S. G.; BAGHERI, R.; THIBAULT, J.; Turbulent forced convection heat transfer of non-Newtonian nanofluids. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 35, p. 1351-1356, 2011.

HONG, T. K.; YANG, H. S.; CJOI, C. J. Study of the enhanced thermal conductivity of Fe nanofluids. **Journal of Applied Physics**, v. 97, 064311, 2005.

HU, Y.; LI, H.; HE, Y.; WANG, L. Role of nanoparticle on boiling heat transfer performance of ethylene glycol aqueous solution based grapheme nanosheets nanofluid. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 96, p. 565-572, 2016.

HUANG, C. K.; LEE, C. W.; WANG, K.; C. Boiling enhancement by TiO_2 nanoparticle deposition. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 54, p. 4895-4903, 2011.

HUANG, J.; WANG, X. Influence of pH on the stability characteristics of nanofluid, In: SYMPOSIUM ON PHOTONICS AND OPTOELETRONICS, 2009, Wuhan, China.

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.

HWANG, Y.; LEE, J. K.; LEE, C.H.; JUNG, Y.M.; CHEONG, S.I.; LEE, C.G.; KU, B.C. JANG S. P. Stability and thermal conductivity characteristics of nanofluids. **Thermochim. Acta**, v. 455 (1-2), p. 70-74. 2007.

JIN, H.; XIANJU, W.; QIONG, L.; XUEYI, W.; YUNJIN, Z.; LIMING, L. Influence of pH on the stability characteristics of nanofluids, In: SYMPOSIUM ON PHOTONICS AND OPTOELETRONICS, 2009, Wuhan, China.

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.

KALANI, A.; KANDLIKAR, S. G. Flow patterns and heat transfer mechanisms during flow boiling over open microchannels in tapered manifold (OMM). **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 89, p. 494-504, 2015.

KANDLIKAR, S. G. High flux heat removal with microchannels – A roadmap of challenges and opportunities. **Heat Transfer Engineering**, v. 26, p. 5-14, 2005.

KANDLIKAR, S. G. Scale effects on flow boiling in microchannels: a fundamental perspective. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 49, p. 1073-1085, 2010.

KANDLIKAR, S. G.; GRANDE, W. J. Evolution of microchannel flow passages-Thermodynamics performance and fabrication technology. **Heat Transfer Engineering**, v. 24, p. 3-17, 2003.

KANDLIKAR, S. G.; MIZO, V. R.; CARTWRIGHT, M. D.; IKENZE. Bubble nucleation and growth characteristics in subcooled flow boiling of water, HDT-V. 342, In: ASME 32^{ND} NATIONAL HEAT TRANSFER CONFERENCE, 1997, Baltimore, EUA.

KANDLIKAR, S.G.; BALASUBRAMANIAN, P. An extension of the flow boiling correlation to transition, laminar, and deep laminar flows in minichannels and microchannels. **Heat Transfer Engineering**, v. 25, p. 86–93, 2004.

KANIZAWA, F. T. **Estudo teórico e experimental sobre padrões de escoamento e perda de pressão em escoamentos monofásicos e bifásicos no interior de tubos com fitas retorcidas**. 2011. 231 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2011.

KANIZAWA, F. T.; RIBATSKI, G. A new void fraction predictive method based on the minimum kinetic energy. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, v. 38, p. 209-225, 2016.

KANIZAWA, F. T.; TIBIRIÇÁ, C. B.; RIBATSKI, G. Heat transfer during convective boiling inside microchannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 93, p. 566-583, 2016.

KARAYIANNIS, T. G.; MAHMOUD, M. M.; KENNING, D. B. R. A study of discrepancies in flow boiling results in small to microdiameter metallic tubes. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 36, p. 126-142, 2012.

KARIMZADEHKHOUEI, M.; YALCIN, S. E.; SENDUR, K.; MENGÜÇ, M. P.; KOSAR, A. Pressure drop and heat transfer characteristics of nanofluids in horizontal microtubes under thermally developing flow conditions. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 67, p. 37-47, 2015.

KATHIRAVAN, R.; KUMAR, R.; GUPTA, A.; CHANDRA, R. Preparation and pool boiling characteristics of cooper nanofluids over a flat plate heater. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 53, p. 1673-1681, 2010.

