



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

Adonis Menezes

**EBULIÇÃO DE CO₂ EM ESCOAMENTO HORIZONTAL EM UM TUBO
CONVENCIONAL E EM MINICANAIS PARALELOS**

Florianópolis/SC
2023

Adonis Menezes

**EBULIÇÃO DE CO₂ EM ESCOAMENTO HORIZONTAL EM UM TUBO
CONVENCIONAL E EM MINICANAIS PARALELOS**

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação
em Engenharia Mecânica da Universidade Federal
de Santa Catarina para a obtenção do título de Dou-
tor em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Julio César Passos, Dr.

Florianópolis/SC
2023

Ficha catalográfica gerada por meio de sistema automatizado gerenciado pela BU/UFSC.
Dados inseridos pelo próprio autor.

Menezes, Adonis

EBULIÇÃO DE CO₂ EM ESCOAMENTO HORIZONTAL EM UM TUBO
CONVENCIONAL E EM MINICANAIS PARALELOS / Adonis Menezes ;
orientador, Júlio César Passos, 2023.
129 p.

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

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Ebulição nucleada. 3. Ebulição
convectiva. 4. Multicanais paralelos. 5. CO₂/R744. I.
Passos, Júlio César. II. Universidade Federal de Santa
Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.
III. Título.

Adonis Menezes

**EBULIÇÃO DE CO₂ EM ESCOAMENTO HORIZONTAL EM UM TUBO
CONVENCIONAL E EM MINICANAIS PARALELOS**

O presente trabalho em nível de doutorado foi avaliado e aprovado por banca examinadora composta pelos seguintes membros:

Prof. Enio Pedone Bandarra Filho, Dr. (relator).
UFU – Universidade Federal de Uberlândia

Prof.(a) Marcia Barbosa Henriques Mantelli, Phd.
UFSC – Universidade Federal de Santa Catarina

Prof.(a) Jacqueline Biancon Copetti, Dra.
Unisinos - Universidade do Vale do Rio dos Sinos

Prof. José Roberto Simões Moreira, Dr.
POLI/USP - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.

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

Coordenação do Programa de
Pós-Graduação

Prof. Julio César Passos, Dr.
Orientador

Florianópolis/SC, 2023.

Dedico este trabalho
Aos meus pais Miguel e Maria,
À minha esposa Tanise,
Às minhas filhas Laura e Leila,
Aos meus colegas de curso,
Aos meus parentes e amigos,
E aos meus mestres
por todo o conhecimento compartilhado.

AGRADECIMENTOS

Agradeço à PETROBRAS e a ANEEL (projetos 1862012 e PD-00553-0042/2016) pelo apoio financeiro para custear a compra dos equipamentos para construção da bancada experimental, infraestrutura e bolsa de estudos; ao Msc. Eng. Júlio Nelson Scussel pelo apoio incondicional na construção do aparato experimental, ao Msc. Eng. Arthur Kleyton pela cooperação irrestrita no desenvolvimento deste trabalho, à Sra. Rosângela Avi pela dedicação na intermediação das compras dos equipamentos e contratação de serviços necessários e ao meu orientador Prof. Dr. Eng. Júlio César Passos por todo conhecimento compartilhado, pela paciência e dedicação durante o período de realização do curso de doutorado.

*“A sabedoria dura mais que a beleza.
E isto explica o fato de nos esforçarmos tanto
para nos educarmos de modo tão exagerado.”
(Wilde, Oscar. 1890)*

RESUMO

O presente estudo trata da investigação experimental da ebulição convectiva de CO_2 no interior de um tubo de 4,57 mm de diâmetro e em minicanais paralelos de seção transversal quadrada de 2 mm, operando com velocidades mássicas na faixa de 100 a 1000 $\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$, pressões de 2 a 4 MPa e fluxos de calor de até 85 kW/m^2 . Uma filmadora digital de alta velocidade permitiu gravações dos padrões de escoamento na seção de teste com minicanais paralelos. O coeficiente de transferência de calor para o tubo convencional (diâmetro de 4,57 mm), nas velocidades mássicas de 660 e 900 $\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$ e fluxos de calor de até 75 kW/m^2 apresentou elevação, porém em títulos de vapor entre 10% e 20%, o coeficiente começou a diminuir muito antes da secagem da parede, sendo a ebulição nucleada o mecanismo dominante de transferência de calor nestas situações. Nos testes em minicanais paralelos (diâmetro equivalente de 2,26 mm), o coeficiente de transferência de calor mostrou uma considerável influência do fluxo de calor e pouca dependência da variação do título de vapor, o que indica a dominância da ebulição nucleada sobre a ebulição convectiva. As imagens obtidas neste estudo mostram sítios de nucleação ativos, na superfície dos minicanais, mesmo nas películas de líquido, indicando não haver, para a faixa de títulos analisada, supressão da ebulição nucleada. A comparação dos coeficientes de transferência de calor, obtidos experimentalmente, com aqueles previstos por três correlações propostas na literatura para o CO_2 , indicam que o menor erro médio absoluto foi de 21%.

Palavras-chave: Ebulição nucleada, Ebulição convectiva, Minicanais paralelos, Padrões de escoamento, CO_2 , R744.

ABSTRACT

The present study deals with the experimental investigation of flow boiling of CO₂ inside a 4.57 mm diameter tube and parallel 2 mm square cross section minichannels, operating with mass velocities ranging from 100 to 1000 kg/(m²s), pressures from 2 to 4 MPa, heat fluxes up to 85 kW/m². A high-speed camera allowed recordings of flow patterns during boiling flow inside a parallel minichannels test section. The heat transfer coefficient for the conventional tube (diameter of 4.57 mm), mass velocities of 660 and 900 kg/(m²s) and heat fluxes of up to 75 kW/m² showed an increase, but for vapor qualities between 10% e 20%, the coefficient began to decrease before drying of the wall, with the nucleate boiling regime being the dominant heat transfer mechanism. For the parallel minichannels (equivalent diameter of 2.26 mm), the heat transfer coefficient showed a considerable dependence on the heat flux and little dependence on the variation of the vapor quality, which indicates a dominance of the nucleate boiling over the convective boiling. The images obtained in this study show active nucleation sites on the surface, even for thin liquid films, indicating no suppression of nucleate boiling for the parallel minichannels. In the comparative results between the heat transfer coefficients obtained experimentally and those predicted by correlations, the best mean absolute error was 21%.

Keywords: Nucleate boiling, Convective boiling, Parallel minichannel, Flow patterns, CO₂, R744.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – a)Estruturas multiportas (MPE em inglês) em alumínio extrudado; b)mini e microcanais. Fonte:aluminiumfoilroll.com.	2
Figura 2 – CO ₂ - Diagrama de Pressão/Temperatura.	9
Figura 3 – Exemplo de ciclo cascata utilizando CO ₂ /R744. Fonte: (SILVA, 2009).	10
Figura 4 – Ciclos transcrito e subcrítico do CO ₂ em diagrama de pressão/entalpia. Fonte: (SOUZA, 2016).	10
Figura 5 – COP do CO ₂ /R744 e HFC(R404A) em função da temperatura ambiente. Adaptado de (EMERSON CLIMATE, 2015).	11
Figura 6 – Comparação entre refrigerantes. Adaptado de (DA SILVA, P., 2010).	12
Figura 7 – Ciclo Brayton. Adaptado de (KIMBALL <i>et al.</i> , 2013).	13
Figura 8 – Eficiência relativa do CO ₂ comparados a água, etano, tolueno e D4-siloxano para 2ª Lei da Termodinâmica. Adaptado de (CARDEMIL; DA SILVA, K., 2016).	13
Figura 9 – Comparação dimensional entre turbina sCO ₂ em ciclo Brayton e turbina a vapor com a mesma saída em ciclo Rankine. Fonte: Echogen.	15
Figura 10 – Configuração típica do sistema PWR. Adaptado de (LIU, 2017)	16
Figura 11 – Representação esquemática do Ciclo de Allan Comercial Simplificado. Fonte:(ALLAM <i>et al.</i> , 2017).	17
Figura 12 – (a)Perfil de temperatura, (b)vizinhança da bolha durante o processo de nucleação em escoamento.	19
Figura 13 – Padrões de escoamentos bifásicos no interior de um canal convencional horizontal. (COLLIER; THOME, 1996).	22
Figura 14 – Padrões de escoamento em tubos verticais. Adaptado de Collier e Thome (1994).	23
Figura 15 – Mapa do padrão de escoamento para o CO ₂ , em tubo de diâmetro de 7 mm, velocidade mássica de 400 kg/(m ² .s) fluxo de calor de 9 kW/m ²	24
Figura 16 – Mapa de padrão de escoamento para ebulição de água em um canal de 15x10 mm adaptado de Sato <i>et al.</i> (1972) mostrando as linhas de transição.	25
Figura 17 – Aparato experimental de Chien, Vu e Choi (2017).	26
Figura 18 – Coeficiente local de transferência de calor em função do título teórico de vapor.(YUN; KIM, Y.; KIM, M., 2005).	27
Figura 19 – Coeficiente local de transferência de calor em função do título teórico de vapor.(JEONG; CHO; KIM, 2005).	27
Figura 20 – Esquema do circuito experimental de CO ₂ com os componentes principais.	33

Figura 21 – Seção de teste 1.	34
Figura 22 – Condução com geração de energia térmica por efeito Joule.	34
Figura 23 – Modelagem da seção de teste 2: (A) Montagem completa (B) vista dos minicanais paralelos.	35
Figura 24 – Resistência elétrica (grelha).	35
Figura 25 – Disposição dos termopares na seção de teste 2, dimensões em mm.	36
Figura 26 – Vista explodida da seção de teste 2.	37
Figura 27 – Vista em corte de seção por onde escoará o CO ₂	37
Figura 28 – Plenum com linhas de corrente.	37
Figura 29 – Esquema da troca térmica entre resistência e seção de teste 2.	38
Figura 30 – Circuito térmico para análise da troca térmica entre a grelha e a seção de teste 2.	39
Figura 31 – Transferência de calor entre resistência elétrica e parede da seção de teste 2 para $q'' = 50 \text{ kW/m}^2$	41
Figura 32 – Dissipação da energia pela seção de teste 2 para $q'' = 50 \text{ kW/m}^2$	41
Figura 33 – Bomba triplex CATPUMP.	42
Figura 34 – Medidor de vazão mássica SIEMENS.	42
Figura 35 – Banho ultratermostático -40 QUIMIS.	43
Figura 36 – Fonte de corrente contínua (15 V-220 A). KEYSIGHT.	44
Figura 37 – Termopares do tipo E soldados por descarga capacitiva.	45
Figura 38 – Fixação do termopar na seção de teste 1.	46
Figura 39 – Sistema de Aquisição de dados. KEYSIGHT.	46
Figura 40 – Conexões Dielétricas.	47
Figura 41 – Trocador de calor de placas. SWEP	47
Figura 42 – Controlador/Medidor de CO ₂ : TECNOPON.	48
Figura 43 – Reservatório de fluido (tanque) de CO ₂	49
Figura 44 – Esboço do aparato experimental em perspectiva isométrica.	49
Figura 45 – Aparato experimental operacional.	50
Figura 46 – Câmera de alta velocidade.	52
Figura 47 – Montagem da câmera de alta velocidade para a tomada de imagens da seção de teste com minicanais.	52
Figura 48 – Dados adquiridos no sistema de aquisição de dados (DAQ).	55
Figura 49 – Escoamento monofásico em minicanal em $t = t_0$ e em $t = t_0 + 1,7 \text{ s}$. Título de vapor, $x = 0$	56
Figura 50 – Mapa de padrões de escoamento para fluxo de calor $q'' = 75 \text{ W/m}^2$ e pressão $P = 3,0 \text{ MPa}$ no tubo de 4,57 mm de diâmetro.	58
Figura 51 – Coeficiente de transferência de calor h em função do título na seção de teste 1 para diferentes velocidades mássicas e fluxos de calor.	60

Figura 52 – Comparação de h - Seção de teste 1 - tubo de 4,57 mm de diâmetro - escoamento turbulento em diversas condições de testes.	61
Figura 53 – Mapa do padrão de escoamento para fluxo de calor de 40 W/m^2 e pressão de 3,0 MPa.	62
Figura 54 – Transferência de calor entre resistência elétrica e parede da seção de teste 2 para $q'' = 3,62 \text{ kW/m}^2$	63
Figura 55 – Dissipação da energia pela seção de teste 2 para $q'' = 3,62 \text{ kW/m}^2$	63
Figura 56 – Escoamento em minicanais paralelos (seção 2). Título de saída $x = 0,08$, $q'' = 4,5 \text{ kW/m}^2$, $G = 128 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$, $h = 4,7 \text{ kW/(m}^2\text{K)}$, $t = t_0$ e $t = t_0 + 1,4 \text{ s}$	64
Figura 57 – Transferência de calor entre resistência elétrica e parede da seção de teste 2 para $q'' = 16,1 \text{ kW/m}^2$	65
Figura 58 – Dissipação da energia pela seção de teste 2 para $q'' = 16,1 \text{ kW/m}^2$	65
Figura 59 – Escoamento em minicanais paralelos (seção 2). Título de saída $x = 0,11$, $q'' = 16,1 \text{ kW/m}^2$, $G = 141 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$, $h = 6,61 \text{ kW/(m}^2\text{K)}$, $t = t_0$ e $t = t_0 + 1,8 \text{ s}$	66
Figura 60 – Transferência de calor entre resistência elétrica e parede da seção de teste 2 para $q'' = 37 \text{ kW/m}^2$	66
Figura 61 – Dissipação da energia pela seção de teste 2 para $q'' = 37 \text{ kW/m}^2$	67
Figura 62 – Escoamento em minicanais paralelos (seção 2). Título de saída $x = 0,15$, $q'' = 37,7 \text{ kW/m}^2$, $G = 140 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$, $h = 9,37 \text{ kW/(m}^2\text{K)}$, $t = t_0$ e $t = t_0 + 1,1 \text{ s}$	67
Figura 63 – Transferência de calor entre resistência elétrica e parede da seção de teste 2 para $q'' = 56 \text{ kW/m}^2$	68
Figura 64 – Dissipação da energia pela seção de teste 2 para $q'' = 56 \text{ kW/m}^2$	68
Figura 65 – Escoamento em minicanais paralelos (seção 2). Título de saída $x = 0,19$, $q'' = 56 \text{ kW/m}^2$, $G = 132 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$, $h = 14,7 \text{ kW/(m}^2\text{K)}$, $t = t_0$ e $t = t_0 + 2,5 \text{ s}$	69
Figura 66 – Transferência de calor entre resistência elétrica e parede da seção de teste para $q'' = 85 \text{ kW/m}^2$	70
Figura 67 – Dissipação da energia pela seção de teste para $q'' = 85 \text{ kW/m}^2$	70
Figura 68 – Escoamento em minicanais paralelos (seção 2). Título de saída $x = 0,25$, $q'' = 85,0 \text{ kW/m}^2$, $G = 126 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$, $h = 14,79 \text{ kW/(m}^2\text{K)}$, $t = t_0$ e $t = t_0 + 1,4 \text{ s}$	71
Figura 69 – Comparação de "h- Seção de teste 2 - canal de $l = 2,0 \text{ mm}$ de aresta de seção quadrada com $D_{eq} = 2,26 \text{ mm}$ em escoamento turbulento.	72
Figura 70 – Comparação de "h- Seção de teste 2 - canal de $l = 2,0 \text{ mm}$ de aresta de seção quadrada com $D_{eq} = 2,26 \text{ mm}$ em escoamento turbulento.	73

