



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

Rafael Boschini Albuquerque Passarella

**Ebulição nucleada do dióxido de carbono sobre uma superfície de cobre plana
vertical em espaços confinados**

Florianópolis

2023

Rafael Boschini Albuquerque Passarella

Ebulição nucleada do dióxido de carbono sobre uma superfície de cobre plana vertical em espaços confinados

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em engenharia mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador(a): Prof. Júlio César Passos, Dr.

Florianópolis

2023

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor, através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Passarella, Rafael Boschini Albuquerque
Ebulição nucleada do dióxido de carbono sobre uma superfície de cobre plana vertical em espaços confinados / Rafael Boschini Albuquerque Passarella ; orientador, Júlio César Passos, 2023.
123 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2023.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Ebulição nucleada confinada. 3. Dióxido de carbono (CO₂). 4. Ebulição em piscina. 5. Análise experimental. I. Passos, Júlio César. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Rafael Boschini Albuquerque Passarella

**Ebulição nucleada do dióxido de carbono sobre uma superfície de cobre plana
vertical em espaços confinados**

O presente trabalho em nível de Mestrado foi avaliado e aprovado, em 28 de agosto de 2023, pela banca examinadora composta pelos seguintes membros:

Profa. Elaine Maria Cardoso, Dra.
Universidade Estadual Paulista – UNESP/São Paulo

Eng. Rafaela Frota Reinaldo, Dra.
CENPES - PETROBRÁS

Pesquisador Reinaldo Rodrigues de Souza, Dr.
Instituto Superior Técnico, Universidade de Lisboa, Portugal

Certificamos que esta é a versão original e final do trabalho de conclusão que foi julgado adequado para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica

Coordenação do Programa de Pós-Graduação

Prof. Júlio César Passos, Dr.
Orientador

Florianópolis, 2023.

Dedico este trabalho à minha família e amigos.

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer a todos que diretamente e indiretamente tornaram possível a realização deste trabalho de dissertação de mestrado.

A CAPES, ao CNPq, a PETROBRAS, a ANEEL e ao POSMEC pelo apoio financeiro. Ao LEPTEN/Boiling, ao POSMEC e à UFSC pela infraestrutura oferecida. Aos docentes e funcionários do departamento de engenharia mecânica.

Ao meu orientador Júlio César Passos, pela orientação e confiança em mim depositadas.

Aos colegas de laboratório que trabalharam junto comigo nesta caminhada, em especial ao Adonis Menezes e ao Arthur Kleyton Azevedo de Araújo por todos os conselhos.

Ao Felipe Antônio Emer, aluno de iniciação científica que fez parte do projeto.

Aos técnicos Uallas Brito, da UFSC, e Leandro da Silva, do LABTUCAL, pelo auxílio na construção da seção de testes e nos conselhos sobre a construção e operação da bancada experimental.

A todos meus amigos e familiares, em especial aos meus pais, Márcio e Magda, e a Josy, por acreditarem e me apoiarem nessa jornada.

A Luiza por todo o seu apoio durante essa etapa da minha vida.

“Nossa maior fraqueza é a desistência. O caminho mais certo para o sucesso é sempre tentar apenas uma vez mais.”

Thomas Edison

RESUMO

A preocupação com os gases de efeito estufa e seus impactos no aquecimento global é um dos motores da pesquisa de fluidos refrigerantes mais ecológicos. Nesse contexto, o dióxido de carbono (CO₂) ressurgiu como uma alternativa aos refrigerantes sintéticos, devido ao seu Potencial de Destruição do Ozônio (ODP) igual à zero e Potencial de Aquecimento Global (GWP) igual à unidade. O CO₂ – que quando tratado como fluido refrigerante é denominado R-744 – é um fluido natural, abundante, barato, não tóxico e não inflamável. A ebulição nucleada tem, como principal característica, a transferência de elevados fluxos de calor para pequenas diferenças de temperatura entre a superfície aquecedora e o fluido refrigerante, o que permite projetar trocadores de calor menores e mais compactos. O processo de ebulição em piscina tem sido empregado em sistemas de resfriamento em diferentes aplicações de engenharia que envolvem a dissipação de energia térmica, como eletrônica de alta potência, trocadores de calor, evaporadores inundados e reatores nucleares. A ebulição nucleada confinada em um espaço muito estreito possui características de transferência de calor que podem ser diferentes daquelas da ebulição convencional não confinada. Entretanto, dados experimentais para a ebulição nucleada do CO₂ são escassos na literatura aberta. Assim, a fim de compreender o comportamento do dióxido de carbono durante a ebulição nucleada com confinamento, este estudo apresenta resultados experimentais em uma superfície de cobre plana vertical, com e sem confinamento. As condições de teste incluem uma pressão de saturação de 2,8 MPa e fluxos de calor de 56 até 309 kW/m², sem confinamento e com confinamento de 0,8, 0,5 e 0,3 mm, que correspondem a números de Bond de 0,97, 0,61 e 0,36, respectivamente. Os resultados experimentais demonstraram uma tendência de aceleração da secagem parcial na superfície com a diminuição da distância de confinamento. Os resultados do coeficiente de transferência de calor experimentais foram comparados com dados e correlações da literatura. Para o caso sem confinamento, os coeficientes de transferência de calor experimentais mostraram uma boa concordância com as correlações propostas para o CO₂.

Palavras-chave: Ebulição nucleada; Ebulição nucleada confinada; Ebulição em piscina; Número de Bond; CO₂; Dióxido de carbono; R-744.

ABSTRACT

The concern about greenhouse gases and their impacts on global warming is one of the driving forces behind research on more environmentally friendly fluids. In this context, carbon dioxide (CO₂) has re-emerged as an alternative to synthetic refrigerants, due to its zero Ozone Depletion Potential (ODP) and Global Warming Potential (GWP) equal to unit. CO₂ - when treated as a refrigerant it's called R-744 – is a natural, abundant, cheap, non-toxic, and non-flammable fluid. The nucleate boiling has, as the main characteristic, the transfer of high heat fluxes to lower temperature differences between the heating surface and the refrigerant, which allows designing more compact and smaller heat exchangers. The pool boiling process has been used in refrigeration systems in various engineering applications involving thermal energy dissipation, such as high-power electronics, heat exchangers, flooded evaporators, and nuclear reactors. Confined nucleate boiling in a very narrow space has heat transfer characteristics that may be different from those of conventional unconfined boiling. However, experimental data for CO₂ nucleate boiling are scarce in the open literature. Thus, to understand the behavior of carbon dioxide during nucleate boiling with confinement, this study presents experimental results on a vertical copper surface, with and without confinement. Test conditions include a saturation pressure of 2.8 MPa and heat fluxes ranging from 56 to 309 kW/m², without confinement and with confinement of 0.8, 0.5, and 0.3 mm, which yields Bond numbers of 0.97, 0.61, and 0.36, respectively. The experimental results demonstrated a tendency to accelerate the partial dryout on the surface with the decreasing confinement distance. The experimental heat transfer coefficient results were compared with literature data and correlations. For the case without confinement, the experimental heat transfer coefficients showed good agreement with the proposed correlations for CO₂.

Keywords: Nucleate boiling; Confined nucleate boiling; Pool boiling; Bond number; CO₂; Carbon dioxide; R-744.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Pressão de vapor para vários fluidos refrigerantes	25
Figura 2 – Ciclos transcrito e subcrítico em um diagrama pressão x entalpia	27
Figura 3 – Curva de ebulição de Nukiyama para: (a) fluxo de calor controlado e (b) temperatura de parede controlada.....	31
Figura 4 – Representação esquemática dos regimes da curva de ebulição.	32
Figura 5 – Ilustração da medida do ângulo de contato	35
Figura 6 – Efeito do ângulo de inclinação na superfície aquecida	39
Figura 7 – Regimes da ebulição nucleada confinada	50
Figura 8 – Desenho esquemático da ebulição para: a) altos fluxos de calor; b) baixos fluxos de calor e c) fluxos de calor moderados	51
Figura 9 – Desenho esquemático do aparato experimental	56
Figura 10 – Vista interna da câmara de ebulição pressurizada	58
Figura 11 – Câmara de ebulição pressurizada	58
Figura 12 – Teste hidrostático da câmara de ebulição	59
Figura 13 – Câmara de ebulição com o isolante de espuma elastomérica...	60
Figura 14 – Seção de testes	61
Figura 15 – Vista explodida da seção de testes	61
Figura 16 – Vista em corte da seção de testes mostrando as distâncias e posicionamento dos termopares	62
Figura 17 – Vista em corte da seção de testes com detalhe para o confinamento s.....	63
Figura 18 – Verificação de vazamentos na câmara com espuma de detergente	64
Figura 19 – Variação instantânea da pressão para o fluxo de calor de 239,5 kW/m ² , no teste sem confinamento	67
Figura 20 – Indicação da temperatura média para cada coluna de medições na seção de testes	69
Figura 21 – Esquema analítico da transferência de calor na câmara de ebulição, na direção radial	71
Figura 22 – Problema de resistência da transferência de calor na câmara de ebulição.....	71

Figura 23 – Vista em corte da análise tridimensional do fluxo de calor na seção de testes	73
Figura 24 – Análise da uniformidade das temperaturas no bloco de cobre ..	74
Figura 25 – Perfil nivelado da medição da rugosidade do cobre	74
Figura 26 – Pontos experimentais durante a ebulição para o caso sem confinamento com a divisão de dias em que foram realizados e forma com que foram variados os fluxos de calor.....	77
Figura 27 – Pontos experimentais durante a ebulição para os quatro casos testados.....	79
Figura 28 – Comportamento do coeficiente de transferência de calor em função do fluxo de calor	80
Figura 29 – Valor percentual do resíduo absoluto do superaquecimento da parede para cada confinamento em relação aos testes sem confinamento.....	81
Figura 30 – Variação dos coeficientes de transferência de calor experimentais sem confinamento e os previstos por oito correlações com o fluxo de calor	86
Figura 31 – Comparação entre os valores dos coeficientes de transferência de calor previstos pelas correlações e aqueles obtidos experimentalmente nos testes sem confinamento	87
Figura 32 – Comparação do coeficiente de transferência de calor obtido experimentalmente sem confinamento com os valores previstos por três correlações desenvolvidas para o CO ₂ e tubos de cobre na horizontal.....	90
Figura 33 – Comparação do coeficiente de transferência de calor obtido experimentalmente sem confinamento com os previstos pelas correlações que consideram o ângulo de contato	91
Figura 34 – Comparação do coeficiente de transferência de calor obtido experimentalmente sem confinamento com as correlações de Cooper (1984) para uma superfície plana na horizontal e para um tubo na horizontal	92
Figura 35 – Comparação do coeficiente de transferência de calor obtido experimentalmente para os testes sem confinamento e com confinamento e aqueles calculados pela correlação de Kiyomura et al. (2017).....	94
Figura 36 – Análise Bidimensional do fluxo de calor na seção de teste	119
Figura 37 – Vista em corte da análise tridimensional do fluxo de calor na seção de teste	120

Figura 38 – Análise da uniformidade das temperaturas no bloco de cobre 121

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Características de alguns fluidos refrigerantes	24
Tabela 2 – Correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor para a ebulição em piscina do CO ₂ , em W m ⁻² K ⁻¹	47
Tabela 3 – Correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor para a ebulição em piscina de diversos fluidos refrigerantes, em W m ⁻² K ⁻¹	48
Tabela 4 – Propriedades do CO ₂ na pressão de 2,8 MPa e massa específica de 727 kg/m ³	75
Tabela 5 – Faixa de incerteza para o coeficiente de transferência de calor .	77
Tabela 6 – Valores de s e do número de Bond testados	78
Tabela 7 – Comparação entre os resultados experimentais do presente estudo com os resultados experimentais retirados do trabalho de Gorenflo e Kotthoff (2005), com pressão reduzida próxima, mesmo material e fluxos de calor próximos aos estudados neste trabalho	82
Tabela 8 – Resumo das métricas das comparações das correlações para o valor do coeficiente de transferência de calor com os resultados do teste sem confinamento.....	88
Tabela 9 – Coeficientes de calibração dos termopares	109
Tabela 10 – Incertezas experimentais para os testes sem confinamento ..	114
Tabela 11 – Incertezas experimentais para os testes com confinamento de s = 0,8 mm	115
Tabela 12 – Incertezas experimentais para os testes com confinamento de s = 0,5 mm	116
Tabela 13 – Incertezas experimentais para os testes com confinamento de s = 0,3 mm	117

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANEEL – Agência Nacional de Energia Elétrica

CAPES – Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior

CFCs – clorofluorcarbonetos

CNPq – Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico

CO₂ – dióxido de carbono

COP – coeficiente de performance

ENCIT – Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering

FCC – fluxo de calor crítico

GWP – potencial de aquecimento global – do inglês, *global warming power*

HC – hidrocarbonetos

HCFC – hidroclorofluorcarbonetos

HFCs – hidrofluorcarbonetos

HFO – hidrofluorolefinas

ICBCHT – Internacional Conference on Boiling and Condensation Heat Transfer

LABMAT – Laboratório de Materiais, da UFSC

LABTERMO – Laboratório de Ciências Térmicas, da UFSC

LABTUCAL – Laboratório de Tubos de Calor

LEPTEN – Laboratório de Engenharia de Processos de Conversão e Tecnologia de Energia, da UFSC

NH₃ – amônia

ODP – potencial de destruição da camada de ozônio – do inglês, *ozone depleting potential*

UFSC – Universidade Federal de Santa Catarina

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras maiúsculas

A_t – área transversal [m²]

B_o – número de Bond

C_{cooper} – constante da correlação de Cooper

C_{sf} – constante da relação superfície/líquido de Rohsenow *et al.*

$D_{b,k}$ – diâmetro de partida da bolha de Kiyomura *et al.*

$D_{b,sa}$ – diâmetro de partida da bolha de Stephan e Abdelsalam

H – altura da seção transversal [m]

L – comprimento do cilindro [m]; largura da seção transversal [m]

L_b – comprimento capilar [m]

M – peso molecular [g/mol]

P – potência [W]

Pr_l – número de Prandtl do líquido

R_a – rugosidade em função da altura média aritmética [μm]

$R_{a,0}$ – rugosidade de referência de Gorenflo [μm]

R_p – valor da rugosidade referente à altura do pico máximo [μm]

R_q – raiz média quadrada da rugosidade [μm]

R_{Cext} – resistência equivalente de convecção externa

$R_{aço}$ – resistência equivalente do aço inoxidável da câmara

R_{iso} – resistência equivalente do material da manta isolante

T_{crit} – temperatura crítica [K]

T_{ei} – temperatura externa do isolante [K]

T_m – temperatura média [K]

T_p – temperatura de parede [K]

T_{pi} – temperatura de parede interna do cilindro [K]

T_{pe} – temperatura de parede externa do cilindro [K]

T_{sat} – temperatura de saturação do fluido [K]

$T_{\infty e}$ – temperatura ambiente do ar [K]

$T_{\infty i}$ – temperatura de saturação do CO₂ na pressão de trabalho [K]

U – tensão elétrica [V]

Letras minúsculas

c – calor específico [J/kg K]

c_{pl} – calor específico do líquido [J/kg K]

c_0 – calor específico do material de referência de Gorenflo [J/kg K]

$f(p_r)$ – função da pressão reduzida de Gorenflo

$f(q'')$ – função do fluxo de calor de Gorenflo

f_f – função do fluido de Gorenflo

f_m – função do material de Gorenflo

f_w – parâmetro do material de superfície de Ribatski e Jabardo

g – aceleração da gravidade [m/s²]

h_{lv} – calor latente de vaporização [J/kg]

h – coeficiente de transferência de calor [W/m²K]

h_{cooper} – coeficiente de transferência de calor de Cooper [W/m²K]

$h_{correlação}$ – coeficiente de transferência de calor previsto pela correlação [W/m²K]

h_e – coeficiente de transferência de calor por convecção na parte externa do cilindro com o ar [W/m²K]

$h_{experimental}$ – coeficiente de transferência de calor experimental [W/m²K]

h_g – coeficiente de transferência de calor de Gorenflo [W/m²K]

$h_{g,k}$ – coeficiente de transferência de calor de Gorenflo e Kenning [W/m²K]

h_k – coeficiente de transferência de calor de Kiyomura *et al.* [W/m²K]

h_{liu} – coeficiente de transferência de calor de Liu *et al.* [W/m²K]

h_{rj} – coeficiente de transferência de calor de Ribatski e Jabardo [W/m²K]

h_{rohs} – coeficiente de transferência de calor de Rohsenow *et al.* [W/m²K]

h_{sa} – coeficiente de transferência de calor de Stephan e Abdelsalam [W/m²K]

h_0 – coeficiente de transferência de calor de referência de Gorenflo [W/m²K]

i – corrente elétrica [A]

k – condutividade térmica [W/m K]

k_a – condutividade térmica do aço inox [W/m K]

k_i – condutividade térmica da manta isolante [W/m K]

k_0 – condutividade térmica do material de referência de Gorenflo [W/m K]

k_l – condutividade térmica do líquido [W/m K]

p – pressão [MPa]

p_{crit} – pressão crítica [MPa]

p_m – pressão média [MPa]

p_r – pressão reduzida

q'' – fluxo de calor [W/m²]

q_0'' – fluxo de calor de referência de Gorenflo [W/m²]

$q''_{max,Z}$ – fluxo de calor máximo de Zuber [W/m²]

r_1 – raio interno do cilindro de aço inoxidável [m]

r_2 – raio externo do cilindro de aço inoxidável [m]

r_3 – raio externo da manta isolante [m]

s – distância de confinamento [m]

x – título

Letras gregas maiúsculas

Δp – variação da pressão [MPa]

ΔT – diferença entre duas temperaturas [K]

Δx – diferença entre duas distâncias [m]

Letras gregas minúsculas

α_l – difusividade térmica do líquido [m²/s]

δ – incerteza

δA_t – incerteza da área transversal [m²]

$\delta_{calibração}$ – incerteza da temperatura relacionada a calibração dos termopares [°C]

$\delta \Delta T$ – incerteza da diferença de temperatura [°C]

$\delta \Delta x$ – incerteza da diferença entre duas distâncias [m]

δh – incerteza do coeficiente de transferência de calor [kW/m²K]

δH – incerteza da altura da seção transversal [m]

δi – incerteza da corrente elétrica [A]

δL – incerteza da largura da seção transversal [m]

δp – incerteza da pressão [MPa]

δP – incerteza da potência [W]

$\delta q''$ – incerteza do fluxo de calor [W/m²]

δT – incerteza da temperatura [°C]

δT_{mv} – incerteza da temperatura relacionada ao desvio padrão das medidas em mV [°C]

δT_p – incerteza da temperatura de parede [°C]

δT_{sat} – incerteza da temperatura de saturação [°C]

δU – incerteza da tensão elétrica [V]

$\bar{\varepsilon}$ – erro relativo médio em porcentagem [%]

$|\bar{\varepsilon}|$ – erro relativo médio absoluto em porcentagem [%]

η – fator de melhora de Liu

θ – ângulo de contato [°]

λ – percentual de pontos [%]

$\lambda_{\delta < 14\%}$ – percentual de pontos dentro da faixa de incerteza menor que 14% [%]

$\lambda_{\delta < 10\%}$ – percentual de pontos dentro da faixa de incerteza menor que 10% [%]

$\lambda_{30\%}$ – percentual de pontos dentro da faixa de erro de $\pm 30\%$ [%]

μ_l – viscosidade dinâmica do líquido [Pa s]

ρ_l – massa específica do líquido [kg/m³]

ρ_v – massa específica do vapor [kg/m³]

ρ – massa específica [kg/m³]

ρ_0 – massa específica do material de referência de Gorenflo [kg/m³]

σ – desvio padrão

$\sigma_{|\bar{\varepsilon}|}$ – desvio padrão do erro relativo absoluto [%]

σ_l – tensão superficial do líquido [N/m]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	20
1.1	OBJETIVO GERAL	21
1.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	21
1.3	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO.....	22
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	23
2.1	DIÓXIDO DE CARBONO (CO ₂).....	23
2.1.1	Aplicações na indústria	26
2.1.2	Ebulição do CO₂	28
2.2	REGIMES DE EBULIÇÃO EM PISCINA.....	30
2.3	INFLUÊNCIA DA RUGOSIDADE.....	33
2.4	MOLHABILIDADE E ÂNGULO DE CONTATO	35
2.5	FLUXO DE CALOR CRÍTICO	36
2.6	INFLUÊNCIA DA ORIENTAÇÃO DA SUPERFÍCIE AQUECEDORA	38
2.7	CORRELAÇÕES PARA O COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	40
2.8	EBULIÇÃO NUCLEADA CONFINADA	49
2.9	RESUMO	54
3	APARATO E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	56
3.1	DESCRIÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL.....	56
3.2	SEÇÃO DE TESTES.....	60
3.3	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	63
3.3.1	Montagem da seção de testes	63
3.3.2	Montagem da bancada	64
3.3.3	Procedimento dos testes	66
3.4	CÁLCULO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	68
3.5	TRANSFERÊNCIA DE CALOR PELA CÂMARA DE EBULIÇÃO PRESSURIZADA	70
3.6	ANÁLISE DO FLUXO DE CALOR NA SEÇÃO DE TESTES	72
3.7	CARACTERIZAÇÃO DA SUPERFÍCIE.....	74
3.8	PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DO FLUIDO DE TRABALHO	75
3.9	INCERTEZAS EXPERIMENTAIS	76

3.10	ANÁLISE DA REPRODUTIBILIDADE E HISTERESE NOS RESULTADOS.....	77
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	78
4.1	ANÁLISE DAS CURVAS PARCIAIS DE EBULIÇÃO	78
4.2	COMPARAÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR COM CORRELAÇÕES PARA A EBULIÇÃO NUCLEADA NO CASO SEM CONFINAMENTO	84
4.3	COMPARAÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR COM A CORRELAÇÃO DE KIYOMURA <i>ET AL.</i> PARA A EBULIÇÃO NUCLEADA NOS CASOS COM CONFINAMENTO.....	93
5	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES.....	95
5.1	CONCLUSÕES	95
5.2	RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	97
	REFERÊNCIAS	99
	APÊNDICE A – INCERTEZA EXPERIMENTAL.....	107
	APÊNDICE B – ANÁLISE DO FLUXO DE CALOR NA SEÇÃO DE TESTE	119
	APÊNDICE C – TRABALHOS PUBLICADOS E/OU APRESENTADOS	122

1 INTRODUÇÃO

O processo de ebulição em piscina tem sido empregado em sistemas de resfriamento em diferentes aplicações de engenharia que envolvem a dissipação de energia térmica, como eletrônica de alta potência, trocadores de calor, evaporadores inundados e reatores nucleares. A vantagem da ebulição em piscina é a transferência de elevados fluxos de calor para pequenas diferenças de temperatura entre a superfície aquecedora e o fluido refrigerante, permitindo projetar trocadores de calor mais compactos. O processo de transferência de calor por ebulição em microtrocadores de calor é geralmente confinada em um espaço muito estreito e as características de transferência de calor podem ser diferentes daquelas da ebulição convencional não confinada. Quando o espaço é reduzido ele pode afetar a formação e o crescimento das bolhas de vapor, ocorrendo a deformação das bolhas e a retenção destas por mais tempo (Souza, 2014). Esse confinamento causa mudanças no comportamento da ebulição, principalmente no que compete ao suprimento de líquido na superfície aquecida e a ocorrência da crise de ebulição (Katto, Yokoya e Teraoka, 1977), afetando a transferência de calor.

O dióxido de carbono (CO_2), que na condição de fluido refrigerante é chamado de R-744, foi um dos primeiros fluidos refrigerantes usados em sistemas de refrigeração mecânica (Ayub, 2005), tendo sido um refrigerante bastante utilizado por volta do ano de 1900 (Nekså, 2010). Mas acabou perdendo espaço quando os clorofluorcarbonetos (CFCs) foram introduzidos no mercado (Lorentzen, 1994). Por ser um fluido natural, abundante, barato, não tóxico e não inflamável, prejudicial à saúde somente em altas concentrações (acima de 1000 partes por milhão no ar) e ser ambientalmente favorável, o CO_2 tem sido considerado, nas últimas décadas, um fluido refrigerante alternativo aos fluidos sintéticos.

Além disso, o CO_2 possui excelentes propriedades térmicas, como baixa viscosidade, um calor latente de vaporização não muito baixo e baixa tensão superficial, resultando em um excelente desempenho térmico.

Assim o CO_2 tem sido visto com renovado interesse como um fluido refrigerante eficiente e ambientalmente seguro em um grande número de aplicações, incluindo ar condicionado em veículos, aquecimento residencial, sistemas de bomba de calor de água quente e como refrigerante secundário em sistemas de

refrigeração a baixas temperaturas (Cheng, Xia e Thome, 2021) que antes eram dominados pelos hidrofluorcarbonetos.

O regime de ebulição nucleada confinada pode aumentar a transferência de calor ou degradar ele, dependendo do fluxo de calor. O confinamento pode vir a se tornar algo inevitável, já que a indústria busca dispositivos cada vez menores. Para a utilização do processo de ebulição em sistemas confinados de interesse da engenharia, uma compreensão completa do fenômeno de ebulição confinada é necessária (Kiyomura *et al.* 2017). Como será visto, no capítulo 2, apesar do crescente interesse pelo CO₂ como fluido refrigerante ainda faltam estudos sobre ebulição em piscina confinada do CO₂. A maioria dos estudos recentes sobre o CO₂ está concentrada na área de ebulição convectiva, havendo poucas pesquisas disponíveis sobre ebulição nucleada do CO₂ na literatura. No melhor conhecimento do autor, não foi encontrado nenhum artigo de ebulição nucleada para uma superfície plana vertical ou para uma superfície confinada com o CO₂ como fluido de trabalho.

1.1 OBJETIVO GERAL

Investigar experimentalmente como o grau de confinamento afeta a ebulição nucleada do dióxido de carbono em uma superfície vertical.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Projetar e construir uma bancada experimental capaz de operar sob condições de pressões de até 7,0 MPa para o estudo de ebulição nucleada.
- Projetar e construir uma seção de testes com confinamento variável.
- Realizar testes em uma superfície vertical com diferentes níveis de confinamento (de 0,3 a 0,8 mm de confinamento).
- Obter experimentalmente os valores do coeficiente de transferência de calor.
- Testar se há associação positiva entre grau de confinamento e coeficiente de transferência de calor.
- Analisar se as correlações existentes na literatura predizem satisfatoriamente o coeficiente de transferência de calor experimental.

1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Este estudo está apresentado na seguinte ordem:

No capítulo 2, é apresentada uma revisão bibliográfica sobre o dióxido de carbono (CO_2) e sobre a ebulição nucleada, em que são destacados os principais mecanismos que podem influenciar a transferência de calor.

No capítulo 3, é feita uma descrição detalhada da bancada experimental e da seção de testes. Os procedimentos de montagem da bancada e da realização dos testes são descritos. São apresentadas as considerações feitas para se obter o coeficiente de transferência de calor experimental.

No capítulo 4, são apresentados e discutidos os resultados para o coeficiente de transferência de calor e sua comparação com correlações da literatura especializada.

No capítulo 5, são apresentadas as conclusões e recomendações para novas pesquisas.

No Apêndice A, são apresentados os procedimentos de cálculo e os resultados da incerteza experimental apresentadas, além das tabelas de coeficientes de calibração dos termopares e das incertezas experimentais para todos os pontos.

No Apêndice B é descrita as análises do fluxo de calor na seção de teste através de simulações nos softwares Transcal e Ansys.

No Apêndice C, são listados os trabalhos e comunicações em congressos que derivaram da presente dissertação.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O objetivo deste capítulo é apresentar os principais mecanismos que podem influenciar a transferência de calor por ebulição nucleada sob as condições de confinamento ou não. Será apresentado o dióxido de carbono como fluido refrigerante, suas propriedades e aplicações. Em seguida serão discutidos os regimes de ebulição em piscina com a apresentação da curva de Nukiyama, a influência da rugosidade na ebulição em piscina, os parâmetros de molhabilidade e ângulo de contato, o fluxo de calor crítico e a influência da orientação da superfície aquecedora. Também serão apresentadas as correlações para o coeficiente de transferência de calor presentes na literatura e o efeito de confinamento na ebulição nucleada.

2.1 DIÓXIDO DE CARBONO (CO₂)

O dióxido de carbono (CO₂) foi um dos primeiros fluidos refrigerantes empregados em sistemas de refrigeração mecânica (Ayub, 2005), tendo sido um refrigerante bastante utilizado por volta do ano de 1900 (Nekså, 2010). Devido à não toxicidade e por não ser inflamável, era geralmente escolhido para uso a bordo de navios, enquanto a amônia foi mais comum em aplicações estacionárias (Lorentzen, 1994). Mas o CO₂ acabou perdendo espaço quando os clorofluorcarbonetos (CFCs) foram introduzidos no mercado (Lorentzen, 1994) pois ofereciam unidades menores de resfriamento com uma maior eficiência (Belman-Flores *et al.*, 2014).

Nas últimas décadas, as preocupações ambientais colocaram novas demandas e desafios na seleção dos fluidos refrigerantes. Para a indústria de refrigeração é importante desenvolver fluidos refrigerantes favoráveis ao meio ambiente para substituir os refrigerantes convencionais. Atualmente muitos dos hidrofluorcarbonetos (HFCs) usados no aquecimento, ventilação, ar condicionado e refrigeração tem um grande valor de potencial de aquecimento global (GWP, do inglês, *global warming power*) (Lin e Kedzierski, 2019). Portanto, alguns fluidos de trabalho naturais e outros fluidos de baixo GWP tornaram-se os focos atuais de pesquisa (Deng *et al.*, 2023).

Os atuais refrigerantes de baixo GWP propostos como substitutos dos HFCs incluem principalmente a classe das hidrofluorolefinas (HFO), a classe dos

hidrocarbonetos (HC), o dióxido de carbono (CO₂) e a amônia (NH₃) (Lin e Kedzierski, 2019). Mas existe a preocupação com alguns desses fluidos por serem tóxicos e inflamáveis, o que os tornam inadequados para um emprego direto.

Essa preocupação com o meio ambiente e a busca por fluidos refrigerantes seguros trouxe de volta o dióxido de carbono, muito devido às suas propriedades termodinâmicas favoráveis, de transporte e ambientais. Além de ser não inflamável e ser tóxico apenas quando em grandes concentrações (acima de 1000 partes por milhão), o CO₂ possui um potencial de destruição da camada de ozônio (ODP, do inglês, *ozone depleting potential*) de zero e um GWP igual à unidade. Uma comparação com as características de diversos fluidos refrigerantes é apresentada na Tabela 1 onde o GWP é dado em relação ao tempo de integração de 100 anos, a pressão reduzida é em relação à pressão de saturação a 0 °C e a capacidade de refrigeração é a capacidade volumétrica de refrigeração a 0 °C.

Tabela 1 – Características de alguns fluidos refrigerantes

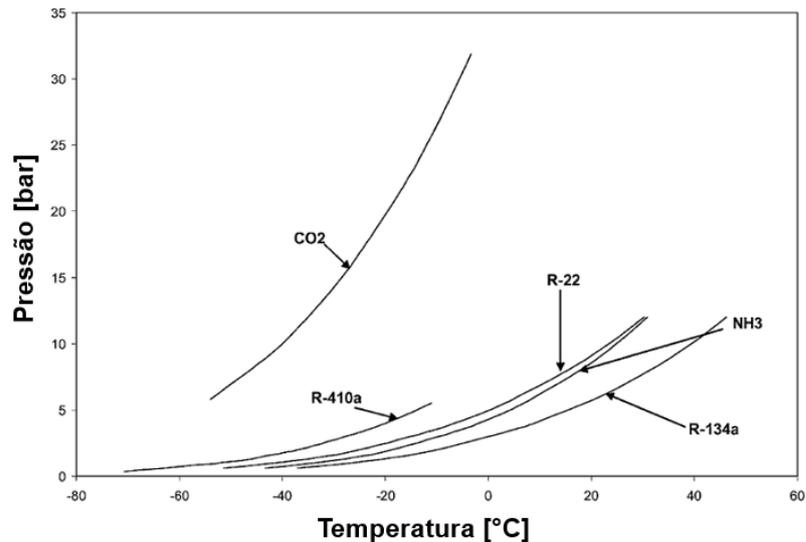
	R-22 (HCFC)	R-134a (HFC)	R-410a (HFC)	NH ₃ (R-717)	CO ₂ (R-744)
ODP/GWP	0,05/1700	0/1300	0/1900	0/0	0/1
Inflamável	Não	Não	Não	Sim	Não
Tóxico	Não	Não	Não	Sim	Não
Origem	Sintético	Sintético	Sintético	Natural	Natural
Pressão crítica (MPa)	4,97	4,07	4,79	11,42	7,38
Temperatura Crítica (°C)	96	101,1	70,2	133	31,1
Pressão Reduzida	0,10	0,07	0,16	0,04	0,47
Capacidade de refrigeração (kJ/m ³)	4356	2868	6763	4382	22545
Primeira vez usado como refrigerante	1936	1990	1998	1859	1869

Fonte: adaptado de Kim, Pettersen e Bullard, (2004)

Além disso o CO₂ possui excelentes propriedades térmicas, como baixa viscosidade, um calor latente de vaporização não muito baixo e baixa tensão superficial. A baixa tensão superficial reduz o superaquecimento necessário para a nucleação e crescimento das bolhas de vapor, o que pode melhorar o coeficiente de transferência de calor (Kim, Pettersen e Bullard, 2004). A pressão de vapor é bem superior à de outros refrigerantes, como mostra a Figura 1. A maior inclinação da pressão de vapor perto do ponto crítico indica que uma pequena mudança de temperatura causa uma importante variação de pressão. Assim, a mudança de

temperatura associada com a queda de pressão no evaporador se tornará menor (Kim, Pettersen e Bullard, 2004). Além disso, sua elevada massa específica significa que um pequeno fluxo de vapor é necessário para uma alta capacidade de refrigeração (Pereira, 2010).