KATHIRAVAN, R.; KUMAR, R.; GUPTA, A.; CHANDRA, R. Preparation and pool boiling characteristics of silver nanofluids over a flat plate heater. **Heat Transfer Engineering**, v. 32, p. 69-78, 2012.

KATHIRAVAN, R.; KUMAR, R.; GUPTA, A.; CHANDRA, R.; JAIN, P. K. Pool boiling characteristics of multiwalled carbon nanotube (CNT) based nanofluids over a flat plate heater. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 54, p. 1289-1296, 2011.

KAVIANY, M. **Principles of heat transfer in porous media**. 2ª Ed.; Springer-Verlag, Nova York, 1995.

KAYS, W. M., CRAWFORD, M. E. **Convective heat and mass transfer**. 3ªEd.; McGraw-Hill, Nova York, 1993.

KEDZIERSKI, M. A. Effect of Al_2O_3 nanolubrificant on R143a pool boiling heat transfer. **International Journal of Refrigeration**, v. 34, p. 498-508, 2011.

KEDZIERSKI, M. A. Effect of concentration on R134a/Al_2O_3 nanolubrificant mixture on a reentrant cavity surface. **International Journal of Refrigeration**, v. 49, p. 36-48, 2015.

KEDZIERSKI, M. A.; GONG, M. Effect of CuO nanolubrificant on R134a pool boiling heat transfer. **International Journal of Refrigeration**, v. 32, p. 791-799, 2009.

KEW, P. A.; CORNWELL, K. Correlations for prediction of boiling heat transfer in small-diameter channels. **Applied Thermal Engineering**, v. 17, p. 705-715, 1997.

KIM, H.; BUONGIORNO, J.; HU, L. W.; MCKRELL, T.; DEWITT, G. Experimental study on quenching of a small metal sphere in nanofluids. In: ASME INTERNATIONAL MECHANICAL ENGINEERING CONGRESS AND EXPOSITION, 2008, Boston, EUA.

KIM, S. J.; BANG, I. C.; BUONGIOMO, J.; HU, L. W. Effects of nanoparticle deposition on surface wettability influencing boiling heat transfer in nanofluids. **Applied Physics Letters**, v. 89, p. 153107-3, 2006.

KIM, S. J.; BANG, I. C.; BUONGIOMO, J.; HU, L. W. Surface wettability during pool boiling of nanofluids and its effects on critical heat flux. **International Journal of Heat Mass Transfer**, v. 50, p. 4105-4116, 2007.

KIM, S. J.; MCKRELL, T.; BUONGIORNO, J.; HU, L. W. 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. M.; MUDAWAR, I. Universal approach to predicting saturated flow boiling heat transfer in mini/micro-channels- Part II. Two-phase heat transfer coefficient. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 64, p. 1239-1256, 2013.

KIM, S.J.; MCKRELL, T.; BUONGIORNO, J.; HU, L.W. Experimental study of flow critical heat flux in alumina-water, zinc-oxide-water, and diamond-water nanofluids. **Journal of Heat Transfer** v. 131, p. 0432041–0432047, 2009.

KOLE, M. DEY, T. K. Investigations on the pool boiling heat transfer and critical heat flux of ZnO-ethylene glycol nanofluids. **Applied Thermal Engineering**, v. 37, p. 112-119, 2012.

KWARK, S. M.; KUMAR, R.; MORENO, G.; YOO, J.; YOU, S. M.; Pool boiling characteristics of low concentration nanofluids. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 53, p. 972-981, 2010.

KYIOMURA, I.; MANETTI, L.; CUNHA, A.; RIBATSKI, G.; CARDOSO, E. M. An analysis of the effects of nanoparticles deposition on characteristics of the heating surface and on pool boiling of water. **Heat and Mass Transfer**, v. 106, p. 666-674 2016.

LEE, D.; KIM, W.; KIM, B. G. A new parameter to control heat transport in nanofluids: surface charge state of the particle in suspension. **The Journal of Physical Chemistry B**, v. 110 (9) p. 4323-4328, 2006.