Figura E.1 – Superfície termodinâmica para queda de pressão em escoamento
monofásico de CO₂ líquido 96

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Comparação dos ciclos de CO ₂	6
Tabela 2 – Vantagens e desvantagens do CO ₂ . Adaptada de Chien, Vu e Choi (2017).	7
Tabela 3 – Comparação das propriedades termodinâmicas dos fluidos.	8
Tabela 4 – Classificação quanto ao diâmetro hidráulico, (KANDLIKAR, 2002). .	17
Tabela 5 – Correlações de transferência de calor em ebulição convectiva na literatura.	29
Tabela 6 – Modelos para a determinação do fator de atrito de escoamentos homogêneos	30
Tabela 7 – Valores da Constante C propostos por Lockhart e Martinelli (1949) .	31
Tabela 8 – Estudos de ebulição convectiva nos últimos anos.	32
Tabela 9 – Incertezas dos equipamentos	57
Tabela 10 – Incertezas relativas	57
Tabela 11 – Ebulição convectiva - Seção de teste 1.	58
Tabela 12 – Parâmetros estatísticos para comparação do coeficiente de transferência de calor com correlações.	61
Tabela 13 – Experimentos de ebulição de CO ₂ na seção de teste 2.	62
Tabela 14 – Parâmetro estatístico para comparação do coeficiente de transferência de calor com correlações.	73
Tabela 15 – Comparação entre as quedas de pressão medidas e as obtidas por correlações.	74

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área de superfície [m^2]
Bd	Número de Bond [-]
b_d	Diâmetro de partida da bolha [m]
Bo	Número de ebulição (Boiling number)
CO	Número de convecção (Convection number)
Co	Número de confinamento a pressão constante
c_p	Calor específico à pressão constante [$kJ/(kg.K)$]
C_{un}	Constante da correlação de Jung
d	Diâmetro [m]
E	Fator de intensificação
F	Fator de intensificação convectiva
F_{fl}	Parâmetro dependente do fluido
f_n	Fator de atrito
Fr	Número de Froude
F_p	Constante da correlação de Jung
G	Velocidade mássica [$kg/(m^2 s)$]
g	Aceleração gravitacional [m/s^2]
h	Coeficiente de transferência de calor [kW/m^2K]
i_{fg}	Calor latente de vaporização [J/kg]
i	Entalpia [J/kg]
Δi	Varição da entalpia [J/kg]
K_f	Número de ebulição de Pierre
L	Comprimento da seção de teste [m]
N	Constante na correlação de Shah
M	Massa molecular [$kg/kmol$]

ΔP	Queda de pressão [kPa]
Pr	Número de Prandtl
P_r	Pressão reduzida [-]
Q	Taxa de transferência de calor [W]
q	Fluxo de calor [kW/m ²]
Re	Número de Reynolds [-]
S	Fator de supressão
T	Temperatura [°C]
W	Vazão mássica [kg/s]
x	Título de vapor [-]
z	Coordenada vertical [m]

Símbolos Gregos

δ	Espessura da película líquida [m]
ε	Fração de vazio [-]
μ	Viscosidade dinâmica [Pa s]
κ	Condutividade térmica [kW/m K]
θ_{dry}	Ângulo de secagem [°]
ρ	Massa específica [kg/m ³]
σ	Tensão superficial [N/m]
v	Volume específico [m ³ /kg]
χ_{tt}	Parâmetro de Martinelli

Subscritos

bif	Bifásico
botton	Parte inferior da parede

cal	Calculado
cb	Ebulição convectiva
CBD	Ebulição convectiva dominante
crit	Ponto crítico
cv	Cavidade
e	Ebulição, bolha
exp	Experimental
f	Líquido saturado
i	Dentro
in	Entrada
l	Fase líquida
lo	Somente líquido
loc	Local
m	Significativo
nb	Ebulição nucleada
NBD	Ebulição nucleada dominante
o	Fora
out	Saída
pb	Ebulição em piscina
re	Fluido refrigerante
sc	Sub-resfriado
side	Lateral da parede
sat	Saturação
sub	Subresfriado
top	Parte superior da parede
tran	Transição

turb	Escoamento turbulento
tp	Bifásico
v	Fase de vapor
w	Parede
wet	Molhado

SUMÁRIO

	Sumário	xviii
1	INTRODUÇÃO	1
1.1	EXPOSIÇÃO DO TEMA	1
1.2	JUSTIFICATIVA E OBJETIVOS	3
1.2.1	Justificativa	3
1.2.2	Objetivo geral	4
1.2.3	Objetivos Específicos	4
1.3	ESTRUTURA DO TRABALHO	4
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	6
2.1	CO ₂ COMO FLUIDO REFRIGERANTE	6
2.1.1	Vantagens e desvantagens da utilização do CO₂ como fluido re- frigerante	7
2.2	PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DO CO ₂	8
2.3	CO ₂ EM CICLO CASCATA	9
2.4	CICLO BRAYTON SUPERCRÍTICO USANDO CO ₂ /R744 - sCO ₂	12
2.5	PWR (<i>PRESSURIZED WATER REACTOR</i>) E SCO ₂ -HERO	15
2.6	CICLO DE ALLAM	16
2.7	MINIATURIZAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR	17
2.8	EBULIÇÃO CONVECTIVA	18
2.8.1	Início da ebulição nucleada	18
2.8.2	Fluxo de calor crítico	20
2.9	PADRÕES DE ESCOAMENTO BIFÁSICO	21
2.9.1	Mapa de padrões de escoamento	23
2.10	DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CA- LOR NA CONVECÇÃO DO CO ₂	24
2.11	QUEDA DE PRESSÃO	28
2.12	POSICIONAMENTO DO TRABALHO DENTRO DA LITERATURA ATUAL SOBRE O TEMA	31
3	METODOLOGIA	33
3.1	BANCADA EXPERIMENTAL	33
3.2	SEÇÃO DE TESTE 1	33
3.3	SEÇÃO DE TESTE 2	35
3.4	BANCADA DE TESTE	48
3.4.1	Ajustes do circuito hidráulico	49
3.4.2	Carregamento de fluido	50
3.4.3	Medição da velocidade mássica	51
3.4.4	Aquisição de imagens e vídeos	51

3.4.5	Planejamento dos testes	51
3.4.6	Operação do sistema	53
3.4.7	Aquisição de dados e tratamento de sinais	54
3.4.8	Escoamento sem fornecimento de calor	56
3.4.9	Incertezas experimentais	56
4	RESULTADOS	58
4.1	EBULIÇÃO CONVECTIVA NA SEÇÃO DE TESTE 1	58
4.1.1	Comparação do coeficiente de transferência de calor experimental com o obtido por correlações na seção de teste 1	59
4.2	RESULTADOS DA EBULIÇÃO CONVECTIVA NA SEÇÃO DE TESTE 2	61
4.2.1	Experimento 1	62
4.2.2	Experimento 2	64
4.2.3	Experimento 3	65
4.2.4	Experimento 4	67
4.2.5	Experimento 5	69
4.2.6	Comparação do coeficiente de transferência de calor experimental com o obtido por correlações na seção de teste 2	71
4.3	QUEDA DE PRESSÃO	74
5	CONCLUSÕES	76
6	SUGESTÕES PARA NOVOS TRABALHOS	78
	Referências	79
	APÊNDICE A – AVALIAÇÃO DA INCERTEZA DE MEDIÇÃO	89
	APÊNDICE B – CALIBRAÇÃO DOS TERMOPARES	91
	APÊNDICE C – VALIDAÇÃO MONOFÁSICA DA BANCADA EXPERIMENTAL	93
	APÊNDICE D – CUSTOS DO APARATO EXPERIMENTAL	95
	APÊNDICE E – QUEDA DE PRESSÃO	96
	APÊNDICE F – ANÁLISE DO PROBLEMA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA SEÇÃO DE TESTE 1	98
	APÊNDICE G – PROJETO DETALHADO SEÇÃO DE TESTE 2 - MULTICANAIS	100
	ANEXO A – CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO DE TERMORESISTÊNCIA DO TIPO PT100	103
	ANEXO B – CERTIFICADO DE CONFORMIDADE - DIÓXIDO DE CARBONO	106
	ANEXO C – DIAGRAMA HIDRÁULICO DA UNIDADE DE BOMBAMENTO	108

1 INTRODUÇÃO

1.1 EXPOSIÇÃO DO TEMA

O CO₂ (dióxido de carbono) que quando usado como fluido refrigerante é chamado de R744, foi descoberto em 1755 por James Black, mas só foi utilizado como refrigerante em 1850, pelo cientista Alexander Twining e estava entre os fluidos refrigerantes amplamente utilizados na infância da refrigeração. Tornou-se muito popular com o uso crescente de sistemas de refrigeração no início do século XX. Em 1881, Carl Lind construiu a primeira máquina de refrigeração que usou CO₂ e no ano seguinte, a empresa J e E Hall adquiriu a patente do sistema e começou a fabricá-lo em 1890, o CO₂ teve seu ápice nas aplicações em sistemas de refrigeração marítima na década de 1880. Porém com o avanço dos processos de fabricação como soldagem de tubulações, a utilização de amônia tornou-se mais segura e atrativa em termos de rendimento do ciclo térmico. A partir de 1930, com a introdução dos refrigerantes sintéticos, clorofluorcarbonos, em refrigeradores domésticos e melhoria do rendimento dos sistemas com amônia em aplicações marítimas, fez com que o uso de CO₂ fosse extinto; informações estas contidas nos estudos de Pearson (2005a) e de Souza (2016).

O Protocolo de Montreal, estabeleceu um cronograma de redução gradual no consumo dos clorofluorcarbonetos (CFCs) e mais recentemente em 2016 a Emenda de Kigali, anexada ao protocolo trouxe ainda mais severidade na abolição do uso hidrofluorcarbonetos (HFCs). Dentre os refrigerantes naturais e não halogenados, o CO₂ ressurge como alternativa aos refrigerantes sintéticos, porque não só têm zero de potencial de depleção de ozônio (ODP) e insignificante potencial de aquecimento global (GWP), mas também se obtido por meio da técnica de captura e armazenamento de carbono (CCS), pode diminuir o aquecimento global gerado pelos combustíveis fósseis, segundo Gibbins e Chalmers (2008).

O CO₂ apresenta diferenças significativas nas pressões e temperaturas de operação, com valores de pressão mais elevados se comparados com outros refrigerantes, ditadas pelo ponto crítico (pressão de 7,38 MPa e temperatura de 304,1 K). Isto representa um desafio para a concepção de evaporadores e condensadores, em função da temperatura crítica ser baixa, segundo Llopis *et al.* (2018), os sistemas de refrigeração com CO₂ operam tanto em condições subcríticas quanto supercríticas. Para sistemas com subresfriamento de CO₂, os melhores resultados são encontrados em condições transcíticas, segundo estudos de Wang *et al.* (2023) e Sánchez *et al.* (2023).

Na análise do processo de transferência de energia térmica, quanto maior for o coeficiente global de transferência de calor mais eficiente é o processo. Em função disso pesquisas têm sido realizadas na área de engenharia e ciências térmicas com o objetivo de aumentar o coeficiente global de transferência de calor, (OH *et al.*, 2008).

Questões como a crescente demanda de energia, a necessidade do aumento da eficiência energética e economia de materiais, limitações de espaço para a disposição no equipamento, aumento da funcionalidade e facilidade de manejo da unidade criaram desafios no desenvolvimento da próxima geração de trocadores de calor de alta performance. Nesta temática o desenvolvimento de trocadores de calor pequenos e compactos vem impulsionando os estudos sobre a ebulição de refrigerantes em canais de diâmetros cada vez mais reduzidos. Estudos de Cheng, L. e Xia (2017) mostram que tais dispositivos podem dissipar elevados fluxos de calor e assim conseguem melhorar o desempenho térmico e a confiabilidade dos trocadores de calor de pequeno porte, vistos na Fig. 1, que podem ser aplicados tanto em sistemas de condicionamento de ar automotivo e micro bombas de calor, quanto para resfriamento de dispositivos eletrônicos e microprocessadores.



Figura 1 – a)Estruturas multiportas (MPE em inglês) em alumínio extrudado; b)mini e microcanais. Fonte:aluminiumfoilroll.com.

Por isso análises experimentais de Yun *et al.* (2003), Cheng, L. *et al.* (2008), Keniar, Mazzelli e Garimella (2020) e Oliveira, Copetti e Passos (2016) focaram nas características térmicas e hidrodinâmicas da ebulição em escala reduzida e identificaram os principais parâmetros que governam o processo de ebulição, tais como a queda de pressão e os padrões de escoamento. Estes trocadores de calor com microcanais paralelos já são uma realidade nas aplicações industrial, conforme estudos de Won *et al.* (2015), eles garantem a distribuição de vazão uniforme entre os canais, o comprimento será reduzido como consequência do aumento do coeficiente global de transferência de calor. Entretanto com o aumento do número de canais paralelos, um outro problema surge, a distribuição de fluido entre os canais paralelos. Assunto este que recebeu atenção no estudo de Dario, Tadrist e Passos (2013), pois uma distribuição irregular pode diminuir sensivelmente a eficiência do dispositivo.

Vários pesquisadores estudaram a transferência de calor na ebulição de CO₂ em tubos cilíndricos no escoamento horizontal, sendo eles Park e Hrnjak (2007), Oh *et al.* (2008), Yun *et al.* (2003), Choi, Pamitran e Taek (2007), Zhao *et al.* (2000) e

Gasche (2006). Os diâmetros testados nestes estudos variaram entre 0,8 e 9,53 mm, outros estudaram a ebulição em tubos verticais, entre os quais podemos destacar o trabalho de Schmid *et al.* (2022). No entanto, devido às características de transferência de calor do CO₂, os fatores relacionados à transferência de calor não foram claramente compreendidos, tais como tendência de diminuição do coeficiente de transferência de calor a partir de um determinado título, bem antes da condição de secagem total prevista pelo mapa de padrões de escoamento, proposto por Cheng, L. *et al.* (2008). Tal comportamento do CO₂ foi observado nos estudos experimentais de Bredesen *et al.* (1997) e posteriormente no trabalho de Yoon *et al.* (2004).

O panorama atual da tecnologia de refrigeração, mostra que o CO₂ está sendo empregado como fluido refrigerante em circuitos de refrigeração comercial com ciclo cascata, segundo os estudos de Wang *et al.* (2023), Sánchez *et al.* (2023), Da Silva, A., Bandarra Filho e Antunes (2012) e Adebayo *et al.* (2021), em trocadores de calor de usinas nucleares, em bombas de calor e também na refrigeração de equipamentos eletrônicos de pequenos porte. Em função destas aplicações a ebulição convectiva de CO₂ foi estudada por, Oh e Son (2011), Yun, Kim, Y. e Kim, M. (2005), Chien, Vu e Choi (2017), Wang, L. *et al.* (2020) e Parahovnik e Peles (2022). Mesmo assim, pesquisas adicionais são necessárias para investigar a transferência de calor na ebulição do CO₂, variando os parâmetros operacionais, tais como velocidade mássica, fluxo de calor e pressão; determinando assim a eficiência da utilização do CO₂ como fluido de trabalho na transferência de calor com mudança de fase, tanto em canais convencionais quanto em multicanais paralelos de diâmetro reduzido, com o intuito de ampliar a gama de aplicações.