Figura 1 – Pressão de vapor para vários fluidos refrigerantes



Fonte: adaptado de Ayub (2005)

Essas excelentes propriedades resultam em um coeficiente de transferência de calor por ebulição convectiva de CO₂ de duas a três vezes maior do que a dos refrigerantes convencionais, sob as mesmas condições (Deng *et al.*, 2023).

Assim, o CO₂ tem recebido um grande interesse como um fluido refrigerante eficiente e ambientalmente seguro em muitas aplicações, incluindo ar condicionado em veículos, bombas de aquecimento residencial, sistemas de bomba de calor de água quente e como refrigerante secundário em sistemas de refrigeração a baixas temperaturas (Cheng, Xia e Thome, 2021) que antes eram dominados pelos HFCs. Apesar disso a produção de clorofluorcarbonos (CFCs) aumentou entre 2010 e 2020 (Western *et al.*, 2023), contrariando as metas de eliminação progressiva propostas pelo Protocolo de Montreal.

Söylemez *et al.* (2020) discutem a volta do CO₂ como fluido refrigerante a bordo de navios pesqueiros, onde já é o segundo fluido refrigerante mais utilizado. Eles argumentam que o CO₂ tem crescido como uma opção viável, não para excluir a amônia, mas para substituir o R-22 que é o mais comumente utilizado hoje em dia.

2.1.1 Aplicações na indústria

Do ponto de vista das aplicações industriais, uma característica importante é que o dióxido de carbono tem um volume específico relativamente menor, resultando em compressores de pequeno porte para as mesmas condições de operação (Ayub, 2005). Os ciclos de operação mais comuns em que o CO₂ é utilizado como fluido de trabalho são os ciclos transcrito e o subcrítico. Existem três aplicações comuns de CO₂ em um ciclo subcrítico: como fluido secundário, cascata e sistemas mistos (Belman-Flores *et al.*, 2014).

O sistema em ciclo cascata constitui-se de dois ou mais ciclos de refrigeração independentes, cada um com seu próprio fluido refrigerante, porém com um trocador de calor comum aos dois ciclos. Os sistemas com ciclo cascata normalmente são utilizados em aplicações onde não é possível, com um único fluido, retirar o calor do nível mais baixo de temperatura e rejeitá-lo para a atmosfera, em um ciclo de compressão de vapor (Pereira, 2010). O ciclo em cascata também pode ser utilizado quando se deseja obter temperaturas extremamente baixas ou quando se deseja baixar a pressão do lado de alta, permitindo que o CO₂ condense com pressões de operação razoáveis dentro das condições normais de projeto (Pereira, 2010).

Da Silva, Bandarra e Antunes (2012) compararam os resultados obtidos por um sistema de refrigeração em cascata composto pelos refrigerantes, R-744 (CO₂) e R404a, com o de um sistema convencional com refrigerantes R404a e R-22 em expansão direta. Os autores concluíram que o desempenho do sistema em cascata analisado foi muito superior aos dos sistemas convencionais. Foram analisados aspectos que vão desde o custo de instalação até o coeficiente de performance (COP). Verificou-se que, embora o sistema em cascata apresentasse um custo mais elevado que o sistema convencional, ele demanda uma área menor, utiliza menos refrigerante e possui um COP superior em comparação com os sistemas convencionais examinados. Esse aumento no COP pode chegar a 29,8% em relação ao sistema convencional com o refrigerante R404a.

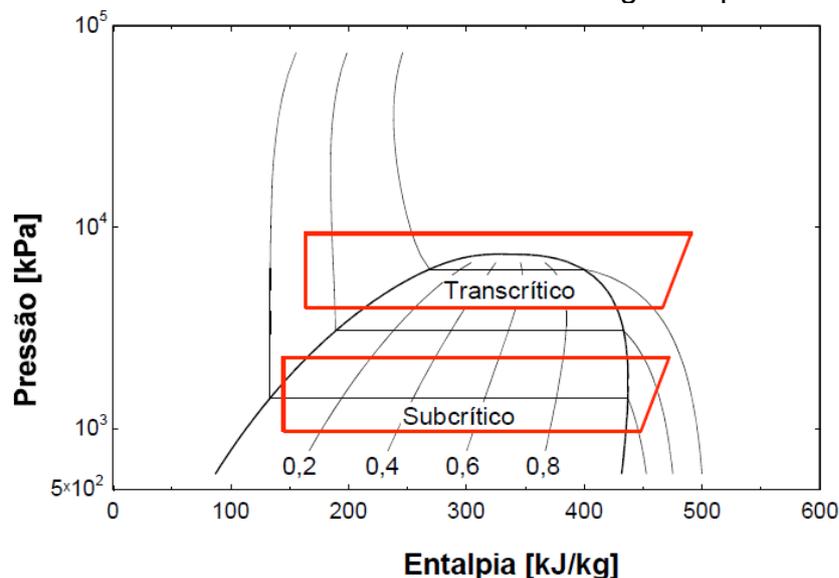
Dopazo *et al* (2009), por meio de um trabalho de simulação numérica, analisaram o coeficiente de performance de um sistema em cascata, no qual o CO₂ é utilizado como refrigerante no sistema de baixa temperatura enquanto a amônia é o refrigerante do circuito de alta temperatura. Os autores utilizaram ferramentas

estatísticas para analisar os resultados obtidos, que foram validados com dados experimentais disponíveis na literatura. Os resultados mostraram que houve um aumento de 70% no COP do sistema para o intervalo da temperatura do evaporador do CO₂ estudado (-55 a -30 °C), sendo que o máximo COP ocorreu a -30°C e o mínimo a -55°C.

Sistemas mistos combinam o sistema em cascata com o CO₂ como um fluido secundário. Quando o dióxido de carbono é usado como um fluido secundário ele é bombeado e não comprimido (Belman-Flores *et al.*, 2014). O sistema misto é muito útil em locais como supermercados, onde as duas faixas de temperaturas (resfriamento e congelamento) são necessárias, com o CO₂ suprindo ao sistema a temperatura média (para resfriamento) e temperatura de baixa (para o congelamento) (Nekså, 2010), isso fazendo uso de evaporadores de expansão direta. Os refrigerantes mais indicados para completar o ciclo do CO₂ em um estabelecimento de supermercado no estágio de alta temperatura são o R404a e o R134a (Barbosa, 2016), mas os mais comuns são a amônia e o R404a (Montagner, 2013).

Já nos sistemas de compressão de vapor operando com CO₂ perto da temperatura crítica, ou até mesmo parcialmente acima, que é de 31,1 °C, o sistema trabalha acima da pressão crítica de 7,38 MPa. Isso configura um ciclo transcrito. Na Figura 2 um gráfico da pressão pela entalpia de um ciclo subcrítico e transcrito é apresentado.

Figura 2 – Ciclos transcrito e subcrítico em um diagrama pressão x entalpia



Fonte: Souza (2016)

Em um ciclo transcrito a rejeição de calor irá, na maioria dos casos, ocorrer sob pressão supercrítica, fazendo com que os níveis de pressão sejam altos, enquanto a parte de baixa do ciclo vai ocorrer em pressões subcríticas (Kim, Pettersen e Bullard, 2004). A rejeição de calor para o ambiente externo não se dá mais por condensação, mas sim pelo resfriamento do fluido supercrítico, pois não tem mais líquido no sistema, e então o trocador de calor de alta pressão passa a ser denominado de resfriador. Assim, a pressão do lado de alta em um sistema transcrito é determinada pela carga de refrigerante e não pela pressão de saturação (Nekså, Walnum e Hafner, 2010).

Liu *et al.* (2020) e Jiang *et al.* (2017) afirmam que os atuais sistemas transcritos de CO₂ têm menor eficiência quando comparados aos com sistemas com hidrofluorcarbonetos.

Dai *et al.* (2019) propuseram um sistema de bomba de calor de CO₂ transcrito para aquecimento residencial integrado com subresfriamento mecânico dedicado, no qual conseguiram um aumento no COP máximo de até 24%.

2.1.2 Ebulição do CO₂

As pressões operacionais de CO₂ mais altas resultam em altas densidades de vapor, tensões superficiais muito baixas, altas viscosidades de vapor e baixa viscosidade do líquido e, assim, a transferência de calor por ebulição convectiva do CO₂ tem características que são bastante diferentes dos refrigerantes convencionais (Cheng *et al.* 2006). Portanto, o CO₂ na ebulição convectiva tem coeficientes de transferência de calor mais altos do que aqueles dos refrigerantes convencionais na mesma temperatura de saturação e as correlações de transferência de calor disponíveis geralmente subestimam os dados experimentais de CO₂ (Cheng *et al.* 2006).

Cheng, Xia e Thome (2021) apresentaram um estudo sobre a ebulição convectiva do CO₂ em macro e microcanais. Os autores afirmam que os resultados experimentais disponíveis na literatura mostraram que a transferência de calor por ebulição é diferente em altas e baixas pressões reduzidas. Além disso, eles destacam a necessidade de obter mais dados experimentais precisos sobre a evaporação de CO₂ em macro e microcanais. Isso exige instalações de testes bem projetadas e a condução de experimentos criteriosos.

Entre os diversos estudos sobre ebulição convectiva com CO₂ pode-se citar os estudos subcríticos de: Yun *et al.* (2003) em um tubo de 6,0 mm de diâmetro interno; Yoon *et al.* (2004) em um tubo com diâmetro interno de 7,53 mm; Thome e El Hajal (2004) em tubos na horizontal com diâmetros de 0,79 até 10,06 mm; Yun, Kim e Kim (2005) com minitubos de diâmetros internos de 2,0 e 0,98 mm; Gasche (2006) em um microcanal hidráulico de 0,8 mm de diâmetro; Cheng *et al.* (2006) para canais de 0,8 até 10 mm; Park e Hrnjak (2007) em um tubo com diâmetro interno de 6,1 mm; Hihara e Dang (2007) em tubos com diâmetros internos de 1 até 6 mm; Ducoulombier *et al.* (2011) em um tubo com diâmetro interno de 0,529 mm; Jiang *et al.* (2017) em um tubo horizontal com diâmetros internos de 0,6 a 1,5 mm; Hellenschmidt *et al.* (2020) em mini e micro canais com diâmetros de 2 até 0,1 mm e Parahovnik e Peles (2022) em um tubo com diâmetro interno de 0,89 mm.

Outros estudos focaram no regime supercrítico do CO₂, como Liao e Zhao (2002) que realizaram experimentos de transferência de calor por convecção do CO₂ em tubos horizontais e verticais com diâmetros de 0,70, 1,40 e 2,16 mm no regime supercrítico, com pressões de 7,4 MPa até 12,0 MPa.

Já na ebulição em piscina do CO₂, o número de artigos na literatura disponível é reduzido, o que dificulta a previsão correta da transferência de calor, e, segundo Gorenflo *et al.* (2004), a previsão correta do desempenho da transferência de calor do líquido em ebulição dentro do evaporador de uma unidade de refrigeração é uma das características essenciais para o bom funcionamento de toda a unidade.

Gorenflo e Kotthoff (2005) discutem a ebulição em piscina do CO₂ em relação à pressão reduzida, isto é, a razão entre a pressão de trabalho e a pressão crítica do fluido, e ao fluxo de calor. Os autores compararam dados experimentais da ebulição em piscina de outros autores, na superfície externa de tubos de cobre de 8 e 16 mm de diâmetro externo na horizontal e concluíram que quanto maior o valor da pressão reduzida, maior o coeficiente de transferência de calor.

Loebl, Kraus e Quack (2005) determinaram experimentalmente os coeficientes de transferência de calor para ebulição nucleada de dióxido do carbono em cilindros horizontais de 16 mm de diâmetro externo. Foram utilizados cilindros de cobre, aço inoxidável e alumínio. A transferência de calor foi investigada na faixa de pressão de 0,53 MPa a 1,43 MPa e temperaturas de de -56 °C a -30 °C, com fluxos de calor de até 80 kW/m². As influências do material do tubo e da rugosidade no

coeficiente de transferência de calor foram avaliadas separadamente. Os autores encontraram um coeficiente de transferência de calor para o tubo de aço inoxidável de apenas 70% do coeficiente de transferência de calor para um tubo de cobre, para o mesmo fluxo de calor, enquanto o de alumínio é de 87% do de cobre. Os autores não encontraram a razão para essa influência do material da parede.

Liu, Dong e Zhang (2016) estudaram a ebulição nucleada em piscina do CO₂ sobre a superfície externa de tubos de aço inoxidável com diâmetro externo de 22 mm, com fluxos de calor de 10 até 50 kW/m² e pressão de ebulição de 2 até 4 MPa. Modificando a superfície dos tubos eles conseguiram um aumento do coeficiente de transferência de calor de até duas vezes, em comparação com o tubo liso.

Deng *et al.* (2023) investigaram os efeitos do lubrificante (PEC4) na ebulição nucleada do CO₂ em uma superfície estruturada. Os autores concluíram que a superfície estruturada pode aumentar o coeficiente de transferência de calor do CO₂ e que com o aumento da fração de massa do PEC4, o desempenho de transferência de calor durante a ebulição de CO₂ diminuiu.

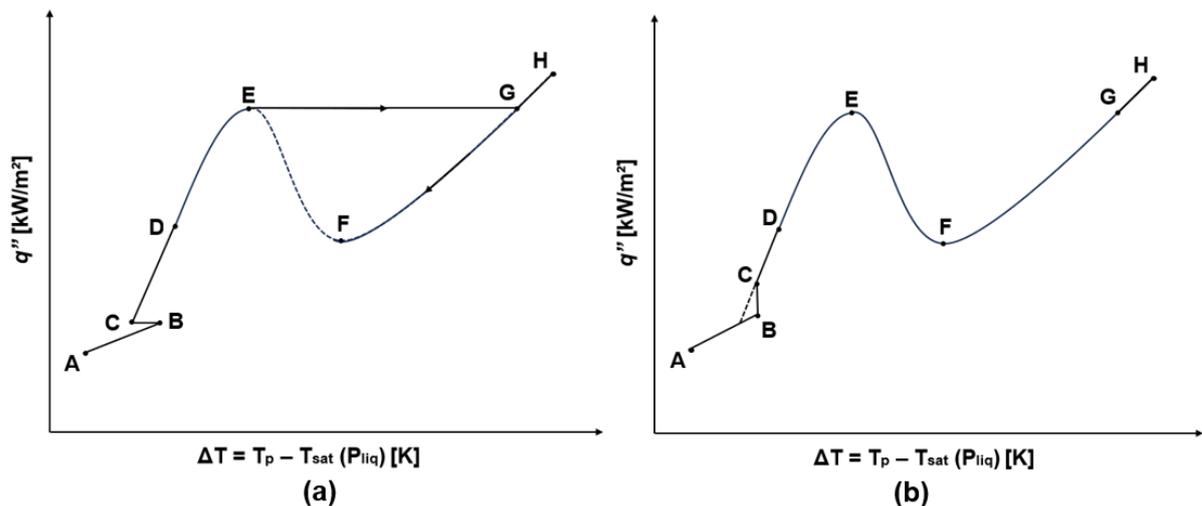
2.2 REGIMES DE EBULIÇÃO EM PISCINA

Ebulição em piscina, ou pool boiling, na literatura em inglês, é como se designa o fenômeno com mudança de fase líquido-vapor que acontece na superfície de um corpo imerso em um líquido cujos mecanismos de transferência de calor podem variar em função das condições de operação, orientação da superfície aquecedora, espaço reservado ao meio bifásico, entre outros. O nível do fluxo de calor, as propriedades termofísicas do líquido e do vapor, a superfície do material, a molhabilidade, a rugosidade, o tamanho e orientação da superfície aquecida e o nível de confinamento podem influenciar no processo de ebulição.

A curva de ebulição é o gráfico do fluxo de calor versus a diferença de temperatura entre a temperatura de parede e a temperatura de saturação na pressão do líquido e foi inicialmente proposta por Nukiyama (1934), para a água à pressão atmosférica, plotada na forma de logaritmo do fluxo de calor, na ordenada, em função do logaritmo da diferença de temperatura, na abscissa. Um esboço simplificado e qualitativo da curva de ebulição é mostrado na Figura 3, caracterizada pelo contorno da curva ABCEFH constituída de quatro segmentos principais: AB, CDE, EF e FGH, representando os regimes de convecção natural monofásica,

ebulição nucleada, ebulição de transição e ebulição em película, respectivamente (Carey, 1992). A curva de ebulição pode ser construída baseada num fluxo de calor controlado, Figura 3a, ou numa temperatura de parede controlada, Figura 3b (Carey, 1992). Na Figura 3a, o formato do gráfico é para o caso de um fluxo de calor controlado, por isso tem-se uma transição do regime de convecção natural para o regime de ebulição nucleada, BC, não estável, representando o início da ebulição e, também, a passagem da ebulição nucleada, ao atingir o ponto E, quando o fluxo de calor é máximo, mais conhecido como fluxo de calor crítico, para o ponto G, no regime de ebulição em película (Carey, 1992).

Figura 3 – Curva de ebulição de Nukiyama para: (a) fluxo de calor controlado e (b) temperatura de parede controlada

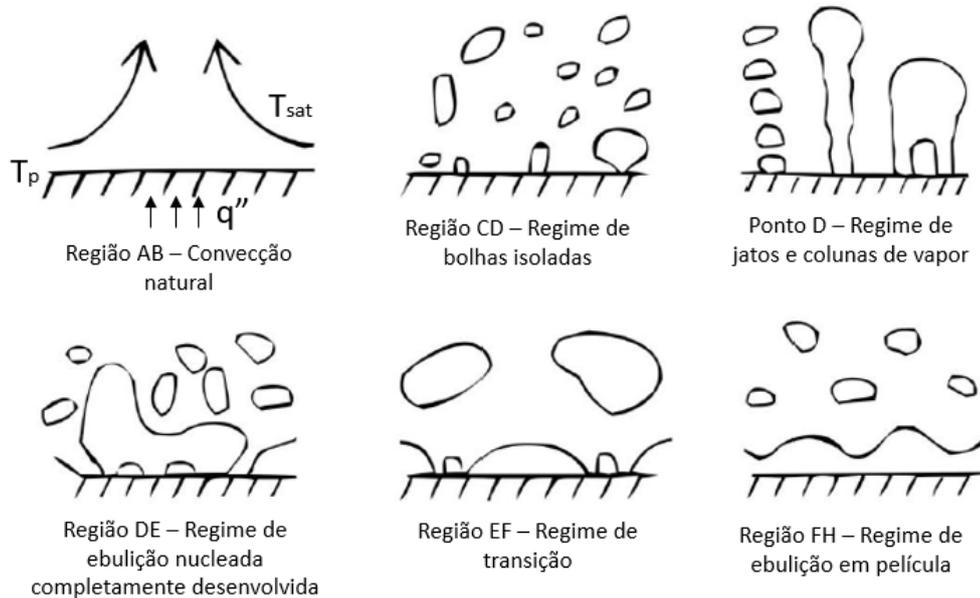


Fonte: elaborado pelo autor

Na região AB da Figura 3, representativa do caso em que o meio líquido é bastante grande, tem-se a região de convecção natural. Este regime ocorre quando a temperatura da superfície aquecedora é inferior ou ligeiramente superior à temperatura de saturação do fluido de trabalho, sem a ocorrência da ebulição. Essa faixa corresponde ao regime monofásico do sistema, onde os níveis de superaquecimento da superfície são baixos e insuficientes para ativar os sítios de nucleação e produzir as primeiras bolhas de vapor.

Na Figura 4 tem-se uma representação esquemática dos regimes da curva de ebulição, para o caso em que a temperatura de parede é controlada, neste caso a transição da convecção natural e o regime de transição EF pode ser estabilizado, Carey (1992).

Figura 4 – Representação esquemática dos regimes da curva de ebulição



Fonte: adaptado de Kandlikar, Shoji e Dhir (2019)

Quando o superaquecimento (a diferença entre a temperatura de parede e a temperatura de saturação) alcança a um valor grande o suficiente, a nucleação começa em algumas cavidades, tendo início a ebulição nucleada, representada pelo trecho CE da Figura 3. Na região CD bolhas isoladas se formam nos sítios de nucleação e se desprendem da superfície, podendo ser vistas de forma mais ou menos isoladas, como mostrado na Figura 4. Com o aumento do fluxo de calor, o superaquecimento supera o ponto D, e a densidade de formação de bolhas aumenta, possibilitando a coalescência entre bolhas e, assim, o vapor ascende como jatos ou colunas de vapor (Dhir, 1998). As bolhas transportam o calor latente da mudança de fase e também aumentam a transferência de calor por convecção por agitar o líquido perto da superfície de aquecimento (Tong e Tang, 2018). A partir do ponto D, no trecho DE, a ebulição nucleada se torna completamente desenvolvida.

Quando é iniciada, no ponto B, a nucleação das primeiras bolhas, os sítios de nucleação permanecerão ativados mesmo para superaquecimentos menores do que aqueles exigidos para promover o início da ebulição (Souza, 2014), no caso do fluxo controlado (Figura 3a). Por isso que na curva da Figura 3a ocorre um salto do ponto B pro ponto C, região que não é estável.

Quando a população de bolhas se torna muito alta, as bolhas que se desprendem podem impedir o caminho do líquido mais frio de alcançar a superfície aquecida, causando a secagem da superfície. O vapor isola a superfície de aquecimento da fase líquida, dificultando o resfriamento da parede e, assim, aumenta a temperatura da superfície. Isso é chamado de crise de ebulição, e o fluxo máximo de calor imediatamente antes de atingir a crise é chamado de fluxo de calor crítico, que é o ponto E na Figura 3.

O regime de transição, trecho EF da Figura 3 é caracterizado pela intermitência dos regimes de ebulição nucleada e de ebulição em película. Nessa região de transição a ebulição se torna instável e o mecanismo é então chamado de ebulição em filme parcial. O regime de transição é caracterizado por rápidas e severas flutuações de fluxo de calor e/ou valores de temperaturas na superfície local (Carey, 1992). Isso ocorre porque a superfície é coberta alternadamente com vapor e líquido (Tong e Tang, 2018).

O trecho FH corresponde ao regime de ebulição em película e é caracterizado por uma película de vapor estável sobre a superfície de aquecimento.

No caso de uma curva de ebulição obtida com o modo de aquecimento a fluxo de calor controlado, Figura 3a, ao se atingir o fluxo de calor ligeiramente maior do que o fluxo de calor crítico a temperatura da superfície aumenta rapidamente até se estabilizar no regime de ebulição em película, representado pela linha EG, na Figura 3a. Assim não passando pelo regime de ebulição de transição, representado pelo segmento cuja linha é interrompida, EF na Figura 3a. Mas para o caso onde a temperatura de parede que é controlada, Figura 3b, o regime de transição pode ser atingido.

2.3 INFLUÊNCIA DA RUGOSIDADE

Em geral, o efeito das características da superfície no processo de ebulição depende das propriedades termofísicas do material da superfície (condutividade térmica e absorção), interações entre a superfície sólida, líquido e vapor (molhabilidade, adesão, adsorção), a microgeometria da superfície (rugosidade, dimensões e forma das fissuras e poros), etc. Todos esses parâmetros afetam o fluxo crítico de calor e estão simultaneamente interligados. No entanto, ainda não existem dados suficientes disponíveis para resolver este complexo problema. Por

esta razão, apenas efeitos separados são geralmente considerados (Pioro, Rohsenow e Doerffer, 2004).

Assim explicado, a rugosidade da superfície pode ter grande influência no desempenho da transferência de calor. Aumentar a rugosidade da superfície de dissipação de calor, por jateamento, corrosão química, desgaste mecânico ou formando numerosas pequenas cavidades, são os meios mais usuais para melhorar o desempenho da ebulição nucleada (Liang e Mudawar, 2019).

Resultados obtidos com superfícies polidas indicam que o aumento da rugosidade é capaz de melhorar o desempenho da ebulição até certo ponto (Souza, 2014).

Passos e Reinaldo (2000) estudaram a ebulição em piscina do R-113 na pressão atmosférica, para um tubo liso e um tubo ranhurado. Para todos os testes, o coeficiente de transferência de calor do tubo com ranhuras (maior rugosidade) é mais alto do que para o tubo liso.

Kang (2000) realizou experimentos da ebulição nucleada da água à pressão atmosférica em tubos na vertical e na horizontal. Os resultados experimentais mostram que o aumento da rugosidade da superfície aumenta a transferência de calor e que esse efeito é maior para o tubo na vertical em comparação com o mesmo tubo na horizontal. Segundo o autor, a principal razão para o aumento da transferência de calor com o aumento da rugosidade é porque superfícies mais ásperas acarretam o surgimento ou ativação de um número maior de sítios de nucleação sobre a superfície aquecida. Já o maior coeficiente de transferência de calor para o tubo na vertical é atribuído a um incremento da agitação do líquido e a uma menor coalescência das bolhas.

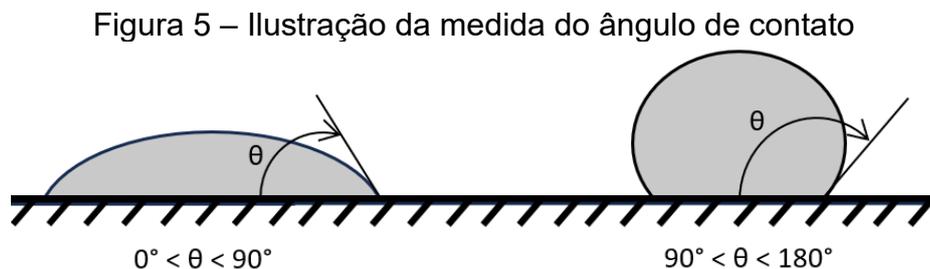
Jones, Mchale e Garimella (2009) estudaram experimentalmente o efeito da rugosidade da superfície na transferência de calor na ebulição em piscina. Eles testaram água e FC-77, dois fluidos com diferentes propriedades térmicas e molhabilidades. Os coeficientes de transferência de calor foram mais fortemente influenciados pela rugosidade da superfície com FC-77 do que com água. Para o FC-77, o coeficiente de transferência de calor aumentou continuamente com o aumento da rugosidade para um mesmo fluxo de calor. Para a água, os resultados apresentaram pouca melhoria no coeficiente de transferência de calor para rugosidades além de $R_a = 1,08 \mu\text{m}$, exceto para uma superfície muito áspera de $10,0$

μm , que apresentou coeficientes de transferência de calor significativamente maiores, mas os autores não souberam explicar esse comportamento.

2.4 MOLHABILIDADE E ÂNGULO DE CONTATO

A molhabilidade está relacionada à capacidade de um líquido de se espalhar sobre uma superfície sólida. Ela depende do líquido e do sólido, levando em consideração várias propriedades como a tensão superficial do líquido e a interação entre as moléculas do líquido e da superfície. Quanto maior a capacidade de se espalhar uniformemente sobre a superfície, maior a molhabilidade.

O ângulo de contato é uma forma de quantificar a molhabilidade de um líquido sobre determinada superfície (Carey, 1992). É o ângulo formado entre a linha de contato do líquido com a superfície sólida e uma linha tangente à interface líquido-vapor naquele ponto, como mostrado na Figura 5. Um ângulo de contato próximo a zero indica alta molhabilidade, enquanto um ângulo próximo a 180 graus indica baixa molhabilidade. Um líquido cujo ângulo de contato está entre 0 e 90° é considerado um líquido molhante, enquanto um que esteja entre 90 e 180° é considerado não molhante (Carey, 1992).



Fonte: elaborado pelo autor

Chowdhury e Winterton (1985) estudaram a influência do ângulo de contato na ebulição nucleada e de transição. Eles concluíram que uma maior molhabilidade, menor ângulo de contato, aumenta a região de ebulição nucleada, aumentando o valor do fluxo crítico.

Wang e Dhir (1993) analisaram o efeito da molhabilidade na ativação dos sítios de nucleação na ebulição nucleada da água, a 1 atm, em uma superfície vertical de cobre. Eles controlaram a molhabilidade através do nível de oxidação da superfície e experimentalmente observaram que, para um ângulo de contato de 90°,

apenas 1 a 10% das cavidades presentes na superfície nuclearam e que a fração das cavidades ativas diminui à medida que a molhabilidade da superfície melhora.

Já Wen e Wang (2002) abordaram o assunto ao pesquisar sobre o uso de aditivos para modificar as propriedades do líquido e melhorar o coeficiente de troca de calor.

Kim e Kim (2021) pesquisaram o efeito da molhabilidade sobre o processo de ebulição desde o início da ebulição até o fluxo de calor crítico. Eles, experimentalmente, observaram e analisaram a dinâmica de comportamento de crescimento de bolhas de vapor e pontos secos para diferentes molhabilidades. Eles concluíram que o crescimento de bolhas aumentou proporcionalmente com a molhabilidade da superfície.

Xu *et al.* (2023) investigaram experimentalmente a molhabilidade de fluidos refrigerantes em superfícies de cobre. Os autores afirmam que, devido à baixa tensão superficial dos refrigerantes, é difícil aumentar seu ângulo de contato estático na superfície. Através de um tratamento a laser na superfície eles conseguiram aumentar em até $6,3^\circ$ o ângulo de contato. Souza (2014) afirma que fluorcarbonos e fluidos refrigerantes são considerados altamente molhantes.

Em geral, os valores de ângulo de contato devem ser conhecidos para vários fluidos em diferentes pressões. Ainda assim, esses dados são muito limitados e inconsistentes (Pioro, Rohsenow e Doerffer, 2004). Essas inconsistências e contradições são explicadas na literatura pelas dificuldades em se obter medições precisas do ângulo de contato durante a ebulição e dos efeitos significativos de contaminação da superfície de ebulição por óxidos, gordura e outros depósitos.

2.5 FLUXO DE CALOR CRÍTICO

O fluxo de calor crítico (FCC) é um parâmetro de análise fundamental em sistemas de transferência de calor como caldeiras, aquecedores e usinas nucleares, sendo considerado um parâmetro de segurança importante na fase de projeto. Isso porque no FCC o coeficiente de transferência de calor reduz drasticamente enquanto a temperatura da superfície aumenta bruscamente, podendo chegar a fundir materiais caso o fluxo de calor aumente acima do FCC.

Kutateladze (1948) propôs que, à medida que o fluxo de calor aumenta, as bolhas geradas na superfície coalescem formando colunas de vapor. Essas colunas

de vapor dificultam o acesso do líquido à superfície. Zuber (1959) propôs um modelo no qual as instabilidades hidrodinâmicas de Taylor e Helmholtz acarretam o máximo de fluxo de massa de vapor que escapa da superfície, chegando à Equação (1), para uma superfície plana horizontal e infinita:

$$q''_{max,Z} = \frac{\pi}{24} \rho_v h_{lv} \left[\frac{\sigma(\rho_l - \rho_v)g}{\rho_v^2} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (1)$$

Sendo $q''_{max,Z}$, ρ_v , h_{lv} , σ , ρ_l , g o fluxo de calor máximo, a massa específica do vapor, o calor latente de vaporização, a tensão superficial, a massa específica do líquido e a gravidade, respectivamente.

Muitos outros autores buscaram novas análises sobre o FCC. Liang e Mudawar (2018) classificaram essas novas análises em diferentes mecanismos como: interferência de bolhas, instabilidades hidrodinâmicas, secagem da macrocamada, e outros. Esses autores afirmam que a teoria de instabilidade hidrodinâmica de Zuber é a que recebeu mais atenção por causa de sua formulação mecanicista e apelo teórico. Eles ainda afirmam que muitas modificações foram propostas ao longo dos anos para melhor prever os valores de FCC, levando em consideração as influências da pressão, do tamanho de superfície, da rugosidade, da orientação da superfície e do ângulo de contato.