LEE, J.; MUDAWAR, I. Assessment of the effectiveness of nanofluids for single-phase and two-phase heat transfer in micro-channels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 50, p. 452-463, 2007.

LEE, S.; CHOI, S. U. S.; LI, S.; EASTMAN, J. A. Measuring thermal conductivity of fluids containing oxide nanoparticles. **Journal of Heat Transfer**, v. 121, p. 280-289, 1999.

LI, C. H.; PETERSON, G. P. Experimental investigation of temperature and volume fraction variations on the effective thermal conductivity of nanoparticle suspensions (nanofluids). **Journal of Applied Physics**, v. 99 (8), p. 1-8, 2006.

LI, C. H.; WILLIANS W.; BUONGIORNO, J.; HU, L. W.; PETERSON, G. P. Transient and steady-state experimental comparison study of effective thermal conductivity of Al_2O_3/water nanofluids. **Journal of Heat Transfer**, v. 130 (4), 042407, 2008.

LI, J.; WANG, B. Size effect on two-phase flow regime for condensation in micro/mini tubes. **Heat Transfer – Asian Research**, v. 32, p. 65-71, 2003.

LI, Q.; XUAN, Y. Convective heat transfer and flow characteristics of Cu-water nanofluid. **Science in China**, v. 45, p. 408-416, 2002.

LI, Y.; FERNÁNDEZ-SEARA, J.; DU, K.; PARDIÑAS, A. A.; LATAS, L. L.; JIANG, W. Experimental investigation on heat transfer and pressure drop of ZnO/ethylene glycol-water nanofluids in transition flow. **Applied Thermal Engineering**, v. 93, p. 537-548, 2016.

LIU, Z. H.; LIAO, L. Forced convective flow and heat transfer characteristics of aqueous drag-reducing fluid with carbon nanotubes added. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 49, p. 2331-2338, 2010.

LIU, Z. H.; YANG, X. F.; XIONG, J. G. Boiling characteristics of carbon nanotube suspensions under sub-atmospheric pressures. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 49, p. 1156-1164, 2010.

LIU, Z.; XIONG, J.; BAO, R. Boiling heat transfer characteristics of nanofluids in a flat heat pipe evaporator with micro-grooved heating surface. **International Journal of Multiphase Flow**, v. 33, p. 1284-1295, 2007.

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.

LOCKHART, R. W.; MARTINELLI, R. C. Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two component flow in pipes. **Chemical Engineering Program**, v. 45, p. 39-48, 1949.

LOMASCOLO, M.; COLANGELO, G.; MILANESE, M.; RISI, A. Review of heat transfer in nanofluids: Conductive, convective and radiative experimental results. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 43, p. 1182-1198, 2015.

LUNDGREN, T. S. Slow flow through stationary random beds and suspensions of spheres, **Journal of Fluid Mechanics**, v. 51 (02), p. 273-299, 1972.

MAHBUBUL, I. M.; SAIDUR, R.; AMALINA, M. A. Heat transfer and pressure drop characteristics of Al_2O_3-R141b nanorefrigerant in horizontal smooth circular tube. **Procedia Engineering**, v. 56, p. 323-329, 2013.

MASUDA, H.; EBATA, A.; TERAMAE, K.; HISHINIMA, N. Alteration of thermal conductivity and viscosity of liquid by dispersing ultrafine particles (dispersion of Al_2O_3, SiO_2 and TiO_2 ultrafine particles). **Netsu Bussei**, v. 4 (4),p. 227-233, 1993.

MEHENDAL, S. S.; JACOBI, A. M.; SHAH, R. K. Fluid flow heat transfer at micro- and meso-scales with applications to heat exchangers design. **Applied Mechanics Reviews**, v. 53, p. 175-193, 2000.

MENA, J. B.; MORAES, A. A. U.; BENITO, Y. R.; RIBATSKI, G.; PARISE, J. A. R. Extrapolation of Al_2O_3-water nanofluid viscosity for temperatures and volume concentrations beyond the range of validity of existing correlations. **Applied Thermal Engineering**, v. 51, p. 1092-1097, 2013.

MINTSA, H. A.; ROY, G.; NGUYEN, C. T.; DOUCET, D. New temperature dependent thermal conductivity data for water-based nanofluids. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 48 (2), p. 363-371, 2009.