1.2 JUSTIFICATIVA E OBJETIVOS

1.2.1 Justificativa

Diversos pesquisadores estudaram a transferência de calor na ebulição de CO₂ em tubos cilíndricos no escoamento horizontal. No entanto, devido às características peculiares da transferência de calor do CO₂, os fatores relacionados à transferência de calor e à queda de pressão não foram claramente compreendidos, nem imagens destes escoamentos foram obtidas nestes trabalhos citados.

Assim, pesquisas adicionais são necessárias para investigar a transferência de calor em ebulição e a queda de pressão do CO₂, com o intuito de produzir resultados consistentes, variando os parâmetros operacionais, tais como velocidade mássica, fluxo de calor e pressão; ampliando as informações sobre a utilização do CO₂ como fluido de trabalho na transferência de calor com mudança de fase, tanto em canais convencionais quanto em minicanais de diâmetro reduzido.

1.2.2 Objetivo geral

O objetivo geral deste trabalho foi construir uma bancada experimental para ebulição convectiva em canais com diâmetro de 4,57 mm e multicanais paralelos de seção transversal quadrada de 2 mm, aplicada a CO₂ sob diferentes condições de operação para o estudo da influência de parâmetros termodinâmicos e físicos sobre a transferência de calor e queda de pressão.

1.2.3 Objetivos Específicos

- ✓ Determinar o coeficiente de transferência de calor na ebulição do CO₂ em diferentes condições operacionais;
- ✓ Verificar os limites de velocidade mássica e título de vapor obtidos na bancada experimental;
- ✓ Verificar os efeitos da variação da temperatura de saturação, do título de vapor, do fluxo de calor e da velocidade mássica sobre os coeficientes de transferência de calor e queda de pressão;
- ✓ Validar os resultados experimentais com correlações disponíveis na literatura para o coeficiente de transferência de calor e a queda de pressão.

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

O presente trabalho está estruturado da seguinte forma:

- ✓ Introdução: apresenta as motivações para a realização desse trabalho, a justificativa bem como seus objetivos;
- ✓ Revisão Bibliográfica: uma revisão bibliográfica, baseada em diversas pesquisas na área, sobre os temas abordados nesse trabalho é apresentada, mostrando o estado-da-arte de aspectos envolvidos na ebulição convectiva, tais como transferência de calor, queda de pressão e padrões de escoamentos bifásicos; além das características do CO₂ e suas aplicações em regimes subcríticos e supercríticos;
- ✓ Metodologia: apresenta uma descrição minuciosa de cada componente da bancada experimental e como são utilizados, mostra também o planejamento dos testes e como é feita a aquisição de dados e imagens.
- ✓ Conclusões: apresenta as principais conclusões e análises pertinentes ao tema, que foram apresentados nesta tese.
- ✓ Sugestões para novos trabalhos: aponta sugestões de melhorias na bancada experimental e pontos não contemplados pelo estudo realizado.

- ✓ Anexos: traz documentos que foram desenvolvidos por terceiros que foram utilizados no desenvolvimento da tese, tais como certificado de calibração e certificado de qualidade de fluido.
- ✓ Apêndices: detalha pontos da tese que apenas foram citados no corpo de texto principal, mostrando como tais dados foram obtidos. Destacando a análise de incertezas de medições, a validação monofásica da bancada experimental e os custos financeiros da construção do aparato.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 CO₂ COMO FLUIDO REFRIGERANTE

O CO₂ foi introduzido pela primeira vez como um refrigerante em 1850, pelo cientista Alexander Twining e estava entre os fluidos refrigerantes amplamente utilizados na infância da refrigeração. Tornou-se muito popular com o uso crescente de sistemas de refrigeração no início do século XX.

Em 1881, Carl Lind construiu a primeira máquina de refrigeração que usou CO₂ (dióxido de carbono) e no ano seguinte, a empresa J e E Hall adquiriu a patente do sistema e começou a fabricá-lo em 1890, informações estas contidas no estudo de Da Silva, P. (2010). Ele foi usado para várias aplicações, mas em 1930, com a introdução de gases Freon, o uso de CO₂ declinou e começou a ser substituído por clorofluorcarbonos (CFCs), segundo estudos de Pearson (2005a) e Souza (2016).

Em 1987, após a Convenção de Viena e a crescente preocupação com os danos causados pelos CFCs na Camada de ozônio, o Protocolo de Montreal foi criado, pressionando os países membros a eliminar progressivamente substâncias que podem danificar esta camada. Mais recentemente a Emenda de Kigali, anexada ao Protocolo de Montreal, foi aprovada em 2016 durante reunião realizada na capital de Ruanda; seu principal objetivo é o estabelecimento de um cronograma de redução gradual no consumo dos hidrofluorcarbonetos (HFCs).

Com o intuito de inserir o Brasil nesta Emenda foi aprovado no dia 26/05/22 pela Câmara dos Deputados o Projeto de Decreto Legislativo (PDC) 1.100/2018, inserindo o Brasil na emenda de Kigali. Nesse contexto, o CO₂ ressurge como uma alternativa aos refrigerantes sintéticos, porque não só têm zero de potencial de depleção de ozônio (ODP) e insignificante potencial de aquecimento global (GWP), mas também se obtido por meio da técnica de captura e armazenamento de carbono (CCS), que pode diminuir o aquecimento global gerado pelos combustíveis fósseis, segundo Gibbins e Chalmers (2008).

Estudos envolvendo o uso de CO₂ em estados subcríticos e supercríticos, cuja diferença é mostrada na Tab.1, são alvo de grande interesse da comunidade científica.

Tabela 1 – Comparação dos ciclos de CO₂.

	Ciclo subcrítico	Ciclo Transcrítico	Ciclo supercrítico
Ponto crítico		304,06 K / 73,8 MPa	
Pressão de descarga	Abaixo do ponto crítico	Em torno do ponto crítico	Acima do ponto crítico
Condensação	Semelhante ao dos fluidos refrigerantes convencionais	Condensação acima do ponto crítico, com expansão isobárica para dispositivos não isotérmicos	O fluido não retornará para o estado líquido

2.1.1 Vantagens e desvantagens da utilização do CO₂ como fluido refrigerante

As vantagens e desvantagens em se utilizar o CO₂ como refrigerante em ciclo termodinâmico estão listadas na Tabela. 2.

Tabela 2 – Vantagens e desvantagens do CO₂. Adaptada de Chien, Vu e Choi (2017).

Vantagens	Desvantagens
Alta capacidade de refrigeração devido à grande capacidade volumétrica de resfriamento. Isso tem impacto positivo no deslocamento do compressor e no dimensionamento de trocadores de calor e tubulações.	Pressões altas de operação e de parada tornam a utilização mais perigosa exigindo maior controle e aumentando o potencial de vazamento. O projeto de componentes especiais é necessário.
Pequenas quedas de pressão na tubulação e nos trocadores de calor. Por exemplo, o impacto das linhas longas de sucção e líquido é menor.	Compressores e bombas especiais são necessários por causa da maior capacidade de refrigeração.
Alta taxa de transferência de calor em evaporadores e condensadores devido à elevada pressão e densidade. Isso permite obter temperaturas mais baixas e maiores diferenças entre o refrigerante e o ar, melhorando a eficiência ou possibilitando uso de evaporadores e condensadores menores. A espessura da parede da tubulação precisar ser aumentada para suportar as pressões mais altas, então o projeto deve ser minucioso para aproveitar as propriedades do CO ₂ .	O CO ₂ não possui normas de utilização como a Regulamentação de Gases Fluorados Europeus, então a sua utilização não é tão cuidadosamente monitorado como os HFCs e a detecção de vazamentos não é tão rigorosa. No entanto, as altas pressões tornam o sistema propenso a vazamentos e o desempenho será afetado por isso.
A queda de pressão através da válvula de expansão é maior do que em outros refrigerantes, de modo que a configuração mínima para o controle da pressão pode ser menor. Isso melhora a eficiência.	A tubulação deve ser fabricada em aço ou aço inoxidável, e com isso tem-se a necessidade de mão de obra especializada (soldadores qualificados), precisa-se utilizar diferentes técnicas de soldagem devido à maior pressão.
Taxas de compressão mais baixas, elevando a eficiência isentrópica do compressor.	A maior complexidade também aumenta a probabilidade de baixo desempenho e confiabilidade, particularmente se o comissionamento não for bem feito.
Boa miscibilidade com lubrificantes de compressores no retorno de óleo. Baixa toxicidade. Não inflamável. GWP insignificante para que, no caso de um vazamento, o impacto direto sobre o ambiente seja baixo.	Os sistemas transcíticos com CO ₂ são menos adequados para áreas de temperatura ambiente alta (por exemplo, regiões norte e nordeste brasileiras), onde o sistema sempre operará acima do ponto crítico, causando queda da ineficiência na operação transcítica.
Baixo custo de produção e ampla disponibilidade na natureza, embora a pureza do CO ₂ deva ser acima de 99,0% para uso em refrigeração.	Os sistemas CO ₂ são muito sensíveis à contaminação com água e pode formar compostos incomuns, tais como o H ₂ CO ₃ (ácido carbônico), quando há um vazamento em um trocador de calor em ciclo cascata.

Ao ser analisado o fenômeno de ebulição, o dióxido de carbono apresenta algumas características que facilitam este processo e que foram elencadas por (JIANG *et al.*, 2017), tais como a baixa viscosidade que diminui a perda de carga nas tubulações diminuindo a potência de bombeamento, mas também a baixa viscosidade torna o processo de bombeamento de CO₂ difícil, exigindo equipamentos muito específicos

e tornando o escoamento em dutos com diâmetro inferior a 10 mm quase sempre turbulento.

2.2 PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DO CO₂

As propriedades termodinâmicas do refrigerante implicam na eficiência do sistema de refrigeração. A tab. 3, adaptada de Padalkar e Kadam (2010), compara as propriedades do CO₂ com as de outros fluidos refrigerantes comumente utilizados em sistemas de refrigeração.

Tabela 3 – Comparação das propriedades termodinâmicas dos fluidos.

Propriedade \ Fluido	R22	R134a	R410a	R407c	HC290	Amônia	R744
ODP/GWP	0,05/1700	0/1300	0/1900	0/1600	0/3	0/0	0/1
Temperatura crítica(K)	369	374,1	343,2	359,1	369,7	406	304,1
Pressão Crítica (MPa)	4,97	4,07	4,79	4,64	4,25	11,42	7,38
Capacidade calorífica volumétrica (kJ/m ³ K)	4356	2868	6763	4029	3907	4382	22545
Razão entre as massas específicas do vapor e do líquido à temperatura de ebulição 280,2 K kJ/(kg.K)	47,4	68,84	29,79	50,23	40,66	141,7	7,155
Tensão superficial (N/m)	0,01067	0,01053	0,008226	0,009562	0,009061	0,02378	0,003125
Viscosidade dinâmica (μPa/s)	270	348	500	540	800	209	140
Primeiro uso comercial como refrigerante	1936	1990	1998	1998	NA	1859	1869

O CO₂ possui os valores mais baixos de GWP / ODP depois da amônia, que é tóxica para seres humanos segundo Braissant, McLin e Cudalbu (2013), tornando-se uma opção muito segura. Também está amplamente disponível no meio ambiente, enquanto os hidrocarbonetos são mais escassos. O CO₂ tem uma alta capacidade volumétrica calorífica, com 22,545 kJ/m³, que é de três a cinco vezes maior do que os outros fluidos refrigerantes listados, reduzindo consideravelmente a quantidade de refrigerante, o tamanho do compressor e a tubulação necessária para o mesmo efeito de refrigeração dos outros refrigerantes (PADALKAR; KADAM, 2010). A baixa fração mássica de vapor (título) para densidade líquida de CO₂ resulta em uma distribuição de refrigerante mais homogênea nos canais, o que aumenta a taxa de transferência de calor, reduzindo o tamanho dos trocadores de calor necessários para o mesmo efeito de refrigeração (MAINA; HUAN, 2015). O CO₂ opera em pressões mais altas do que outros fluidos refrigerantes comerciais, o ponto triplo ocorre em pressão superior a pressão atmosférica e em temperatura abaixo de 220 K e seu ponto crítico ocorre em temperaturas não superiores a 300 K, isso resulta em uma faixa estreita de temperaturas positivas de operação para sistemas subcríticos se em comparação com outros refrigerantes, como mostrado na Fig. 2 que apresenta também a região onde os testes experimentais contidos nesta revisão bibliográfica são concentrados.

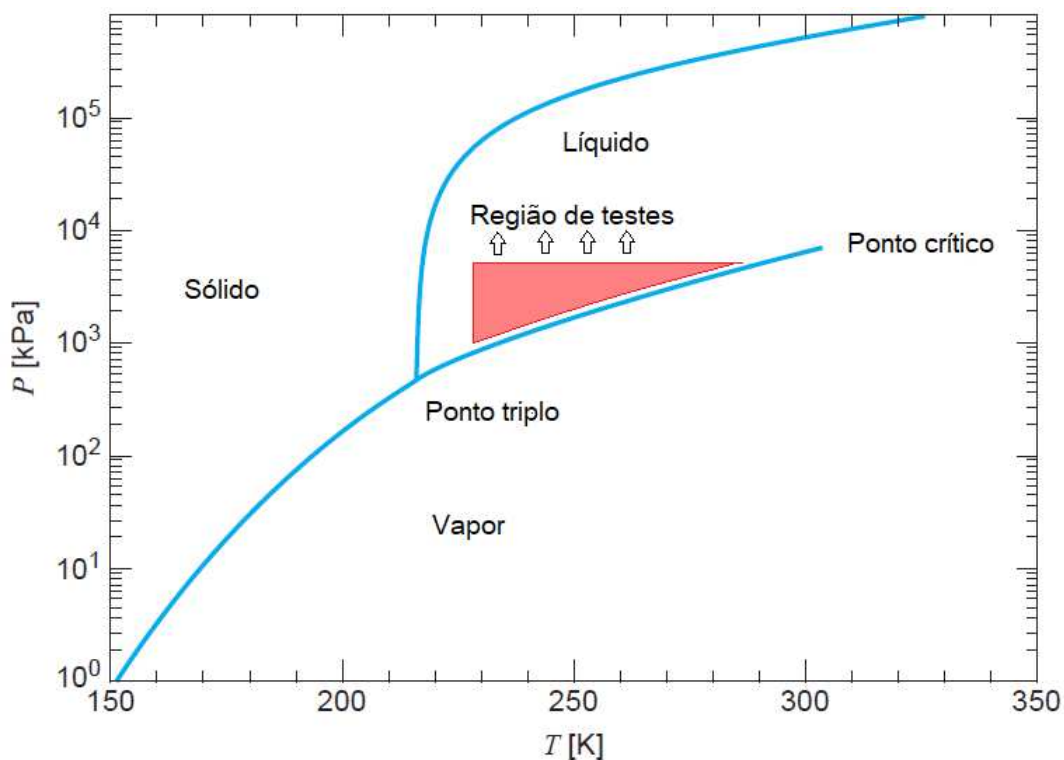


Figura 2 – CO₂ - Diagrama de Pressão/Temperatura.

2.3 CO₂ EM CICLO CASCATA

O sistema de refrigeração em cascata utiliza dois refrigerantes, conforme mostrado na Fig. 3 com diferentes propriedades em dois ciclos separados, onde a ligação entre esses ciclos é um trocador de calor. A vantagem do sistema "em cascata", vem do fato de que cada refrigerante trabalha na temperatura mais adequada, o que acaba reduzindo o trabalho de compressão e melhorando a transferência de calor. Em um sistema em cascata, o CO₂ é geralmente usado no ciclo de baixa temperatura, que além de melhorar a eficiência do sistema também resulta em uma pressão operacional mais baixa, permitindo o uso de compressores e válvulas de controle disponíveis no mercado (VESTERGAARD, 2004). No ciclo de alta temperatura os fluidos refrigerantes: R717, R134a, R404A, R290 ou R1270 podem ser utilizados (BANSAL, 2012).