Takata *et al.* (2005) fizeram experimentos do efeito da molhabilidade no fluxo de calor crítico ao modificar a superfície e conseguiram melhorar o fluxo de calor crítico em até duas vezes em comparação a uma superfície sem tratamento.

Rainho Neto, Oliveira e Passos (2017) estudaram o efeito causado por nanopartículas de alumina e maghemita, diluídas numa solução de água e depositadas em uma superfície de cobre, sobre o coeficiente de transferência de calor na ebulição nucleada e sobre o fluxo de calor crítico. Esses autores conseguiram diminuir o ângulo de contato e aumentar em até 37% o FCC.

Outros trabalhos buscaram aprimorar o FCC, ou seja, aumentar o valor do fluxo de calor crítico, modificando a afinidade entre superfície e líquido, como a molhabilidade e a rugosidade. Mourgues *et al.* (2013) estudaram o comportamento do FCC em placas horizontais e verticais em ebulição em piscina de água saturada com nanofluidos de óxido de zinco. Eles concluíram que o nanofluido não influenciou o FCC inicialmente, mas uma deposição das nanopartículas na superfície aconteceu

gradualmente ao longo dos testes afetando as características da superfície como: a porosidade, capilaridade, rugosidade e molhabilidade, o que depois de alguns testes influenciava o valor encontrado para o FCC.

2.6 INFLUÊNCIA DA ORIENTAÇÃO DA SUPERFÍCIE AQUECEDORA

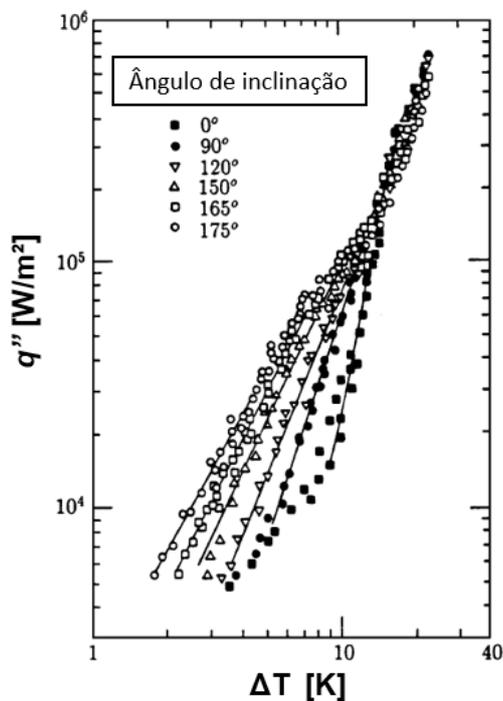
Na ebulição nucleada, os dados experimentais para o coeficiente de transferência de calor podem ser influenciados pela orientação da superfície aquecedora, principalmente para baixos fluxos de calor. A escolha de orientação baseia-se não apenas em considerações de transferência de calor, mas também em preocupações práticas da aplicação (Liang e Mudawar, 2019).

Kang (2003) realizou um estudo experimental de ebulição nucleada da água à pressão atmosférica em tubos com diâmetros de 12,7 mm e 19,1 mm, com ângulos de inclinação variando de 0 até 90° e fluxos de calor de 40 até 120 kW/m². O autor concluiu que a inclinação do tubo afeta o coeficiente de transferência de calor. Segundo o autor, quando o tubo está perto da posição horizontal (inclinação de 15°) o valor máximo de coeficiente de transferência de calor é esperado, enquanto que na posição perto da vertical (inclinação de 75°) o valor mínimo é esperado. Segundo o autor, a diminuição na formação de colunas de vapor na superfície do tubo e o fácil acesso do líquido à superfície são as causas para essa melhora no coeficiente de transferência de calor. No geral, o coeficiente de transferência de calor apresentou resultados melhores para o tubo com 12,7 mm de diâmetro na vertical do que na horizontal, enquanto para o tubo com 19,1 mm de diâmetro o coeficiente de transferência de calor foi melhor no tubo horizontal do que vertical.

Mei *et al.* (2018) estudaram os efeitos da orientação da superfície e do material da superfície aquecedora sobre o coeficiente de transferência de calor para ângulos de inclinação variando de 0° (superfície na horizontal virada pra cima) até 180° (superfície virada para baixo). Eles concluíram que para baixos fluxos de calor o valor do coeficiente de transferência de calor aumenta para ângulos maiores que 90°, enquanto essa melhora diminui para fluxos de calor maiores. Além disso eles notaram que os valores do fluxo de calor crítico pouco variam para valores do ângulo de inclinação de 0° até 120°.

As conclusões de Mei *et al.* (2018) estão de acordo com os resultados obtidos por Nishikawa *et al.* (1984). Os autores estudaram o efeito da orientação da superfície em uma placa de cobre com ângulos de inclinação variando de 0° a 175° , a partir da horizontal, e concluíram que os efeitos são consideráveis para baixos fluxos de calor, onde o coeficiente de transferência de calor aumenta com o aumento do ângulo. Para altos fluxos de calor, nenhuma variação foi encontrada, como mostra a Figura 6.

Figura 6 – Efeito do ângulo de inclinação na superfície aquecida



Fonte: adaptado de Nishikawa *et al.* (1984)

Priarone (2005) apresentou dados experimentais para uma superfície de cobre com ângulos de inclinação variando de 0° (horizontal virado pra cima) até 175° na ebulição nucleada do FC-72 e HFE-7100. O autor concluiu que para baixos fluxos de calor o coeficiente de transferência de calor aumenta consideravelmente com o aumento do ângulo de inclinação e que para elevados fluxos de calor, com ângulos de até 90° , a melhora no coeficiente de transferência de calor não é perceptível. O autor também mostrou que o fluxo de calor crítico diminui um pouco com o aumento do ângulo de inclinação entre 0° até 90° .

Chuang, Chang e Ferng (2019) estudaram a ebulição nucleada da água à pressão atmosférica em uma superfície aquecida de cobre com ângulos de

inclinação variando entre 0 e 90°. Eles chegaram as mesmas conclusões de Priarone (2005) e de Nishikawa *et al.* (1984) de que o aumento do coeficiente de transferência de calor com o aumento do ângulo de inclinação é considerável para baixos fluxos de calor e insignificante para elevados fluxos de calor. Os autores também concluíram que o fluxo de calor de transição, onde a orientação torna-se insignificante no coeficiente de transferência de calor, é de cerca de 100 a 200 kW/m².

2.7 CORRELAÇÕES PARA O COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

O coeficiente de transferência de calor, h , para a ebulição é definido como a razão entre o fluxo de calor que passa da superfície ao fluido e a diferença entre as temperaturas de parede da superfície aquecida e de saturação do fluido, conforme mostrado na Equação (2).

$$h = \frac{q''}{(T_p - T_{sat})} \quad (2)$$

Sendo q'' , T_p e T_{sat} , o fluxo de calor, a temperatura da parede e a temperatura de saturação do fluido, respectivamente.

Devido à complexidade do fenômeno de ebulição e ao grande número de parâmetros que podem influenciar os mecanismos de transferência de calor na ebulição nucleada não se dispõe até hoje de uma equação geral para o coeficiente de transferência de calor. Para responder às necessidades de engenharia, a saída tem sido recorrer às correlações empíricas ou semi empíricas, o que será resumidamente visto na sequência, nesta sub seção.

O efeito das características da superfície depende de propriedades termofísicas (como a condutividade térmica); das interações entre superfície sólida, líquido e vapor (como a molhabilidade); e da microgeometria da superfície (dimensões e rugosidade). Esses são alguns dos parâmetros que influenciam o coeficiente de transferência de calor (Piro, Rohsenow e Doerffer, 2004).

Kiyomura *et al.* (2017) apontam que muitos dos modelos e correlações encontrados na literatura são úteis dentro do intervalo do banco de dados usados no desenvolvimento de sua derivação e que por isso a precisão do banco de dados em

relação aos parâmetros tem um efeito decisivo no sucesso do modelo em correlacionar o dados.

Uma correlação do coeficiente de transferência de calor desenvolvida para uma superfície aquecida de uma determinada geometria e uma orientação pode, às vezes, funcionar como uma boa aproximação inicial para outras geometrias e orientações (Carey, 1992).

Assim considerado, aqui serão apresentadas correlações importantes na literatura devido a sua alta aplicabilidade e boas taxas de previsões, a correlação de Kiyomura *et al.* (2017) que leva em consideração o nível de confinamento da superfície, além de correlações específicas para o CO₂.

Rohsenow *et al.* (1952) propuseram uma correlação baseada em analogia ao processo de convecção forçada monofásica, em que o número de Nusselt é função de uma lei de potência definida pelos produtos dos números de Reynolds e de Prandtl elevados a expoentes. As características do tipo de fluido e superfícies utilizadas também foram incluídas. Detalhes da demonstração que levam à correlação de Rohsenow *et al.* (1952), Equação (3), podem ser encontrados em Carey (1992). A correlação de Rohsenow *et al.* (1952), Equação (3), é mostrada a seguir:

$$h_{rohs} = \mu_l h_{lv} \left[\frac{\sigma}{(\rho_l - \rho_v)g} \right]^{-\frac{1}{2}} \left(\frac{c_{pl}}{C_{sf} h_{lv} Pr_l^s} \right)^{\frac{1}{r}} \frac{[T_p - T_{sat}]^{\frac{1}{r}}}{[T_p - T_{sat}]} \quad (3)$$

Em que h_{rohs} , μ_l , h_{lv} , σ , ρ_l , ρ_v , g , c_{pl} , C_{sf} e Pr_l representam, respectivamente, o coeficiente de transferência de calor, a viscosidade do líquido, o calor latente de vaporização, a tensão superficial, a massa específica do líquido, a massa específica do vapor, a aceleração da gravidade, o calor específico do líquido, a constante da relação superfície/líquido e o número de Prandtl do líquido. O valor do coeficiente r , adimensional, é de 0,33, recomendado por Carey (1992). Piro (1999) avaliou esse valor para diversos fluidos e materiais diferentes, em uma ampla faixa de temperaturas de saturação, e chegou ao mesmo valor. O valor do coeficiente s , também adimensional, é recomendado por Carey (1992) como sendo 1 para a água e 1,7 para todos os outros fluidos refrigerantes. Piro (1999) também avaliou esses valores e encontrou que o valor poderia ser menor que 1 para a água, como por exemplo de 0,45 para o caso de experimentos com água e cromo, e

poderia ser maior que 1,7 para outros fluidos refrigerantes, como 2,3 para o etanol em uma superfície de cobre oxidada. Em sua maioria, o valor de 1,7 se mostrou mais adequado. Jabardo *et al.* (2004) também avaliou a correlação de Rohsenow para diversas superfícies cilíndricas e em sua maioria os valores encontrados foram de r sendo igual a 0,33 e s sendo 1 para a água e 1,7 para os outros fluidos refrigerantes. Não foi encontrado na literatura, no melhor conhecimento do autor, nenhuma sugestão para os valores de r e s especificamente para o CO₂ e o cobre.

O valor de C_{sf} apropriado deve ser obtido experimentalmente para cada combinação de sólido/líquido, mas Carey (1992) recomenda que seja usado o valor de $C_{sf} = 0,013$ como uma primeira aproximação. Piro (1999) em sua avaliação das constantes para diversos sólidos/líquidos apresentou valores da literatura para o C_{sf} que podem variar bastante, para o mesmo material e líquido, mas com acabamento superficial diferente. Jabardo *et al.* (2004) avaliaram a correlação de Rohsenow para diversas superfícies cilíndricas de diferentes materiais e encontrou valores de C_{sf} para o cobre com os seguintes fluidos refrigerantes: R-11, R-123, R-12 e R-134a. Os autores apresentaram diferentes valores de C_{sf} para um mesmo sólido/líquido, mas com rugosidades diferentes, mostrando o efeito da rugosidade no valor do coeficiente de transferência de calor.

Isso mostra que o valor de C_{sf} deve ser calculado experimentalmente para cada líquido/superfície, mas que a rugosidade calculada para essa combinação deve ser levada em conta. Na literatura, no melhor conhecimento do autor, não se encontrou nenhum valor de C_{sf} para a combinação de cobre com o CO₂.

Stephan e Abdelsalam (1980) propuseram correlações do coeficiente de transferência de calor para água, hidrocarbonetos, fluidos criogênicos e refrigerantes com base em uma análise adimensional e uma análise de regressão linear de um banco de dados experimentais. A Equação (4) representa a correlação para os fluidos refrigerantes proposta por esses autores:

$$h_{sa} = 207 \left(\frac{k_l}{D_{b,sa}} \right) \left(\frac{q'' D_{b,sa}}{k_l T_{sat}} \right)^{0,745} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,581} Pr_l^{0,533} R_p^{0,133} \quad (4)$$

Na Equação (4), foi utilizado como comprimento característico o diâmetro de bolha, $D_{b,sa}$, dado pela Equação (5):

$$D_{b,sa} = 0,0146 \theta \left(\frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right)^{0,5} \quad (5)$$

Sendo que h_{sa} , k_l , $D_{b,sa}$, T_{sat} , R_p e θ representam o coeficiente de transferência de calor, a condutividade térmica do líquido, o diâmetro de partida da bolha, a temperatura de saturação do líquido em K, o valor da rugosidade referente à altura do pico máximo em μm e o ângulo de contato do fluido e superfície, respectivamente.

Cooper (1984) propôs uma correlação bem simples para o coeficiente de transferência de calor que considera o efeito da rugosidade da superfície, da pressão reduzida, do peso molecular do fluido e do fluxo de calor. A correlação de Cooper (1984) é mostrada nas Equações (6) e (7) a seguir:

$$h_{cooper} = C_{cooper} p_r^b (-\log p_r)^{-0,55} M^{-0,5} q^{0,67} \quad (6)$$

$$b = 0,12 - 0,2 \log R_p \quad (7)$$

Sendo h_{cooper} , p_r e M o coeficiente de transferência de calor, a pressão reduzida e o peso molecular, respectivamente. O valor de C_{cooper} é de 55 para uma superfície plana na horizontal e de 95 para um tubo na horizontal.

A pressão reduzida é a razão entre a pressão de trabalho e a pressão crítica do fluido e pode ser calculada de acordo com a Equação (8) a seguir:

$$p_r = \frac{p}{p_{crit}} \quad (8)$$

Ribatski e Jabardo (2003) propuseram uma correlação empírica baseada em diversos materiais, entre eles o cobre, e diversos fluidos como o R-11, R-123, R-134a, R-22 e o R-12, tendo uma incerteza média de 10%. A correlação proposta é mostrada nas Equações (9) e (10):

$$h_{rj} = q^m f_w p_r^{0,45} (-\log p_r)^{-0,8} R_a^{0,2} M^{-0,5} \quad (9)$$

$$m = 0,9 - 0,3 p_r^{0,2} \quad (10)$$

Em que h_{rj} , R_a e f_w representam, respectivamente, o coeficiente de transferência de calor, a rugosidade em função da altura média aritmética e o parâmetro do material de superfície, que para o cobre é igual a 100, segundo os autores.

Kiyomura *et al.* (2017) propuseram uma correlação para o coeficiente de transferência de calor na ebulição nucleada confinada e não confinada baseada em dados de resultados experimentais com os seguintes fluidos: n-pentano, FC-72, FC-87 e água deionizada. Eles realizaram experimentos em uma superfície de cobre na horizontal com níveis de confinamento de 0,1 até 13 mm. A correlação proposta pelos autores leva em consideração o confinamento, ao adicionar o número de Bond, e é mostrada nas Equações (11), (12) e (13).

$$h_k = 154 \frac{k_l}{L_b} \left(\frac{c_{pl} T_{sat}}{h_{lv}} \right)^{1,72} \left(\frac{c_{pl} \mu_l}{k_l} \right)^{-0,34} \left(\frac{D_{b,k} q''}{\mu_l h_{lv}} \right)^{0,62} \left(\frac{s}{L_b} \right)^{-0,05} \quad (11)$$

$$D_{b,k} = 0,0208 \theta L_b \quad (12)$$

$$L_b = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \quad (13)$$

Sendo h_k , $D_{b,k}$, L_b o coeficiente de transferência de calor, o diâmetro de partida da bolha e o comprimento capilar, respectivamente.

Gorenflo (2001) propôs uma correlação para o coeficiente de transferência de calor, h_g , durante a ebulição nucleada em piscina do dióxido de carbono sobre tubos horizontais, de acordo com as Equações (14) a (18). Essa correlação foi inicialmente proposta na quarta edição do VDI Heat Atlas em 1984. Na Equação (14), a razão entre h_g e um coeficiente de transferência de calor de referência, h_0 , é calculada como sendo o produto de três funções: $f(p_r)$, em função da pressão reduzida, p_r ; $f(q'')$, em função do fluxo de calor, q'' ; e f_m , função do tipo de material, calculadas de acordo com as Equações (15), (16), (17) e (18), respectivamente.

$$\frac{h_g}{h_0} = f(p_r) f(q'') f_m \quad (14)$$

$$f(p_r) = \frac{h}{h_{0,1}} = 1,2 p_r^{0,27} + p_r \left[2,5 + \frac{1}{(1 - p_r)} \right] \quad (15)$$

$$f(q'') = \left(\frac{q''}{q_0''}\right)^n \quad (16)$$

$$n = 0,9 - 0,3p_r^{0,3} \quad (17)$$

$$f_m = C_{Ra}C_m = \left(\frac{Ra}{Ra,0}\right)^{\frac{2}{15}} \left(\frac{k\rho c}{k_0\rho_0c_0}\right)^{\frac{1}{4}} \quad (18)$$

Na Equação (15) $h_{0,1}$, representa o coeficiente de transferência de calor calculado na pressão reduzida de 0,1. Na Equação (16), q_0'' , deve ser igualado a 20 kW/m², um valor de referência, que Gorenflo (2001) considerou. Já na Equação (18), R_a e $R_{a,0}$ representam as rugosidades em função da altura média aritmética, sendo $R_{a,0} = 0,4 \mu\text{m}$ a rugosidade de referência escolhida por Gorenflo (2001). Na mesma equação, k , ρ e c representam a condutividade térmica, a massa específica e o calor específico volumétrico do material aquecido, enquanto o k_0 , ρ_0 , c_0 representam essas mesmas propriedades, para o material de referência que é o cobre. Como no presente trabalho o material aquecido também é o cobre, essa razão se torna a unidade.

O valor de referência para o h_0 é calculado para a condição de referência q_0'' . Gorenflo e Kotthoff (2005) fornecem os valores de diversos autores, entre eles de Loeb, Kraus e Quack (2005), em que $h_0 = 5,3 \text{ kW/m}^2\text{K}$. Os valores variam entre 5,1 kW/m²K e 6,4 kW/m²K, dependendo do autor, mas nesse trabalho foi utilizado $h_0 = 5,5 \text{ kW/m}^2\text{K}$ sugerido por Gorenflo *et al.* (2014).

Assim o h_g é calculado de acordo com a Equação (19).

$$h_g = 5500 \left(1,2p_r^{0,27} + p_r \left[2,5 + \frac{1}{(1-p_r)}\right]\right) \left(\frac{q''}{20000}\right)^{0,9-0,3p_r^{0,3}} \left(\frac{Ra}{Ra,0}\right)^{\frac{2}{15}} \quad (19)$$

Bier e Lambert (1990) determinaram experimentalmente os coeficientes de transferência de calor para ebulição nucleada do metano, etano, etileno, argônio e dióxido de carbono na superfície externa de um tubo de cobre horizontal, para baixas temperaturas e pressões reduzidas. Para o CO₂ as faixas de valores do fluxo de calor e de pressão reduzida consideradas foram de 0,4 kW/m² até cerca de 50 kW/m² e de 0,1 até 0,591, respectivamente. Eles encontraram nos seus resultados uma melhor adequação à correlação proposta por Gorenflo para valores diferentes

de n na Equação (17). Assim, com novos resultados experimentais disponíveis na literatura, Gorenflo e coautores propuseram uma correlação atualizada. Kotthoff e Gorenflo (2008), Gorenflo e Kenning (2010) e Gorenflo *et al.* (2014) realizaram modificações nas Equações (14), (15) e (17) como indicadas nas Equações (20) a (22).

$$\frac{h_{g,k}}{h_0} = f(p_r)f(q'')f_m f_f \quad (20)$$

$$f(p_r) = 0,7p_r^{0,2} + p_r \left[4 + \frac{1,4}{(1-p_r)} \right] \quad (21)$$

$$n = 0,95 - 0,3p_r^{0,3} \quad (22)$$

Uma novidade foi a introdução de uma função do fluido (f_f) a fim de possibilitar a utilização da nova equação não apenas para o dióxido de carbono, mas também para hidrocarbonetos e amônia. Os autores atualizaram as constantes da equação da função da pressão reduzida e do expoente n na equação da função do fluxo de calor. Dessa forma, a nova correlação de Gorenflo atualizada é mais geral e precisa. Assim, para o caso específico da ebulição nucleada do CO₂ em uma superfície de cobre, a equação de Gorenflo e Kenning (2010) é fornecida de acordo com a Equação (23).

$$h_{g,k} = 5500 \left(0,7p_r^{0,2} + p_r \left[4 + \frac{1,4}{(1-p_r)} \right] \right) \left(\frac{q''}{20000} \right)^{0,95-0,3p_r^{0,3}} \left(\frac{Ra}{Ra_0} \right)^{\frac{2}{15}} \quad (23)$$

Liu *et al.* (2020) investigaram a ebulição nucleada do CO₂ na superfície externa de tubos evaporativos de cobre na horizontal com pressões de 2 a 4 MPa e fluxo de calor entre 10 e 50 kW/m². Eles compararam um tubo liso com tubos que foram mecanicamente modificados, buscando melhorar o coeficiente de transferência de calor. Os autores propuseram uma correlação para o coeficiente de transferência de calor do CO₂, mostrada nas Equações (24), (25) e (26).

$$h_{liu} = \eta A q''^n \quad (24)$$

$$A = 915,5248 p_r^{3,4832} \quad (25)$$

$$n = 2,3893 - 2,0348 p_r^{0,1405} \quad (26)$$

Em que h_{liu} e η representam, respectivamente, o coeficiente de transferência de calor e o fator que representa o valor de melhora do coeficiente em relação a um tubo liso. Para um tubo liso o valor de η é 1, mas esse valor pode mudar em função da geometria do tubo como o comprimento, diâmetro, espessura de parede e outros parâmetros externos.

Na Tabela 2, tem-se um resumo das correlações para o cálculo de transferência de calor, apresentadas nesta seção, desenvolvidas especificamente para a ebulição em piscina do CO₂.

Tabela 2 – Correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor para a ebulição em piscina do CO₂, em W m⁻² K⁻¹

Estudo	Correlação
Gorenflo (2001)	$h_g = 5500 \left(1,2p_r^{0,27} + p_r \left[2,5 + \frac{1}{(1 - p_r)} \right] \right) \cdot \left(\frac{q''}{20000} \right)^{0,9-0,3p_r^{0,3}} \left(\frac{R_a}{R_{a,0}} \right)^{\frac{2}{15}}$
Gorenflo e Kenning (2010)	$h_{g,k} = 5500 \left(0,7p_r^{0,2} + p_r \left[4 + \frac{1,4}{(1 - p_r)} \right] \right) \cdot \left(\frac{q''}{20000} \right)^{0,95-0,3p_r^{0,3}} \left(\frac{R_a}{R_{a,0}} \right)^{\frac{2}{15}}$
Liu <i>et al.</i> (2020)	$h_{liu} = Aq''^n$ $A = 915,5248p_r^{3,4832}$ $n = 2,3893 - 2,0348p_r^{0,1405}$

Fonte: elaborado pelo autor

Na Tabela 3, tem-se um resumo das correlações para o cálculo da transferência de calor, apresentadas nesta seção, desenvolvidas para a ebulição em piscina de diversos fluidos refrigerantes.

Tabela 3 – Correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor para a ebulição em piscina de diversos fluidos refrigerantes, em $W m^{-2} K^{-1}$

Estudo	Correlação
Rohsenow et al. (1952)	$h_{rohs} = \mu_l h_{lv} \left[\frac{\sigma}{(\rho_l - \rho_v)g} \right]^{-\frac{1}{2}} \left(\frac{C_{pl}}{C_{sf} h_{lv} Pr_l^{1,7}} \right)^{\frac{1}{0,33}} \frac{[T_p - T_{sat}]^{\frac{1}{0,33}}}{[T_p - T_{sat}]}$
Stephan e Abdelsalam (1980)	$h_{sa} = 207 \left(\frac{k_l}{D_{b,sa}} \right) \left(\frac{q'' D_{b,sa}}{k_l T_{sat}} \right)^{0,745} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,581} Pr_l^{0,533} R_p^{0,133}$ $D_{b,sa} = 0,0146\theta \left(\frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right)^{0,5}$
Cooper (1984)	$h_{cooper} = C_{cooper} p_r^b (-\log p_r)^{-0,55} M^{-0,5} q''^{0,67}$ $b = 0,12 - 0,2 \log R_p$
Ribatski e Jabardo (2003)	$h_{rj} = q''^m f_w p_r^{0,45} (-\log p_r)^{-0,8} R_a^{0,2} M^{-0,5}$ $m = 0,9 - 0,3 p_r^{0,2}$
Kiyomura et al. (2017)	$h_k = 154 \frac{k_l}{L_b} \left(\frac{c_{pl} T_{sat}}{h_{lv}} \right)^{1,72} \left(\frac{c_{pl} \mu_l}{k_l} \right)^{-0,34} \left(\frac{D_{b,k} q''}{\mu_l h_{lv}} \right)^{0,62} \left(\frac{s}{L_b} \right)^{-0,05}$ $D_{b,k} = 0,0208\theta L_b$ $L_b = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}}$

2.8 EBULIÇÃO NUCLEADA CONFINADA

A ebulição em piscina tem sido empregada para resfriamento em vários sistemas de dissipação de energia térmica, como eletrônicos de alta potência, trocadores de calor, evaporadores inundados e reatores nucleares. Cada vez mais se busca dispositivos menores e mais eficientes o que em alguns casos torna o espaço reservado ao fluido refrigerante pequeno ou confinado. Mas, para a utilização do processo de ebulição em sistemas confinados de interesse da engenharia, uma compreensão completa do fenômeno de ebulição confinada é necessária (Kiyomura *et al.* 2017). A formação e o crescimento das bolhas de vapor podem ser afetados quando o espaço reservado ao fluido é pequeno, ocorrendo a deformação das bolhas e a retenção destas por maior tempo no espaço limitado (Souza, 2014). Além disso, pode causar uma crise de ebulição de forma antecipada ao afetar o suprimento de líquido que chega à superfície aquecida (Katto, Yokoya e Teraoka, 1977), afetando a transferência de calor.

Yao e Chang (1983) demonstraram a importância do número adimensional de Bond, apresentado na Equação (27), para representar o nível de confinamento.

$$B_o = \frac{s}{L_b} \quad (27)$$

Sendo s a distância entre a superfície aquecida e outra sem aquecimento que atua como confinador e L_b o comprimento capilar definido pela Equação (13). O comprimento capilar é da ordem do diâmetro de partida de bolha (Carey, 1992).

Quando a distância s é grande em relação ao comprimento capilar, a bolha se forma e facilmente se desprende, dando espaço para mais líquido chegar à superfície aquecida. Agora, quando a distância s é do tamanho ou menor do que o comprimento capilar, as bolhas formadas tendem a se aglomerar e coalescer e, como consequência, a se deformar.

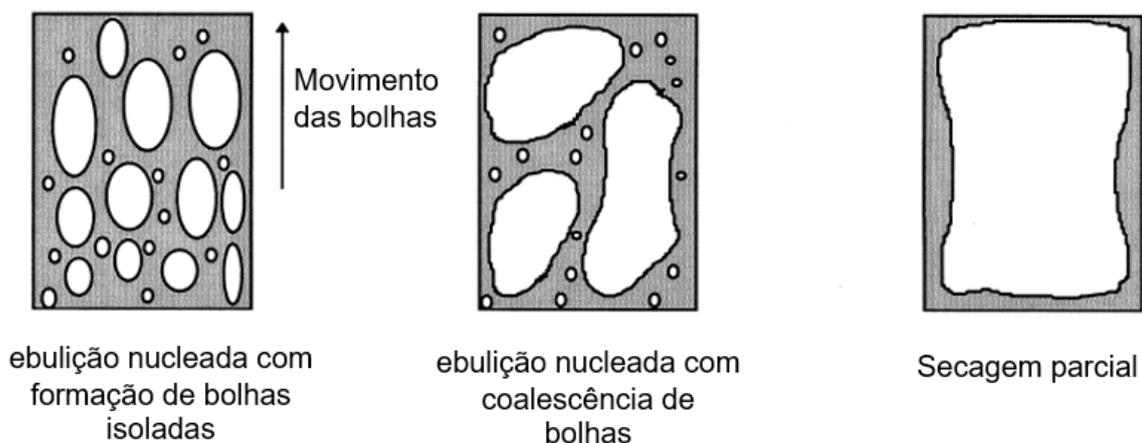
Os primeiros estudos sobre a ebulição confinada foram conduzidos por Ishibashi e Nishikawa (1969) e por Katto, Yokoya e Teraoka (1977) (Cardoso, 2011). Ishibashi e Nishikawa (1969) conduziram experimentos em espaços confinados buscando um melhor entendimento sobre a coalescência das bolhas em espaços confinados verticais. Katto, Yokoya e Teraoka (1977) estudaram o efeito da variação

do valor de confinamento, variando do infinito até 0,1 mm em um disco horizontal de cobre durante a ebulição com água.

Fujita *et al.* (1988) apresentaram resultados experimentais sobre ebulição nucleada da água saturada em uma superfície na horizontal confinada com distâncias de confinamento de 0,15 até 5 mm. Os autores concluíram que o coeficiente de transferência de calor aumenta com a diminuição do confinamento para fluxos de calor moderados, mas até o valor de confinamento de 0,6 mm apenas. Com o confinamento de 0,15 mm ocorre uma degradação do coeficiente de transferência de calor para toda a faixa de fluxo de calor.

Bonjour e Lallemand (1997) estudaram o efeito do confinamento e da pressão do R-113 durante a ebulição confinada em um canal na vertical com confinamentos variando de 0,3 até 2,5 mm e pressões de 100 até 300 kPa. De forma geral ao reduzir o valor do confinamento o valor do fluxo de calor crítico diminuiu e ao aumentar a pressão o valor do fluxo de calor crítico aumentou, mas isso não ficou tão evidente para a ebulição confinada. Os autores (Bonjour e Lallemand, 1998) também estudaram a ebulição do R-113 em um canal vertical confinado com distâncias de 0,5 mm até 2 mm. Eles observaram três regimes, o de ebulição nucleada com formação de bolhas isoladas, o da ebulição nucleada com coalescência de bolhas e a secagem parcial. Na Figura 7 as representações das imagens desses regimes são apresentadas.

Figura 7 – Regimes da ebulição nucleada confinada

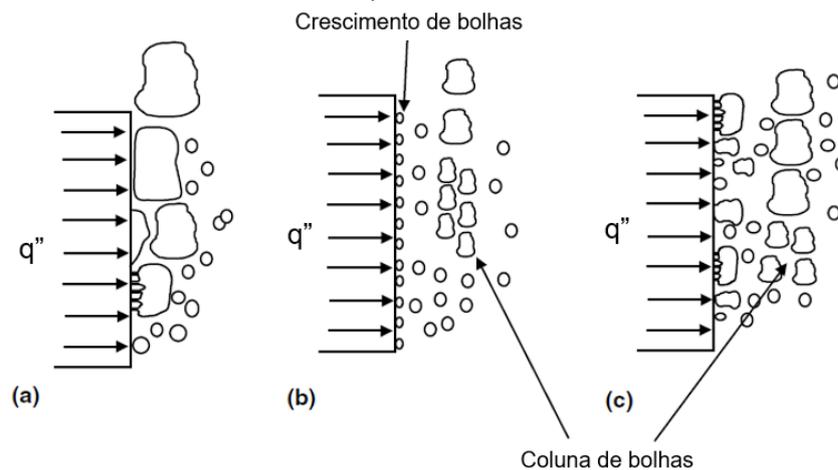


Fonte: adaptado de Bonjour e Lallemand (1998)

Os autores relataram que para baixos fluxos de calor (abaixo de 30 a 50 kW/m²) o superaquecimento da temperatura de parede diminui com a diminuição do confinamento, indicando um aumento do coeficiente de transferência de calor. Entretanto para fluxos de calor maiores o coeficiente de transferência de calor se deteriora e o fluxo crítico de calor é atingido de forma acelerada.