MISHIMA, K.; HIBIKI, T. Some characteristics of air–water flow in small diameter vertical tubes, **International Journal of Multiphase Flow**, v. 22, p. 703-712, 1996.

MOHAMADIFARD, K.; HERIS, S. Z.; HONARMAND, M. Experimental investigation of pool boiling performance of alumina/ethylene-glycol/water (60/40) nanofluids. **Journal of Thermophysics and Heat Transfer**, v. 28, p. 724-734, 2014.

MORAES, A. A. U. **Avaliação teórica e experimental do coeficiente de transferência de calor e fluxo crítico durante a ebulição convectiva de nanofluidos**. Relatório 1 de Pós-doutorado, Projeto CAPES-nanobiotec, São Carlos, 2012.

MOTTA, F.C. **Caracterização de propriedades termodinâmicas e de transporte de nanofluidos**. 102 f. 2011. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2011.

MÜLLER-STEINHAGEN, H.; HECK, K. A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes. **Chemical Engineering and Processing**, v. 20, p. 297-308, 1986.

MURSHED, S. M. S.; LEONG, K. C.; YANG, C. Enhanced thermal conductivity of TiO_2-Water based nanofluids. **International Journal of Thermal Science**, v. 44 (4), p. 267-373, 2005.

MURSHED, S. M. S.; LEONG, K. C.; YANG, C. Investigation of thermal conductivity and viscosity of nanofluids. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 47, p. 560-568, 2008.

NAN, C. W.; BIRRINGER, R.; CLARKE, D. R.; GLEITER, H. Effective thermal conductivity of particulate composites with interfacial thermal resistance. **Journal of Applied Physics**, v. 81, 6692, 1997.

NAPHON, P.; THONGJING, C. Pool boiling heat transfer characteristics of refrigerant-nanoparticle mixtures. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 52, p. 84-89.; 2014.

NARAYAN, G. P.; ANOOP, K. B.; DAS, S. K. Mechanism of enhancement/deterioration of boiling heat transfer using stable nanoparticle suspensions over vertical tubes. **Applied Journal of Applied Physics**, v. 102, p. 074317-7, 2007.

NASCIMENTO, F. J. **Estudo teórico-experimental da transferência de calor e da perda de pressão em um dissipador de calor baseado em microcanais**. 153 f. 2012. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2012.

NASIRI, M.; ETEMAD, S. G.; BAGHERI, R. Turbulent convective heat transfer of nanofluids through a square channel. **Korean Journal of Chemical Engineering**, v. 28, p. 2230-2235, 2011.

NGUYEN, C. T.; DESGRANGES, F.; GALANIS, N.; ROY, G.; MARÉ, T.; BOUCHER, S.; ANGUE MINTSA, H. Viscosity data for Al_2O_3-water nanofluid-hysteresis: is heat transfer enhancement using nanofluids reliable?. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 42 (2), p. 103-111, 2008.

NIKKHAH, V.; SARAFRAZ, M. M.; HORMOZI, F. Application of spherical copper oxide (II) water nano-fluid as a potential coolant in a boiling annular heat exchanger. **Chemical and Biochemical Engineering Quarterly**, v. 29, p. 405-415, 2015.

OKAWA, T.; KAMIYA, T. Experimental studies on pool boiling characteristics of titanium dioxide water nanofluids. In: 18TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON NUCLEAR ENGINEERING, 2010, Xi'an, China.

PAK, B. C.; CHO, Y. I. Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particle. **Experimental Heat transfer**, v. 11, p. 151-170, 1998.

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

PARK, K. J.; JUNG, D.; SHIN, S. E. Nucleate heat transfer in aqueous solutions with carbon nanotubes up to critical heat fluxes. **International Journal of Multiphase Flow**, v. 35, p. 525-532, 2009.

PAUL, G.; CHOPKAR, M.; MANNA, L.; DAS, P. K. Techniques for measuring the thermal conductivity of nanofluids: a review. **Renewable & Sustainable Energy Reviews**, v. 14 (7), p. 1913-1924, 2010.

PENG, H.; DING, G.; HU, H.; JIANG, Y. Influence of carbon nanotubes n nucleate pool boiling heat transfer characteristics of refrigerant-oil mixture. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 49, p. 2428-2438, 2010.