As aplicações do CO₂ podem ser feitas em regime subcrítico, transcrito e supercrítico. A Fig. 4 ilustra a faixa de operação para as opções em regime subcrítico e transcrito, em diagrama pressão versus entalpia, esclarecendo a diferença entre elas.

No ciclo transcrito, o gás trabalha em altas pressões, sendo a condensação acima do ponto crítico do CO₂. Também, o ciclo transcrito é menos eficiente do que o ciclo convencional porque as perdas termodinâmicas são maiores. Por outro lado as excelentes propriedades termofísicas do dióxido de carbono maximizam o desempenho dos trocadores de calor e do compressor, apesar de não serem geralmente suficientes

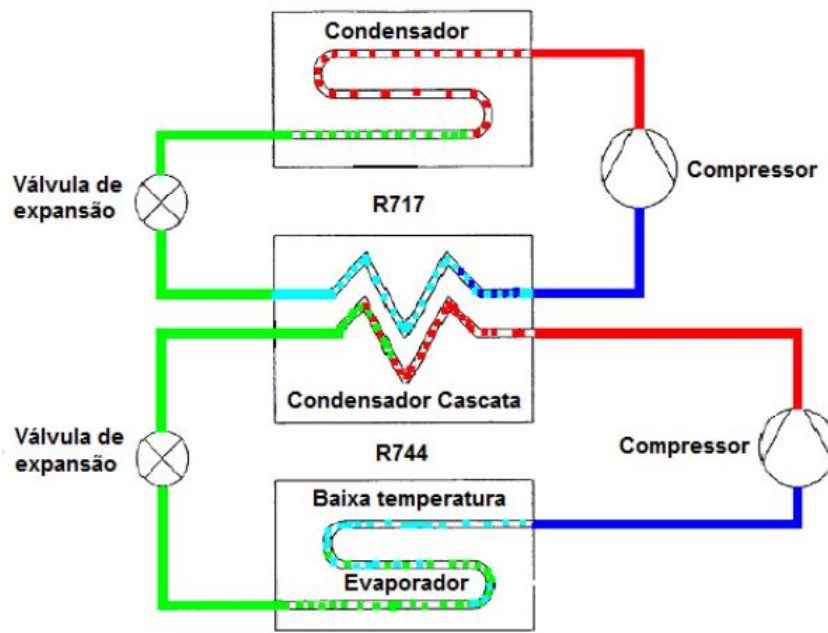


Figura 3 – Exemplo de ciclo cascata utilizando CO₂/R744. Fonte: (SILVA, 2009).

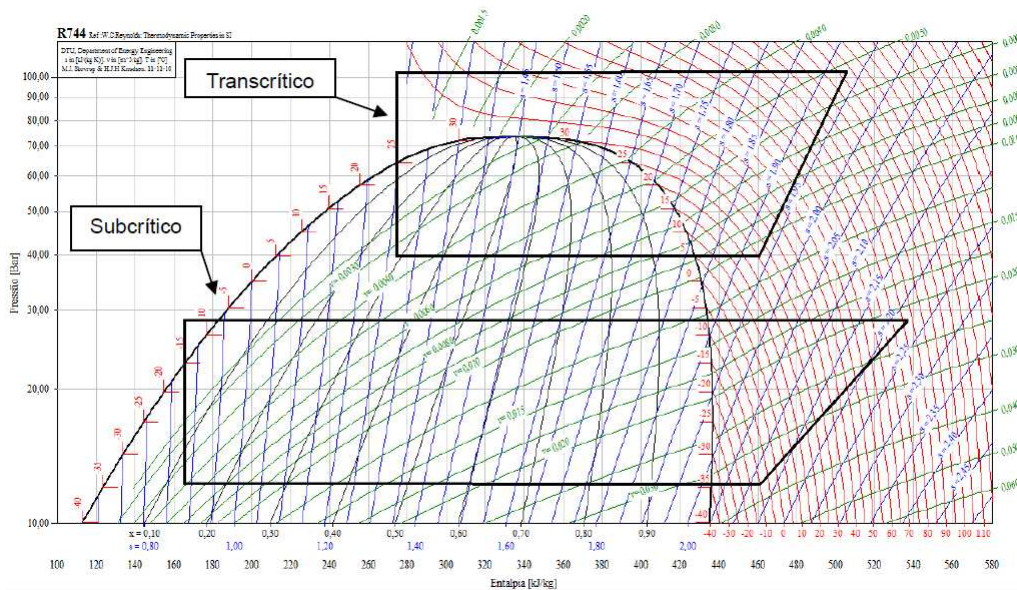


Figura 4 – Ciclos transcrito e subcrítico do CO₂ em diagrama de pressão/entalpia. Fonte: (SOUZA, 2016).

para compensar as perdas com a operação transcrito (PEARSON, 2005b). A aplicação subcrítica no sistema em cascata, tem vantagens em relação aos sistemas de simples estágio, pois a elevada massa específica do vapor de sucção resulta em uma transferência de calor eficiente entre a linha de sucção do CO₂ e a linha de líquido do estágio de alta pressão, além de aumentar o rendimento do sistema de alta pressão, mantendo estável o superaquecimento do vapor de sucção do compressor de CO₂, evitando a diluição do refrigerante no óleo (BELLÉ, 2017). Em contrapartida, no ciclo transcrito a pressão e a temperatura do resfriador não são interligadas como na re-

gião subcrítica de duas fases, com isso a elevada pressão de vapor resulta não apenas em uma baixa pressão relativa, mas também em altos coeficientes de transferência de calor e perdas de pressão relativamente baixas.

Da Silva, P. (2010) comparou os resultados obtidos por um sistema de refrigeração em cascata composto pelos refrigerantes, R744 e R404A, com dois sistemas convencionais com refrigerantes R22 e R404A. Os dados que mostraram que o desempenho do sistema em cascata analisado foi superior aos dados dos dois sistemas convencionais. Os pontos estudados foram, desde custo de instalação até o coeficiente de desempenho (COP). O sistema em cascata acaba sendo mais caro que o convencional, no entanto, requer menos área, usa menos refrigerante, e também tem um COP superior aos dos sistemas convencionais analisados, chegando a ter um COP 29,8% maior que o sistema convencional com refrigerante R404A.

O estudo realizado pela Emerson Climate (2015) mostrou que um sistema subcrítico de CO₂ possui um COP superior ao de um sistema HFC de temperatura média (MT), enquanto que para os sistemas transcíticos com CO₂ assume-se que o COP médio de 10% para climas quentes, como o nordeste brasileiro, mostrado na Fig. 5. Também é possível notar que o desempenho do CO₂, desconsiderando o estado, é mais sensível à temperatura ambiente externa do que o sistema com HFC.

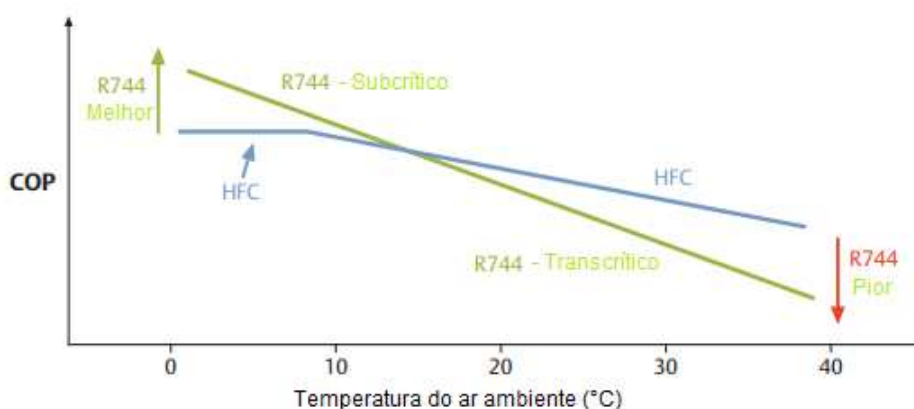


Figura 5 – COP do CO₂/R744 e HFC(R404A) em função da temperatura ambiente. Adaptado de (EMERSON CLIMATE, 2015).

Da Silva, A., Bandarra Filho e Antunes (2012), compararam o sistema em cascata usando R744 e R404A com dois sistemas convencionais de estágio único, um sistema com R22 e o outro com R404A e concluíram que o sistema em cascata, para o mesmo efeito: (i) apresentou um custo de equipamentos 18,5% maior do que os sistemas convencionais (ii) exigiu 20% menos área para atingir o mesmo efeito de refrigeração (iii) utilizou 47 kg de refrigerante (15 kg de R404A e 32 kg de R744), enquanto os outros dois racks com R404A e R22 necessitaram de 125 kg e 115 kg, respectivamente; (v) foi 22,3% e 13,7% mais eficientes que os sistemas com R404A e R22, respectivamente, como mostra a Fig.6.

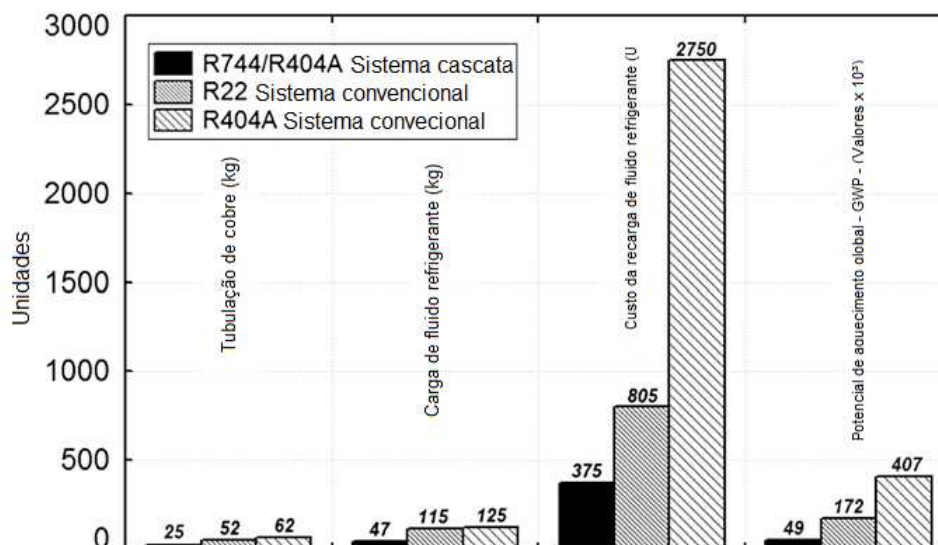


Figura 6 – Comparação entre refrigerantes. Adaptado de (DA SILVA, P., 2010).

O experimento de Likitthammanit (2007), obteve para um sistema em cascata com R744 e NH₃, COP de 2,16, enquanto os sistemas convencionais com R404A possuem COP de 1,39 para a mesma temperatura da água de arrefecimento (303 K). Souza (2016) comparou o uso de R744 com R134a, R438A e R404A em uma configuração em cascata e concluiu que o par R744/R438A foi o mais eficiente com COP entre 1,46 e 1,49, enquanto os COPs máximos dos pares R744/R134a e R744/R404A foram iguais a 1.22 e 1.35, respectivamente.

2.4 CICLO BRAYTON SUPERCRÍTICO USANDO CO₂/R744 - sCO₂

O ciclo de Brayton é um ciclo de gás para geração de energia, e sua planta mais simples consiste de um compressor, um trocador de calor e uma turbina em um sistema aberto; e um segundo trocador de calor em um sistema fechado. Outros componentes podem ser adicionados para melhorar sua eficiência (por exemplo, regenerador, reaquecedor, pré-resfriador), como mostrado na Figura 7.

O ciclo supercrítico de dióxido de carbono (sCO₂) Brayton é considerado um dos ciclos de energia mais promissores para o futuro (ZHOU *et al.*, 2018). O uso de sCO₂ foi, a princípio, considerado uma alternativa às pesquisas de geração de energia, devido à crescente preocupação com as mudanças climáticas, seguida pela crescente demanda global por energia. Este ciclo apresentou-se como uma possibilidade de melhoria para geração de energia nuclear. No entanto, seu uso não foi restrito a isso, ele também é usado em outros sistemas de geração de energia como concentradores solares e em usinas de energia usando combustíveis fósseis (AHN *et al.*, 2013). Os primeiros estudos relacionados à utilização de ciclos supercríticos de Brayton são de autoria de Angelino e Feher, no final da década de 1960 (RINALDI; PECNIK; COLONNA, 2013).

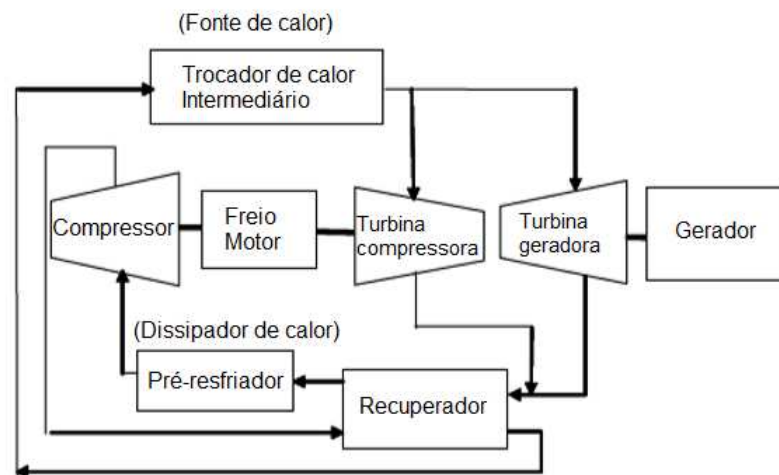


Figura 7 – Ciclo Brayton. Adaptado de (KIMBALL *et al.*, 2013).

Cardemil e Da Silva, K. (2016) realizaram um estudo termodinâmico sobre o desempenho térmico de ciclos de potência usando CO_2 como fluido de trabalho; e fizeram uma avaliação de desempenho comparativo a outros quatro fluidos de trabalho, etano, tolueno, D4 siloxano e água. Estes autores concluíram que apesar da eficiência da 2ª Lei da Termodinâmica aplicada ao CO_2 ser menor que para outros fluidos, sua eficiência exérgica pode ser significativamente maior em um ciclo de Brayton, com e sem recuperador. A eficiência relativa do CO_2 em relação à água, etano, tolueno, D4 siloxano e água é maior, exceto para o tolueno a temperaturas acima de 653 K, como é mostrado na Figura. 8.

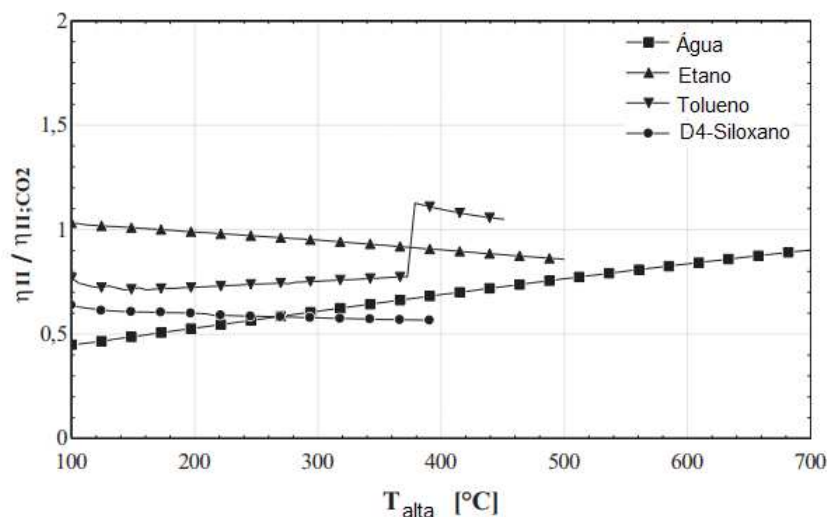


Figura 8 – Eficiência relativa do CO_2 comparados a água, etano, tolueno e D4-siloxano para 2ª Lei da Termodinâmica. Adaptado de (CARDEMIL; DA SILVA, K., 2016).