Bonjour, Clausse e Lallemand (2000) e Bonjour e Lallemand (2001) estudaram o fenômeno da coalescência durante a ebulição nucleada não confinada. Os autores afirmam que, em alto fluxo de calor, as bolhas permanecem principalmente perto da parede e formam grandes bolhas coalescidas. Mas para baixos e moderados fluxos de calor, as bolhas são impelidas para o núcleo do fluido antes de subirem em uma área localizada a cerca de 2 mm de distância da parede aquecida e às vezes elas coalescem durante seu movimento ascendente na parte superior da coluna. O desenho esquemático desse comportamento é mostrado na Figura 8. Embora esse comportamento tenha sido observado para a ebulição nucleada não confinada, ele evidencia que o confinamento influenciará na ebulição nucleada, impedindo que as bolhas de fluido se afastem da parede antes que comecem a subir, intensificando a coalescência.

Figura 8 – Desenho esquemático da ebulição para: a) altos fluxos de calor; b) baixos fluxos de calor e c) fluxos de calor moderados



Fonte: adaptado de Bonjour e Lallemand (2001)

Zhao, Tsuruta e Ji (2003) afirmam que em espaços confinados a transferência de calor em ebulição nucleada é intensificada para baixos fluxos de calor e deteriorada para altos fluxos de calor, especialmente no fluxo crítico. Os autores atribuem a melhora da transferência de calor para baixos fluxos de calor à

evaporação de uma área expandida da camada de líquido entre as bolhas de vapor, forçando a remoção do líquido superaquecido. Já para altos fluxos de calor ocorre a deterioração devido ao atraso da partida de bolha ocorrendo uma secagem mais cedo. Os autores realizaram testes com distâncias de confinamento entre 1 e 10 mm, em água saturada a 1 atmosfera usando como confinador uma tela de malha de diferentes tamanhos e conseguiram aprimorar significativamente a transferência de calor, em função da escolha do tamanho da malha e da distância do confinamento.

Passos *et al.* (2004) estudaram a ebulição confinada do FC-72 e do FC-87 em uma superfície de cobre aquecida voltada para baixo, com fluxos de calor inferiores a 45 kW/m² e confinamento variando de 0,2 mm até 13 mm. Os autores conseguiram um aumento no coeficiente de transferência de calor com a diminuição da distância de confinamento.

Stutz *et al.* (2009) apresentaram resultados experimentais para a ebulição nucleada e de transição do n-pentano saturado com um disco de cobre voltado para cima com confinamentos de 90 até 0,2 mm. Os autores concluíram que quando o número de Bond é menor que a unidade, o coeficiente de transferência de calor aumenta para baixos fluxos de calor. Essa melhora é atribuída à evaporação da película de líquido formada entre as bolhas deformadas e a parede de aquecimento.

Geisler e Bar-Cohen (2009) realizaram experimentos de ebulição nucleada confinada utilizando FC-72 à pressão atmosférica, no espaço entre placas paralelas retangulares verticais com dois materiais, alumínio e silício. Eles chegaram a um significativo aumento do coeficiente de transferência de calor com o confinamento das bolhas, para baixos fluxos de calor. Já o fluxo de calor crítico se mostrou fortemente dependente da proporção do canal, onde ele se deteriorou com o aumento do confinamento (menor distância entre as placas).

Misale, Guglielmini e Priarone (2011) realizaram estudos com o HFE-7100 na pressão atmosférica em espaços estreitos na horizontal com distâncias de 0,5 a 3,5 mm. Para baixos fluxos de calor e valores do número de Bond menores que 1, os autores relatam um aumento do coeficiente de transferência de calor com a diminuição da distância de confinamento, mas também observaram que o fluxo de calor crítico aconteceu de forma acelerada em comparação com os casos com maiores distâncias de confinamento.

Cardoso *et al.* (2011) estudaram o confinamento em um disco de cobre horizontal com os fluidos FC-72 e FC-87 com confinamentos variando de 0,1 mm até 13 mm para baixos e moderados fluxos de calor (inferiores a 40 kW/m²) em uma superfície aquecida voltada tanto para cima como para baixo. Os autores concluíram que com a diminuição da distância de confinamento o coeficiente de transferência de calor aumentou.

Yang e Liu (2013) estudaram a ebulição nucleada em espaços confinados e não confinados em uma placa de cobre na vertical e o efeito da espessura de uma camada de revestimento na superfície. Os autores afirmam que a placa confinadora atrapalhou a saída de vapor da superfície aquecida, o que aumentou o superaquecimento necessário para a ebulição, e que a placa confinadora também impediu que o líquido chegasse à superfície aquecida pois a estreita abertura na região inferior das placas não era o suficiente para que o líquido entrasse. Isso causou uma secagem na superfície de forma acelerada para fluxos de calor maiores.

Souza, Passos e Cardoso (2013) mostraram o efeito do confinamento para a transferência de calor em condições de microgravidade. A ebulição nucleada do n-pentano subresfriado com uma superfície de cobre de 12 mm de diâmetro voltada pra baixo foi estudada com confinamentos de 0,3 mm até 10,4 mm sob microgravidade e até 11 mm sob gravidade terrestre, para fluxos de calor de até 60 kW/m². Os autores concluíram que, sob a gravidade terrestre, com o aumento do confinamento de 0,9 mm para 0,3 mm, o coeficiente de transferência de calor para a ebulição subresfriada diminuiu, mas que para o caso sem confinamento, que corresponde a $s = 10,4$ mm e 11,0 mm, a transferência de calor foi menor do que nos casos com confinamento. Os autores também observaram que o coeficiente de transferência de calor aumentou com o aumento da temperatura do fluido refrigerante. Sob microgravidade, com confinamento de 0,3 mm, o coeficiente de transferência de calor foi cerca de 20% menor do que para o mesmo caso sob gravidade terrestre.

Souza, Passos e Cardoso (2014) estudaram o efeito de deposição de nanopartículas em uma superfície de cobre na horizontal durante a ebulição nucleada do HFE-7100. Os autores estudaram partículas de diâmetros de 10 e 80 nm com e sem confinamento. Eles conseguiram um aumento de 55% no coeficiente de troca de calor para a superfície com deposição de nanopartículas de 10 nm em

comparação à superfície sem deposição. No geral o coeficiente de troca de calor aumentou com o aumento do confinamento, principalmente para baixos fluxos de calor.

Sarode, Raj e Bhargav (2020) estudaram o efeito da molhabilidade da superfície confinadora na ebulição confinada. Segundo os autores as superfícies superhidrofóbicas atraem as bolhas de vapor permitindo aumentar a transferência de calor durante a ebulição confinada, pois facilitam o desprendimento do vapor da superfície e reentrada de líquido frio na região confinada. Utilizando esta estratégia eles conseguiram um aumento de até 82% no coeficiente de transferência de calor. Os autores acreditam que a capacidade de melhorar o desempenho da transferência de calor em ebulição confinada, seja possível simplesmente através de ajustes na molhabilidade da placa de confinamento, o que deve impactar em aplicações de dissipadores de calor bifásicos que necessitam dissipar elevados fluxos de calor.

De forma geral existe uma concordância na literatura de que quanto menor a distância de confinamento melhor o coeficiente de transferência calor, para baixos fluxos, enquanto o fluxo crítico acontece de forma acelerada. Mas se o confinamento for muito baixo ele pode diminuir o coeficiente de transferência de calor para todos os fluxos.

2.9 RESUMO

Nesta revisão da literatura disponível especializada foram abordadas as principais características e propriedades do CO₂, suas aplicações na indústria e os estudos existentes sobre a ebulição do CO₂. Foi apresentada a curva de ebulição, com os regimes da ebulição em piscina, e os principais mecanismos que podem influenciar a transferência de calor por ebulição nucleada, sob as condições de confinamento ou não, foram discutidos, como a influência da rugosidade, da orientação da superfície aquecedora, da molhabilidade e do ângulo de contato. Também foi apresentado o Fluxo de calor crítico e a limitação causada por ele.

Correlações desenvolvidas para o CO₂ foram apresentadas juntamente com algumas correlações importantes da literatura, desenvolvidas para outros fluidos, mas que apresentam alta aplicabilidade e boas taxas de previsões.

Por fim foi discutido a ebulição nucleada confinada e suas características distintas da ebulição convencional. O confinamento pode vir a se tornar algo inevitável, já que a indústria busca dispositivos cada vez menores, e o regime de ebulição nucleada confinada pode aumentar a transferência de calor ou degradar ele para fluxos de calor maiores. A maioria dos estudos recentes sobre o CO₂ está concentrada na área de ebulição convectiva, havendo poucas pesquisas disponíveis sobre ebulição nucleada do CO₂ na literatura. No melhor conhecimento do autor, não foi encontrado nenhum artigo de ebulição nucleada para uma superfície plana vertical ou para uma superfície confinada com o CO₂ como fluido de trabalho.

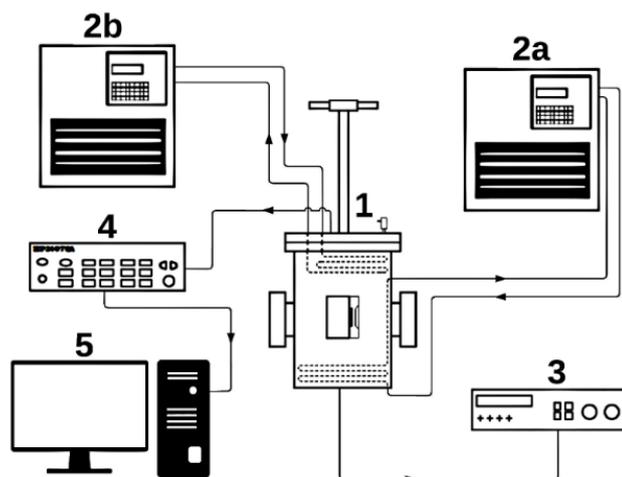
3 APARATO E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

O objetivo deste capítulo é descrever o aparato experimental, com destaque para a bancada experimental, a seção de testes e a instrumentação. Em seguida os procedimentos experimentais são apresentados bem como o cálculo utilizado do coeficiente de transferência de calor da seção de teste. Na sequência, são explicados como foram feitos os cálculos do problema de troca de calor na câmara de ebulição pressurizada bem como a análise do fluxo de calor na seção de testes. Por fim é feita a caracterização da superfície de ebulição, as propriedades termofísicas do CO₂ são apresentadas e as incertezas experimentais são descritas.

3.1 DESCRIÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL

O esquema geral do aparato experimental, mostrado na Figura 9, foi desenvolvido inicialmente no trabalho de tese de Rocha (2007), no laboratório Boiling da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), que faz parte do Laboratório de Engenharia de Processos de Conversão e Tecnologia de Energia (LEPTEN). Rocha *et al.* (2013) estudaram a ebulição nucleada do R-134a, no qual seu aparato experimental foi adaptado para o presente estudo.

Figura 9 – Desenho esquemático do aparato experimental



Fonte: elaborado pelo autor

O aparato é formado por uma câmara de ebulição pressurizada (item 1), dois banhos termostáticos (itens 2a e 2b), duas fontes de potência (item 3), um sistema

de aquisição de dados (item 4) e um computador (item 5). Para este projeto ainda foi instalado, por questões de segurança, um controlador de CO₂ a fim de monitorar possíveis vazamentos no ambiente do laboratório.

O controlador de CO₂ é da marca MS Tecnopon modelo TCM-100 e é capaz de ser configurado para emitir alarmes sonoros caso a concentração de CO₂ no ar suba acima de um valor estipulado. Como em média a concentração de CO₂ no ar varia de 400 a 500 partes por milhão (ppm), dependendo do local, o controlador foi configurado para apitar caso a concentração chegasse a 600 ppm, bem abaixo do nível considerado tóxico (acima de 1000 ppm), mas o suficiente para indicar um possível vazamento.

Os banhos termostáticos são utilizados nas serpentinas internas da câmara de ebulição e ajudam a controlar a temperatura do CO₂. O banho 2a da Figura 9, que atua na serpentina que fica na parte inferior da câmara, é da marca Quimis modelo Q214M4 e tem capacidade para operar a uma temperatura mínima de -40 °C. O banho 2b atua na serpentina superior da câmara e é da marca Microquímica modelo MQBMP-01 e chega a uma temperatura mínima de -20 °C. Utiliza-se uma mistura de 50% de água com 50% de etilenoglicol, que é um anticongelante, e que nessa proporção com água, reduz a temperatura de congelamento para valores inferiores a -30 °C.

O sistema de aquisição, item 4 da Figura 9, é da marca *Keysight* modelo 34972A, com módulos modelo 34901A. Foram utilizados dois módulos na bancada.

A fonte de potência, item 3 da Figura 9, responsável por alimentar as resistências elétricas em cartucho da seção de testes, é da *Agilent technologies* modelo N5769A 1500 W de até 100 V e 15 A. A fonte de potência, responsável por alimentar os transmissores de temperatura e de pressão com 24 V, é da marca ICEL Manaus modelo PS-6000 de até 30 V e 6 A.

A câmara de ebulição pressurizada, item 1 na Figura 9, é um tanque de aço inoxidável AISI 316, no interior do qual é instalada a seção de testes, mergulhada na região líquida do fluido de trabalho. A câmara tem 230 mm de diâmetro interno e 240 mm de altura, com uma capacidade volumétrica de 11 litros. As paredes da câmara apresentam espessura mínima de 15 mm, projetada por Rocha *et al.* (2013) para operar com pressões manométricas de até 4,0 MPa. Na Figura 10 temos uma foto interna da câmara de ebulição com a seção de testes dentro.

Figura 10 – Vista interna da câmara de ebulição pressurizada



Fonte: elaborado pelo autor

Embora a pressão de trabalho no presente estudo seja de 2,8 MPa, essa pressão foi considerada próxima da pressão máxima da câmara de ebulição, fazendo-se então necessário reforços de segurança. Foi então projetado e construído um reforço superior e inferior, para evitar o escoamento no topo ou no fundo da câmara, um reforço lateral para fechar as duas escotilhas laterais, de 50 mm de diâmetro cada, utilizadas na visualização da ebulição do R-134a que, por questões de segurança, não são utilizadas no presente estudo. Ainda como parte dos reforços, há tirantes e blocos de ajustagem, além de parafusos e porcas. Na Figura 11, é mostrada uma fotografia da câmara de ebulição com seus reforços.

Figura 11 – Câmara de ebulição pressurizada



Fonte: elaborado pelo autor

Ainda visando garantir a segurança da câmara de ebulição pressurizada, um teste hidrostático, realizado no Laboratório de Ciências Térmicas (LABTERMO) na UFSC, foi feito até a pressão de 10 MPa (mais de 3x a pressão de trabalho e aproximadamente uma vez e meia a pressão crítica de 7,38 MPa do CO₂) de forma a garantir a segurança da câmara. Na Figura 12 tem-se uma fotografia da câmara durante o teste hidrostático.

Figura 12 – Teste hidrostático da câmara de ebulição



Fonte: elaborado pelo autor

Na parte superior da câmara estão instalados dois transmissores de temperatura, um transmissor de pressão, uma válvula para carregamento, um tubo com as duas válvulas de alívio e um passa-cabo (do inglês, *Feedthrough*) dos termopares, que permite a vedação da entrada dos termopares dentro da câmara de ebulição. Na parte inferior da câmara está instalado outro passa-cabo com dois fios de cobre, que vão fornecer a corrente para as resistências em cartucho da seção de testes.

Os dois transmissores de temperatura são da marca *Zurich* de modelo HT.1, calibrados para medir na faixa de -50°C a 50°C, um deles com uma haste de 7 cm e o outro com uma haste de 25 cm, para medir a temperatura do CO₂ líquido e gasoso. O transmissor de pressão, da marca *Zurich* de modelo HP.1, é capaz de medir pressões de até 200 bar (20 MPa). Tanto os transmissores de temperatura quanto o de pressão dão uma resposta em corrente e precisam de uma alimentação de 24 V.

As válvulas de alívio são da marca *Swagelok* e foram calibradas para se abrirem caso a pressão interna chegue a 70 bar. Foram instaladas duas válvulas de forma que se uma falhasse ou congelasse a outra ainda poderia funcionar. Elas foram instaladas a uma altura de 1,5 m, na extremidade de um tubo de 26 mm de diâmetro interno, de forma a evitar que congelamentos na tampa pudessem interferir no funcionamento das válvulas de alívio.

Os *Feedthroughs* foram fabricados pela *Conax Technologies* e são um passa-cabos para os fios dos termopares (parte superior da câmara) e de dois fios de cobre para a corrente das resistências da seção de testes (na parte inferior da câmara). Essa tecnologia facilita a vedação na utilização de pressões mais altas, pois a vedação dos termopares ocorre dentro do passa-cabo, com o usuário tendo que se preocupar apenas com a vedação de uma rosca na instalação.

A câmara de ebulição é isolada com uma espuma elastomérica da marca *Armaflex*. A Figura 13 mostra a câmara com a espuma colocada e já com as mangueiras dos banhos termostáticos.

Figura 13 – Câmara de ebulição com o isolante de espuma elastomérica



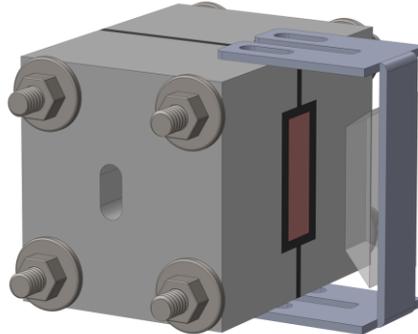
Fonte: elaborado pelo autor

3.2 SEÇÃO DE TESTES

A seção de testes é mostrada na Figura 14 e consiste de um bloco de cobre eletrolítico, escolhido pela sua alta condutividade térmica, envolvido por uma caixa de teflon. Dentro do bloco de cobre há duas resistências elétricas tipo cartucho, cada uma de 12 ohms, com 11,1 mm de diâmetro e 50 mm de comprimento, capazes de fornecer até 250 W de potência cada. O bloco de cobre é quase todo coberto pela

caixa de teflon, com exceção de uma seção retangular com 10 mm de largura por 30 mm de altura, que atua como uma superfície vertical aquecida.

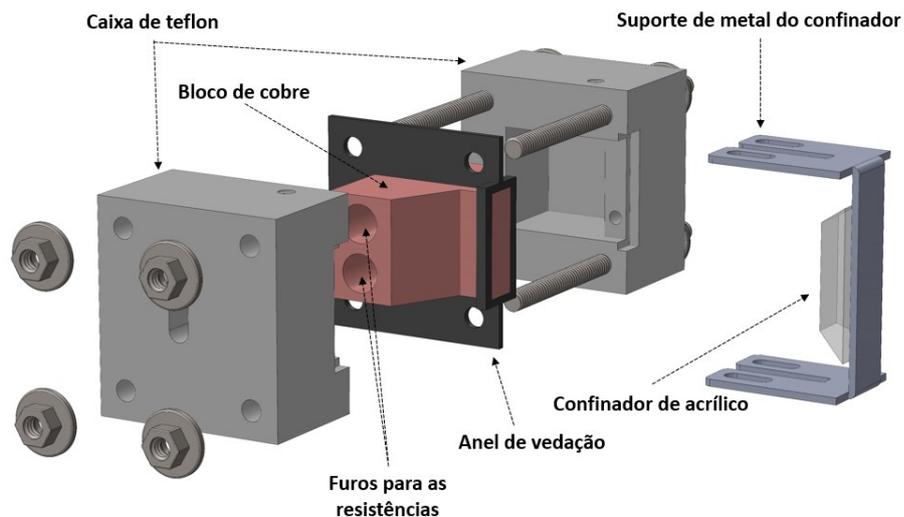
Figura 14 – Seção de testes



Fonte: elaborado pelo autor

Na Figura 15 tem-se uma vista explodida da seção de testes, que permite ver os tirantes, os parafusos e porcas, o anel de vedação, o bloco de cobre e a caixa de teflon bipartida, além do suporte do confinador e o confinador. A seção de testes tem dimensão total máxima (com o confinador) de 65 x 70 x 90 mm³. Da lateral da seção de testes saem os cabos das resistências elétricas e os cabos dos termopares.

Figura 15 – Vista explodida da seção de testes

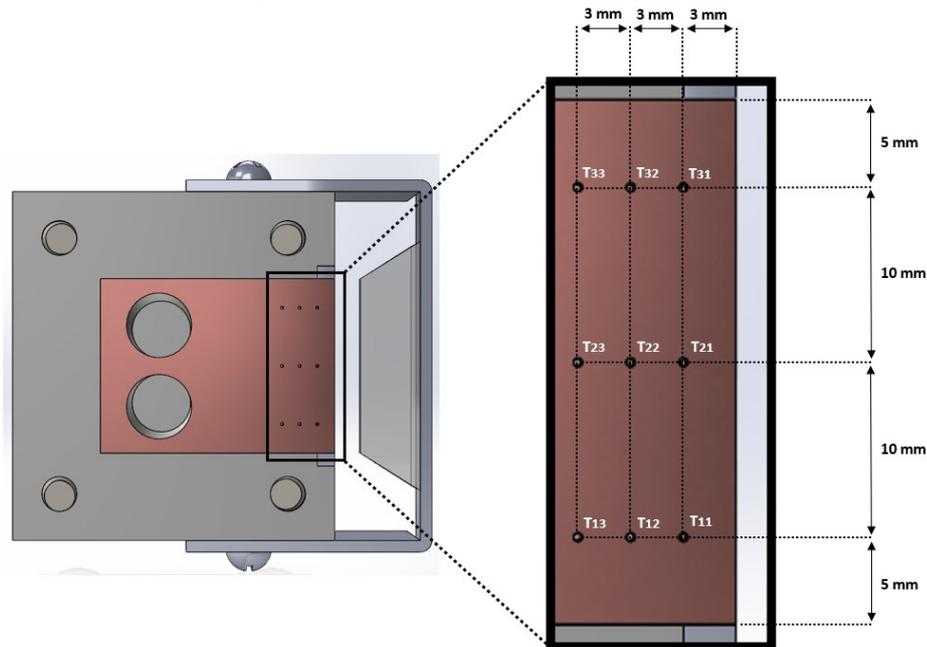


Fonte: elaborado pelo autor

No bloco de cobre foram instalados nove termopares do tipo E, distribuídos em três linhas, na parte final do bloco que possui uma seção retangular constante de

10 mm de largura por 30 mm de altura. Os termopares estão posicionados 5 mm dentro do bloco de cobre (metade da largura). Cada termopar está a uma distância de 3 mm do outro termopar da mesma linha e a 3 mm da parede em contato com o CO₂ líquido. Na Figura 16 é mostrado uma vista em corte da seção de testes onde pode-se ver as distâncias entre o posicionamento dos termopares. Nove termopares foram empregados com o propósito de estimar a média das temperaturas para cada coluna. Posteriormente, a Lei de Fourier foi aplicada com uma maior quantidade de pontos, possibilitando, desse modo, a redução da incerteza experimental das temperaturas na parede.

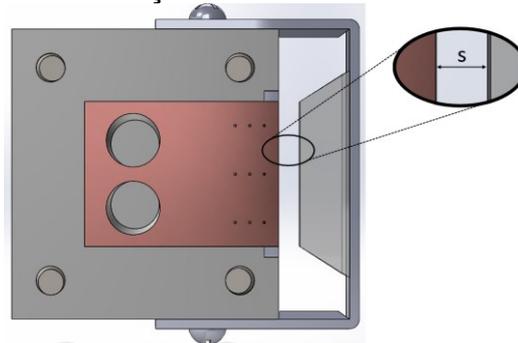
Figura 16 – Vista em corte da seção de testes mostrando as distâncias e posicionamento dos termopares



Fonte: elaborado pelo autor

O confinador de acrílico é levemente maior que a superfície de cobre exposta, tendo 12 mm de largura por 32 mm de altura, para facilitar o posicionamento e garantir que toda a superfície de cobre fique confinada. Ele é fixado em um suporte de metal e posicionado paralelamente à superfície da seção de testes, como mostrado na Figura 17, onde tem-se uma vista em corte da seção de testes. As distâncias de confinamento, s , testadas, foram de 0,3 mm, 0,5 mm e 0,8 mm, e foram ajustadas com o auxílio de um gabarito empregado em usinagem.

Figura 17 – Vista em corte da seção de testes com detalhe para o confinamento s



Fonte: elaborado pelo autor

A seção de testes é posicionada no interior da câmara de ebulição a uma altura máxima de 95 mm do fundo da câmara. Esta altura permite calcular a quantidade de CO₂ no carregamento, de forma a garantir que a altura de CO₂ líquido seja maior que a altura da seção de testes dentro da câmara.

3.3 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

3.3.1 Montagem da seção de testes

O primeiro passo para a montagem da seção de testes é colocar as resistências em cartucho dentro do bloco de cobre com o auxílio de uma pasta térmica. A pasta térmica utilizada foi da marca Implastec com o objetivo de reduzir a resistência térmica de contato e uniformizar a condução de calor ao longo do perfil da resistência.

O bloco então é posicionado com as resistências dentro da metade da caixa de Teflon e os anéis de vedação são adicionados. Os termopares são então posicionados e colados com uma cola superbonder. O intuito da cola é apenas manter os termopares posicionados no lugar durante o fechamento da seção de teste, pois depois a própria pressão da caixa de teflon mantém eles posicionados. Após o fechamento da outra metade da caixa de Teflon, são colocados os tirantes e a caixa é prensada, de forma que o anel de vedação também seja prensado. As saídas dos cabos de termopares e dos cabos das resistências são lacradas com cola superbonder e resina epóxi.

O anel de vedação prensado tem a tendência de se expandir, e, portanto, é realizado um processo final na lateral em que ocorre a ebulição (superfície de cobre

exposta ao CO₂). Esse processo visa nivelar o anel de vedação e a superfície de cobre, trazendo-os para a mesma altura. Inicialmente, esse tratamento é realizado através de uma fresa, com um ajuste leve, sendo posteriormente aprimorado por meio do uso de lixas. A etapa final de ajuste é executada com uma lixa de granulometria #2000. A análise detalhada da textura da superfície após esse tratamento está apresentada na seção 3.7, que aborda a caracterização da superfície.

Depois de lacrada a saída dos cabos, a seção de testes não é mais aberta e apenas se regula a distância de confinamento através dos parafusos.

3.3.2 Montagem da bancada

Inicialmente, o bloco com a seção de testes é colocado no interior da câmara de ebulição pressurizada, a mesma é toda fechada e a instrumentação ligada para início dos testes de vazamento e de pressurização. A câmara é então carregada com ar comprimido na pressão de 800 kPa (8 bar) a fim de se verificar possíveis vazamentos com o auxílio de espuma de detergente, como mostrado na fotografia da Figura 18.

Figura 18 – Verificação de vazamentos na câmara com espuma de detergente



Fonte: elaborado pelo autor

Uma vez detectado algum vazamento, é revisado o processo de fechamento da câmara e novo teste com ar comprimido é realizado. Quando nenhuma bolha é

vista, ou seja, nenhum vazamento aparente é detectado, faz-se novo ensaio, mas dessa vez com uma pressão maior e mais próxima da pressão que se dará os testes experimentais. Como a pressão de trabalho é de 2,8 MPa, faz-se um teste de cerca de 3,0 MPa. Para isso 0,5 kg de CO₂ é adicionado à câmara por cima do ar comprimido e novo teste com espuma é feito. Caso não se encontre vazamentos nessa pressão de 3,0 MPa inicia-se um monitoramento por um período de no mínimo 24 horas, verificando se a pressão se mantém estável nesse período. Como a quantidade de CO₂ é pequena, qualquer vazamento, mesmo que pequeno, pode ser observado ao longo do tempo ao monitorar as medições de pressão da câmara.

Caso a pressão se mantenha estável por esse período de 24 horas considera-se que não há vazamentos. O próximo passo é a liberação dessa mistura de ar com CO₂ com o auxílio de uma mangueira.

A manta térmica isolante é então finalizada e inicia-se o vácuo na bancada por um período de 24 horas.

Algumas horas antes do vácuo ser finalizado, os dois banhos térmicos são ligados para que eles comecem a resfriar a mistura de água com etilenoglicol até a temperatura de -20 °C.

Quando os banhos atingem a temperatura estipulada o carregamento de CO₂ é iniciado. O carregamento se dá com o auxílio de uma balança digital de carregamento de refrigerantes *Atlas* modelo DS-20000 com escala de 0,1 kg e de uma válvula reguladora de pressão da *White Martins* modelo SHS-600. Assim 8 kg de CO₂ com 99% de pureza da marca *White Martins* são transferidos do cilindro para o interior da câmara de ebulição pressurizada. A utilização de 8 kg de CO₂ é uma medida para garantir o estado saturado dentro da câmara e mesmo assim, de forma conservadora, garantir que a coluna de CO₂ líquido esteja bem acima da altura máxima da seção de testes. Apesar de o cilindro possuir um tubo pescador, à medida que o CO₂ líquido sai do cilindro e entra na câmara de ebulição, ele se expande e vaporiza. Por esse motivo, é necessário que os banhos térmicos condensem parte do CO₂ e reduzam a pressão abaixo de 3,0 MPa que é mantida como pressão de saída pela válvula reguladora de pressão. Isso permite que o CO₂ seja gradualmente introduzido na câmara, até alcançar a quantidade total de 8 kg.

Uma vez completado o carregamento da câmara, o cilindro é fechado, a mangueira de carregamento retirada e as temperaturas dos banhos térmicos são ajustadas para cerca de -15 °C para que a pressão final se estabilize em 2,8 MPa.

Com esse processo, é aguardada a estabilização do sistema para então dar início aos testes. Após a conclusão dos testes, o CO₂ é liberado na atmosfera, a câmara é aberta e o confinamento da seção de testes é alterada para preparar um novo ensaio experimental. Isso envolve a repetição de todos os procedimentos de montagem e testes de pressurização mencionados anteriormente

3.3.3 Procedimento dos testes

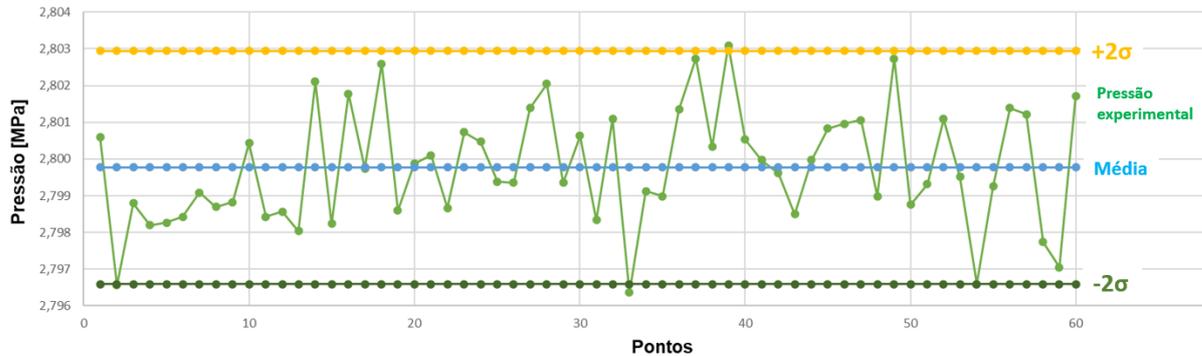
Os testes são feitos com o fluxo de calor sendo alterado após cada condição estabilizada, de forma descendente ou ascendente, a fim de verificar se havia algum efeito de histerese, e em dias diferentes para verificar a repetibilidade. Essa verificação está melhor descrita na seção 3.10 que aborda a análise da reprodutibilidade e histerese nos resultados.

O teste inicia-se controlando a temperatura ambiente do laboratório através do sistema de ar condicionado central, ajustando a temperatura em 21 °C. Depois, controla-se a pressão interna da câmara para que ela atinja exatamente 2,8 MPa que é a condição dos testes experimentais pré-definidos. Em seguida, a fonte de potência é ativada para fornecer o fluxo de calor pré-determinado para os testes. Quando a fonte de calor é ligada, a temperatura interna tende a aumentar, levando a um consequente aumento na pressão dentro da câmara. Para evitar que isso aconteça é preciso aumentar a retirada de calor com os banhos térmicos, o que é feito diminuindo a temperatura de controle do banho térmico. Assim para cada fluxo de calor a temperatura nos banhos eram controladas de forma que a temperatura interna e a pressão interna permanecessem as mesmas durante todo o teste. Esse controle do banho térmico era feito de forma manual (devido às limitações dos banhos térmicos utilizados), sempre diminuindo ou aumentando poucos décimos de grau no valor desejado nos banhos térmicos e aguardados alguns minutos para estabilização.