PENG, H.; DING, G.; JIANG, W.; HU, H.; GAO, Y. Heat transfer characteristics of refrigerant-based nanofluid flow boiling inside a horizontal smooth tube. **International Journal of Refrigeration**, v. 32, p. 1259-1270, 2009.

PEYGHAMBARZADEH, S. M.; SHAPOURI, S.; ASLANZADEH, N.; RAHIMNEJAD, M. Thermal Performance of different working fluids in a dual diameter circular heat pipe. **Ain Shams Engineering Journal**, v. 4, p. 885-861, 2013.

RAJABNIA, H.; ABEDINI, E.; TAHMASBI, A.; BEHZADMEHR, A. Experimental investigation of subcooled flow boiling of water/TiO_2 nanofluid in a horizontal tube. **Thermal Science**, v. 20, p. 99-108, 2016.

RANA, K. B.; AGRAWAL, G. D.; MATHUR, J.; PULI, U. Measurement of void fraction in flow boiling of ZnO–water nanofluids using image processing technique. **Nuclear Engineering and Desing**, v. 270, p. 217-226, 2014.

RANA, K. B.; RAJVANSHI, A. K.; AGRAWAL, G. D. A visualization study of flow boiling heat transfer with nanofluids. **Journal of Visualization**, v. 16, p. 133-143, 2013.

REA, U.; MCKRELL, T.; HU, L. W.; BUONGIORNO, J. 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.

RIBATSKI, G. **Estudo da ebulição convectiva no interior de canais de dimensões reduzidas**, 211 f. 2014. Tese (Livre-Docência em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2014.

RIBATSKI, G.; CABEZAS-GÓMEZ, L.; NAVARRO, H. A.; SAIZ-JABARDO, J. M. The advantages of evaporation in micro-scale channels to cool microeletronic devices. **Reterm-Thermal Engineering**, v. 6, p. 34-39, 2007.

ROUHANNI, S. Z.; AXELSSON, E. Calculation of void volume fraction in subcooled and quality boiling region., **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 13, p. 383-393, 1970.

ROYNE, A.; DEY, C. J.; MILLIS, D. R. Cooling of photovoltaic cells under concentrated illumination: a critical review. **Solar Energy Materials and Solar Cells**, v. 86, p. 451-483, 2005.

SAHIN, B.; GÜLTEKIN, G. G.; MANAY, E.; KARAGOZ, S. Experimental investigation of heat transfer and pressure drop characteristics of Al_2O_3-water nanofluid. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 50, p. 21-28, 2013.

SAITOH, S.; DAIGUJI, H.; HIHARA, E. Effect of tube diameter on boiling heat transfer of R134a in horizontal small-diameter tubes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 48, p. 4973-4984, 2005.

SANTOS-FILHO, E. **Avaliação da molhabilidade e rugosidade em superfícies depositadas com nanopartículas de óxido de alumina gama e óxido de silício**, 78 f. 2014. Trabalho de Conclusão de Curso (Departamento de Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2014.

SARAFRAZ, M. M.; HORMOZI, F. Comparatively experimental study on the boiling thermal performance of metal oxide and multi-walled carbon nanotube nanofluids. **Powder Technology**, v. 287, p. 412-430, 2016a.

SARAFRAZ, M. M.; HORMOZI, F. Convective boiling and particulate fouling of stabilized CuO-ethylene glycol nanofluids inside annular heat exchanger. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 53, p. 116-123, 2014a.

SARAFRAZ, M. M.; HORMOZI, F. Experimental investigation on the pool boiling heat transfer to aqueous multi-walled carbon nanotube nanofluids on the micro-finned surfaces. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 100, p. 255-266, 2016b.

SARAFRAZ, M. M.; HORMOZI, F. Forced convective and nucleate flow boiling heat transfer to alumina nanofluids. **Periodica Polytechnica**, v. 58, p. 37-46, 2014b.

SARAFRAZ, M. M.; HORMOZI, F. Pool boiling heat transfer to dilute copper oxide aqueous nanofluids. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 90, p. 224-237, 2015.