Zhao, Y., Li, P. e Jin (2017) compararam o sCO_2 com os sais eutéticos de NaCl-KCl-ZnCl_2 para o ciclo Solar sCO_2 Brayton enquanto Javanshir, Sarunac e Raz-

zaghpanah (2018) realizaram uma análise termodinâmica de ciclos Brayton simples e regenerativos, para as aplicações de energia solar concentrada, onde visavam selecionar o melhores fluidos de trabalho para o ciclo. Esses autores concluíram que, devido à eficiência térmica, N_2 ou CO_2 são as melhores escolhas, dependendo das condições de operação, mas considerando o trabalho específico na saída da rede, o CO_2 seria a melhor escolha.

O ciclo supercrítico de Brayton apresentou maior eficiência se comparado ao ciclo Rankine conforme Fleming *et al.* (2013) e une as características de melhoria de eficiência de ambos os ciclos Brayton e Rankine, opera com menor potência de bombeamento e altas temperaturas na entrada da turbina, aumentando assim a sua eficiência termodinâmica (AHN *et al.*, 2013). O CO_2 torna-se a escolha como fluido de trabalho devido à possibilidade de comprimi-lo próximo ao ponto crítico, isso reduz o tamanho e o trabalho do compressor se comparado à compressão de ar, segundo Rinaldi, Pecnik e Colonna (2013) e também melhora a capacidade de a reversibilidade da planta (WRIGHT *et al.*, 2013). O ciclo sCO_2 opera com temperaturas moderadas na entrada da turbina, entre 773 K e 1023 K, (AHN *et al.*, 2013).

Outra vantagem do ciclo supercrítico de Brayton é o maquinário compacto, devido à alta densidade do CO_2 e por causa dessa propriedade o sCO_2 se torna atraente para aplicações de baixo custo como, dessalinização de água do mar, geração de energia para pequenas cidades e para propulsão (DYREBY *et al.*, 2013), (CHA *et al.*, 2009), (BRUN; FRIEDMAN; DENNIS, 2017). Mesmo que o ciclo sCO_2 Brayton exija componentes mais complexos se comparado ao ciclo Rankine, como compressores ao invés de bombas de água de alimentação, além da necessidade de maior carga de calor nos recuperadores em relação à fonte de calor (BRUN; FRIEDMAN; DENNIS, 2017). A Figura 9 apresenta uma comparação esquemática entre turbinas operadas com ciclo Rankine e com Brayton, em que são destacadas a maior eficiência e o menor tamanho da turbina Brayton.

O ciclo de Brayton com CO_2 supercrítico também se destaca se comparado ao ciclo Rankine na utilização de ar para o sistema de refrigeração, portanto em locais onde a disponibilidade de água é baixa este ciclo se torna uma alternativa (CONBOY; CARLSON; ROCHAU, 2015), o principal exemplo são as usinas de energia solar em locais secos (por exemplo, desertos). Isso acontece porque o fluido de trabalho no ciclo de Brayton requer menos fluxo de ar para o processo de resfriamento, se comparado ao condensador resfriado a ar, com o mesmo sistema de refrigeração no ciclo Rankine. No entanto, esse benefício tem sido questionado, pois a redução da força motriz para transferência de calor requer um grande aumento na área de transferência de calor (MOISSEYTSSEV; SIENICKI *et al.*, 2014).

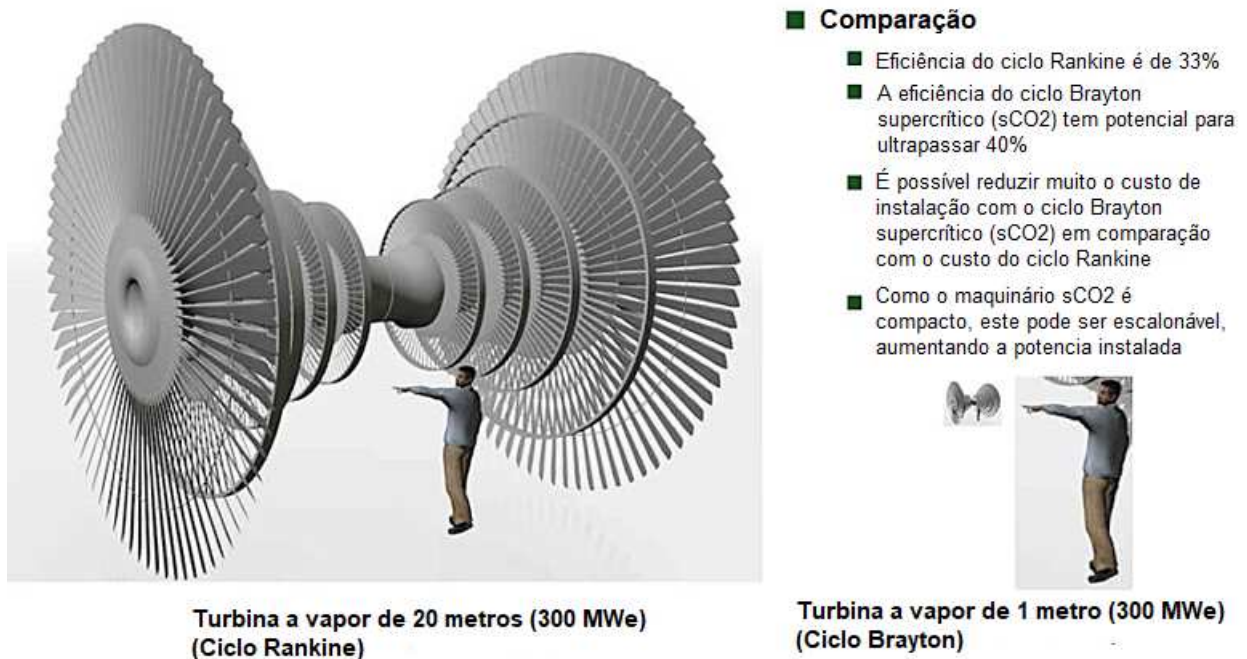


Figura 9 – Comparação dimensional entre turbina sCO₂ em ciclo Brayton e turbina a vapor com a mesma saída em ciclo Rankine. Fonte: Echogen.

2.5 PWR (PRESSURIZED WATER REACTOR) E SCO₂-HERO

Um projeto coordenado pela Faculdade de Engenharia, Chair of Turbomachinery, localizada na Universidade de Duisburg-Essen na Alemanha, apresenta uma possibilidade para remoção do calor residual do combustível nuclear em usinas, é o "sistema de remoção de calor com CO₂ supercrítico", sCO₂-HeRo. Nos reatores nucleares PWR (pressurized water reactor), o líquido de refrigeração primário (normalmente água desmineralizada) é bombeado sob altas pressões dentro do núcleo do reator onde é aquecido pela energia liberada pela fissão nuclear. A água aquecida flui através do circuito primário para um sistema gerador de vapor, onde sua energia térmica é transferida para o sistema secundário através de permutadores de calor, que por sua vez provocam um fluxo de vapor no sistema secundário de refrigeração que faz girar um conjunto de turbinas que geram grandes quantidades de eletricidade. Já o "sistema de remoção de calor de CO₂ supercrítico" (sCO₂-HeRo), segundo os desenvolvedores, remove com segurança, confiabilidade e eficiência o calor residual do combustível nuclear.

Como este sistema é alimentado pelo próprio calor de decomposição, ele pode ser considerado como um excelente sistema de resfriamento de reserva para o núcleo do reator ou armazenamento de combustível gasto no caso de um apagão de estação e perda de dissipador final de calor ou acidentes que estão além do projeto. O sCO₂-HeRo é um conceito de segurança de reatores muito inovador, pois melhora a segurança dos atuais BWRs (Reatores de Água em Ebulição) e dos PWRs (Reatores

de Água Pressurizada) através de um sistema de resfriamento altamente compacto utilizando dióxido de carbono supercrítico.

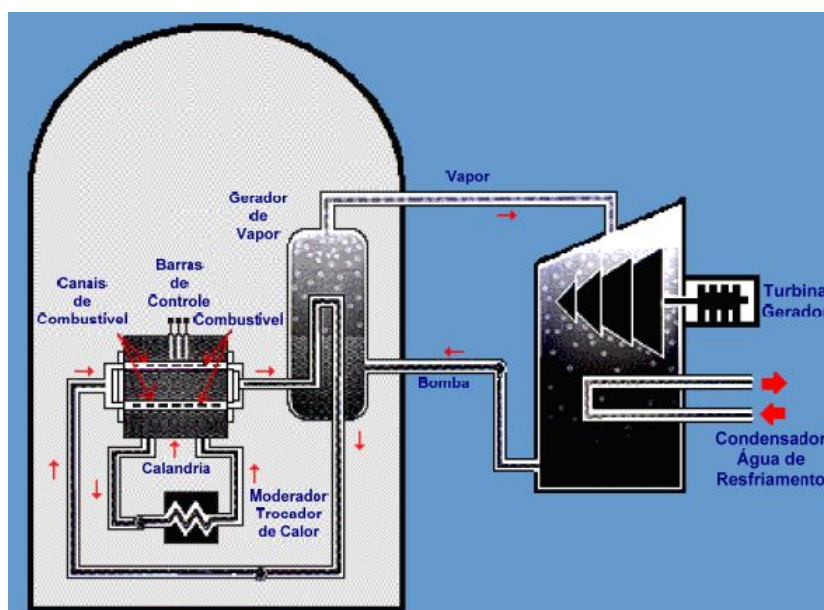


Figura 10 – Configuração típica do sistema PWR. Adaptado de (LIU, 2017)

2.6 CICLO DE ALLAM

Uma outra aplicação para o CO_2 é sua utilização em regime transcrito, no ciclo de Allam *et al.* (2017). O ciclo Allam é um ciclo de energia de CO_2 , oxi-combustível que utiliza combustíveis de hidrocarbonetos enquanto captura 100% das emissões atmosféricas, incluindo quase todas as emissões de CO_2 gerando eletricidade, tal ciclo é competitivo com os melhores sistemas de produção de energia disponíveis que não utilizam captura de CO_2 . O sistema atinge esses resultados por meio de Ciclo de Brayton com um ciclo de alta pressão e no ciclo de baixa pressão utiliza o CO_2 recuperado como fluido de trabalho, reduzindo drasticamente as perdas de energia em comparação com os ciclos baseados em vapor e ar; melhorando a eficiência exérgica. Em ciclos convencionais, a separação e remoção de impurezas derivadas da combustão, como CO_2 resulta em um grande custo de capital adicional. Como resultado, a remoção em ciclos convencionais pode aumentar o custo da eletricidade em 50% a 70% (METTZ *et al.*, 2005).

A economia convincente do ciclo Allam é impulsionada pela alta eficiência, 59% para gás natural e 51% para carvão (base LHV) enquanto captura quase a totalidade do CO_2 na tubulação com baixo custo de projeto e custos de operação reduzidos. Além disso, com pequena redução do desempenho, o ciclo pode funcionar substancialmente livre de água. O sistema emprega apenas uma única turbina, utiliza uma pequena planta, e requer componentes menores que os sistemas convencionais alimentados

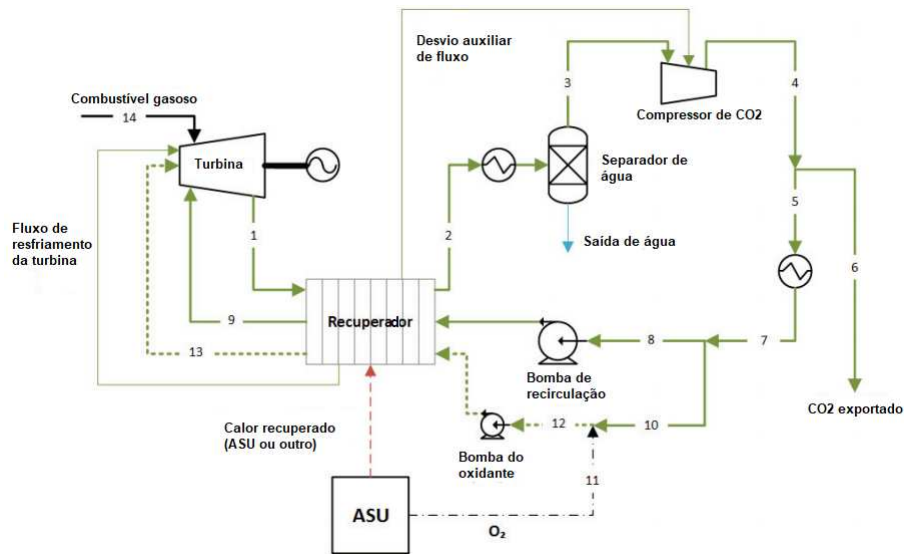


Figura 11 – Representação esquemática do Ciclo de Allan Comercial Simplificado. Fonte:(ALLAM *et al.*, 2017).

por hidrocarbonetos. O ciclo Allam foi apresentado pela primeira vez por Allam *et al.* (2013), ver Fig. 11. Desde então, houve um progresso significativo, incluindo projeto detalhado de sistemas, testes de componentes e construção de uma usina térmica de demonstração de 50 MW na fábrica da TOSHIBA.

2.7 MINIATURIZAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR

A demanda crescente da indústria informática por maior desempenho e menor tamanho de equipamentos, faz com que exista a necessidade de miniaturização dos sistemas de resfriamento de tais produtos. Em tal panorama os estudos da transferência de calor em mini e microcanais estão mais frequentes nas últimas duas décadas. Kandlikar (2002) propôs uma classificação quanto ao diâmetro hidráulico para diferenciação entre os tipos de canais, esta proposição é observada na Tab.4.

Tabela 4 – Classificação quanto ao diâmetro hidráulico, (KANDLIKAR, 2002).

Classificação	Faixa de Dh
Microcanais	10 μm a 300 μm
Minicanais	300 μm a 3 mm
Canais convencionais	Dh>3mm

Porém a classificação apresentada na Tab.4 não define de forma generalizada o tipo de canal quando o fluido está em escoamento bifásico. Para escoamentos bifásicos e processos de transferência de calor a classificação é feita calculando-se o número de confinamento, que é a razão entre o diâmetro da bolha de vapor e o diâmetro do canal em questão, quando nesta divisão o resultado for maior que a unidade, possivelmente a bolha estará confinada e deformada, caracterizando um escoamento em microcanal, segundo classificação de Triplett *et al.* (1999). Já Kew e Cornwell (1997) consideraram

que se o número de confinamento (Co), for tal que de $Co > 0,5$, então os efeitos de microescala tornam-se importantes. A Eq.(1) apresenta a razão entre a constante de Laplace (La) e o diâmetro hidráulico.

$$Co = \left(\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)D_h^2} \right)^{1/2} \quad (1)$$

A utilização do número de confinamento como critério de classificação, possui maior representatividade na ebulição em piscina, pois este critério não é capaz de avaliar a dimensão da bolha num escoamento bifásico, pois ele é baseado em relações entre forças viscosas e forças de empuxo. Quando em movimento existe o domínio da força de arrasto frente a força e empuxo, sabendo disso Lee e Mudawar (2009) desenvolveram uma maneira para definir a fronteira de transição entre escoamentos em macro e microcanais, sendo que para escoamentos turbulentos a transição ocorre quando o D_{tran} , calculado de acordo com a Eq.(2), apresenta valor menor ou igual ao D_b .

$$D_{tran,turb} = \frac{8\sigma\rho_f}{0,38G^2} \quad (2)$$

2.8 EBULIÇÃO CONVECTIVA

2.8.1 Início da ebulição nucleada

O início da ebulição nucleada (ONB), na interface entre a superfície interna de um tubo e um líquido em escoamento, ocorre quando os sítios de nucleação na superfície do tubo são ativados. De forma semelhante ao processo de ebulição em piscina (pool boiling, em inglês) um sítio de nucleação é considerado ativo quando se estabelece um ciclo de bolhas representado pela formação, crescimento e liberação de bolhas transportadas pelo escoamento e, finalmente, novo ciclo com nova formação de bolhas.