A coleta de pontos é feita por 5 minutos com frequência de 0,2 Hz (uma medição a cada 5 s) totalizando 60 pontos coletados. A variação máxima de pressão aceita era de mais ou menos 0,004 MPa. Caso a pressão varia-se mais do que esse valor no período de 5 minutos da coleta, ela era cancelada e nova coleta era feita depois de nova estabilização. Na Figura 19, é fornecida uma amostra de 60 pontos

da pressão instantânea durante um teste sem confinamento, com fluxo de calor de $q'' = 239,5 \text{ kW/m}^2$.

Figura 19 – Variação instantânea da pressão para o fluxo de calor de $239,5 \text{ kW/m}^2$, no teste sem confinamento



Fonte: elaborado pelo autor

Os testes foram feitos variando o fluxo de calor desde 56 kW/m^2 até 309 kW/m^2 . O fluxo de calor mínimo estabelecido foi de 56 kW/m^2 , uma vez que para valores inferiores a esse limiar, a diferença de temperatura entre cada termopar foi menor do que a incerteza associada às medições dos termopares.

O fluxo de calor crítico calculado pela correlação de Zuber, conforme a Equação (1), apresentada no capítulo anterior, forneceu para o CO_2 a $2,8 \text{ MPa}$ o valor de 780 kW/m^2 , que serviu de referência por representar o fluxo de calor máximo para a ebulição não confinada sobre uma superfície horizontal. Durante os testes, o fluxo de calor máximo foi bem menor a fim de evitar a queima das resistências elétricas tipo cartucho. Assim, o fluxo de calor máximo para o teste com confinamento de $0,8 \text{ mm}$ foi de 309 kW/m^2 , que corresponde a cerca de 40% do valor do fluxo de calor calculado a partir da correlação de Zuber. Para os confinamentos com distâncias de $0,5 \text{ mm}$ e $0,3 \text{ mm}$, os testes foram interrompidos, de forma manual, antes de atingirem este valor de fluxo de calor, assim que as temperaturas do bloco de cobre começaram a aumentar rapidamente. Esses valores de graus de confinamento foram escolhidos de forma que para todos os casos o número de Bond fosse menor que à unidade e melhor pudesse ser investigada o efeito do confinamento da superfície e conseqüentemente da coalescência das bolhas no espaço confinado.

3.4 CÁLCULO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Conforme descrito no procedimento de carregamento da bancada, 8 kg de CO₂ são colocados na câmara de ebulição com capacidade volumétrica de 11 litros e assim tem-se uma massa específica de 727 kg/m³ que juntamente com a pressão de 2,8 MPa define as condições termodinâmicas de mistura saturada de líquido e vapor na câmara de ebulição.

Com essas condições também se verifica que a altura de CO₂ líquido dentro da câmara está bem acima da altura da seção de testes, garantindo que a mesma estará submersa no CO₂ líquido.

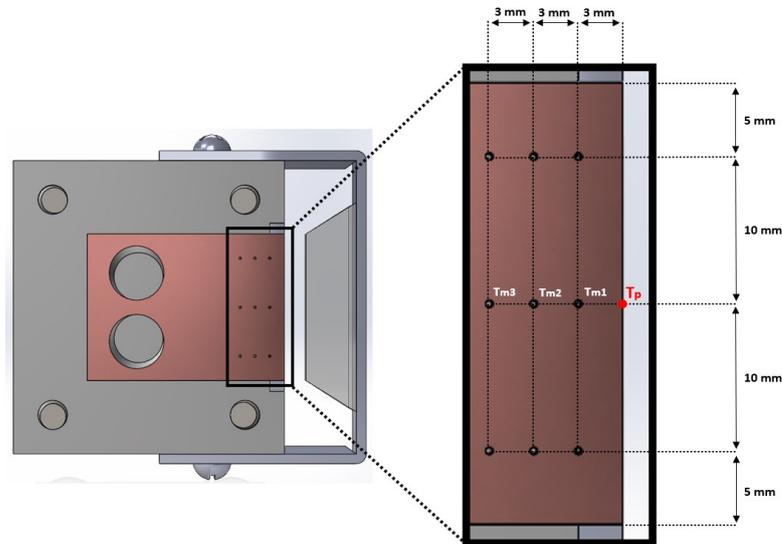
O cálculo do coeficiente de transferência de calor é feito da seguinte forma: inicialmente o sistema de aquisição de dados coleta os dados para todos os termopares. Os valores instantâneos, em mV, de cada termopar é subtraído do valor em mV do termopar de referência mantido na temperatura de 0 °C. A junta fria se fez necessária pois a placa do sistema de aquisição de dados poderia aquecer de forma desigual ao longo do tempo. Depois é feita a média dos 60 valores instantâneos para cada termopar e esse valor é inserido na Equação (28) da calibração dos termopares.

$$T_n = a_n x^3 + b_n x^2 + c_n x^1 + d_n \quad (28)$$

As constantes *a*, *b*, *c* e *d* de cada termopar correspondem às constantes de calibração, cuja explicação detalhada encontra-se no Apêndice A que aborda as incertezas experimentais. Os valores específicos dessas constantes também estão disponibilizados no Apêndice A.

Assim, tem-se um valor de temperatura para cada uma das nove posições dentro da seção de testes. Uma análise do fluxo de calor, feita no software *Ansys*, mostrou que na mesma coluna as temperaturas seriam aproximadamente iguais. Com base nisso, foi calculada uma média entre as leituras dos três termopares para cada coluna correspondente. Essa análise do fluxo de calor é descrita no Apêndice B, que aborda as análises do fluxo de calor na seção de teste e da temperatura ao longo do bloco de cobre. A Indicação da temperatura média para cada coluna de medições na seção de testes (*T_{m1}*, *T_{m2}* e *T_{m3}*) é mostrada na Figura 20.

Figura 20 – Indicação da temperatura média para cada coluna de medições na seção de testes



Fonte: elaborado pelo autor

Com esses valores de temperatura média para cada coluna e com as distâncias entre as medidas conhecidas, é aplicada a Lei de Fourier para verificar a constância do fluxo de calor, como mostrado na Equações (29), (29'), (29'') e (29''').

$$q'' = k \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (29)$$

$$q''_{32} = k \frac{(T_{m3} - T_{m2})}{3 \cdot 10^{-3}} \quad (29')$$

$$q''_{21} = k \frac{(T_{m2} - T_{m1})}{3 \cdot 10^{-3}} \quad (29'')$$

$$q''_{31} = k \frac{(T_{m3} - T_{m1})}{6 \cdot 10^{-3}} \quad (29''')$$

Onde q'' é o fluxo de calor em W/m^2 , k é a condutividade térmica do cobre e o $\frac{\Delta T}{\Delta x}$ representa o gradiente de temperatura obtido experimentalmente. Dessa forma, são obtidos três valores distintos de fluxo de calor. A média desses três valores será utilizada, uma vez que as simulações realizadas no Ansys e apresentadas no Apêndice B mostraram que pode ocorrer uma pequena perda do fluxo de calor fornecido pelas resistências elétricas através da superfície de Teflon. Assim, foi

considerado que o fluxo de calor médio calculado utilizando a lei de Fourier, como expresso nas Equações (29), é mais próximo do fluxo de calor real do que o valor total de fluxo de calor fornecido pela fonte de potência e pelas resistências elétricas. Com base nesse fluxo de calor médio é aplicada a Lei de Fourier novamente, mas dessa vez para cada medida de termopar até a medida da Temperatura de parede (T_p), como mostrado nas Equações (30), (30'), (30'') e (30'''). Dessa forma tem-se três valores de temperatura da superfície em contato com o CO_2 . Com base nessas três medidas de temperatura uma nova média é feita. É importante mencionar que todas essas médias estão incorporadas na seção de análise de incertezas apresentadas no Apêndice A desse trabalho.

$$T_p = \frac{q''}{k}x + T_{mx} \quad (30)$$

$$T_{p1} = \frac{q''}{k}3.10^{-3} + T_{m1} \quad (30')$$

$$T_{p2} = \frac{q''}{k}6.10^{-3} + T_{m2} \quad (30'')$$

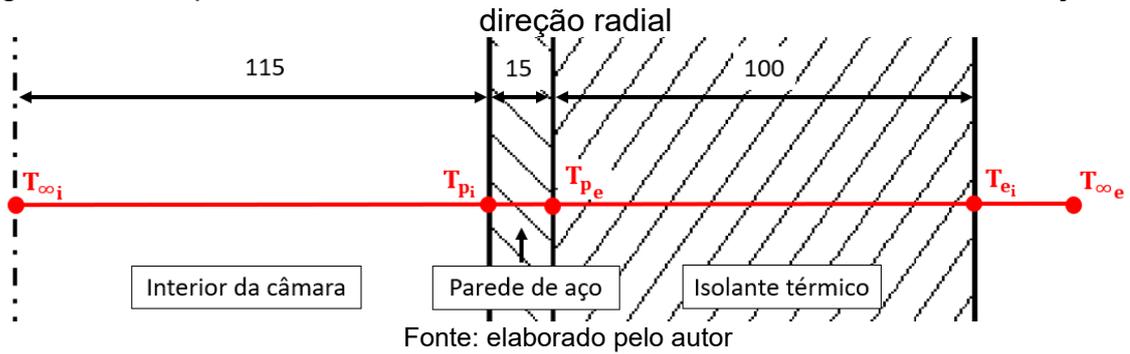
$$T_{p3} = \frac{q''}{k}9.10^{-3} + T_{m3} \quad (30''')$$

Com esse valor médio de T_p é calculado o coeficiente de transferência de calor, h , segundo a Equação (2) vista na seção 2.7. Sendo que T_{sat} é a temperatura de saturação para a pressão de trabalho.

3.5 TRANSFERÊNCIA DE CALOR PELA CÂMARA DE EBULIÇÃO PRESSURIZADA

Foi feita uma análise da transferência de calor do ambiente para a câmara de ebulição. Considerou-se um problema de transferência de calor para um cilindro curto. Na Figura 21 tem-se um esquema analítico da transferência de calor na câmara de ebulição, na direção radial.

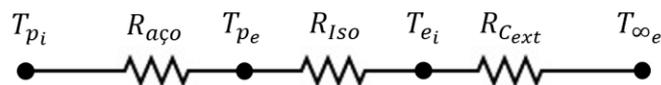
Figura 21 – Esquema analítico da transferência de calor na câmara de ebulição, na



Onde T_{∞_i} , T_{p_i} , T_{p_e} , T_{e_i} e T_{∞_e} representam, respectivamente, a temperatura de saturação do CO₂ na pressão de 2,8 MPa, a temperatura de parede interna do cilindro, a temperatura de parede externa do cilindro, a temperatura externa do isolante e a temperatura ambiente do ar. Ainda na Figura 21, 115 mm é o raio interno da câmara, 15 mm é a espessura da parede de aço inoxidável do cilindro e 100 mm é a espessura da manta isolante.

Como é apenas uma estimativa da transferência de calor, foi feita a hipótese de que a temperatura de parede interna do cilindro está na mesma temperatura de saturação do CO₂ ($T_{\infty_i} = T_{p_i}$). Assim, o problema de resistências da transferência de calor na câmara de ebulição, é apresentado na Figura 22.

Figura 22 – Problema de resistência da transferência de calor na câmara de ebulição



Fonte: elaborado pelo autor

Onde $R_{aço}$, R_{Iso} , e $R_{C_{ext}}$ representam, respectivamente, a resistência equivalente do aço inoxidável da câmara, a resistência equivalente do material da manta isolante e a resistência equivalente de convecção externa e estão matematicamente expressas nas Equações (31), (32) e (33).

$$R_{aço} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \cdot \pi \cdot k_a \cdot L} \quad (31)$$

$$R_{iso} = \frac{\ln(r_3/r_2)}{2 \cdot \pi \cdot k_i \cdot L} \quad (32)$$

$$R_{C_{ext}} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot h_e \cdot r_3 \cdot L} \quad (33)$$

Onde r_1 , r_2 , r_3 , k_a , k_i , L , h_e representam, respectivamente, o raio interno do cilindro, o raio externo do cilindro, o raio externo do isolante, a condutividade térmica do aço inox, a condutividade térmica do material da manta isolante, comprimento do cilindro e o coeficiente de transferência de calor por convecção na parte externa do cilindro com o ar.

O valor de h_e foi obtido através da correlação para cilindros curtos de Rohsenow *et al.* (1998), considerando a convecção nas bases superior e inferior da câmara, e, assim, a transferência de calor trocada do ar para dentro do cilindro foi calculada através da Equação (34).

$$q = \frac{T_{pi} - T_{\infty e}}{\frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \cdot \pi \cdot k_a \cdot L} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2 \cdot \pi \cdot k_i \cdot L} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot h_e \cdot r_3 \cdot L}} \quad (34)$$

A espessura da manta isolante foi determinada através de uma análise de raio crítico para um cilindro. Foi analisada uma situação sem isolante até 5 metros de raio de isolamento térmico. Adotou-se o valor do raio da manta isolante como sendo 100 mm por ter sido o ponto onde a inclinação da curva reduziu significativamente. Acima desse valor de raio de isolante, seria necessário muito mais isolante para se ter um ganho significativo nos valores da transferência de calor, não valendo a pena o gasto de material.

3.6 ANÁLISE DO FLUXO DE CALOR NA SEÇÃO DE TESTES

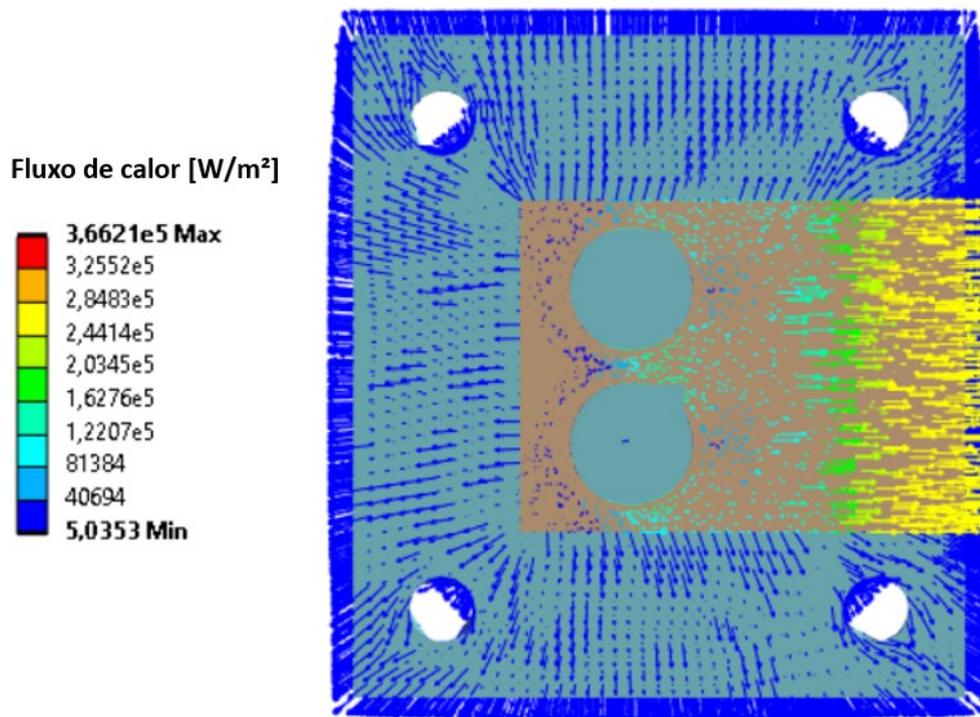
Para verificar se o Teflon seria um bom material isolante para o bloco de cobre e se o fluxo de calor seria constante na seção transversal final deste bloco de cobre, onde os termopares se encontram posicionados, foi realizada uma análise do fluxo de calor na seção de testes. Essa análise está melhor descrita no Apêndice B.

A análise tridimensional, feita no *Ansys*, mostrou que o fluxo de calor através do Teflon é baixo e que o fluxo de calor na seção transversal do bloco de cobre,

onde estão posicionados os termopares, é constante. Assim, foi considerado o fluxo de calor real como sendo o fluxo de calor calculado através das medições de temperatura dos termopares e da Lei de Fourier, em vez de assumir que todo o fluxo de calor fornecido pelas resistências estaria indo pelo cobre.

Na Figura 23 é mostrada uma vista em corte da análise tridimensional do fluxo de calor na seção de teste feita no *Ansys*, com 40 W de potência em cada resistência e 70 kW/m²K no coeficiente de transferência de calor do cobre com o CO₂.

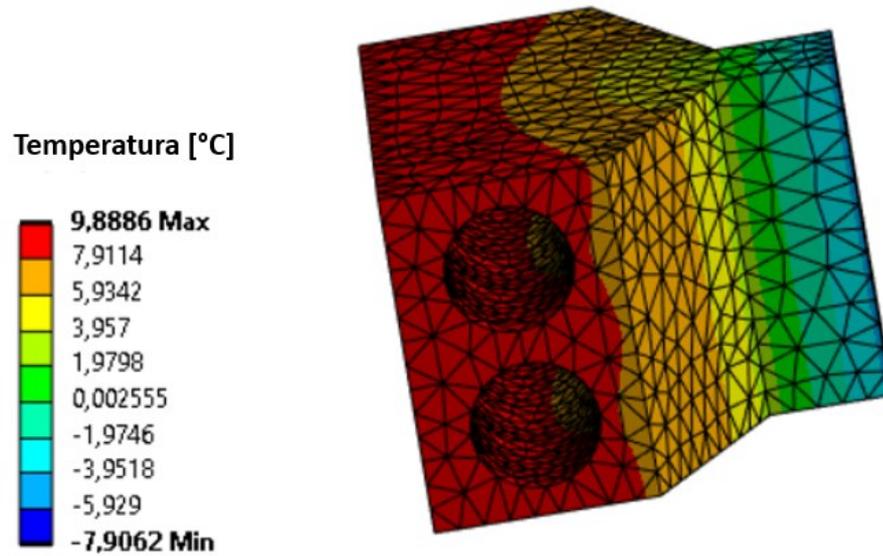
Figura 23 – Vista em corte da análise tridimensional do fluxo de calor na seção de testes



Fonte: elaborado pelo autor

Também no *Ansys* foi feita uma análise de temperaturas para diversos fluxos e valores de coeficiente de transferência de calor, verificando a uniformidade das temperaturas ao longo da mesma coluna na seção transversal final do bloco de cobre, onde foi constatado que na mesma coluna tem-se a mesma temperatura. Na Figura 24 é mostrada uma análise da temperatura ao longo do bloco de cobre, feita no *Ansys*, com 40 W de potência em cada resistência e 70 kW/m²K no coeficiente de transferência de calor do cobre com o CO₂.

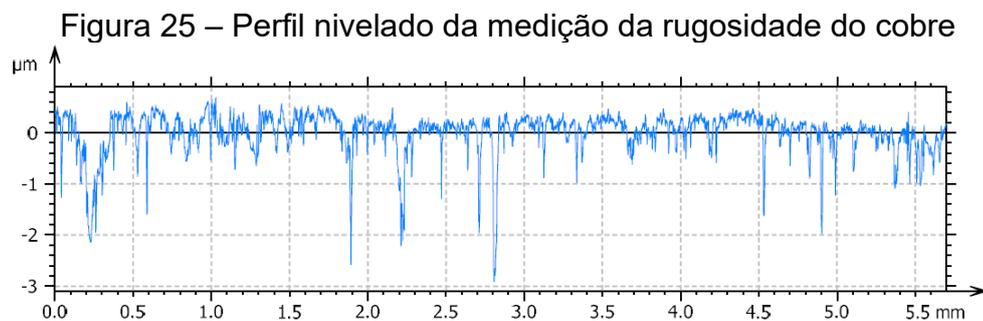
Figura 24 – Análise da uniformidade das temperaturas no bloco de cobre



Fonte: elaborado pelo autor

3.7 CARACTERIZAÇÃO DA SUPERFÍCIE

A superfície de cobre em contato com o CO₂ foi finalizada com uma lixa de granulometria #2000. A rugosidade da superfície foi então medida no Laboratório de materiais (LABMAT), da UFSC, onde foi utilizada o rugosímetro Taylor Hobson Talysurf i-Series 1. Foram realizadas três medições em diferentes partes da superfície de cobre, abrangendo cada uma 5,5 mm de comprimento da amostra, para verificar a homogeneidade da seção de testes. Na Figura 25 é mostrado o perfil nivelado de umas das medições do rugosímetro, feito no software *MountainsLab*, com um filtro Gaussiano.



Fonte: LABMAT

Foram tiradas as medidas R_a , R_p e R_q do bloco de cobre, onde R_a é a altura média aritmética, R_p é a altura do pico máximo e R_q é a raiz média quadrada da rugosidade. Os valores médios obtidos foram os seguintes: $R_a = 0,244 \mu\text{m}$, $R_p = 0,485 \mu\text{m}$ e $R_q = 0,410 \mu\text{m}$.

3.8 PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DO FLUIDO DE TRABALHO

Na Tabela 4, são apresentadas as propriedades do CO_2 saturado na pressão de trabalho de 2,8 MPa com a massa específica de 727 kg/m^3 . Também são apresentados valores do líquido saturado e vapor saturado para essa pressão. Os valores para pressão crítica e temperatura crítica também estão listados na tabela. Esses valores foram obtidos no software REFPROP.

Tabela 4 – Propriedades do CO_2 na pressão de 2,8 MPa e massa específica de 727 kg/m^3 (continua)

Propriedades	CO_2
Temperatura crítica [$^{\circ}\text{C}$], T_{crit}	31,1
Pressão crítica [MPa], p_{crit}	7,38
Pressão [MPa], p	2,8
Temperatura de saturação [$^{\circ}\text{C}$], T_{sat}	-8,03
Temperatura de saturação [K], T_{sat}	265,12
Massa específica [kg/m^3], ρ	727
Título, x	0,028536
Peso molecular [g/mol], M	44,01
Massa específica do líquido [kg/m^3], ρ_l	972,64
Massa específica do vapor [kg/m^3], ρ_v	75,747

Tabela 4 – Propriedades do CO₂ na pressão de 2,8 MPa e massa específica de 727 kg/m³ (conclusão)

Propriedades	CO ₂
Calor latente de vaporização [J/kg], h_{lv}	253,52 x10 ³
Calor específico do líquido [J/kg K], c_{pl}	2,3439 x10 ³
Condutividade térmica do líquido [W/m K], k_l	118,67 x10 ⁻³
Difusidade térmica do líquido [m ² /s], α_l	5,2052 x10 ⁻⁸
Viscosidade dinâmica do líquido [Pa s], μ_l	1,1501 x10 ⁻⁴
Tensão Superficial do líquido [N/m], σ_l	5,9869 x10 ⁻³
Número de Prandtl do líquido, Pr_l	2,2718

Fonte: elaborado pelo autor

3.9 INCERTEZAS EXPERIMENTAIS

Os procedimentos de cálculo e os resultados da incerteza experimental calculados de acordo com o *Joint Committee for Guides in Metrology* (2008) está apresentado no Apêndice A para os seguintes parâmetros: fluxo de calor (q''), coeficiente de transferência de calor (h), temperaturas medidas pelos termopares (T), pressão (p), área da seção de testes (A_t). Também são mostrados os procedimentos para o cálculo das incertezas nas diferenças de temperatura, na temperatura de saturação, nas médias e na temperatura de parede (T_p).

As incertezas para o coeficiente de transferência de calor variam de acordo com o fluxo de calor. Quanto maior o fluxo de calor, menor são as incertezas. Na Tabela 5 é mostrada a faixa de incerteza para o coeficiente de transferência de calor para cada teste, em valor percentual, e a quantidade de pontos, em valor percentual, dentro da faixa de incerteza menor que 14% ($\lambda_{\delta < 14\%}$) e menor que 10% ($\lambda_{\delta < 10\%}$). No Apêndice A, estão disponíveis as tabelas contendo todas as incertezas do fluxo de calor e do coeficiente de transferência de calor para todos os testes realizados e apresentados neste trabalho.

Tabela 5 – Faixa de incerteza para o coeficiente de transferência de calor

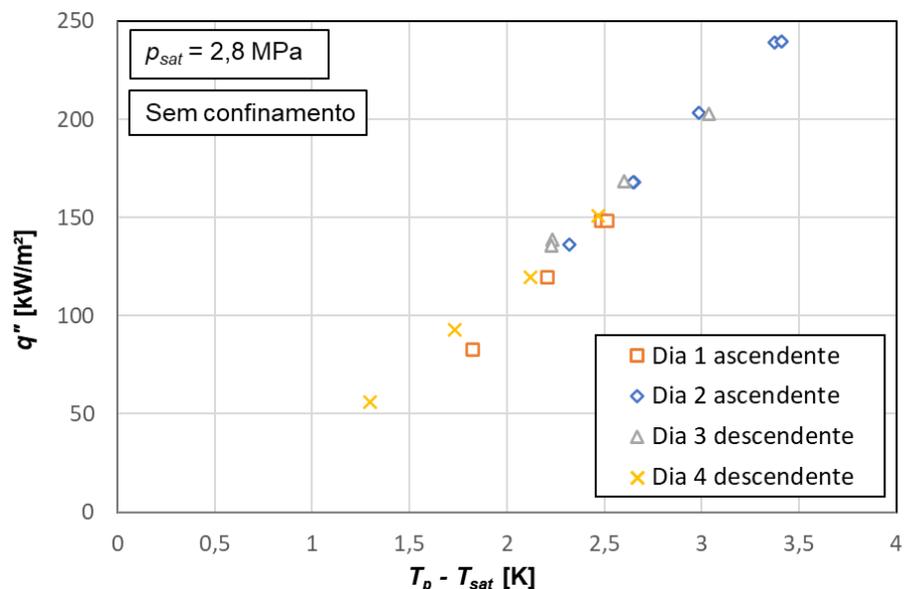
		$\lambda_{\delta < 14\%}$	$\lambda_{\delta < 10\%}$
Sem confinamento	$5,71 < \delta h/h (\%) < 20,64$	93	79
$s = 0,8 \text{ mm}$	$3,44 < \delta h/h (\%) < 19,00$	83	67
$s = 0,5 \text{ mm}$	$4,11 < \delta h/h (\%) < 21,03$	86	68
$s = 0,3 \text{ mm}$	$6,71 < \delta h/h (\%) < 18,64$	75	50

Fonte: elaborado pelo autor

3.10 ANÁLISE DA REPRODUTIBILIDADE E HISTERESE NOS RESULTADOS

Para cobrir todos os fluxos de calor desejáveis eram necessários mais de um dia de teste e com isso se fez necessário garantir a reprodutibilidade dos testes e também verificar se existia algum efeito de histerese nos resultados, caso os testes fossem conduzidos na ascendente ou descendente. Na Figura 26 são apresentados os pontos experimentais representando o fluxo de calor em função do superaquecimento da superfície de cobre, para o teste sem confinamento, divididos por dia de teste e forma com que foram variados os fluxos de calor (ascendente e descendente).

Figura 26 – Pontos experimentais durante a ebulição para o caso sem confinamento com a divisão de dias em que foram realizados e forma com que foram variados os fluxos de calor



Fonte: elaborado pelo autor

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

O objetivo neste capítulo é apresentar os resultados obtidos experimentalmente, na presente dissertação, para o coeficiente de transferência de calor durante a ebulição em piscina do dióxido de carbono. São apresentadas curvas parciais de ebulição, em uma superfície de cobre vertical, e também no espaço vertical aberto em todas as extremidades, para três espaçamentos de confinamento, entre a placa de cobre e uma placa de acrílico vertical paralela. Posteriormente, os coeficientes de transferência de calor são comparados com aqueles obtidos por diferentes correlações selecionadas da revisão bibliográfica apresentada no capítulo 2.

4.1 ANÁLISE DAS CURVAS PARCIAIS DE EBULIÇÃO

A seguir são apresentados os resultados obtidos experimentalmente durante o regime de ebulição nucleada do CO₂ na pressão de 2,8 MPa para uma superfície plana de cobre posicionada na vertical sem confinamento e com distâncias de confinamentos de: 0,8; 0,5 e 0,3 mm. Na Tabela 6, são mostrados os valores do número de Bond para as três diferentes distâncias de confinamento, *s*, analisadas.

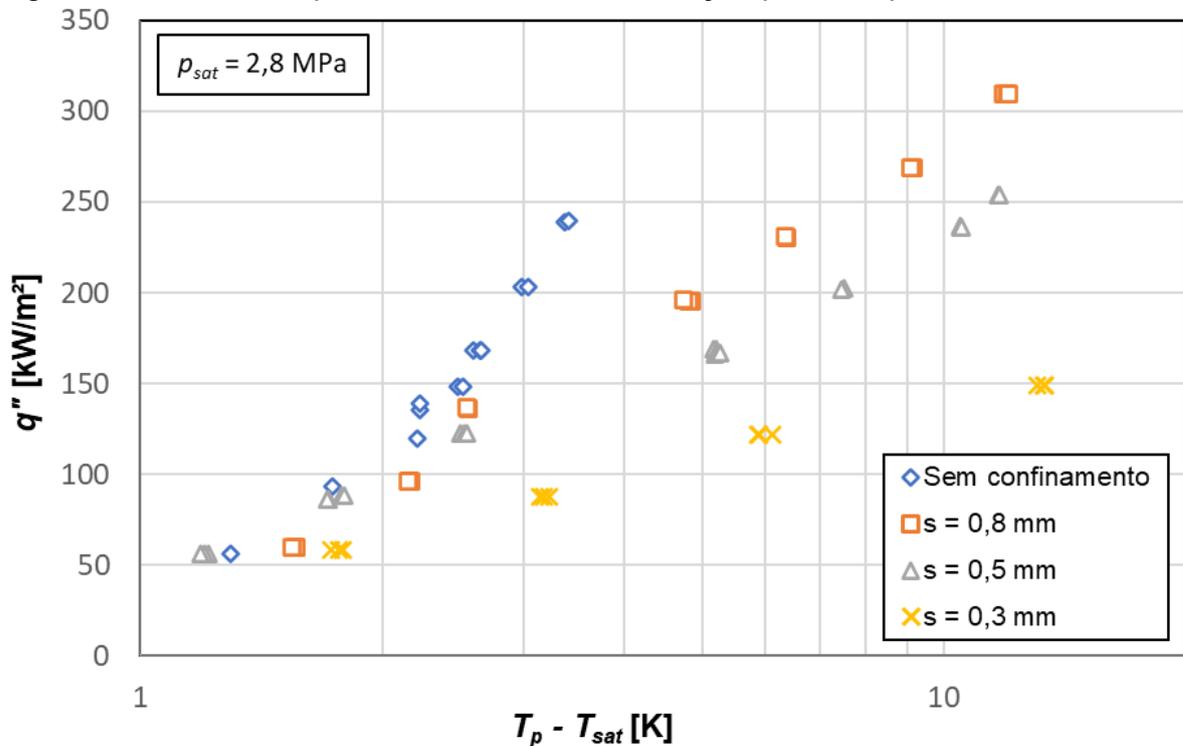
Tabela 6 – Valores de *s* e do número de Bond testados

CO ₂ ($L_b = 0,825$ mm)	
<i>s</i> (mm)	$Bo = \frac{s}{L_b}$ (-)
100	121
0,8	0,97
0,5	0,61
0,3	0,36

Fonte: elaborado pelo autor

Na Figura 27 são apresentados os pontos experimentais representando o fluxo de calor em função do superaquecimento da superfície de cobre, para as quatro condições de confinamento testadas, incluindo aquela em que não foi instalada a placa de acrílico defrente e paralela à superfície de cobre aquecida. O superaquecimento da superfície representa a diferença entre a temperatura da superfície de cobre, obtida de acordo com o procedimento explicado no capítulo anterior, e a temperatura de saturação do CO₂ na pressão de 2,8 MPa, plotado na abscissa na escala logarítmica. Os pontos experimentais, para cada caso, quando unidos por uma linha, constituem uma curva parcial de ebulição.