SARAFRAZ, M. M.; HORMOZI, F. Scale formation and subcooled flow boiling heat transfer of CuO-water nanofluid inside the vertical annulus. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 52, p. 205-214, 2014c.

SARAFRAZ, M. M.; HORMOZI, F.; PEYGHAMBARZADEH, S. M. Pool boiling heat transfer to dilute alumina nano-fluids on the plain and concentric circular micro-structures (CCM) surfaces. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 72, p. 125-139, 2016a.

SARAFRAZ, M. M.; KIANI, T. HORMOZI, F. Critical heat flux and pool boiling heat transfer analysis of synthesized zirconia aqueous nano-fluids. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 70, p. 75-83, 2016b.

SELVAM, C.; IRSHAD, M.; E. C.; LAL, D. M.; HARISH, S. Convective heat transfer characteristics of water-etylene glycol mixture with silver nanoparticles. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 77, p. 188-196, 2016.

SEMPERTÉGUI-TAPIA, D. **Análise experimental do efeito da geometria da seção transversal e do desenpenho de fluidos de reduzido GWP na ebulição convectiva em canais de dimensões reduzidas**. 288 f. 2016. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2016.

SEMPÉRTEGUI-TAPIA, D.; ALVES, J. O.; RIBATSKI, G. Two-phase flow characteristics during convective boiling of halocarbon refrigerants inside horizontal small-diameter tubes. **Heat Transfer Engineering**, v. 34, p. 1073-1087, 2013.

SEMPÉRTEGUI-TAPIA, D.; RIBATSKI, G. Two-phase frictional pressure drop in horizontal micro-scale channels: Experimental data analysis and prediction method development, **International Journal of Multiphase Flow**, in review, 2017.

SETOODEH, H.; KESHAVARZ, A.; GHASEMIAN, A.; NASOUHI, A. Subcooled flow boiling of alumina/water nanofluid in a channel with a hot spot: An experimental study. **Applied Thermal Engineering**, v. 90, p. 384-394, 2015.

SHAH, R. K.; LONDON, A. L. **Laminar forced convection in ducts: a source book of compact heat exchanger analytical data**. Academic Press, Londres, Inglaterra 1978.

SHAHMORADI, Z.; ETESAMI, N.; ESFAHANY, M. N. Pool boiling characteristics of nanofluid on flat plate based on heater surface analysis. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 47, p. 113-120, 2013.

SHOGHL, S. N.; BAHRAMI, M. Experimental investigation on pool boiling heat transfer of ZnO, and CuO water-based nanofluids and effect of surfactant on heat transfer coefficient. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 45, p. 122-129, 2013.

STHEPHAN, K.; ABDELSALAM, M. Heat transfer correlations for natural convection boiling. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 23, p. 73-78, 1980.

SUN, B.; LEI, W.; YANG, D. Flow and convective heat transfer characteristics of Fe_2O_3-water nanofluids inside copper tubes. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 64, p. 21-28, 2015.

SUN, B.; YANG, D. Flow boiling heat transfer characteristics of nano-refrigerants in a horizontal tube. **International Journal of Refrigeration**, v. 38, p. 206-214, 2014.

SUNDAR, L. S.; OTERO-IRURUETA, G.; SINGH, M. K.; SOUZA, A. C. M. Heat transfer and friction factor of multi-walled carbon nanotubes-Fe_3O_4 nanocomposite nanofluids flow in a tube with/without longitudinal strip inserts. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 100, p. 691-703, 2016.

SURESH, S.; CHANDRASEKAR, M.; SEKHAR, S. C. Experimental studies on heat transfer and friction factor characteristics of CuO/water nanofluid under turbulent flow in helically dimpled tube. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 35, p. 542-549, 2011.

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.

TAYLOR, B. N.; KUAYT, E. C. Guidelines for evaluating and expressing the uncertainty of NIST measurement results, **National Institute of Standards and Technology (NIST)**, Technical note 1297, 1994.

TAZARV, S.; SAFFAR-AVVAL, M.; KHALVATI, F.; MIRZAEE, E.; MANSOORI, Z. Experimental investigation of saturated flow boiling heat transfer to TiO_2/R141b nanorefrigerant. **Experimental Heat Transfer**, v. 29, p. 188-204, 2016.