Os critérios para o início da ebulição nucleada em piscina e ebulição em escoamento no interior de canais de tamanho convencionais foram estabelecidos a partir do trabalho de Hsu (1962) e de Bergles e Rohsenow (1964), respectivamente. As bolhas de vapor são formadas nas cavidades ou defeitos, presentes na superfície aquecida. Quando o volume de uma bolha aumenta além da abertura da cavidade, o gradiente de temperatura do líquido na vizinhança da cavidade determina se o embrião de vapor vai crescer ainda mais e nuclear ou não. Como a pressão de equilíbrio dentro da bolha aumenta à medida que o diâmetro da bolha se reduz, um maior superaquecimento da parede é necessário para que cavidades ainda menores possam nuclear, (HSU, 1962). Kandlikar *et al.* (1997) modificaram o modelo de Hsu (1962) para prever o fluxo de

calor e o superaquecimento da superfície aquecida durante a nucleação heterogênea, ou o início da ebulição nucleada, em escoamentos de líquidos em tubos.

Hsu (1962) sem considerar os efeitos dinâmicos sobre o crescimento da bolha propôs um modelo baseado em considerações de equilíbrio antes da nucleação para determinar o perfil de temperatura na vizinhança da parede aquecida. Quando uma bolha de vapor atinge certo raio, r_b , cobrindo a cavidade, ou o sítio de nucleação, a diferença entre as pressões no interior da bolha e no líquido que a envolve externamente é igual à pressão gerada pela tensão superficial da bolha de vapor com a parede aquecida, conforme a Equação. (3).

$$p_v - p_l = \frac{2\sigma}{r_b} \quad (3)$$

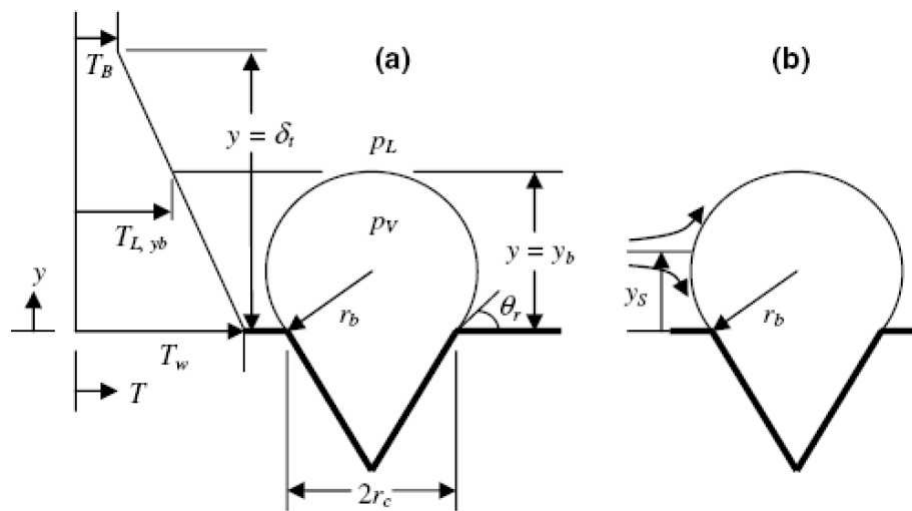


Figura 12 – (a)Perfil de temperatura, (b)vizinhança da bolha durante o processo de nucleação em escoamento.

Onde p_v é a pressão de vapor no interior da bolha, p_l é a pressão do líquido em volta da bolha, σ é a tensão superficial. Além disso, o surgimento e o crescimento da bolha dependem da temperatura do líquido resfriado que se encontra na interface da bolha e que deve ser superior à temperatura de saturação correspondente à pressão de vapor no interior da bolha. A temperatura do líquido adjacente à superfície da parede aquecida é obtida considerando-se simplificada, um perfil de temperatura linear na camada de líquido. A espessura da camada de líquido δ_T é obtida a partir da Equação (4).

$$\delta_T = \frac{k_l}{h_l} \quad (4)$$

Sendo k_l a condutividade térmica do líquido, e h_l o coeficiente de transferência de calor do líquido antes da nucleação. Deve-se observar que a principal limitação no

modelo de Hsu (1962) é evidenciado pela Eq. (4), que considera a difusão do calor o mecanismo determinante na camada limite.

A Fig. 12 nos mostra o esquema de para a nucleação de uma bolha de vapor em uma cavidade e o perfil de temperatura da camada de líquido adjacente à superfície aquecida. Comparando a temperatura no topo da bolha com a temperatura do líquido no ponto onde $y = y_b$, temos o critério de nucleação. Hsu (1962) utilizou um ângulo de contato de $\theta_r = 53,1^\circ$, enquanto Bergles e Rohsenow (1964) consideraram 90° . Kandlikar *et al.* (1997) simularam numericamente o escoamento do líquido ao redor de uma bolha nucleada em um minicanal e encontraram o local da linha de corrente que termina no ponto de estagnação, em $y = y_s$, como mostrado na Figura. 12(b). A localização da linha de corrente foi encontrada como sendo $y_s = 1,1r_b$. E a partir desse resultado foi encontrada a expressão para a faixa de raios de cavidade que satisfazem o critério de nucleação, conforme Equação. (5).

$$\left(\begin{matrix} r_{crit,min} \\ r_{crit,max} \end{matrix} \right) = \frac{\delta_T \sin\theta_r}{2,2} \left[\frac{\Delta T_{sat}}{\Delta T_{sat} + \Delta T_{sub}} \right] \left(1 \pm \sqrt{1 - \frac{8,8 \Delta T_{sat} \sigma (\Delta T_{sat} + \Delta T_{sub})}{\rho_v i_{lv} \delta_T \Delta T_{sat}^2}} \right) \quad (5)$$

Sendo ρ_v a massa específica do vapor, θ_r o ângulo de contato, T a temperatura e i_{lv} é o calor latente de vaporização. Todas as cavidades com raio entre $r_{crit,min}$ e $r_{crit,max}$ irão nuclear para um dado superaquecimento da parede, ΔT_{sat} e subresfriamento do líquido, ΔT_{sub} .

Okawa (2012) realizou um extenso estudo de revisão bibliográfica sobre ONB em microcanais, resumindo os estudos sobre as condições térmica e hidráulica em que o início da ebulição nucleada (ONB) ocorre em escoamentos sub-resfriados. Correlações disponíveis e os dados experimentais mostram que o ONB tende a ser adiado em mini e microcanais, ou seja, um maior superaquecimento da parede é necessário para o início da nucleação.

2.8.2 Fluxo de calor crítico

O fluxo de calor crítico (*Critical Heat Flux*, CHF) representa o limite de operação no regime de ebulição nucleada. Esta definição se aplica ao caso da ebulição em piscina ou, então, para ebulição em escoamento de fluido subresfriado ou com baixo título, na entrada do canal aquecido, (CELATA; CUMO; MARIANI, 1994).

Quando o modo de aquecimento é por fluxo de calor controlado, ao se atingir o CHF, ocorre um súbito aumento da temperatura da superfície resfriada pelo fluido em ebulição podendo em muitos casos atingir a temperatura de fusão do material do tubo ou canal, causando a destruição da seção de teste ou instalação. Para o caso da ebulição convectiva em que o título é elevado, define-se, ainda, o fluxo de calor de secagem (*Dryout*). O fluxo de calor de secagem (*Dryout Heat Flux* - DHF) ocorre quando se tem um escoamento de fluido com elevado título.

O DHF é desencadeado pelo colapso da película de líquido contínua no regime de escoamento anular. O fenômeno de secagem acontece a uma certa distância da entrada do canal aquecido que depende da vazão mássica e do fluxo de calor.

Para um escoamento que entra subresfriado em um tubo ou canal, as principais variáveis que influenciam o cálculo do fluxo de calor crítico, são indicadas na relação funcional, a seguir: Eq. (6).

$$q''_{CHF} = f[L, D, (h_l - h)_{ent}, G, P] \quad (6)$$

Sendo L o comprimento do canal, D o diâmetro hidráulico do canal, $(h_l - h)_{ent}$ a entalpia de subresfriamento, na entrada do canal, G a velocidade mássica do escoamento e P a pressão. Celata, Cumo e Mariani (1994) analisaram as variáveis que afetam o CHF e concluíram que:

- ✓ Quando todos os parâmetros são considerados constantes, o q''_{CHF} aumenta linearmente com o grau de subresfriamento na entrada;
- ✓ Quando L, D e $(h_l - h)_{ent}$ são constantes, q''_{CHF} varia de forma pouco expressiva com G ;
- ✓ Quando G, D e $(h_l - h)_{ent}$ são constantes, q''_{CHF} diminui com o aumento de L , mas a energia total necessária para causar a crise de ebulição aumenta com o aumento de L ;
- ✓ Quando L, G e $(h_l - h)_{ent}$ são constantes, q''_{CHF} aumenta com o aumento do D , e este efeito é bem significativo em canais de pequeno diâmetro.

2.9 PADRÕES DE ESCOAMENTO BIFÁSICO

A distribuição das fases líquida e gasosa no interior de um canal é um importante aspecto para a caracterização do padrão de um escoamento. Na ebulição convectiva em microcanais assim como em canais convencionais, a determinação do padrão do escoamento é muito importante para a compreensão dos fenômenos de transferência de calor e queda de pressão e nos cálculos dos coeficientes de transferência de calor e dos gradientes de pressão. Situação análoga ao que ocorre em escoamentos monofásicos, onde se pode caracterizar diferentes regimes de escoamento, como laminar, de transição e turbulento, também acontece nos escoamentos bifásicos (COLLIER; THOME, 1996).

Diferentes padrões de escoamento podem ser observados em escoamentos bifásicos, dependendo da fração de vazio, da geometria do canal, das propriedades do fluido, do título de vapor e da velocidade mássica do escoamento. Outros fatores importantes que também influenciam na determinação do padrão de escoamentos bifásicos são, por exemplo: a orientação do canal em relação à ao vetor aceleração

da gravidade (escoamento horizontal, vertical, inclinado); a presença de transferência de calor (adiabático/diabático); a intensidade da força gravitacional (escoamentos sob gravidade zero, terrestre ou superior).

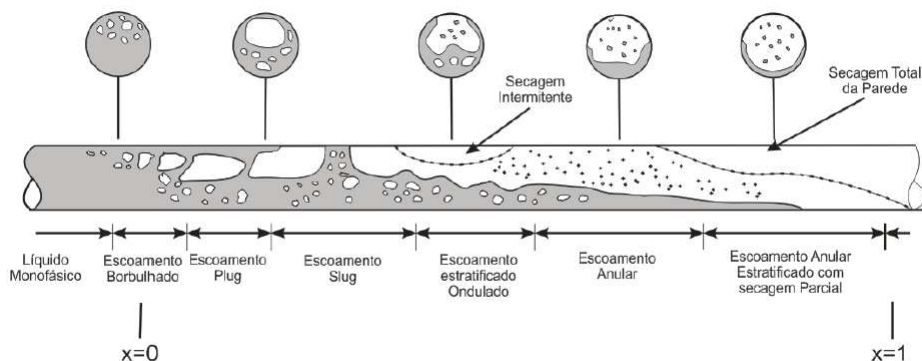


Figura 13 – Padrões de escoamentos bifásicos no interior de um canal convencional horizontal. (COLLIER; THOME, 1996).

Na Fig. 13, estão esquematizados os diferentes padrões de escoamento em um tubo de seção circular horizontal, uniformemente aquecido. Padrões de escoamento similares aos apresentados, na Fig. 13, podem ser encontrados também em escoamentos adiabáticos, entretanto, com o fornecimento de calor ao fluido em um escoamento, ocorre o aumento do título de vapor à medida que a fase líquida se evapora ao longo do comprimento do canal, enquanto que em um escoamento bifásico adiabático o título permanece quase constante ao longo de todo o escoamento.

Ao comparar os escoamentos verticais, ver Fig. 14, em canais convencionais, aos escoamento bifásicos horizontais, Fig. 13, nota-se a diferença entre os padrões de escoamento devido ao efeito da aceleração da gravidade, que tende a causar a estratificação das fases em que a fase líquida fica posicionada na parte inferior da seção transversal enquanto a fase gasosa fica localizada na parte superior. No caso do escoamento bifásico horizontal ocorre a secagem (*dryout*) parcial, pois uma parte do tubo continua molhada, enquanto no caso do escoamento vertical a secagem é pontual e total, pois acima de determinado ponto toda a parede ficará seca. Para que toda a parede do tubo permaneça seca, no escoamento horizontal, é necessário que este esteja no padrão névoa (*mist*).

Dentre os regimes de escoamento na ebulição convectiva o *dryout*(secagem) mereceu atenção nos estudos de, Cavallini *et al.* (2007) e Yun *et al.* (2003). A secagem da parede do tubo durante o regime de ebulição ocorre em condições de velocidade mássica e título de vapor específicos, como é mostrado na Fig.14 que apresenta padrões de escoamento em tubos verticais.

Quando o canal de escoamento possui diâmetro reduzido, com confinamento da bolha de vapor existe uma classificação diferente para os padrões, pois durante a ebulição convectiva a força da tensão superficial supera os efeitos da força da gravi-

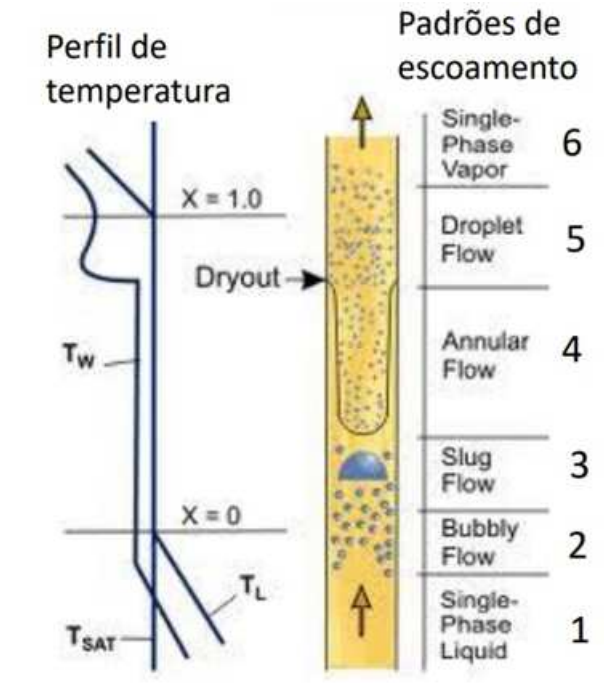


Figura 14 – Padrões de escoamento em tubos verticais. Adaptado de Collier e Thome (1994).

dade, excluindo-se a estratificação da análise, tal assunto foi tema de estudo de Sato *et al.* (1972), Kawaji e Chung (2004) e Ong e Thome (2011).