Figura 27 – Pontos experimentais durante a ebulição para os quatro casos testados

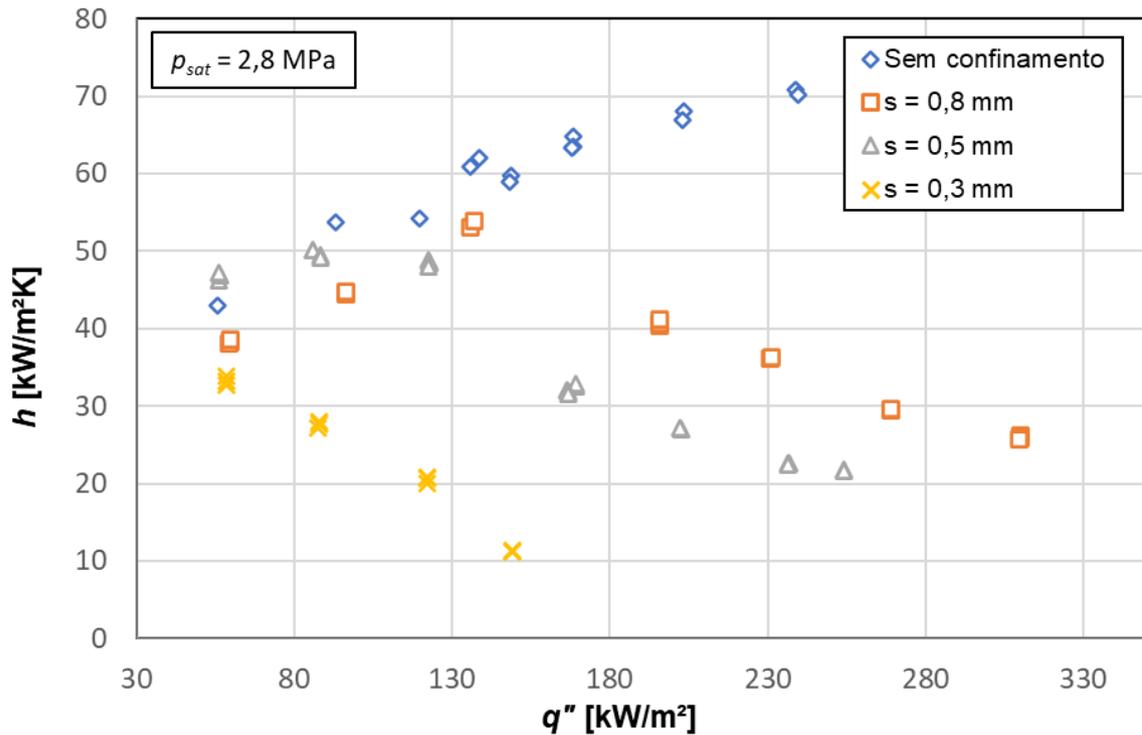


Fonte: elaborado pelo autor

Na Figura 27, pode ser visto que o superaquecimento da parede aumentou com o aumento do fluxo de calor, para todos os casos, o que é um comportamento esperado da ebulição nucleada. Até um fluxo de calor de aproximadamente 130 kW/m² o superaquecimento da parede para os casos com confinamento de 0,8 e 0,5 mm estavam próximos do caso sem confinamento, com um desvio máximo de 25% em relação ao caso sem confinamento, mas a partir dos 130 kW/m² os superaquecimentos aumentaram, sendo maior para o confinamento de 0,5 do que para o de 0,8 mm. O superaquecimento da parede para o caso com confinamento

de 0,3 mm aumentou desde o início da curva, mostrando uma degradação do coeficiente de transferência de calor, que é mais evidente na Figura 28, que apresenta o coeficiente de transferência de calor, em kW/m²K, plotado em função do fluxo de calor, em kW/m².

Figura 28 – Comportamento do coeficiente de transferência de calor em função do fluxo de calor



Fonte: elaborado pelo autor

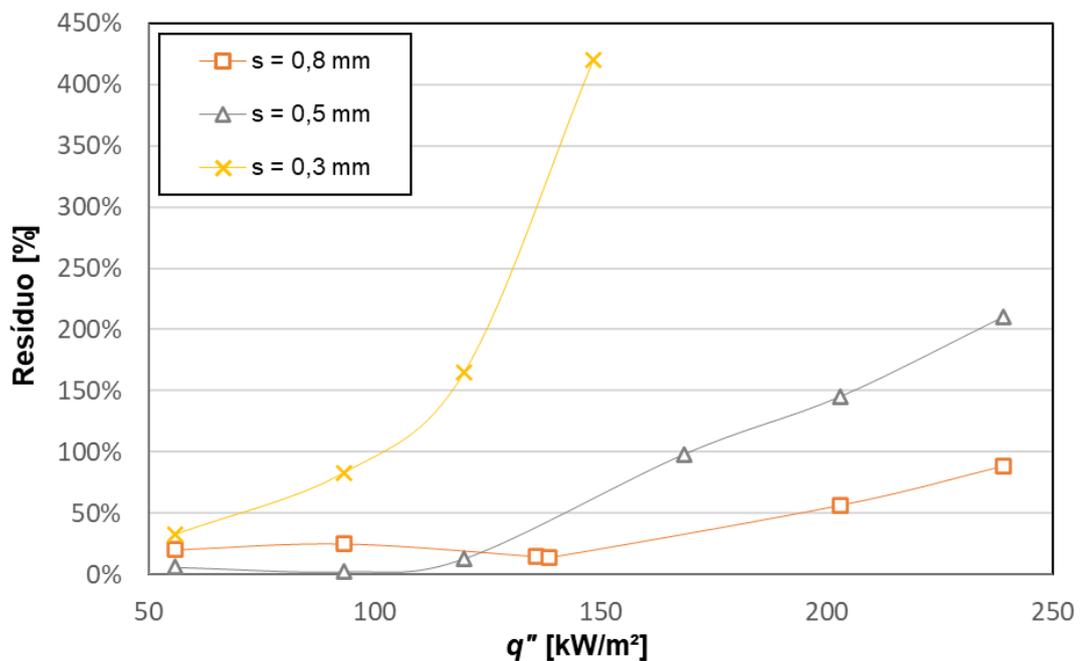
Na Figura 28 podemos ver que o coeficiente de transferência de calor para o caso com confinamento de 0,3 mm decai com o aumento do fluxo de calor, o que indica o desenvolvimento de regiões secas na superfície de cobre, aumentando a secagem com o aumento do fluxo de calor. Já para os casos com confinamento de 0,5 mm e 0,8 mm podemos ver na Figura 28 que o coeficiente de transferência de calor cresce até o fluxo de calor de 130 kW/m², e se degrada à medida em que se aumenta o fluxo de calor, enquanto que no caso sem confinamento o coeficiente de transferência de calor continua aumentando.

De forma geral, podemos ver que com o aumento do confinamento (ou com a diminuição do número de Bond) aumenta o desenvolvimento de regiões secas, causando um superaquecimento da parede. Isso acontece, com o aumento do

confinamento, para um fluxo de calor cada vez menor, causando uma degradação no coeficiente de transferência de calor de forma cada vez mais acelerada.

Na Figura 29, são apresentados os valores percentuais do resíduo absoluto do superaquecimento da parede para cada confinamento em relação aos testes sem confinamento. O resíduo absoluto em porcentagem em um gráfico se refere à diferença entre um valor medido ou calculado e um valor de referência, expresso como uma porcentagem desse valor de referência. Essa medida é usada para avaliar o erro ou desvio entre os valores observados e os valores esperados, sendo normalmente representada como uma porcentagem do valor de referência. Quanto menor o valor do resíduo absoluto em porcentagem, mais próximo os valores estão do valor de referência, que nessa figura é o caso sem confinamento. Nela pode-se ver que, para o confinamento de 0,3 mm, o resíduo já aumenta desde o primeiro ponto, enquanto que para os testes de 0,5 e 0,8 mm o resíduo fica menor que 25% até perto do fluxo de calor de 130 kW/m², onde esse resíduo começa a aumentar. O confinamento de 0,5 mm tem um aumento mais acentuado do que o confinamento de 0,8 mm, o que corrobora com o que é apresentado na Figura 27 e na Figura 28.

Figura 29 – Valor percentual do resíduo absoluto do superaquecimento da parede para cada confinamento em relação aos testes sem confinamento



Fonte: elaborado pelo autor

Gorenflo e Kotthoff (2005) estudaram a ebulição do CO₂ em um tubo de cobre horizontal com diâmetro de 8 mm, com fluxos de calor de até 100 kW/m² e com pressões reduzidas de 0,134 até 0,625. Apesar de no presente estudo a superfície ser vertical e para fluxos de calor na faixa de 56 até 309 kW/m² e com pressão reduzida de 0,38, cabe-se a comparação. Assim, na Tabela 7 é feita a comparação para dois pontos experimentais sem confinamento deste estudo, com pressão reduzida de 0,38, com os dois pontos experimentais retirados do trabalho de Gorenflo e Kotthoff (2005), com pressão reduzida de 0,35, que estavam na mesma faixa de fluxo de calor. Como se pode observar, apesar das diferenças na orientação das superfícies estudadas, ambos os pontos se encontram dentro da faixa de incerteza dos trabalhos.

Tabela 7 – Comparação entre os resultados experimentais do presente estudo com os resultados experimentais retirados do trabalho de Gorenflo e Kotthoff (2005), com pressão reduzida próxima, mesmo material e fluxos de calor próximos aos estudados neste trabalho

Presente trabalho		Gorenflo e Kotthoff (2005)	
q'' (kW/m ²)	h (kW/m ² K)	q'' (kW/m ²)	h (kW/m ² K)
55,84	43,03	55	40
93,12	53,69	90	60

Fonte: elaborado pelo autor

Relembrando o que foi apresentado na revisão bibliográfica na seção 2.8 de ebulição nucleada confinada, há uma concordância na literatura de que, para baixos fluxos de calor, um aumento do confinamento (menor s e, conseqüentemente, menor valor do número de Bond) melhora o coeficiente de transferência de calor. Apesar de a maioria dos estudos focar em superfícies horizontais ou em tubos horizontais, estudos como o de Bonjour e Lallemand (1998), que estudaram a ebulição do R-113 em um canal vertical confinado com distâncias de 0,5 mm até 2 mm, observaram que essa melhora no coeficiente de transferência de calor ocorria até fluxos de calor na faixa de 30 a 50 kW/m². Como o presente trabalho não estudou fluxos de calor abaixo de 56 kW/m², não foi possível observar nenhuma melhora no coeficiente de transferência de calor com o aumento do confinamento e nem determinar até que

faixa de fluxos de calor que o coeficiente de transferência de calor para a ebulição do CO₂ seria melhorado com o aumento do confinamento.

Visto que todos os valores de número de Bond estudados neste trabalho são inferiores à unidade (com exceção do caso sem confinamento), conclui-se que o comprimento capilar é maior do que o espaço necessário para a formação das bolhas. Isso favorece a coalescência entre as bolhas e o achatamento delas [Ishibashi e Nishikawa (1969); Bonjour, Clausse e Lallemand (2000); Bonjour e Lallemand (2001)]. Para baixos fluxos de calor, o confinamento mantém a coalescência das bolhas acontecendo (Zhao, Tsuruta e Ji, 2003), o que melhora a transferência de calor devido à vaporização de uma área expandida da camada fina de líquido entre as bolhas e a superfície da parede aquecida. O que não foi possível observar no presente estudo. Mas para fluxos de calor maiores, onde o processo de coalescência de bolhas já é favorecido e, em consequência, maiores volumes ou inclusões de vapor são formados que, juntamente com o nível de confinamento, causarão o achatamento de bolhas, formando bolhas alongadas, e o aumento do tempo de residência dessas bolhas de vapor no espaço confinado, causando maior rapidez na vaporização da película líquida que ainda permite alguma retirada de calor da superfície aquecida. Porém, o processo combinado de confinamento e aumento do fluxo de calor leva à secagem progressiva da película de líquido, dificultando a irrigação da parede com líquido mais frio, ou menos superaquecido, como acontece quando o fluxo de calor é moderado, permitindo algum tipo de intensificação do processo de resfriamento, como mostrado nos estudos acima referenciados. No presente caso, o superaquecimento da superfície de cobre se "acelera", como mostram as Figuras 27, 28 e 29. O aumento do confinamento além de dificultar a reentrada de líquido no canal, também retarda a saída das bolhas alongadas. Este complexo problema que combina a dinâmica de bolhas, forças de contato, com a transferência de calor com mudança de fase, mostra sua tendência quando se passa de um confinamento com $s = 0,5$ mm (número de Bond igual a 0,61) para um confinamento com $s = 0,3$ mm (número de Bond igual a 0,36). Neste caso mais confinado, mesmo para o menor fluxo de calor (de 56 kW/m²) analisado nesta pesquisa, a secagem já se manifesta desde o início de forma progressiva.

Esse comportamento, de que para fluxos de calor maiores, o coeficiente de transferência de calor se deteriora de forma mais rápida com a diminuição do número de Bond, também foi discutido na revisão bibliográfica e é um consenso na

literatura [Bonjour e Lallemand (1998), Zhao, Tsuruta e Ji (2003), Geisler e Bar-Cohen (2009), Misale, Guglielmini e Priarone (2011), Yang e Liu (2013)].

Apesar do ponto de fluxo de calor crítico não ter sido atingido, para não danificar a seção de testes, é possível observar, pela degradação do coeficiente de transferência de calor e pelo desenvolvimento de regiões secas, que ele estava próximo nos casos confinados. Para efeito de comparação, a correlação de Zuber para o fluxo de calor crítico, apresentada na Equação (1) da seção 2.5, para uma superfície sem confinamento, seria de cerca de 780 kW/m².

4.2 COMPARAÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR COM CORRELAÇÕES PARA A EBULIÇÃO NUCLEADA NO CASO SEM CONFINAMENTO

Os resultados obtidos para a ebulição nucleada sem confinamento foram comparados com algumas correlações comumente utilizadas na literatura, com as que foram desenvolvidas especificamente para a ebulição nucleada do CO₂ e com a correlação que levava em conta o confinamento da superfície, que foram revisadas na seção 2.7 do capítulo 2 de revisão bibliográfica. Com exceção da correlação de Kiyomura *et al.* elas foram desenvolvidas sem envolver os efeitos do confinamento e todas foram desenvolvidas para tubos ou superfícies na horizontal. A comparação com a correlação de Kiyomura nos testes com confinamento vão ser apresentadas e discutidas na seção 4.3.

Para a correlação de Rohsenow *et al.* (1952), não foi encontrada na literatura o valor do C_{sf} para a combinação de cobre com o CO₂, e em vez de se fazer uma primeira aproximação no valor de 0,013, indicado para água sobre cobre polido, aço-inoxidável, etc, como sugerido por Carey (1992), foi feita uma análise de regressão com um método de mínimos quadrados implementado no Python, e encontrou-se o melhor valor para o C_{sf} nesse trabalho como sendo de 0,011, que é bem próximo do valor de 0,013 recomendado como uma primeira aproximação (Carey, 1992).

A correlação de Cooper (1984) para uma superfície plana na horizontal utiliza uma constante no valor de 55, mas o autor sugere a constante de 95 para

cilindros na horizontal. Aqui é apresentada e discutida a correlação para os dois casos.

As correlações de Stephan e Abdelsalam (1980) e de Kiyomura *et al.* (2017) levam em consideração o ângulo de contato entre a superfície e o líquido. O ângulo de contato do cobre com o CO₂ líquido não foi encontrado na literatura, mas o ângulo de contato de 35° é sugerido na correlação de Stephan e Abdelsalam (1980) para fluidos refrigerantes. Como esse ângulo de contato está fora do intervalo da correlação de Kiyomura *et al.*, neste trabalho foi comparado ambas correlações com ângulos de contato de 35° e de 10°.

Nas correlações de Gorenflo (2001) e Gorenflo e Kenning (2010) o valor de h_0 é calculado experimentalmente na pressão reduzida de 0,1 e para um fluxo de calor de 20 kW/m². Aqui foi adotado o valor de $h_0 = 5,5$ kW/m², sugerido por Gorenflo *et al.* (2014).

Na Figura 30, tem-se a variação dos coeficientes de transferência de calor experimentais, obtidos nesta pesquisa de dissertação, sem confinamento, e os previstos por oito correlações com o fluxo de calor.

Na Figura 31, tem-se a comparação entre os valores do coeficiente de transferência de calor previsto pelas correlações e aqueles obtidos experimentalmente nos testes sem confinamento.

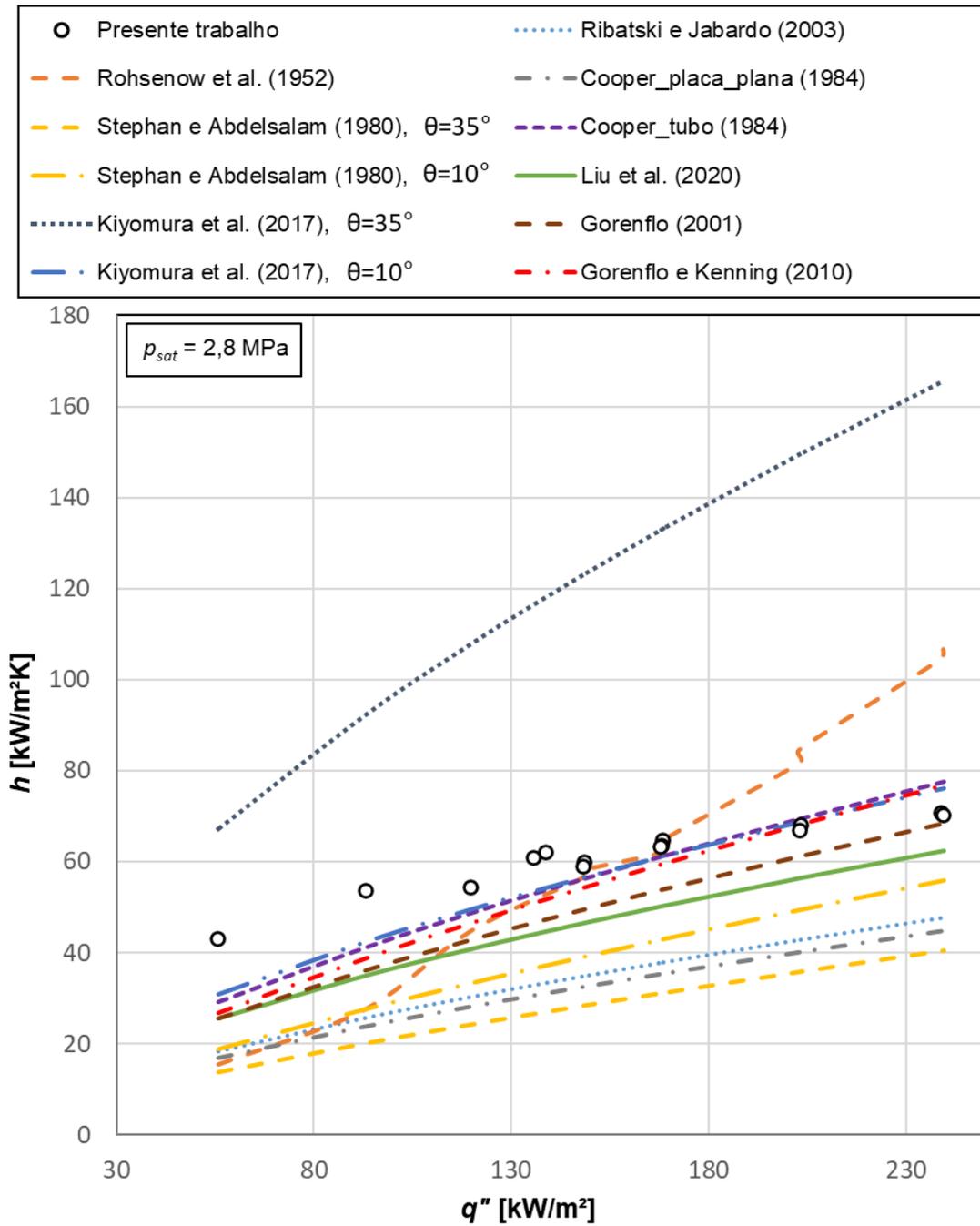
O resumo das métricas das comparações das correlações para o valor do coeficiente de transferência de calor com os resultados do teste sem confinamento estão apresentados na Tabela 8, onde $\bar{\varepsilon}$ é o valor do erro relativo médio em porcentagem, $|\bar{\varepsilon}|$ é o valor do erro relativo médio absoluto em porcentagem, $\sigma_{|\bar{\varepsilon}|}$ é o desvio padrão do erro relativo absoluto e $\lambda_{30\%}$ é o percentual de pontos dentro da faixa de erro de $\pm 30\%$.

O erro relativo médio é dado pela Equação (35) e o erro relativo médio absoluto é dado pela Equação (36).

$$\bar{\varepsilon} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{h_{\text{correlação}} - h_{\text{experimental}}}{h_{\text{experimental}}} \quad (35)$$

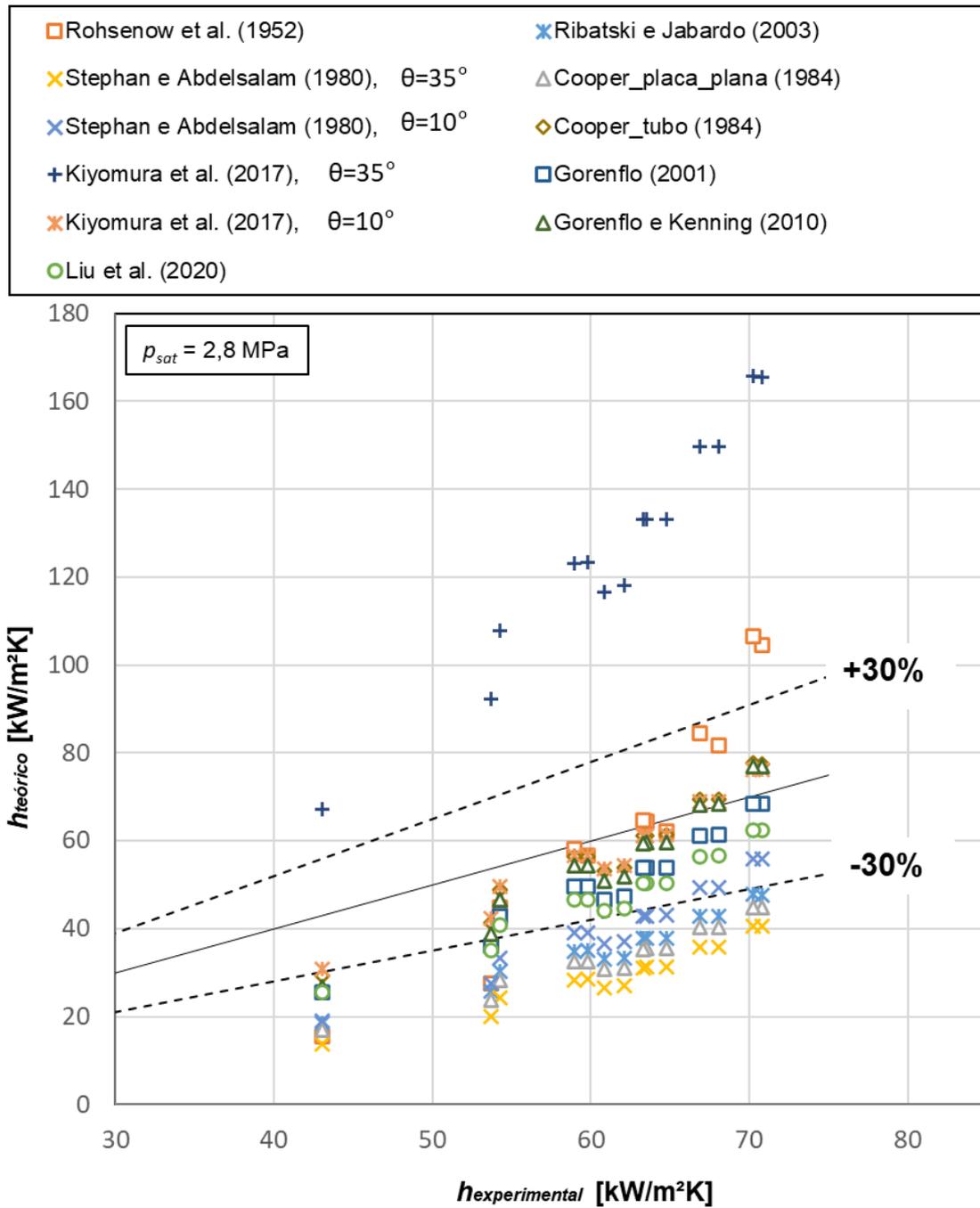
$$|\bar{\varepsilon}| = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{|h_{\text{correlação}} - h_{\text{experimental}}|}{h_{\text{experimental}}} \quad (36)$$

Figura 30 – Variação dos coeficientes de transferência de calor experimentais sem confinamento e os previstos por oito correlações com o fluxo de calor



Fonte: elaborado pelo autor

Figura 31 – Comparação entre os valores dos coeficientes de transferência de calor previstos pelas correlações e aqueles obtidos experimentalmente nos testes sem confinamento



Fonte: elaborado pelo autor

Tabela 8 – Resumo das métricas das comparações das correlações para o valor do coeficiente de transferência de calor com os resultados do teste sem confinamento

Correlação	$\bar{\varepsilon}$ [%]	$ \bar{\varepsilon} $ [%]	$\sigma_{ \bar{\varepsilon} }$ [%]	$\lambda_{30\%}$ [%]
Rohsenow <i>et al.</i> (1952)	-3,07	24,44	21,26	71
Cooper_placa_plana (1984)	-45,76	45,76	6,78	0
Cooper_tubo (1984)	-6,30	10,01	8,48	93
Ribatski e Jabardo (2003)	-41,93	41,93	6,92	0
Stephan e Abdelsalam (1980), $\theta = 35^\circ$	-52,52	52,52	7,11	0
Stephan e Abdelsalam (1980), $\theta = 10^\circ$	-34,64	34,64	9,79	29
Kiyomura <i>et al.</i> (2017), $\theta = 35^\circ$	104,49	104,49	22,11	0
Kiyomura <i>et al.</i> (2017), $\theta = 10^\circ$	-5,95	8,83	7,58	100
Liu <i>et al.</i> (2020)	-22,66	22,66	8,19	86
Gorenflo (2001)	-17,54	17,54	10,46	86
Gorenflo e Kenning (2010)	-9,23	12,17	12,17	93

Fonte: elaborado pelo autor

O coeficiente de transferência de calor experimental foi subestimado em quase todas as correlações, como mostra a coluna de erro relativo médio da Tabela 8. As correlações não desenvolvidas para o CO₂, como a de Ribatski e Jabardo (2003), Cooper (1984) e Stephan e Abdelsalam (1980), apresentaram os valores mais baixos de erro relativo médio, o que pode ser explicado pois as correlações, apesar de levarem em consideração a pressão reduzida, não preveem que a pressão costuma ser muito mais alta do que para os outros fluidos refrigerantes, o que resulta em massa específica de vapor mais alta, tensões superficiais mais baixas, alta viscosidades de vapor e baixa viscosidade do líquido. Nas correlações que baseiam-se em grupos ou números adimensionais essas diferenças nas propriedades do fluido se tornam ainda mais relevantes pois os valores

determinados como coeficientes para cada grupo adimensional das correlações não costumam levar em conta essas diferenças e por isso costumam subestimar o valor do coeficiente de transferência de calor do CO₂ (Cheng *et al.*, 2006).

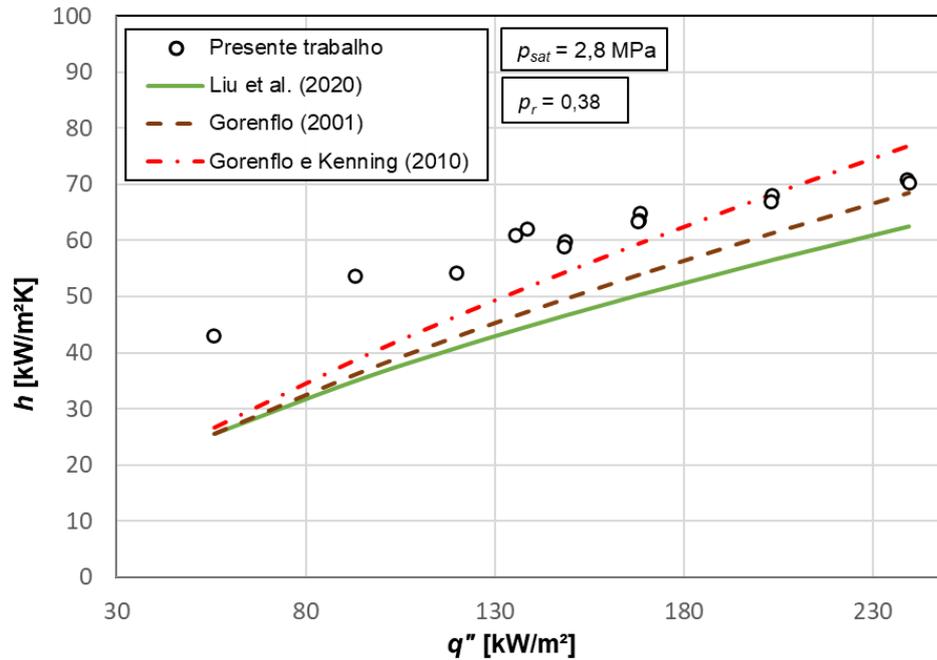
Apesar de o erro relativo médio absoluto mostrar melhor quão próximos estão os resultados, o erro relativo médio pode dar uma ideia inicial se a correlação está subestimando ou superestimando o valor do coeficiente de transferência de calor. A correlação Kiyomura *et al.* (2017) para um ângulo de contato de 35° foi a única correlação que superestimou os valores do coeficiente de transferência de calor, mas esse valor de ângulo de contato está fora da faixa para a qual a correlação foi desenvolvida. A mesma correlação de Kiyomura *et al.* (2017), com um ângulo de contato de 10°, foi a que obteve o melhor resultado entre todas as correlações comparadas.

Como pode-se ver na Figura 30, a maioria das correlações apresenta uma curva de tendência parecida com a dos pontos experimentais, com exceção da curva da correlação de Rohsenow *et al.* (1952). A curva de Rohsenow apresenta um erro relativo médio de apenas -3% e um erro relativo médio absoluto de 24%, o que apesar de ser um erro considerado aceitável, de menos de 30%, e de 71% dos pontos estarem dentro da faixa de $\pm 30\%$, esse erro poderia ser maior se fossem testados fluxos de calor maiores. Mas apesar disso, o valor de C_{sf} de 0,011 obtido através de uma análise de regressão com um método de mínimos quadrados implementado no Python pode servir como base para testes futuros, pois na literatura não foi encontrado nenhum valor de C_{sf} para o cobre com o CO₂.

As correlações de Gorenflo (2001), Gorenflo e Kenning (2010) e Liu *et al.* (2020) apresentam baixos erros relativos médios absolutos e alta porcentagem de pontos dentro da faixa de $\pm 30\%$. Isso era esperado pois foram correlações desenvolvidas para o CO₂ em tubos de cobre, mesmo que na horizontal, levando em consideração a alta pressão reduzida deste trabalho. O trabalho de Liu *et al.* (2020) considerou fluxos de calor de 10 até 50 kW/m², diferentes dos fluxos de calor deste trabalho que foram de 55 até 240 kW/m². Nos trabalhos de Gorenflo (2001) e Gorenflo e Kenning (2010) o fluxo de calor estudado foi de até 100 kW/m².

Na Figura 32 é apresentada a comparação do coeficiente de transferência de calor obtido experimentalmente sem confinamento com os valores previstos por três correlações desenvolvidas para o CO₂ e tubos de cobre na horizontal.

Figura 32 – Comparação do coeficiente de transferência de calor obtido experimentalmente sem confinamento com os valores previstos por três correlações desenvolvidas para o CO₂ e tubos de cobre na horizontal



Fonte: elaborado pelo autor

A correlação de Liu *et al.* (2020) apresenta um erro relativo médio absoluto de 23% com 86% dos pontos dentro da faixa de $\pm 30\%$, o que apesar de ser bom, foi a pior das correlações desenvolvidas para o CO₂. Isso pode ser explicado devido ao fato de a correlação de Liu *et al.* (2020) levar em consideração apenas o fluxo de calor e a pressão reduzida e não considerar a rugosidade e o material. Já a correlação de Gorenflo (2001) e de Gorenflo e Kenning (2010) consideram o efeito da rugosidade da superfície.