THOME, J.; R.; DUPONT, V.; JACOBI, A. M. Heat transfer model for evaporation in microchannels, Part I: Presentation of the model. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 47, p. 3375-3385, 2004.

TIBIRIÇÁ, C. B. **Estudo teórico-experimental da transferência de calor e do fluxo crítico durante a ebulição convectiva no interior de microcanais**. 252 f. 2011. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2011.

TIBIRIÇÁ, C. B.; RIBATSKI, G. Flow boiling phenomenological differences between micro- and macroscale channels. **Heat Transfer Engineering**, v. 36, p. 937-942, 2015.

TIBIRIÇÁ, C. B.; RIBATSKI, G. Flow patterns and bubble departure fundamental characteristics during flow boiling in microscale channels. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 59, p. 152-165, 2014.

TIMOFEEVA, E. V.; ROUTBOURT, J. L.; SINGH, D. Particle shape effects on thermophysical properties of alumina nanofluids. **Journal of Applied Physics**, v. 106 (1), 014304, 2009.

TRAN, T. N.; CHYU, M. C.; WAMBSGANSS, M.W.; FRANCE, D.M. Two-phase pressure drop of refrigerants during flow boiling in small channels: An experimental investigation and correlation development. **International Journal of Multiphase Flow**, v. 26, p. 1739–1754, 2000.

TRISAKSRI, V.; WONGWISES, S. Critical review of heat transfer characteristics of the nanofluids. **Renewable & Sustainable Energy Reviews**, v. 11, p. 512-523, 2007.

TRISAKSRI, V.; WONGWISES, S. Nucleate pool boiling heat transfer of TiO_2-R141b nanofluids. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 52, p. 1582-1588, 2009.

TURGUT, A.; TAVMAN, I.; CHIRTOC, M.; SCHUCHMANN, H. P.; SAUTER, C.; TAVAMAN, S. Thermal conductivity and viscosity measurements of water-based TiO_2 nanofluids. **International Journal of Thermophysics**, v. 30, p. 1213-1226, 2009.

UTOMO, A.; T.; POTH, H.; ROBBINS, T. P.; PACEK, A. W. Experimental and theoretical studies on thermal conductivity, viscosity and heat transfer coefficient of titania and alumina nanofluids. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 55, p. 7772-7781, 2012.

VALFEI, S.; BRACA-TASCIUC, T. Role of nanoparticles on nanofluid boiling phenomenon: Nanoparticle deposition. **Chemical Engineering Research and Design**, v. 92, p. 842-856, 2014.

VALFEI, S.; WEN, D. Critical heat flux (CHF) of subcooled flow boiling of alumina nanofluids in a horizontal microchannel. **Journal of Heat Transfer**, v. 132, p. 102404-102414, 2010.

VASSALLO, P.; KUMAR, R.; D'AMICO, S. Pool boiling heat transfer experiments in silica-water nano-fluids. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 47, p. 407-411, 2004.

WANG, X.; Q.; MUJUMDAR, A. S. Heat transfer characteristics of nanofluids: a review. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 46 (1), p. 1-19, 2007.

WANG, X.; XU.; X.; CHOI, S. U. S. Thermal conductivity of nanoparticle-fluid mixture. **Journal of Thermophysics and Heat Transfer**, v. 13, p. 474-480, 1999.

WANG, Y.; HU, G. H. Experimental investigation on nanofluid flow boiling heat transfer in a vertical tube under different pressure conditions. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 77, p. 116-123, 2016.

WEN, D. Influence of nanoparticles on boiling heat transfer. **Applied Thermal Engineering,** v. 41, p. 2-9, 2012.

WEN, D.; DING, Y. Effect of particle migration on the heat transfer in suspensions of nanoparticles flowing through minichannels. **Microfluidics and Nanofluidics**, vol 1, p. 183-189, 2005a.

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 γ-alumina nanofluids. **Journal of Nanoparticle Research**, v. 7, p. 265-274, 2005b.

WHITE, F. M. **Viscous fluid flow**. 3ª edição, Nova York: McGraw Hill, 2006.