No estudo de Li e Wang, B. (2003) consta a seguinte classificação em função as observações dos regimes de fluxo em relação ao diâmetro interno do duto de escoamento do fluido. Caso o diâmetro da bolha seja 4,46 vezes maior que o diâmetro do duto ($Co > 4,46$), as forças da gravidade são insignificantes em comparação com as forças de tensão superficial e os regimes de fluxo são simétrico. Quando o número de confinamento fica entre 0,57 e 4,46, as forças de gravidade e tensão superficial são igualmente dominantes e ocorre uma ligeira estratificação no fluxo é observada; caso o diâmetro da bolha de vapor não seja duas vezes maior que o diâmetro do duto ($Co < 0,57$), as forças da gravidade são dominantes e os regimes de fluxo são semelhantes aos fluxos em macroescala.

2.9.1 Mapa de padrões de escoamento

Os padrões de escoamento convencionais foram analisados por, Oliveira, Coppetti e Passos (2016), desde o padrão de escoamento em bolhas (borbulhado), passando para o pistonado, seguindo para intermitente, anular, secando a parede do tubo (*dryout*) e em névoa (*mist*). Uma ferramenta muito importante para a análise rápida, visualização e classificação destes padrões é a construção de um mapa de padrões de escoamento, como o apresentado na Fig. 15, (THOME; RIBATSKI, 2005; CHENG, L.; RIBATSKI; THOME, 2008; CHENG, L. *et al.*, 2008; WOJTAN; URSEN-

BACHER; THOME, 2005a, 2005b; OZAWA *et al.*, 2009). Neste mapa cada letra corresponde a um padrão de escoamento, sendo: (S-estratificado), (SW-estratificado ondulado), (SW+Slug-Estratificado ondulado mais pistonado), (I-intermitente), (A-anular), (D-Dryout) e (M-Mist); esta notação será utilizada em todos os mapas neste documento.

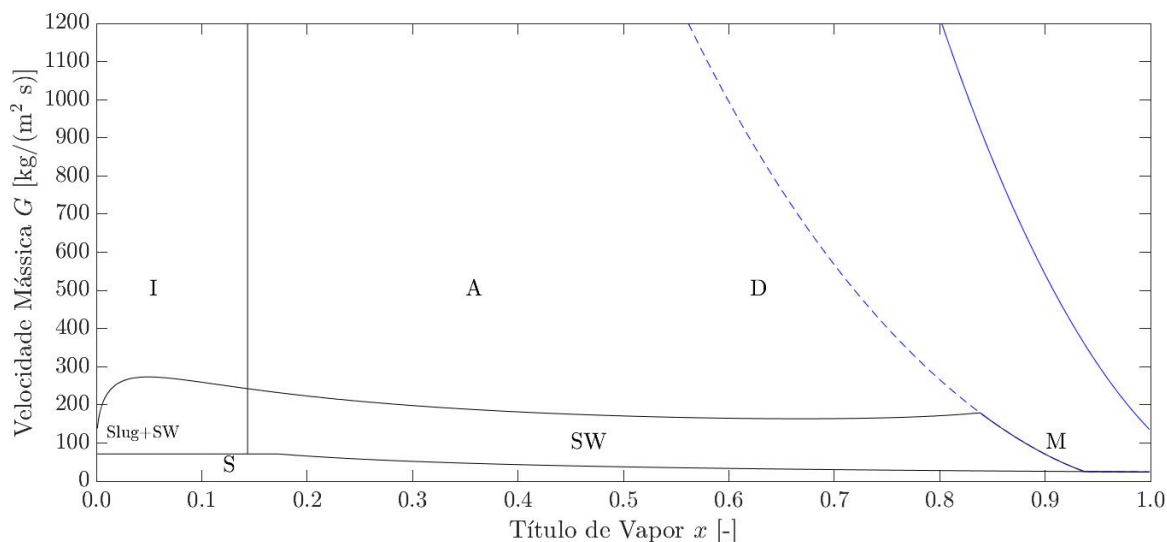


Figura 15 – Mapa do padrão de escoamento para o CO₂, em tubo de diâmetro de 7 mm, velocidade mássica de 400 kg/(m².s) fluxo de calor de 9 kW/m².

Os padrões de escoamento para dutos de diâmetro reduzido são diferentes, pois não ocorre estratificação quando diâmetro da bolha de vapor é suficientemente grande para ficar confinada no duto, os padrões de escoamento estratificado e estratificado ondulado não são observados. A Fig. 16 mostra um mapa sem efeitos de estratificação.

Conhecer e controlar o processo de ebulição é fundamental para que a transferência de calor seja otimizada, desde o ONB (Onset nucleate boiling) até o mist(névoa) onde ocorre a mudança completa do estado líquido para vapor.

2.10 DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA CONVECÇÃO DO CO₂

A utilização de CO₂ como refrigerante em sistemas de refrigeração em cascata ou para geração de energia em ciclos de Brayton requer o conhecimento do coeficiente de transferência de calor, queda de pressão, temperatura de saturação entre outros. Muitos artigos nos últimos anos apresentaram alguns valores para estes coeficientes. Em situações de fluxo controlado, as propriedades físicas do processo são medidas e, em seguida, os coeficientes de transferência de calor são determinados empiricamente para quantificar a transferência de calor.

A metodologia experimental empregada por Oh e Son (2011), Yun, Kim, Y. e Kim, M. (2005) e Chien, Vu e Choi (2017), consistiu basicamente no desenvolvimento e

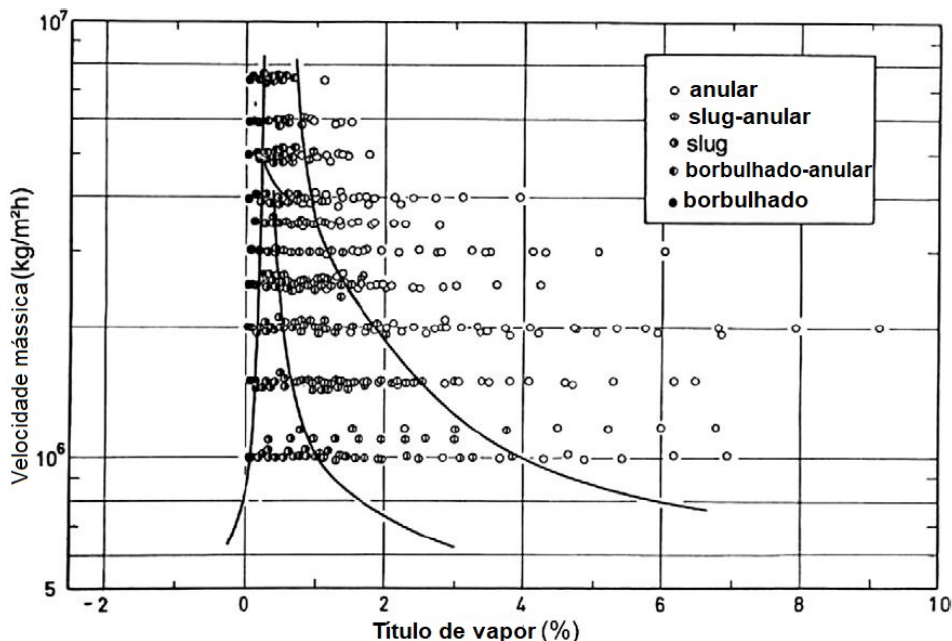


Figura 16 – Mapa de padrão de escoamento para ebulição de água em um canal de 15x10 mm adaptado de Sato *et al.* (1972) mostrando as linhas de transição.

construção de uma bancada de trabalho instrumentada para circulação de CO_2 , como mostra a Fig. 17, onde a circulação é feita através de bomba de deslocamento positivo, com o intuito de manter um fluxo uniforme; a diferença de pressão entre a sucção da bomba e a descarga é medida com um transmissor de pressão; a verificação do fluxo de massa é realizada em medidor de vazão por efeito Coriolis; o fluido então entra na seção de teste, onde é direcionado através de tubos de diferentes formatos e dimensões; a seção de testes dispõe de sistema de aquecimento, de modo que ocorra uma mudança de fase do CO_2 durante o escoamento e consequentemente a sua expansão e aumento de pressão.

Nesta fase do processo são medidas: as temperaturas em vários pontos ao longo da seção, as pressões de entrada, saída e diferenciais, sendo que o fluido depois de testado, passa por trocadores de calor e retorna para a bomba de circulação nas mesmas condições iniciais do ciclo. Mais recentemente Parahovnik e Peles (2022) utilizaram para movimentação do fluido um sistema de pressurização com nitrogênio (N_2), porém o sistema não recirculava o fluido, descartando-o para a atmosfera.

O coeficiente de transferência de calor local é definido na Eq. (7), sendo T_w a temperatura da parede, T_{sat} a temperatura de saturação do fluido refrigerante e q'' é o fluxo de calor medido.

$$h = \frac{q''}{(T_w - T_{sat})} \quad (7)$$

Para analisar o coeficiente de transferência de calor (h), no trabalho de Yun, Kim, Y. e Kim, M. (2005), apresentado na Fig. 18, com minicanais de diâmetro $D_{eq} = 2 \text{ mm}$,

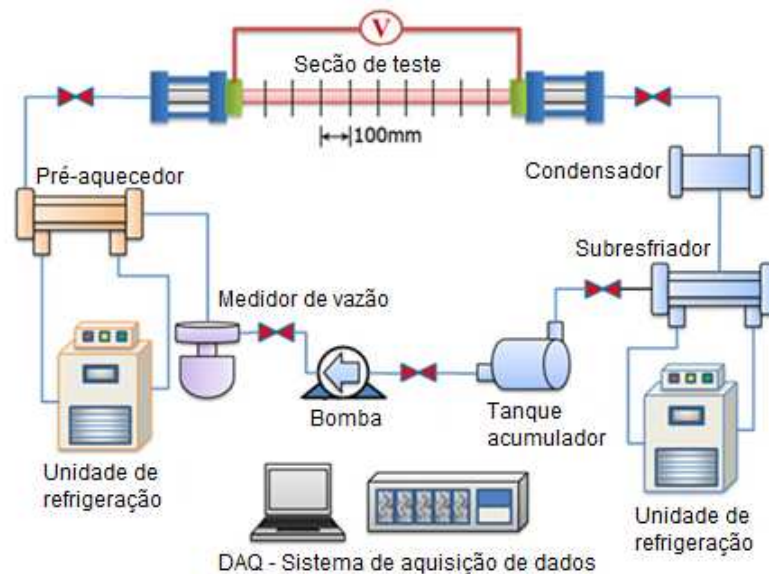


Figura 17 – Aparato experimental de Chien, Vu e Choi (2017).

com velocidade mássica $G = 1500 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, fluxo de calor de $q'' = 30 \text{ kW}/\text{m}^2$, temperatura de saturação $T_{sat} = 278 \text{ K}$ obtendo os valores de coeficiente local de transferência de calor apresentados na Fig. 18; neste estudo é possível ver que existe um crescimento significativo do coeficiente h em títulos abaixo de 0,2 e uma queda abrupta entre $x = 0,2$ e $x = 0,4$.

Avaliando outros resultados experimentais com escoamento em ebulição de CO_2 , foram encontrados duas justificativas para essa tendência contraditória. Pois na maioria dos fluidos, o coeficiente de transferência de calor tem um comportamento crescente com o aumento do título de vapor até atingir regiões de secagem ou dryout, porém estas regiões sem película líquida ocorrem apenas em títulos elevados, acima de 0,7, quando ocorre a redução abrupta do coeficiente h .

Bredesen *et al.* (1997) explicaram que isto ocorre devido à alta pressão e a densidade média (líquido/vapor) ser reduzida, perto das condições do ponto crítico do CO_2 , dessa forma a película de líquido se rompe prematuramente ocasionando a secagem parcial da parede. Apesar da não visualização do escoamento, os autores alegam que a secagem ocorreu devido ao aumento da temperatura da parede do tubo na parte de cima quando comparado com a temperatura da parte de baixo. O trabalho deles foi realizado com velocidades mássicas variando entre $212 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ e $530 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ e pressões reduzidas de 0,424 a 0,77.

Thome e El Hajal (2004), com base nos dados de Yun *et al.* (2001), alegam que a queda no coeficiente de transferência de calor, em títulos baixos, ocorre devido a supressão da ebulição nucleada ao invés da secagem, pois não há indícios que validem essa hipótese. Como discutido por Mastrullo, Mauro e Viscito (2019), para essas condições de fluxo de calor, é esperado que a transferência de calor seja dominada

pela ebulição nucleada, com a supressão da nucleação a contribuição da ebulição nucleada diminui e conseqüentemente o coeficiente de transferência de calor também.

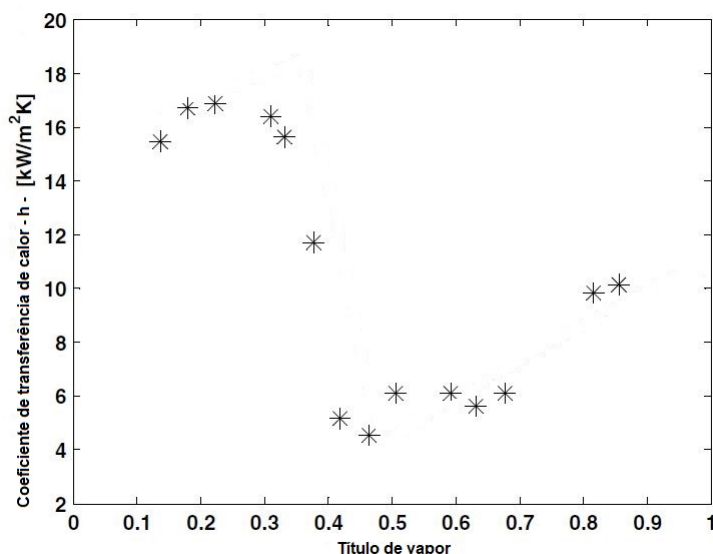


Figura 18 – Coeficiente local de transferência de calor em função do título teórico de vapor.(YUN; KIM, Y.; KIM, M., 2005).

Já Jeong, Cho e Kim (2005) testaram microcanais de diâmetro $D_{eq} = 2,3 \text{ mm}$. com velocidade mássica $G = 450 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, fluxo de calor de $q'' = 8 \text{ kW}/\text{m}^2$, temperatura de saturação $T_{sat} = 283 \text{ K}$ obtendo os valores de coeficiente local de transferência de calor apresentados na Fig. 19.

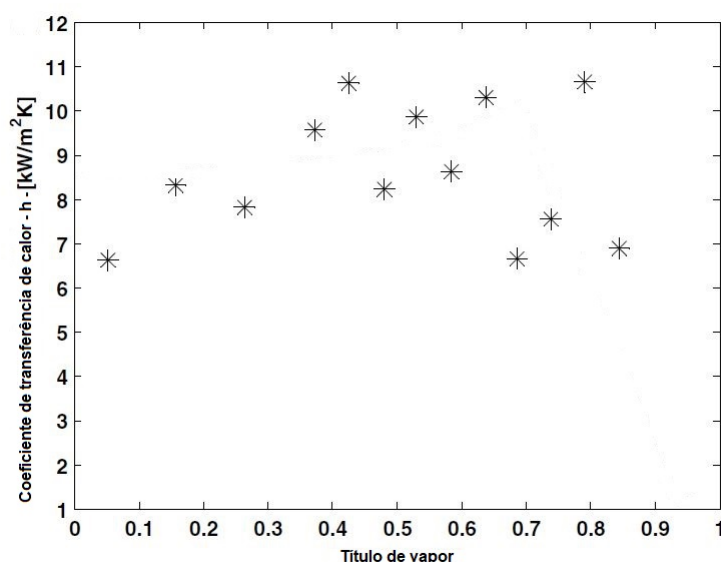


Figura 19 – Coeficiente local de transferência de calor em função do título teórico de vapor.(JEONG; CHO; KIM, 2005).