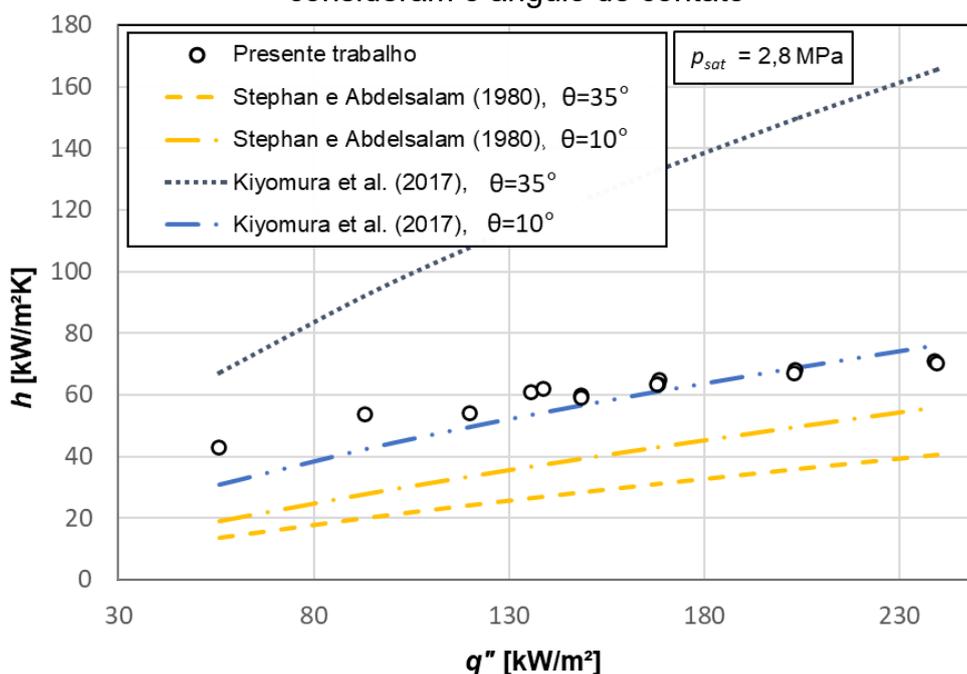
A correlação de Gorenflo (2001) apresentou um erro relativo médio absoluto menor que 18%, com 86% dos pontos dentro da faixa de $\pm 30\%$, enquanto a correlação de Gorenflo e Kenning (2010) apresentou um erro relativo médio absoluto de 12% com 93% dos pontos dentro da faixa de $\pm 30\%$. Isso nos mostra que as modificações feitas em 2010, quando os autores tiveram acesso a mais dados experimentais de outros autores, permitiu uma diminuição do erro relativo médio absoluto de mais de 5%, quando a comparação dos coeficientes de transferência de calor previstos é feita com os dados do presente estudo.

A curva de Kiyomura *et al.* (2017) com um ângulo de contato de 35° superestimou os valores do coeficiente de transferência de calor com um erro

relativo médio absoluto de mais de 100%. Na correlação de Kiyomura *et al.* (2017) leva-se em conta o confinamento e o ângulo de contato do CO₂ líquido com a superfície de cobre e para o teste sem confinamento foi utilizado um valor de 100 mm na correlação. Não foi possível medir o ângulo de contato neste estudo e, no melhor conhecimento do autor, não foi encontrado nenhum estudo na literatura que apresentasse um valor para o ângulo de contato do CO₂ com o cobre. Utilizou-se o valor de ângulo de contato de 35° pois esse foi o valor apresentado por Stephan e Abdelsalam (1980) na sua correlação para fluidos refrigerantes, porém, sabe-se que fluorcarbonos e fluidos refrigerantes são considerados altamente molhantes (Souza, 2014). Além disso Kiyomura *et al.* (2017) falam que o intervalo do ângulo de contato considerado na correlação foi para $\theta < 10^\circ$ e $75^\circ < \theta < 95^\circ$ para um fluido molhante e para um fluido não molhante, respectivamente. Assim foi utilizado também o ângulo de contato de 10° para as duas correlações que levavam em consideração o ângulo de contato.

Para melhor avaliar o efeito do ângulo de contato nas correlações, na Figura 33 é feita a comparação do coeficiente de transferência de calor obtido experimentalmente sem confinamento com os previstos pelas correlações que consideram o ângulo de contato.

Figura 33 – Comparação do coeficiente de transferência de calor obtido experimentalmente sem confinamento com os previstos pelas correlações que consideram o ângulo de contato

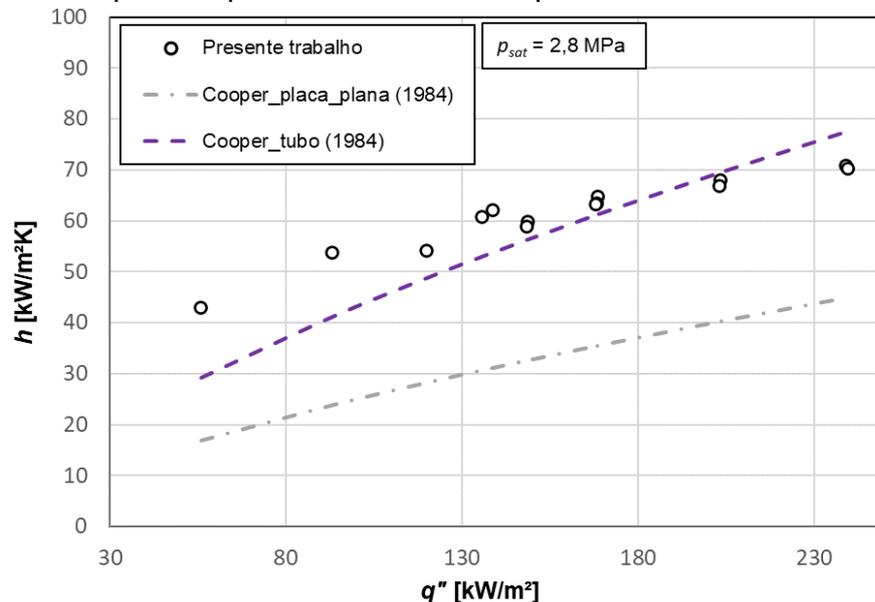


Fonte: elaborado pelo autor

Como foi visto na Figura 33 e na Tabela 8, o erro relativo médio absoluto da correlação de Stephan e Abdelsalam (1980) foi de 52%, com o ângulo de 35° , e de 34%, com o ângulo de contato de 10° . Já a correlação de Kiyomura *et al.* (2017) com um ângulo de contato de 10° apresenta um erro relativo médio absoluto menor que 9%, com 100% dos pontos dentro da faixa de $\pm 30\%$, o que a torna a melhor correlação dentro das comparadas nesse trabalho. Isso nos mostra a importância de se buscar um ângulo de contato real entre o CO_2 e a superfície.

A correlação de Cooper (1984) para uma placa plana na horizontal apresentou um erro relativo médio absoluto de 46%, enquanto a correlação de Cooper (1984) para um tubo na horizontal apresentou um erro relativo médio absoluto de 10% e com 83% dos pontos dentro da faixa de $\pm 30\%$. Na Figura 34 é feita a comparação do coeficiente de transferência de calor obtido experimentalmente sem confinamento com as correlações de Cooper (1984) para uma superfície plana na horizontal e para um tubo na horizontal.

Figura 34 – Comparação do coeficiente de transferência de calor obtido experimentalmente sem confinamento com as correlações de Cooper (1984) para uma superfície plana na horizontal e para um tubo na horizontal



Fonte: elaborado pelo autor

Como pode ser visto na Figura 34, a correlação de Cooper_placa_plana (1984) subestimou bastante o valor do coeficiente de transferência de calor obtido, enquanto a correlação de Cooper_tubo (1984) apresentou um erro relativo médio

absoluto pequeno. Isso pode mostrar que existe um efeito da coalescência de bolhas na superfície vertical acontecendo. Em um tubo, assim como em uma superfície vertical, as bolhas que se formam na parte de baixo da superfície tendem a subir, coalescer e arrastar as bolhas que estão se formando na parte de cima, acelerando o desprendimento da bolha e aumentando o coeficiente de transferência de calor, embora esse processo também dependa do valor do fluxo de calor.

A correlação de Ribatski e Jabardo (2003) apresentou um erro relativo médio absoluto de 42%, subestimando o valor do coeficiente de transferência de calor. Apesar disso a curva seguiu tendência parecida com a dos pontos experimentais.

4.3 COMPARAÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR COM A CORRELAÇÃO DE KIYOMURA *ET AL.* PARA A EBULIÇÃO NUCLEADA NOS CASOS COM CONFINAMENTO

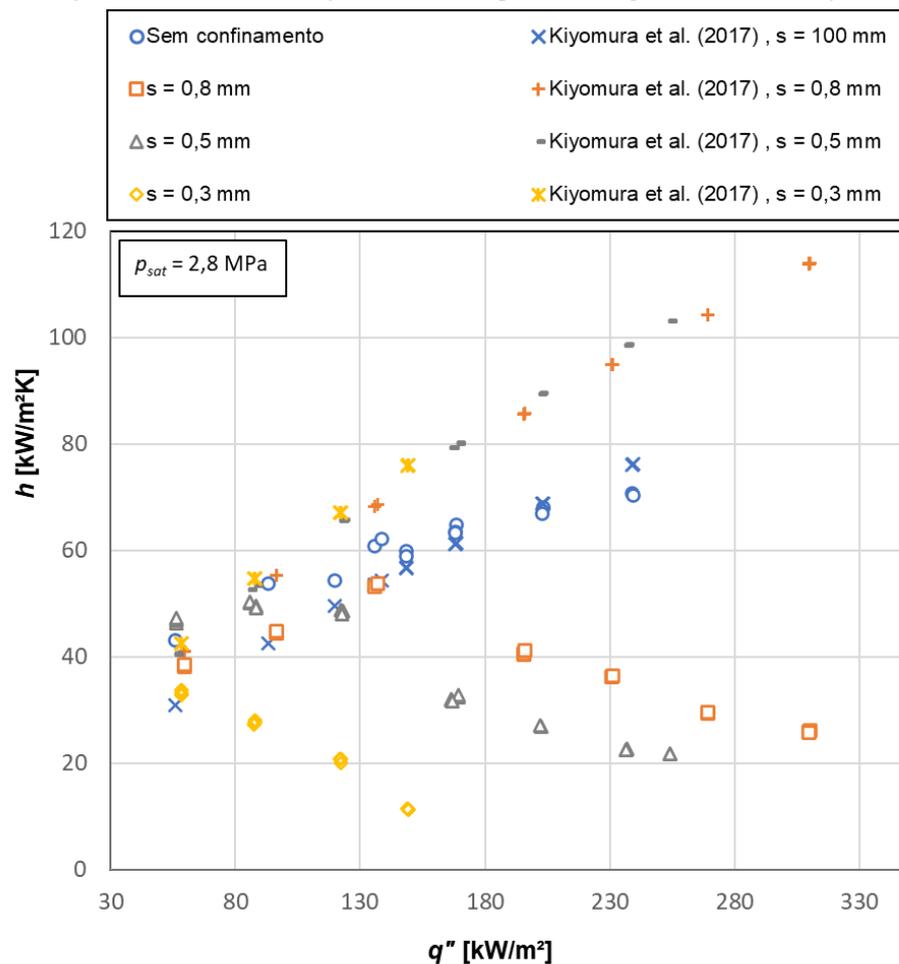
As correlações para ebulição nucleada sem confinamento não conseguem prever com precisão o coeficiente de transferência de calor, pois, em geral, foram baseadas em resultados experimentais para a ebulição nucleada não confinada e, por isso, não consideram o efeito de confinamento. Assim, os testes com confinamento, são comparados apenas com a correlação de Kiyomura *et al.* (2017) que leva em consideração o confinamento ao introduzir o número adimensional de Bond na sua equação. Conforme discutido na seção 4.2, ao analisar a correlação de Kiyomura *et al.* (2017) sem confinamento, observou-se que a mesma leva em consideração o ângulo de contato para o par cobre e CO₂. No entanto, foi constatado que o ângulo de contato de 35° resultou em um erro significativo. Além disso, ficava fora da faixa de aplicação da correlação de Kiyomura *et al.* (2017). Portanto, para essa comparação das correlações, optou-se por adotar um ângulo de contato de 10° para todas as curvas.

A Figura 35 apresenta a comparação do coeficiente de transferência de calor obtido experimentalmente para os testes sem confinamento e com confinamento e aqueles calculados pela correlação de Kiyomura *et al.* (2017).

Como se pode observar na Figura 35, a correlação para o caso sem confinamento se adequa bem aos resultados encontrados, mas a correlação quando aplicada para os casos com confinamento apresentam uma tendência diferente da apresentada pelos resultados experimentais e superestimam os valores do

coeficiente de transferência de calor para todos os pontos. A correlação parece considerar a tendência prevista na literatura de que o coeficiente de transferência de calor tende a aumentar com o aumento do confinamento (menor valor de s), mas o que acontece é que a correlação de Kiyomura *et al.* (2017) foi desenvolvida baseada em dados experimentais de ebulição do n-Pentano, FC-72, FC-87 e água deionizada e para baixos e moderados fluxos de calor, assim a correlação não conseguiu prever a secagem antecipada da superfície para os fluxos de calor aqui trabalhados. Assim, enquanto a correlação esperava um crescimento no valor do coeficiente de transferência de calor, com o aumento do fluxo de calor, o que aconteceu foi uma queda no coeficiente de transferência de calor. Essa queda é acentuada com o aumento do confinamento, onde a secagem parcial da superfície acontece cada vez mais rapidamente.

Figura 35 – Comparação do coeficiente de transferência de calor obtido experimentalmente para os testes sem confinamento e com confinamento e aqueles calculados pela correlação de Kiyomura *et al.* (2017)



Fonte: elaborado pelo autor

5 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

5.1 CONCLUSÕES

A maioria dos estudos recentes na área de ebulição do CO₂ tem se concentrado na ebulição convectiva. Há poucos estudos sobre a ebulição em piscina do CO₂ e os poucos existentes são para tubos horizontais, faltando dados na literatura sobre ebulição nucleada do CO₂ em uma superfície vertical. Não foi encontrado nenhum estudo de ebulição nucleada com confinamento do CO₂ encontrado na literatura disponível.

No presente estudo foram apresentados os resultados experimentais para o coeficiente de transferência de calor por ebulição no regime de ebulição nucleada do dióxido de carbono em uma superfície de cobre vertical sob diferentes níveis de confinamento.

Os testes de ebulição com uma superfície de cobre vertical, com rugosidade de $R_a = 0,244 \mu\text{m}$, foram realizados na condição de saturação a pressão de 2,8 MPa, com os fluxos de calor na faixa de 56 kW/m² a 309 kW/m², sem confinamento e com confinamento de 0,8, 0,5 e 0,3 mm, que correspondem a números de Bond de 0,97, 0,61 e 0,36, respectivamente. Para contextualizar melhor a região do regime de ebulição estudada nesta dissertação, o valor máximo de fluxo de calor equivale a aproximadamente 40% do fluxo de calor crítico previsto pela correlação de Zuber para a ebulição em piscina do CO₂ sobre uma superfície horizontal sem confinamento, voltada para cima.

As principais conclusões desta pesquisa são resumidas a seguir:

- Em termos de desempenho térmico, o uso de CO₂ em espaços confinados é viável apenas para fluxos de calor de até 130 kW/m², para os casos de confinamento de 0,8 e 0,5 mm, e para fluxos de até 56 kW/m² para o confinamento de 0,3 mm. Acima desses valores de fluxos de calor o confinamento apresenta uma degradação da transferência de calor comparado ao caso sem confinamento.
- Até o fluxo de calor de aproximadamente 130 kW/m² o superaquecimento da superfície de cobre para os casos com confinamento de 0,8 e 0,5 mm estavam próximos do caso sem confinamento, com um desvio médio de 15%

no confinamento de 0,8 mm e de 7% no confinamento de 0,5 mm. Com o aumento do fluxo de calor a partir deste valor os superaquecimentos aumentaram bastante, indicando a degradação do processo de transferência de calor, sendo maior para o confinamento de 0,5 do que para o de 0,8 mm. Já para o caso sem confinamento esse aumento do superaquecimento não ocorre ainda, com o coeficiente de transferência de calor continuando sua tendência de crescimento.

- Para os casos com confinamento de 0,5 mm e 0,8 mm o coeficiente de transferência de calor cresce até o fluxo de calor de 130 kW/m², passando a diminuir consideravelmente à medida que aumenta o fluxo de calor, enquanto que no caso sem confinamento o coeficiente de transferência de calor continua crescendo.
- Com a diminuição do número de Bond ocorre uma degradação no coeficiente de transferência de calor de forma cada vez mais acentuada, por causa do desenvolvimento de regiões secas na superfície, que causam um superaquecimento maior da superfície de cobre. O fenômeno de secagem foi bastante evidenciado para o caso com o menor confinamento ($s = 0,3$ mm, e número de Bond de 0,36) já a partir do menor fluxo de calor testado (de 56 kW/m²).
- No teste sem confinamento, através de uma análise de regressão com um método de mínimos quadrados, determinou-se um valor da constante de Rohsenow (C_{sf}) de 0,011 para a combinação de CO₂ e cobre (com rugosidade média aritmética de $R_a = 0,244$ μm). Valor esse não encontrado na literatura disponível.
- Os resultados do coeficiente de transferência de calor para o caso sem confinamento quando comparados aos valores previstos pelas correlações de Gorenflo (2001), Gorenflo e Kenning (2010) e Liu *et al.* (2020), para ebulição do CO₂ sobre a superfície externa de um tubo horizontal, apresentaram baixos erros relativos médios absolutos. Os resultados previstos pela correlação de Gorenflo e Kenning (2010) atualizada forneceu erros até 5% menores que a correlação de Gorenflo (2001), com um erro relativo médio absoluto de 12,17%.

- A correlação de Kiyomura *et al.* (2017) se mostrou bem dependente do ângulo de contato. Para um ângulo de contato de $\theta = 10^\circ$, ângulo de contato esperado para um fluido refrigerante, a correlação se mostrou a melhor correlação testada, com erros relativos médios absolutos de menos de 9%.
- A correlação de Cooper (1984) para um tubo horizontal apresentou um erro relativo médio absoluto de 10,01%, enquanto a correlação de Cooper (1984) para uma superfície plana na horizontal apresentou um erro relativo médio absoluto de 45,76%. É razoável considerar que os mecanismos de transferência de calor em uma superfície vertical, na faixa de fluxos de calor testados, tendem a se aproximar mais para o caso do tubo horizontal do que daqueles para a placa plana horizontal.
- A correlação de Kiyomura *et al.* (2017), que leva em consideração a distância de confinamento, não conseguiu prever a degradação do coeficiente de transferência de calor causado pelo desenvolvimento de regiões secas na superfície de cobre confinada para esses fluxos de calor. Ela é adequada para fluxos de calor baixos e moderados, e prevê um aumento do coeficiente de transferência de calor com o aumento do confinamento.

5.2 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Para aprofundar o entendimento da ebulição nucleada com confinamento do CO₂ recomenda-se:

- Projetar uma seção de testes que permita testar fluxos de calor baixos e moderados, evitando a secagem acelerada da superfície e buscando encontrar coeficientes de transferência de calor melhores com a diminuição da distância de confinamento.
- Estudar o efeito da pressão reduzida testando diferentes pressões de saturação.
- Medir o ângulo de contato do CO₂ líquido com a superfície da seção de testes, a fim de testar a correlação de Kiyomura *et al.* (2017) em espaços confinados.
- Variar o material da seção de teste ou a rugosidade da superfície.

- Projetar uma câmara de ebulição, ou adaptar um boroscópio, que permita a visualização da ebulição nucleada, mesmo em pressões mais altas.
- Estudar o coeficiente de transferência de calor para diferentes orientações de superfície, principalmente para comparar uma superfície horizontal com uma vertical.

REFERÊNCIAS

- AYUB, Zahid H. Recent developments in CO₂ heat transfer. **Heat transfer engineering**, v. 26, n. 6, p. 3-6, 2005.
- BARBOSA, Luis Felipe Chilicaua. **Projeto de um ciclo de refrigeração cascata utilizando CO₂ como refrigerante para atender um supermercado**. 2016. Projeto de Graduação – Universidade Federal do Rio de Janeiro- UFRJ/ Escola Politécnica/ Departamento de Engenharia Mecânica.
- BELMAN-FLORES, J. M. *et al.* General aspects of carbon dioxide as a refrigerant. **Journal of Energy in Southern Africa**, v. 25, n. 2, p. 96-106, 2014.
- BIER, K.; LAMBERT, M. Heat transfer in nucleate boiling of different low boiling substances. **International journal of refrigeration**, v. 13, n. 5, p. 293-300, 1990.
- BONJOUR, Jocelyn; CLAUSSE, Marc; LALLEMAND, Monique. Experimental study of the coalescence phenomenon during nucleate pool boiling. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 20, n. 3-4, p. 180-187, 2000.
- BONJOUR, J.; LALLEMAND, M. Effects of confinement and pressure on critical heat flux during natural convective boiling in vertical channels. **International communications in heat and mass transfer**, v. 24, n. 2, p. 191-200, 1997.
- BONJOUR, J.; LALLEMAND, M. Flow patterns during boiling in a narrow space between two vertical surfaces. **International Journal of Multiphase Flow**, v. 24, n. 6, p. 947-960, 1998.
- BONJOUR, J.; LALLEMAND, M. Two-phase flow structure near a heated vertical wall during nucleate pool boiling. **International journal of multiphase flow**, v. 27, n. 10, p. 1789-1802, 2001.
- CARDOSO, E. M. *et al.* FC72 and FC87 nucleate boiling inside a narrow horizontal space. **Experimental thermal and fluid science**, v. 35, n. 6, p. 1038-1045, 2011.
- CAREY, Van P. **Liquid-vapor phase-change phenomena: an introduction to the thermophysics of vaporization and condensation processes in heat transfer equipment**. Hemisphere, Washington, DC, p. 112-120, 1992.
- CHENG, Lixin *et al.* New flow boiling heat transfer model and flow pattern map for carbon dioxide evaporating inside horizontal tubes. **International journal of heat and mass transfer**, v. 49, n. 21-22, p. 4082-4094, 2006.
- CHENG, Lixin; XIA, Guodong; THOME, John R. Flow boiling heat transfer and two-phase flow phenomena of CO₂ in macro-and micro-channel evaporators: Fundamentals, applications and engineering design. **Applied Thermal Engineering**, v. 195, p. 117070, 2021.

CHUANG, T. J.; CHANG, Y. H.; FERNG, Y. M. Investigating effects of heating orientations on nucleate boiling heat transfer, bubble dynamics, and wall heat flux partition boiling model for pool boiling. **Applied Thermal Engineering**, v. 163, p. 114358, 2019.

CHOWDHURY, SK Roy; WINTERTON, R. H. S. Surface effects in pool boiling. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 28, n. 10, p. 1881-1889, 1985.

COOPER, M. G. Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling—a wide-ranging examination using reduced properties. In: **Advances in heat transfer**. Elsevier, 1984. p. 157-239.

DA SILVA, Alessandro; BANDARRA FILHO, Enio Pedone; ANTUNES, Arthur Heleno Pontes. Comparison of a R744 cascade refrigeration system with R404A and R22 conventional systems for supermarkets. **Applied Thermal Engineering**, v. 41, p. 30-35, 2012.

PEREIRA, Gutenberg da Silva. **Análise de sistemas de refrigeração a CO₂ em supermercados**. 2010. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Pernambuco.

DAI, Baomin *et al.* Evaluation of transcritical CO₂ heat pump system integrated with mechanical subcooling by utilizing energy, exergy and economic methodologies for residential heating. **Energy Conversion and Management**, v. 192, p. 202-220, 2019.

DENG, Xianqiang *et al.* Boiling heat transfer of CO₂/lubricant on structured surfaces using molecular dynamics simulations. **Applied Thermal Engineering**, v. 219, p. 119682, 2023.

DHIR, V. K. Boiling heat transfer. **Annual review of fluid mechanics**, v. 30, n. 1, p. 365-401, 1998.

DOPAZO, J. Alberto *et al.* Theoretical analysis of a CO₂–NH₃ cascade refrigeration system for cooling applications at low temperatures. **Applied thermal engineering**, v. 29, n. 8-9, p. 1577-1583, 2009.

DUCOULOMBIER, Maxime *et al.* Carbon dioxide flow boiling in a single microchannel—Part II: Heat transfer. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 35, n. 4, p. 597-611, 2011.

FUJITA, Yasunobu *et al.* Nucleate boiling heat transfer and critical heat flux in narrow space between rectangular surfaces. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 31, n. 2, p. 229-239, 1988.

GASCHE, José L. Carbon dioxide evaporation in a single microchannel. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, v. 28, p. 69-83, 2006.

GEISLER, Karl JL; BAR-COHEN, Avram. Confinement effects on nucleate boiling and critical heat flux in buoyancy-driven microchannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 52, n. 11-12, p. 2427-2436, 2009.

GORENFLO, Dieter. State of the art in pool boiling heat transfer of new refrigerants. **International journal of refrigeration**, v. 24, n. 1, p. 6-14, 2001.

GORENFLO, Dieter *et al.* Influence of thermophysical properties on pool boiling heat transfer of refrigerants. **International Journal of Refrigeration**, v. 27, n. 5, p. 492-502, 2004.

GORENFLO, Dieter *et al.* Prediction methods for pool boiling heat transfer: A state-of-the-art review. **International journal of refrigeration**, v. 43, p. 203-226, 2014.

GORENFLO, D.; KENNING, D. Pool Boiling. **VDI Heat Atlas**, Second edition, Chapter H2, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, p.755-792, 2010.

GORENFLO, Dieter; KOTTHOFF, Stephan. Review on pool boiling heat transfer of carbon dioxide. **International Journal of Refrigeration**, v. 28, n. 8, p. 1169-1185, 2005.

HELLENSCHMIDT, Desiree *et al.* New insights on boiling carbon dioxide flow in mini- and micro-channels for optimal silicon detector cooling. **Nuclear Instruments and Methods in Physics Research Section A: Accelerators, Spectrometers, Detectors and Associated Equipment**, v. 958, p. 162535, 2020.

HETSRONI, G. *et al.* Natural convection boiling of water and surfactant solutions having negligible environmental impact in vertical confined space. **International journal of multiphase flow**, v. 35, n. 1, p. 20-33, 2009.

HIHARA, Eiji; DANG, Chaobin. Boiling heat transfer of carbon dioxide in horizontal tubes. In: **Heat Transfer Summer Conference**. 2007. p. 843-849.

ISHIBASHI, E.; NISHIKAWA, K. Saturated boiling heat transfer in narrow spaces. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 12, n. 8, p. 863-893, 1969.

JABARDO, J. M. *et al.* Evaluation of the Rohsenow correlation through experimental pool boiling of halocarbon refrigerants on cylindrical surfaces. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, v. 26, p. 218-230, 2004.

JIANG, Linlin *et al.* Characteristics of heat transfer for CO₂ flow boiling at low temperature in mini-channel. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 108, p. 2120-2129, 2017.

Joint Committee For Guides In Metrology. Evaluation of measurement data — guide to the expression of uncertainty in measurement. JCGM, v. 100, n. 2008, p. 1–116, 2008.

JONES, Benjamin J.; MCHALE, John P.; GARIMELLA, Suresh V. The influence of surface roughness on nucleate pool boiling heat transfer. **ASME Journal of Heat and Mass Transfer**. 2009.

KANDLIKAR, Satish G; SHOJI Masahiro; DHIR Vijay K. **Handbook of phase change: boiling and condensation**. Routledge, 2019.

KANG, Myeong-Gie. Effect of surface roughness on pool boiling heat transfer. **International journal of heat and mass transfer**, v. 43, n. 22, p. 4073-4085, 2000.

KANG, Myeong-Gie. Effects of tube inclination on pool boiling heat transfer. **Nuclear Engineering and Design**, v. 220, n. 1, p. 67-81, 2003.

KATTO, Yoshiro; YOKOYA, Sadao; TERAOKA, Kozo. Nucleate and transition boiling in a narrow space between two horizontal, parallel disk-surfaces. **Bulletin of JSME**, v. 20, n. 143, p. 638-643, 1977.

KIM, Hyungdae; KIM, Dong Eok. Effects of surface wettability on pool boiling process: Dynamic and thermal behaviors of dry spots and relevant critical heat flux triggering mechanism. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 180, p. 121762, 2021.

KIM, Man-Hoe; PETTERSEN, Jostein; BULLARD, Clark W. Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems. **Progress in energy and combustion science**, v. 30, n. 2, p. 119-174, 2004.

KIYOMURA, Igor Seicho *et al.* A predictive model for confined and unconfined nucleate boiling heat transfer coefficient. **Applied Thermal Engineering**, v. 127, p. 1274-1284, 2017.

KOTTHOFF, Stephan; GORENFLO, Dieter. Pool boiling heat transfer to hydrocarbons and ammonia: A state-of-the-art review. **International journal of refrigeration**, v. 31, n. 4, p. 573-602, 2008.

KUTATELADZE, S. S. On the transition to film boiling under natural convection. **Kotloturbostroenie**, v. 3, p. 10, 1948.

LIANG, Gangtao; MUDAWAR, Issam. Pool boiling critical heat flux (CHF)–Part 1: Review of mechanisms, models, and correlations. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 117, p. 1352-1367, 2018.

LIANG, Gangtao; MUDAWAR, Issam. Review of pool boiling enhancement by surface modification. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 128, p. 892-933, 2019.

LIAO, S. M.; ZHAO, T. S. An experimental investigation of convection heat transfer to supercritical carbon dioxide in miniature tubes. **International journal of heat and mass transfer**, v. 45, n. 25, p. 5025-5034, 2002.

LIN, Lingnan; KEDZIERSKI, Mark A. Review of low-GWP refrigerant pool boiling heat transfer on enhanced surfaces. **International journal of heat and mass transfer**, v. 131, p. 1279-1303, 2019.

LIU, Shengchun; DONG, Ziteng; ZHANG, Wenkai. Experimental research on CO₂ pool boiling heat transfer outside a single tube. In: **International Conference on Micro/Nanoscale Heat Transfer**. American Society of Mechanical Engineers, 2016. p. V001T04A009.

LIU, Shengchun *et al.* A new correlation for carbon dioxide boiling heat transfer coefficient outside evaporating tubes. **Journal of Cleaner Production**, v. 276, p. 123050, 2020.

LOEBL, S.; KRAUS, W. E.; QUACK, H. Pool boiling heat transfer of carbon dioxide on a horizontal tube. **International journal of refrigeration**, v. 28, n. 8, p. 1196-1204, 2005.

LORENTZEN, Gustav. Revival of carbon dioxide as a refrigerant. **International journal of refrigeration**, v. 17, n. 5, p. 292-301, 1994.

MEI, Yong *et al.* Effects of surface orientation and heater material on heat transfer coefficient and critical heat flux of nucleate boiling. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 121, p. 632-640, 2018.

MISALE, M.; GUGLIELMINI, G.; PRIARONE, A. Nucleate boiling and critical heat flux of HFE-7100 in horizontal narrow spaces. **Experimental thermal and fluid science**, v. 35, n. 5, p. 772-779, 2011.

MONTAGNER, Gustavo Portella. Um estudo da aplicação de ciclos transcíticos de CO₂ em sistemas comerciais de refrigeração. 2013.

MOURGUES, Alejandro *et al.* Boiling behaviors and critical heat flux on a horizontal and vertical plate in saturated pool boiling with and without ZnO nanofluid. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 57, n. 2, p. 595-607, 2013.

NISHIKAWA, Kaneyasu *et al.* Effect of surface configuration on nucleate boiling heat transfer. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 27, n. 9, p. 1559-1571, 1984.

NEKSÅ, Petter; WALNUM, Harald Taxt; HAFNER, Armin. CO₂-a refrigerant from the past with prospects of being one of the main refrigerants in the future. In: **9th IIR Gustav Lorentzen conference**. Citeseer, 2010. p. 2-14.

NUKIYAMA, Shiro. The maximum and minimum values of the heat Q transmitted from metal to boiling water under atmospheric pressure. **Journal Japan Society of mechanical Engineers**, vol.37 p. 367-374, 1934. (Traduzido em **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 9, n. 12, p. 1419-1433, 1966.)