WHITE, S. B.; SHIH, A. J.; PIPE, K. P. Effects of nanoparticle layring on nanofluid and base fluid pool boiling heat transfer from a horizontal surface under atmospheric pressure. **Journal of applied Physics**, v. 107, p. 1143021-1143026, 2010.

WILLIANS, W.; BUONGIORNO, J.; HU, L. W. Experimental investigation of turbulent convective heat transfer and pressure loss of alumina/water and zirconia/water nanoparticle colloids (nanofluids) in horizontal tubes. **Journal of Heat Transfer**, v. 130, p. 042412-1, 2008.

WU, D.; ZHU, H.; WANG, L.; LIUA, L. Critical issues in nanofluids preparation, characterization and thermal conductivity. **Current Nanoscience**, v. 5, p. 103-112, 2009.

XIE, H.; WANG, J.; XI, T.; LIU, Y. Thermal conductivity of suspensions containing nanosized SiC particles. **International Journal of Thermophysics**, v. 23 (2), p. 571-580, 2002.

XIE, H.; WANG, J.; XI, T.; LIU, Y.; AI, F.; WU, Q. Thermal Conductivity enhancement of suspensions containing nanosized alumina particles. **Journal of Applied Physics**, v. 91 (7), p. 4568-4572, 2002b.

XU, L.; XU, J. Nanofluid stabilizes and enhances convective boiling heat transfer in a single microchannel. **International Journal of Heat Mass Transfer**, v. 55, p. 5673–5686, 2012.

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

XUAN Y.; LI, Q. Investigation on convective heat transfer and flow features of nanofluids. **Journal of Heat Transfer**, v. 125, p. 151-155, 2003.

XUAN Y.; LI, Q.; HU, W. Aggregation structured and thermal conductivity of nanofluids. **AIChE Journal**, v. 21, p. 58-64, 2000.

YANG, X. F.; LIU, Z. H. Flow boiling heat transfer in the evaporator of a loop thermosyphon operating with CuO based aqueous nanofluid. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 55, p. 7375-7384, 2012.

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.

YANG, Y.; ZHANG, Z.G.; GRULKE, E.A.; ANDERSON, W.B.; WU, G. Heat transfer properties of nanoparticle-in-fluid dispersions (Nanofluids) in laminar flow. **International Journal of Heat Mass Transfer**, v. 48, p. 1107–1116, 2005.

YOU, S. M.; KIM, J. H.; KIM, K. H. Effect of nanoparticles on critical heat flux of water in pool boiling heat transfer. **Applied Physics Letters**, v. 83, p. 3374-3376, 2003.

YU, L.; SUR, A.; LIU, D. Flow boiling heat transfer and two-phase flow instability of nanofluids in a minichannel. **Journal of Heat Transfer**, v. 137, p. 051502, 2015.

ZARRINGHALAM, S.; KARIMIPOUR, A.; TOGHRAIE, D. Experimental study of the effect of solid volume fraction and Reynolds number on heat transfer coefficient and pressure drop of CuO-Water nanofluid. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 76, p. 342-351, 2016.

ZHANG, H.; SHAO, S.; XU, H.; TIAN, C. Heat transfer and flow features of Al_2O_3-water nanofluids flowing through a circular microchannel – Experimental results and correlations. **Applied Thermal Engineering**, v. 61, p. 86-92, 2013.

ZHANG, W.; HIBIKI, T.; MISHIMA, K. Correlation for flow boiling heat transfer in mini-channels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 47, p. 5749-5763, 2004.

ZHANG, W.; HIBIKI, T.; MISHIMA, K.; MI, Y. Correlation of critical heat flux for flow boiling of water in mini-channels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 49, p. 1058-1072, 2006.

ZHU, D.; LI, X.; WANG, N.; WANG, X.; GAO, J.; LI, H. Dispersion behavior and thermal conductivity characteristics of Al_2O_3-H_2O nanofluids. **Current Applied Physics**, v. 9, p. 131-139, 2009.

ZIVI, S. M. Estimation of steady-state steam void fraction by means of the principle of minimum entropy production. **Journal of Heat Transfer**, v. 86, p. 247-252, 1964.

ZUBER, N.; FINDLAY, J. A. Average volumetric concentration in two-phase flow. **Journal of Heat Transfer**, v. 87, p. 453-468, 1965.