- PARAHOVNIK, Anatoly; PELES, Yoav. High pressure saturated flow boiling of CO₂ at the micro scale. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 186, p. 122449, 2022.
- PARK, C. Y.; HRNJAK, P. S. CO₂ and R410A flow boiling heat transfer, pressure drop, and flow pattern at low temperatures in a horizontal smooth tube. **International Journal of Refrigeration**, v. 30, n. 1, p. 166-178, 2007.
- PASSOS, J. C.; REINALDO, R. F. Analysis of pool boiling within smooth and grooved tubes. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 22, n. 1-2, p. 35-44, 2000.
- PASSOS, J. C. *et al.* Confined boiling of FC72 and FC87 on a downward facing heating copper disk. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v. 25, n. 2, p. 313-319, 2004.
- PIORO, I. L.; ROHSENOW, W.; DOERFFER, S. S. Nucleate pool-boiling heat transfer. I: review of parametric effects of boiling surface. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 47, n. 23, p. 5033-5044, 2004.
- PIORO, I. L. Experimental evaluation of constants for the Rohsenow pool boiling correlation. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 42, n. 11, p. 2003-2013, 1999.
- PRIARONE, A. Effect of surface orientation on nucleate boiling and critical heat flux of dielectric fluids. **International journal of thermal sciences**, v. 44, n. 9, p. 822-831, 2005.
- RAINHO NETO, A; OLIVEIRA, J. L. G.; PASSOS, J. C. Heat transfer coefficient and critical heat flux during nucleate pool boiling of water in the presence of nanoparticles of alumina, maghemite and CNTs. **Applied Thermal Engineering**, v. 111, p. 1493-1506, 2017.
- RIBATSKI, Gherhardt; JABARDO, José M. Saiz. Experimental study of nucleate boiling of halocarbon refrigerants on cylindrical surfaces. **International journal of heat and mass transfer**, v. 46, n. 23, p. 4439-4451, 2003.
- ROCHA, Sérgio Pereira da. **Ebulição nucleada do R-134a em superfícies lisa e micro-aletada externas de tubos horizontais de cobre**. 2007. Tese de doutorado. Universidade Federal de Santa Catarina.
- ROCHA, Sergio Pereira et al. Nucleate pool boiling of R-134a on plain and micro-finned tubes. **International journal of refrigeration**, v. 36, n. 2, p. 456-464, 2013.
- ROHSENOW, Warren M. *et al.* A method of correlating heat-transfer data for surface boiling of liquids. **Transactions of the American Society of Mechanical Engineers**, v. 74, n. 6, p. 969-975, 1952.
- ROHSENOW, Warren M. *et al.* **Handbook of heat transfer**. New York: Mcgraw-hill, 1998.

SARODE, Ajinkya; RAJ, Rishi; BHARGAV, Atul. On the role of confinement plate wettability on pool boiling heat transfer. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 156, p. 119723, 2020.

SOUZA, Luís Manoel de Paiva. **Avaliação experimental de um sistema de refrigeração em cascata utilizando o dióxido de carbono como fluido refrigerante**. 2016. Tese de doutorado. Universidade Federal de Uberlândia.

SOUZA, Reinaldo Rodrigues de. **Análise da transferência de calor durante a ebulição nucleada confinada do HFE7100 utilizando superfícies nanoestruturas**. 2014. Tese de doutorado. Universidade Federal de Santa Catarina.

SOUZA, R. R.; PASSOS, Júlio César; CARDOSO, E. M. Confined and unconfined nucleate boiling under terrestrial and microgravity conditions. **Applied thermal engineering**, v. 51, n. 1-2, p. 1290-1296, 2013.

SOUZA, R. R.; PASSOS, J. C.; CARDOSO, E. M. Influence of nanoparticle size and gap size on nucleate boiling using HFE7100. **Experimental thermal and fluid science**, v. 59, p. 195-201, 2014.

SÖYLEMEZ, Engin *et al.* Overview of the development and status of carbon dioxide (R-744) refrigeration systems onboard fishing vessels. **International Journal of Refrigeration**, v. 140, p. 198-212, 2022.

STUTZ, Benoit *et al.* Nucleate and transition boiling in narrow horizontal spaces. **Heat and mass transfer**, v. 45, p. 929-935, 2009.

STEPHAN, K.; ABDELSALAM, M. Heat-transfer correlations for natural convection boiling. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 23, n. 1, p. 73-87, 1980.

TAKATA, Yasuyuki *et al.* Effect of surface wettability on boiling and evaporation. **Energy**, v. 30, n. 2-4, p. 209-220, 2005.

THOME, John R.; EL HAJAL, Jean. Flow boiling heat transfer to carbon dioxide: general prediction method. **international Journal of Refrigeration**, v. 27, n. 3, p. 294-301, 2004.

TONG, Long Sun; TANG Y. S. **Boiling heat transfer and two-phase flow**. Routledge, 2018.

WANG, C. H.; DHIR, V. K. Effect of surface wettability on active nucleation site density during pool boiling of water on a vertical surface. **American Society of Mechanical Engineers, Heat Transfer Division,(Publication) HTD**, v. 115, p. 659-669, 1993.

WEN, D. S.; WANG, B. X. Effects of surface wettability on nucleate pool boiling heat transfer for surfactant solutions. **International Journal of heat and mass transfer**, v. 45, n. 8, p. 1739-1747, 2002.

WESTERN, Luke M. *et al.* Global increase of ozone-depleting chlorofluorocarbons from 2010 to 2020. **Nature Geoscience**, v. 16, n. 4, p. 309-313, 2023.

XU, Wenjie *et al.* Experimental investigation on wettability of refrigerants on laser-ablated surfaces. **Colloids and Surfaces A: Physicochemical and Engineering Aspects**, v. 665, p. 131246, 2023.

YANG, Chien-Yuh; LIU, Chien-Fu. Effect of coating layer thickness for boiling heat transfer on micro porous coated surface in confined and unconfined spaces. **Experimental thermal and fluid science**, v. 47, p. 40-47, 2013.

YAO, Shi-Chune; CHANG, Yung. Pool boiling heat transfer in a confined space. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 26, n. 6, p. 841-848, 1983.

YOON, Seok Ho *et al.* Characteristics of evaporative heat transfer and pressure drop of carbon dioxide and correlation development. **International Journal of Refrigeration**, v. 27, n. 2, p. 111-119, 2004.

YUN, Rin *et al.* Boiling heat transfer and dryout phenomenon of CO₂ in a horizontal smooth tube. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 46, n. 13, p. 2353-2361, 2003.

YUN, Rin; KIM, Yongchan; KIM, Min Soo. Flow boiling heat transfer of carbon dioxide in horizontal mini tubes. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v. 26, n. 5, p. 801-809, 2005.

ZHAO, Yaohua; TSURUTA, Takaharu; JI, Chaoyue. Experimental study of nucleate boiling heat transfer enhancement in a confined space. **Experimental thermal and fluid science**, v. 28, n. 1, p. 9-16, 2003.

ZUBER, Novak. **Hydrodynamic aspects of boiling heat transfer**. United States Atomic Energy Commission, Technical Information Service, 1959.

APÊNDICE A – INCERTEZA EXPERIMENTAL

Neste apêndice são apresentados os procedimentos de cálculo e os resultados da incerteza experimental calculados de acordo com o *Joint Committee for Guides in Metrology* (2008) para os seguintes parâmetros: fluxo de calor (q''), coeficiente de transferência de calor (h), temperaturas medidas pelos termopares (T), pressão (p), área da seção de testes (A_t). Também são mostrados os procedimentos para o cálculo das incertezas nas diferenças de temperatura, na temperatura de saturação, nas médias e na temperatura de parede (T_p). Por fim, estão disponíveis as tabelas contendo todas as incertezas do fluxo de calor e do coeficiente de transferência de calor para todos os testes realizados e apresentados neste trabalho.

Incertezas na potência fornecida

Assumiu-se como incerteza a menor divisão de escala dos mostradores de corrente e de tensão da fonte utilizada, da marca *Agilent Technologies*, modelo N5769A 1500 W de até 100 V e 15 A. A fonte mostra a corrente em até duas casas decimais e a tensão em até uma casa decimal.

Na medição do erro da potência fornecida foi considerado uma distribuição retangular, assim a incerteza da potência fornecida é calculada de acordo com a Equação (37).

$$\delta P = U i \sqrt{\left(\frac{\delta U}{\frac{2\sqrt{3}}{U}}\right)^2 + \left(\frac{\delta i}{\frac{2\sqrt{3}}{i}}\right)^2} \quad (37)$$

Onde U e i são, respectivamente, o valor da tensão elétrica e o valor da corrente elétrica.

Incertezas na área da seção transversal do bloco

A área transversal foi medida com um paquímetro da marca *Starfer*, com medição de até 150 mm e com resolução de 0,02 mm. Por se tratar de uma seção retangular, a área transversal pode ser calculada como na Equação (38).

$$A_t = L H \quad (38)$$

Onde L é a largura da seção transversal e H a altura. Assim, a incerteza da área transversal pode ser calculada como sendo a raiz da soma dos quadrados da incerteza de cada medida, como mostrado na Equação (39).

$$\delta A_t = L H \sqrt{\left(\frac{\delta L}{L}\right)^2 + \left(\frac{\delta H}{H}\right)^2} \quad (39)$$

Incertezas dos termopares

A calibração dos termopares do tipo E, com fios de cromel e constantan, foi feita em um banho térmico com água destilada e temperatura controlada. Como medida padrão foi utilizado um PT-100 de calibração e erros conhecidos. Os 10 termopares foram posicionados o mais próximo possível da ponta do PT-100 e dentro de um becker de vidro, no interior do banho térmico. Com isso, assegura-se no PT-100 e nos termopares uma temperatura homogênea e menos suscetível aos movimentos da água causados pela bomba do banho. A temperatura no banho térmico variou de $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ até $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ para obter a curva de calibração dos nove termopares utilizados. Outro termopar foi colocado em uma garrafa térmica, por ser um recipiente isolado, com água e gelo, tendo uma temperatura controlada de $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, que serviu como referência para as medições. Fez-se uma junta térmica para retirar o efeito de aquecimento desigual ao longo da placa do sistema de aquisição. Todos os conectores dos termopares ficaram dentro da junta térmica e isolados, com o auxílio de uma manta isolante, garantindo-se assim uma mesma temperatura nas juntas. Da junta térmica até a placa do sistema de aquisição os fios eram apenas de cobre, apenas transmitindo o sinal. Assim a diferença de temperatura se dava entre a junta térmica e a outra ponta dos termopares.

Em todas as etapas do procedimento, verificou-se se a temperatura do banho estava estabilizada. Isso foi feito ao monitorar as medições em tempo real do PT-100 e dos termopares, com um intervalo mínimo de 30 minutos em cada etapa. A temperatura do banho térmico foi alterada em incrementos de $10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Para o tratamento de dados pegou-se os últimos 60 pontos medidos pra cada faixa de temperatura, numa frequência de 0,2 Hz (uma aquisição a cada 5 s),

assim garantindo um número de *student* de 2. Dessas medidas foram feitas uma subtração (em mV) dos valores medidos pelo termopar de referência dentro da garrafa térmica e comparados com os valores de referência do PT-100.

Com base nesses valores foi traçada para cada termopar uma curva de calibração de grau 3, como mostrado através da Equação na Equação (28) vista na seção 3.4.

Onde *a*, *b*, *c* e *d* são constantes da curva e *x* é o valor do termopar, em mV, já subtraída o valor da referência. Na Tabela 9 são apresentados os coeficientes de calibração para cada termopar utilizado na seção de testes.

Tabela 9 – Coeficientes de calibração dos termopares

Termopar	Coeficientes			
	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>
T ₁₁	10025848	-270355	17203,41	-0,17868
T ₁₂	9972074	-272791	17206,26	-0,13864
T ₁₃	6785978	-266878	17340,19	-0,34919
T ₂₁	7110458	-265102	17229,88	-0,14015
T ₂₂	12412737	-279691	17199,47	-0,09961
T ₂₃	10718743	-277093	17223,53	-0,14346
T ₃₁	11147585	-276529	17214,88	-0,10278
T ₃₂	10477570	-276497	17223,28	-0,11666
T ₃₃	13011231	-282241	17206,24	-0,07114

Fonte: elaborado pelo autor

A partir dessa curva, foi possível determinar um erro sistemático e um erro aleatório. O valor de incerteza para cada termopar foi calculado como o valor máximo entre a incerteza somada ao erro sistemático ou a incerteza subtraída do

erro sistemático. Dessa forma, de maneira conservadora, foi obtido um valor de incerteza para cada termopar em toda a faixa de temperatura calibrada.

Incertezas das temperaturas medidas

A incerteza da medida de temperatura leva em conta a incerteza da temperatura relacionada a calibração dos termopares ($\delta_{calibração}$) e a incerteza relacionada ao desvio padrão das medidas em mV (δT_{mv}). A incerteza relacionada ao desvio padrão das medidas é calculada pela Equação (40).

$$\delta T_{mv} = \sqrt{\left(\frac{\partial T}{\partial U} \sigma\right)^2} \quad (40)$$

Sendo que a derivada da Temperatura em relação ao valor em mV é dada a partir da Equação (28), mostrada na Equação (41), e σ é o desvio padrão das 60 medidas em mV.

$$\frac{\partial T}{\partial U} = 3ax^2 + 2bx + c \quad (41)$$

Onde a , b e c são as constantes da curva de calibração e se encontram na Tabela 9 do Apêndice A. Assim, a incerteza da temperatura é dada pela Equação (42).

$$\delta T = \sqrt{\delta_{calibração}^2 + \delta T_{mv}^2} \quad (42)$$

Incertezas na diferença de temperatura

A incerteza na diferença de duas temperaturas é dada pela Equação (43).

$$\delta \Delta T = \sqrt{\delta T_x^2 - \delta T_y^2} \quad (43)$$

No caso da diferença da temperatura de parede e a temperatura de saturação, fica como mostrado na Equação (44).

$$\Delta T = \sqrt{\delta T_p^2 - \delta T_{sat}^2} \quad (44)$$

Incertezas no cálculo do fluxo de calor

O fluxo de calor é dado segundo a Equação (29) vista na seção 3.4. A incerteza do fluxo de calor é dada derivando a Equação (29) em relação a cada um dos termos, elevando cada termo ao quadrado e tirando a raiz da soma dos termos, como mostrado na Equação (45).

$$\delta q'' = \sqrt{\left(\frac{\partial q''}{\partial \Delta T}\right)^2 + \left(\frac{\partial q''}{\partial \Delta x}\right)^2} \quad (45)$$

Assim, a incerteza do fluxo de calor fica como na Equação (46).

$$\delta q'' = \sqrt{\left(\frac{k}{\Delta x} \delta(\Delta T)\right)^2 + \left(\frac{-k\Delta T}{\Delta x^2} \delta(\Delta x)\right)^2} \quad (46)$$

Incertezas na pressão medida

A incerteza da medida de pressão é determinada pela calibração realizada pelo fabricante *Zurich*. A incerteza é de 0,1% da precisão do sinal e de mais 0,25% do fundo de escala, que é de 200 bar. Foi considerada uma distribuição retangular para o transdutor de pressão. Leva-se ainda em consideração o desvio padrão das 60 medidas. Assim a incerteza da medida de pressão é mostrada na Equação (48).

$$\delta p = \sqrt{\left(\frac{0,001}{\frac{p_m}{\sqrt{3}}}\right)^2 + (\sigma)^2 + \left(\frac{0,0025 \cdot 200}{2\sqrt{3}}\right)^2} \quad (47)$$

Incertezas na temperatura de saturação

A temperatura de saturação é uma função da pressão e da massa específica, conforme mostrado na (48). Derivando essa função em relação a pressão, no ponto em que a pressão é a pressão média, tem-se a Equação (49).

$$T_{sat} = f(p, \rho) \quad (48)$$

$$\Delta T = f\left(p + \frac{\Delta p}{2}, \rho\right) - f\left(p - \frac{\Delta p}{2}, \rho\right) \quad (49)$$

Assumindo um Δp de 0,1 bar, para que se possa calcular ΔT como na Equação (49), tem-se a variação da temperatura pela pressão:

$$\frac{\Delta T}{\Delta p} = \frac{0,13}{0,1} = 0,013 \quad (50)$$

E, assim, tem-se a incerteza na temperatura de saturação:

$$\delta T_{sat} = \frac{\Delta T}{\Delta p} \delta p \quad (51)$$

Incertezas nas médias

Quando o mensurando não é variável deve-se usar o desvio padrão da média, considerando o número de medidas. No cálculo do fluxo de calor, onde foi feita uma média das três medidas, devemos calcular a incerteza dessa forma. A incerteza da média de N medidas é calculada como mostrado na Equação (52).

$$\delta Y_{média} = \sqrt{\left(\frac{\delta Y_1}{N}\right)^2 + \left(\frac{\delta Y_2}{N}\right)^2 + (\dots) + \left(\frac{\delta Y_n}{N}\right)^2} \quad (52)$$

Incertezas na temperatura de parede

A temperatura de parede é dada segundo a Equação (30) vista na seção 3.4. A incerteza da temperatura de parede é dada derivando a Equação (30) em relação a cada um dos termos, elevando cada termo ao quadrado e tirando a raiz da soma dos termos, como mostrado como mostrado na Equação (53).

$$\delta T_p = \sqrt{\left(\frac{\partial T_p}{\partial q''}\right)^2 + \left(\frac{\partial T_p}{\partial \Delta x}\right)^2 + \left(\frac{\partial T_p}{\partial T}\right)^2} \quad (53)$$

Assim, a incerteza da temperatura de parede fica como na Equação (54).

$$\delta T_p = \sqrt{\left(\frac{\Delta x}{k} \delta(q'')\right)^2 + \left(\frac{q''}{k} \delta(\Delta x)\right)^2 + (-1\delta(T))^2} \quad (54)$$

Incertezas no cálculo do coeficiente de transferência de calor

O coeficiente de transferência de calor é dado segundo a Equação (2) vista na seção 2.7. A incerteza do coeficiente de transferência de calor é dado derivando a Equação (2) em relação a cada um dos termos, elevando cada termo ao quadrado e tirando a raiz da soma dos termos, como mostrado como mostrado na Equação (55).

$$\delta h = \sqrt{\left(\frac{\partial h}{\partial q''}\right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial \Delta T}\right)^2} \quad (55)$$

Assim, tem-se a incerteza do coeficiente de transferência de calor como na Equação (56).

$$\delta h = \sqrt{\left(\frac{1}{\Delta T} \delta(q'')\right)^2 + \left(\frac{-q''}{\Delta T^2} \delta(\Delta T)\right)^2} \quad (56)$$

Tabelas de incertezas experimentais

Na Tabela 10 são apresentadas as incertezas experimentais para os testes sem confinamento. Na Tabela 11 são apresentadas as incertezas experimentais para os testes com confinamento de $s = 0,8$ mm. Na Tabela 12 são apresentadas as incertezas experimentais para os testes com confinamento de $s = 0,5$ mm. Na Tabela 13 são apresentadas as incertezas experimentais para os testes com confinamento de $s = 0,3$ mm.

Tabela 10 – Incertezas experimentais para os testes sem confinamento

Sem confinamento				
q'' (kW/m ²)	$\delta q''/q''$ (%)	$T_p - T_{sat}$ (K)	h (kW/m ² K)	$\delta h/h$ (%)
55,84	17,92	1,29	43,03	20,64
93,12	10,90	1,73	53,69	13,40
119,83	8,33	2,20	54,23	10,26
135,65	7,39	2,22	60,86	9,50
138,67	7,33	2,23	62,13	9,52
148,59	6,74	2,48	59,79	8,60
148,39	6,74	2,51	58,95	8,55
168,45	5,96	2,60	64,75	7,86
168,23	5,96	2,64	63,51	7,79
167,97	5,95	2,65	63,32	7,77
203,30	4,93	2,98	68,06	6,63
203,03	4,95	3,03	66,87	6,61
238,98	4,19	3,37	70,78	5,75
239,52	4,18	3,40	70,24	5,71

Fonte: elaborado pelo autor

Tabela 11 – Incertezas experimentais para os testes com confinamento de $s = 0,8$ mm

$s = 0,8$ mm				
q'' (kW/m ²)	$\delta q''/q''$ (%)	$T_p - T_{sat}$ (K)	h (kW/m ² K)	$\delta h/h$ (%)
59,43	16,97	1,56	38,06	19,00
59,49	16,83	1,54	38,52	18,90
59,69	16,78	1,55	38,26	18,81
96,32	10,44	2,16	44,41	12,11
96,36	10,37	2,15	44,70	12,06
96,41	10,36	2,16	44,56	12,04
135,96	7,43	2,55	53,14	9,08
137,05	7,37	2,54	53,83	9,04
195,62	5,16	4,84	40,36	5,85
195,70	5,13	4,81	40,66	5,83
195,88	5,23	4,75	41,23	5,96
230,73	4,36	6,37	36,19	4,84
230,98	4,34	6,35	36,35	4,82
269,06	3,74	9,14	29,41	4,01
269,12	3,76	9,10	29,56	4,04
310,02	3,36	11,84	26,16	3,56
309,95	3,31	11,97	25,87	3,50
309,86	3,26	12,02	25,76	3,44

Fonte: elaborado pelo autor

Tabela 12 – Incertezas experimentais para os testes com confinamento de $s = 0,5$ mm
(continua)

$s = 0,5$ mm				
q'' (kW/m ²)	$\delta q''/q''$ (%)	$T_p - T_{sat}$ (K)	h (kW/m ² K)	$\delta h/h$ (%)
56,14	17,74	1,18	47,27	21,03
56,23	17,55	1,21	46,26	20,66
56,42	17,51	1,20	46,95	20,70
85,84	11,44	1,71	50,23	13,78
86,01	11,43	1,71	50,11	13,76
88,09	11,15	1,79	49,18	13,35
88,19	11,15	1,78	49,51	13,37
122,36	8,07	2,50	48,82	9,64
122,62	8,06	2,55	48,01	9,58
122,89	8,01	2,53	48,52	9,54
166,51	5,99	5,18	32,10	6,51
166,62	5,96	5,23	31,84	6,47
166,72	5,93	5,26	31,65	6,43
169,29	5,84	5,21	32,48	6,37
169,32	5,82	5,16	32,81	6,36
202,03	4,92	7,44	27,12	5,23
202,56	4,86	7,51	26,96	5,17

Tabela 12 – Incertezas experimentais para os testes com confinamento de $s = 0,5$ mm
(conclusão)

s = 0,5 mm				
q'' (kW/m ²)	$\delta q''/q''$ (%)	$T_p - T_{sat}$ (K)	h (kW/m ² K)	$\delta h/h$ (%)
236,47	4,23	10,46	22,58	4,42
236,90	4,20	10,46	22,64	4,38
253,93	4,00	11,67	21,75	4,16
254,06	3,95	11,73	21,65	4,11

Fonte: elaborado pelo autor

Tabela 13 – Incertezas experimentais para os testes com confinamento de $s = 0,3$ mm
(continua)

s = 0,3 mm				
q'' (kW/m ²)	$\delta q''/q''$ (%)	$T_p - T_{sat}$ (K)	h (kW/m ² K)	$\delta h/h$ (%)
58,40	16,98	1,72	33,82	18,64
58,54	16,88	1,76	33,13	18,46
58,38	16,90	1,78	32,69	18,44
87,74	11,35	3,14	27,93	12,12
87,90	11,22	3,17	27,69	11,97
87,60	11,25	3,22	27,19	11,97
121,90	8,18	5,86	20,80	8,49
122,05	8,06	5,89	20,70	8,36

Tabela 13 – Incertezas experimentais para os testes com confinamento de $s = 0,3$ mm
(conclusão)

$s = 0,3$ mm				
q'' (kW/m ²)	$\delta q''/q''$ (%)	$T_p - T_{sat}$ (K)	h (kW/m ² K)	$\delta h/h$ (%)
122,07	8,06	6,10	19,99	8,34
148,86	6,76	13,07	11,38	6,83
149,10	6,62	13,33	11,18	6,69
149,14	6,64	13,35	11,17	6,71

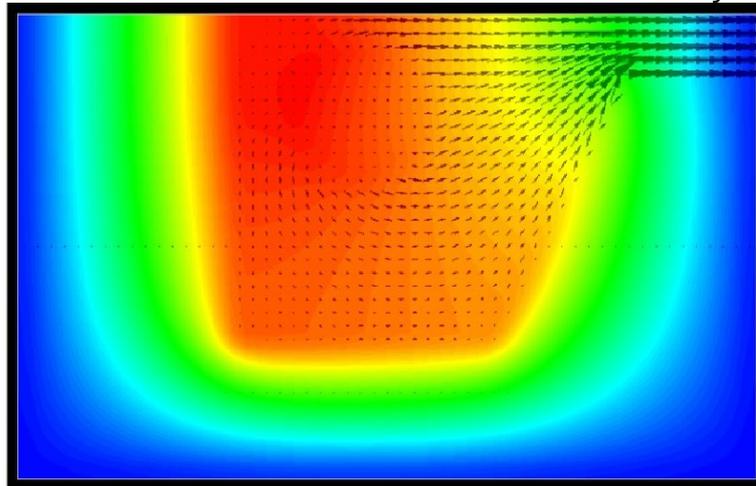
Fonte: elaborado pelo autor

APÊNDICE B – ANÁLISE DO FLUXO DE CALOR NA SEÇÃO DE TESTE

Neste apêndice é descrito como foram feitas as análises do fluxo de calor na seção de teste através das simulações nos softwares Transcal e Ansys.

No software Transcal foi considerado um modelo bidimensional. Foi feita uma seção de teste considerada simétrica, onde no centro da seção foi colocada como isolada, e pra cara 1 mm foi colocado 1 ponto de malha. Na Figura 36 é apresentada a análise bidimensional do fluxo de calor feita no software Transcal. Essa análise indicou que o Teflon seria um bom isolante e que o fluxo se manteria constante na seção transversal final do bloco

Figura 36 – Análise Bidimensional do fluxo de calor na seção de teste



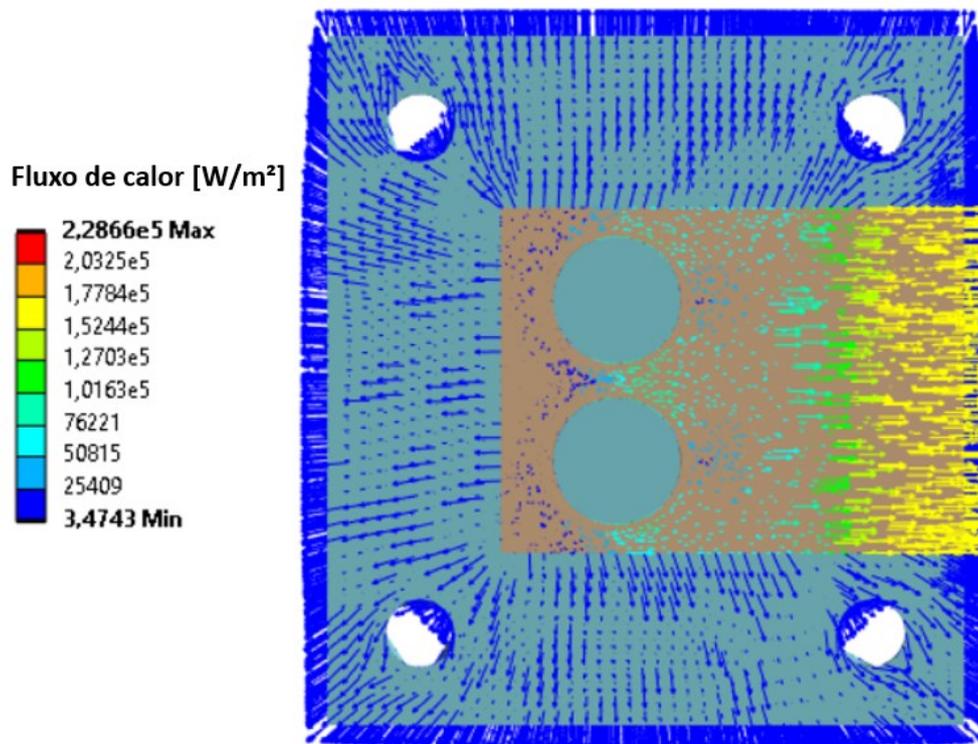
Fonte: elaborado pelo autor

Em seguida, realizou-se uma análise tridimensional no software *Ansys*. Para essa análise foi utilizado um modelo da seção de teste feito no software *Solidworks*. Foram utilizados os valores de condutividade térmica do teflon, de $0,25 \text{ W m}^{-1} \text{ C}^{-1}$, e do cobre, de $400 \text{ W m}^{-1} \text{ C}^{-1}$, de acordo com a literatura. Foi considerada valores de convecção calculados pelas correlações disponíveis em Rohsenow (1998) para superfícies planas verticais (laterais do bloco de teflon), horizontal com aquecimento em baixo (parte superior do bloco) e horizontal com aquecimento em cima (parte inferior do bloco). As simulações foram feitas no regime de *Steady-State Thermal* com 79055 nós e 45762 elementos, valores máximos que a versão de estudante do software *Ansys* permitiu. A potência variou de 15 W em cada resistência elétrica até 40 W e o coeficiente de transferência de calor na superfície de cobre com o

ambiente (CO_2 na temperatura de $-8,03\text{ }^\circ\text{C}$) variou de $43\text{ kW/m}^2\text{K}$ até $70\text{ kW/m}^2\text{K}$. Como critério de convergência foi utilizado uma convergência de fluxo de 1×10^{-4} com uma tolerância de $0,1\text{ W/m}^2$.

Na Figura 37 é mostrada uma vista em corte da análise tridimensional do fluxo de calor na seção de teste feita no *Ansys*, com 25 W de potência em cada resistência e $60\text{ kW/m}^2\text{K}$ no coeficiente de transferência de calor do cobre com o CO_2 .

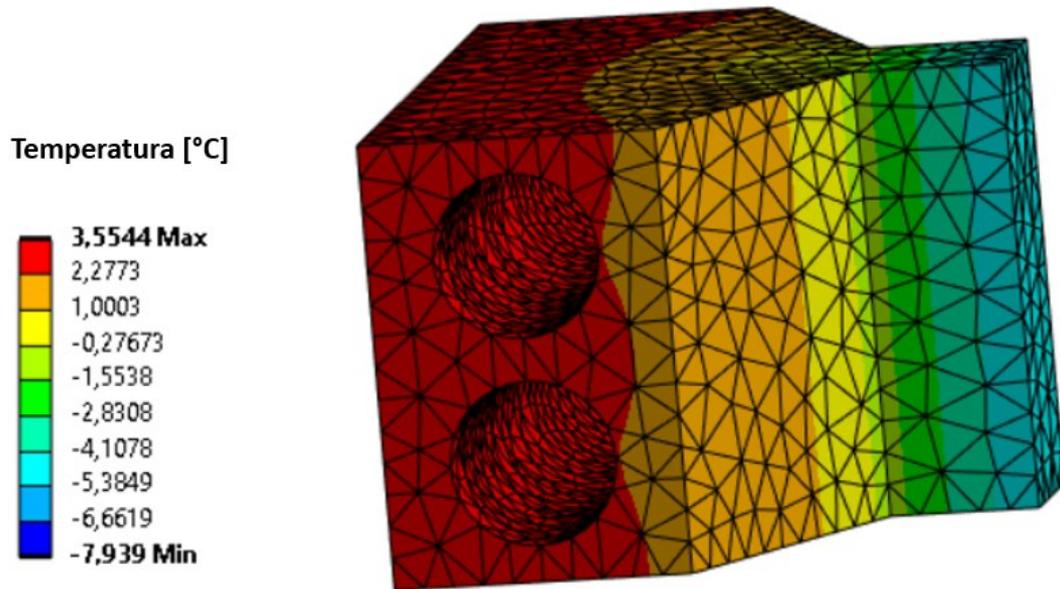
Figura 37 – Vista em corte da análise tridimensional do fluxo de calor na seção de teste



Fonte: elaborado pelo autor

Na Figura 38 é mostrada uma análise da temperatura ao longo do bloco de cobre, feita no *Ansys*, com 25 W de potência em cada resistência e $60\text{ kW/m}^2\text{K}$ no coeficiente de transferência de calor do cobre com o CO_2 .

Figura 38 – Análise da uniformidade das temperaturas no bloco de cobre



Fonte: elaborado pelo autor

Baseados nessa análise tridimensional, feita no *Ansys*, que se concluiu que o fluxo de calor através do Teflon é baixo e que o fluxo de calor na seção transversal do bloco de cobre, onde estão posicionados os termopares, é constante. Assim, foi considerado o fluxo de calor real como sendo o fluxo de calor calculado através das medições de temperatura dos termopares e da Lei de Fourier, em vez de assumir que todo o fluxo de calor fornecido pelas resistências estaria indo pelo cobre. Também baseado nessa análise que se verificou a uniformidade das temperaturas ao longo da mesma coluna na seção transversal final do bloco de cobre.

APÊNDICE C – TRABALHOS PUBLICADOS E/OU APRESENTADOS

Neste apêndice, estão listados os trabalhos realizados durante o desenvolvimento da dissertação, os quais foram publicados e/ou apresentados em eventos da área.

Artigos completos publicados em anais de eventos:

Passarella *et al.* (2022). “Nucleate pool boiling of carbon dioxide on a horizontal and vertical surface.” ENCIT2022 - 19th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering, 2022, Bento Gonçalves/RS.

Artigos resumo publicados em anais de eventos:

Passarella *et al.* (2022). “Nucleate pool boiling of carbon dioxide on a vertical confined surface.” ICBCHT - 11th Internacional Conference on Boiling and Condensation Heat Transfer”, Edinburgh, Scotland, 15 a 17 May, 2023.