Entre as correlações de Jung *et al.* (1989), Thome e El Hajal (2004) e Cheng (2008), que preveem a transferência de calor no processo de ebulição, de acordo

com Oh e Son (2011), o que mais se aproxima dos resultados experimentais é a de Cheng, L. *et al.* (2006), mostrada na Tab. 5, com desvio médio variando entre 12,64% e 14,68% quando os resultados calculados são comparados aos experimentais. Deve-se observar que a correlação de Cheng, L. *et al.* (2006), o termo de pressão reduzida foi correlacionado com base nos dados de transferência de calor em ebulição nucleada de CO₂.

Existe na literatura uma série de correlações para prever o coeficiente local de transferência de calor na ebulição em tubos. Como indicado na Tab. 5, essas correlações podem ser divididas em duas categorias: não-CO₂ (refrigerante convencional) e CO₂. Correlações pertencentes ao primeiro grupo foram propostas por Shah (1979), Kandlikar (1990), Jung *et al.* (1989), Liu, Z. e Winterton (1991) e Kattan, Thome e Favrat (1998). Aquelas do segundo grupo, (específicas para CO₂) foram apresentados por Yoon *et al.* (2004), Thome e El Hajal (2004) e Cheng, L. *et al.* (2006).

2.11 QUEDA DE PRESSÃO

No projeto de um trocador de calor usando CO₂/R744 como fluido de trabalho é necessário conhecer as características de queda de pressão durante o processo de ebulição, pois quanto maior for esta diminuição na pressão, maior deverá ser a potência de bombeamento. A queda de pressão durante o escoamento de um fluido num duto ou canal em escoamentos monofásicos pode ser calculada considerando a seção transversal constante através da equação de Darcy-Weisbach, apresentada pela Eq. (8), onde f é o coeficiente de atrito dado pela Eq.(9) para escoamento laminar e Eq.(10) para escoamento turbulento.

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \rho \frac{v^2}{2} \quad (8)$$

$$f_{lam} = \frac{64}{Re} \quad (9)$$

$$f_{turb} = \frac{0,25}{[\log(\frac{\epsilon/D}{3,7} + \frac{5,74}{Re^{0,9}})]^2} \quad (10)$$

Quando ocorre mudança de fase, ou seja, tem-se escoamento bifásico e conseqüentemente ocorrem variações da energia cinética e compressibilidade. A queda de pressão devido ao atrito em escoamentos bifásicos é a maior parcela de queda de pressão. Os modelos mais simples para sua estimativa são o homogêneo e o de fases separadas, segundo Collier e Thome (1996).

No modelo homogêneo de Collier e Thome (1996), a mistura bifásica é tratada como um pseudofluido monofásico com propriedades físicas médias que são ponderadas em relação as presenças de vapor e líquido, este modelo considera que as

Tabela 5 – Correlações de transferência de calor em ebulição convectiva na literatura.

	Fonte de dados	Correlação
Para fluidos diversos	(SHAH, 1979)	Para tubos horizontais quando $Fr_f > 0,04$ $N = Co = (14/2x)$ $h_{tp} = Eh_l + Sh_{nb}$
	(GUNGOR, 1987)	$h_{tp} = Eh_l + Sh_{nb}$ $S = 1(1 + 1,15 \times 10^{-6} E^2 Re_l^{1,17})$ $E = 1 + 2,4 \times 10^4 Bo^{1,16} + 1,37(1/\chi_{tt})^{0,86}$
	(KANDLIKAR, 1990)	$h_{CBD} = (1,1360 Co^{-0,9} + 667,2Bo^{0,7} F_{fl})h_l$ $h_{NBD} = (0,6683 Co^{-0,2} + 1058Bo^{0,7} F_{fl})h_l$ h_{tp} será o maior valor entre h_{CBD} e h_{NBD}
	(JUNG <i>et al.</i> , 1989)	$h_{tp} = Eh_l + Sh_{nb}$ $h_{nb} = 207(k_f/b_d)(qb_d/k_f T_{sat})^{0,745}(\rho_g/\rho_l)^{0,581} Pr_l^{0,533}$ $b_d = 0,0146 \times 35 \times (2\sigma/g(\rho_l - \rho_g))^{0,5}$ $E = 2,37(0,29 + 1/\chi_{tt})^{0,85}$ Quando $\chi_{tt} < 1$, $S = 4048(\chi_{tt})^{1,22}(Bo)^{1,13}$ Quando $1 < \chi_{tt} < 5$, $S = 2,0 - 0,1(\chi_{tt})^{-0,28}(Bo)^{-0,33}$
	(LIU, Z.; WINTERTON, 1991)	$h_{tp} = \sqrt{(Fh_l)^2 + (Sh_{nb}^2)}$ $F = [1 + x Pr_l(\rho_l/\rho_g - 1)]^{0,35}$ $S = (1 + 0,055F^{0,1} Re^{0,16})^{-1}$
	(KATTAN; THOME; FAVRAT, 1998)	$h_{tp} = (d\theta_{dry} \times d\theta_{vapour} + d(2\pi - \theta_{dry})h_{wet})2\pi d$ $h_{wet} = [h_{nb}^3 + h_{cb}^3]^{1/3}$ $h_{cvb} = 0,0133(4G(1-x)\delta/((1-\varepsilon)\mu_l))^{0,69}(cp_l\mu_l/\lambda_l)^{0,4}(\lambda_l/\delta)$ $h_{vapour} = 0,023(mxd/\varepsilon\mu_v)^{0,8}(cp_g\mu_g/\lambda_g)^{0,4}(\lambda_g/d)$
Para CO ₂	(YOON <i>et al.</i> , 2004)	$x_{crit} = 0,001 Re_f^{2,79} (1000Bo)^{10,06} Dd^{-4,76}$ $x < x_{crit}, h_{tp} = [(Sh_{nb})^2 + (Eh_l)^2]^{1/2}$ $S = 1/(1 + 1,62 \times 1000^{-6} E^{0,69} Re_l^{1,11})$ $E = [1 + 9,36 \times 10^3 x Pr_l(\rho_l/\rho_g) - 1]^{0,11}$ $x \geq x_{crit}, h_{tp} = (\theta_{dry} \times h_v + (2\pi - \theta_{dry})Eh_l)/2\pi$ $E = 1 + 3000Bo^{0,86} + 1,12(x/(1-x))^{0,75}(\rho_l/\rho_g)^{0,41}$ $\theta_{dry}/2\pi = 36,23Re^{3,47}Bo^{4,84}Bd^{-0,27}(1/\chi_{tt})^{2,6}$
	(THOME; EL HAJAL, 2004)	$\alpha_{wet} = [(S\alpha_{nb}, CO_2)^3 + \alpha_{cb}^3]^{1/3}$ $S = (1-x)^{1/2}/0,121 Re_f^{0,225}$ $\alpha_{nb}, CO_2 = 0,71\alpha_{nb} + 3970$ $\alpha_{nb} = 55\rho_r^{0,12}(-\log_{10}\rho_r)^{-0,55}M^{-0,5}q^{0,67}$ $\alpha_{cb} = 0,133 \left[\frac{4m(1-x)\delta^{0,69}}{(1-\varepsilon)\mu_L} \right]$
	(CHENG, L. <i>et al.</i> , 2006)	$h_{wet} = [(Sh_{nb})^3 + h^3]^{1/3}$ $x < x_{IA}, S = 1$ $x > x_{IA}, S = 1 - 1,14(D/D_{ref})^2(1 - \delta/\delta_{IA})^{2,2}$ $h_{nb} = 131\rho_r^{-0,0063}(-\log_{10}\rho_r)^{-0,55}M^{-0,5}q^{0,58}$ $h_{cb} = 0,0133 \left[\frac{4G(1-x)\delta^{0,69}}{(1-\varepsilon)\mu_L} Pr_L^{0,4} \frac{k_L}{\delta} \right]$

velocidades do líquido (j_L) e do vapor (j_V) são iguais, ou seja, o fator de escorregamento Fe que é a razão entre as velocidades média do líquido e do vapor Eq. (11) é igual à unidade. A queda de pressão devido ao atrito considerando-se o modelo homogêneo pode ser expresso conforme a Eq. (12)

$$S = \frac{j_V}{j_L} = \frac{\rho_L}{\rho_V} \frac{x_V}{(1-x_V)} \frac{(1-\alpha)}{\alpha} \quad (11)$$

$$\Delta P_{homo,bif} = \frac{2f_{bif}G^2L}{d_{hp} \rho_{bif}} \quad (12)$$

O fator de atrito f_{bif} é função do número de Reynolds sendo que a Tab. 6 apresenta algumas relações para determinação deste coeficiente.

Tabela 6 – Modelos para a determinação do fator de atrito de escoamentos homogêneos

$f_{bif} Re_{bif} = 24$ para $Re_{bif} \leq 2000$
$f_{bif} = 0,079 Re_{bif}^{-0,25}$ para $2000 < Re_{bif} < 20000$
$f_{bif} = 0,046 Re_{bif}^{-0,2}$ para $20000 \leq Re_{bif}$

Já o modelo de fases separadas considera que as fases de vapor e líquido escoam cada qual com sua respectiva velocidade média. Nesse modelo a queda de pressão por atrito, ΔP , é calculada em função da queda de pressão no escoamento monofásico multiplicado por um fator de correção, Φ^2 , também conhecido como multiplicador bifásico, tais multiplicadores foram definidos por RC t Martinelli e Nelson (1964), que fizeram análise experimental de tubos circulares com diâmetros que variaram de 1,5 a 25,8 mm, utilizando misturas de ar com benzeno, querosene, água e diversos óleos.

Esta análise da queda de pressão em escoamentos bifásicos foi baseada em dois postulados básicos; um afirma que a queda de pressão para as fases líquida e vapor são iguais, independentemente do padrão de escoamento; o segundo versa que a soma do volume ocupado pelo vapor e líquido em qualquer instante é igual ao volume total do tubo. Com base nessas duas condições, Lockhart e R Martinelli (1949) desenvolveram um novo parâmetro que é usado para correlacionar os resultados experimentais, conhecido como o parâmetro Lockhart-Martinelli, o qual é definido como sendo a razão entre os gradientes de pressão por atrito da fase líquida e de vapor, ver Eq. (13).

$$\chi^2 = Pr^2 \frac{\left(\frac{dp_l}{dz}\right)}{\left(\frac{dp_v}{dz}\right)} \quad (13)$$

Partindo da equação Darcy-Weisbach, para a queda de pressão monofásica e substituindo pelos fatores de correção nas componentes x, y e z, tem-se a queda de pressão para o modelo de fases separadas, que é apresentado pela Eq. (14).

$$\Delta P = \frac{2G^2 L}{\rho_v d_h} f_{vo} \Phi_{vo}^{1/2} = \frac{2G^2 L}{\rho_l d_h} f_{lo} \Phi_{lo}^{1/2} = \frac{2G^2 L (1-x)^2}{\rho_l d_h} f_l \Phi_l^{1/2} = \frac{2G^2 L (x)^2}{\rho_v d_h} f_v \Phi_v^{1/2} \quad (14)$$

(LOCKHART; MARTINELLI, R., 1949), propuseram correlações generalizadas para determinar os multiplicadores bifásicos para líquido, vapor e somente líquido, conforme Equações (15), (16) e (17), respectivamente; os valores da constante C dependem do regime de escoamento e são apresentados na Tab.7.

$$\phi_l^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (15)$$

$$\varphi_v^2 = 1 + CX + X^2 \quad (16)$$

$$\varphi_{lo}^2 = \varphi_l^2(1 - x_v)^{1,75} \quad (17)$$

Tabela 7 – Valores da Constante C propostos por Lockhart e Martinelli (1949)

Regime do vapor	Regime do líquido	Representação	Valores da Constante C
Laminar	Laminar	$X_{lam,lam}$	5
Laminar	Turbulento	$X_{lam,turb}$	10
Turbulento	Laminar	$X_{turb,lam}$	12
Turbulento	Turbulento	$X_{turb,turb}$	20

Estudos de Oh e Son (2011), Yun, Kim, Y. e Kim, M. (2005) e Chien, Vu e Choi (2017) mostraram que a transferência de calor na ebulição de CO₂ é afetada pelo fluxo de calor e pela temperatura de saturação, já a queda de pressão de CO₂ durante o processo de ebulição é altamente dependente do velocidade mássica e da temperatura de saturação. Entre as correlações existentes para a queda de pressão nos processos de ebulição em microcanais CO₂, as que mais se aproximaram dos resultados experimentais de Oh e Son (2011) foi a correlação de Choi, J., Kedzierski e Domanski (1999), Eq. (18), com desvio médio de 16,5% nos resultados.

$$\Delta P = \left[f_n + \frac{(x_{out} - x) d_i}{(x_m L)} \right] \frac{G_{re} L v_{tp}}{d_i} \quad (18)$$

O fator " f_n " é calculado de acordo com a Equação (19);

$$f_n = 0,05 Re^{0,095} K_f^{0,155} \quad (19)$$

K_f é o número de ebulição de Pierre e é dado pela Eq. (20),

$$K_f = \frac{\Delta x h_{fg}}{L \cdot g} \quad (20)$$

Onde Δx é a variação do título de vapor, L é o comprimento e g , h_{fg} é a entalpia de vaporização a aceleração gravitacional v_{tp} é o calor latente de ebulição.

2.12 POSICIONAMENTO DO TRABALHO DENTRO DA LITERATURA ATUAL SOBRE O TEMA

A Tab. 8 apresenta um resumo dos trabalhos de ebulição convectiva desenvolvidos nos últimos anos, posicionando este trabalho dentro dos existentes. Dentre estes trabalhos sobre ebulição convectiva em escoamento horizontal, com diferentes fluidos, com circuito aberto ou fechado de fluido; o presente trabalho é o único desta tabela que traz um estudo sobre ebulição convectiva de CO₂ em multicanais paralelos, com aquecimento não uniforme, com circuito fechado de escoamento e com aquisição de imagens.

Tabela 8 – Estudos de ebulição convectiva nos últimos anos.

Autor	Fluido	Diâmetro testado	Tipo de circuito
Yun et al.(2003, 2005)	CO ₂	0,98, 2,0 e 6,0 mm	Fechado
Jeong et al. (2005)	CO ₂	2,0 mm	Fechado
Gasche.(2006)	CO ₂	1,0 mm	Fechado
Park.(2007)	CO ₂ , R410A, R22	6,1 mm	Fechado
Choi et al.(2007)	CO ₂	1,5 e 3 mm	Fechado
Oh et al.(2008,2011)	CO ₂	7,75 e 4,57 mm	Fechado
Dario et al.(2013)	Vários	0,8 até 20 mm	Fechado
Oliveira et al.(2013)	R600a	1,0 mm	Fechado
Parahovnik et al.(2022)	CO ₂	0,529 mm	Aberto
Schmid et al.(2022)	CO ₂	8,0 mm	Aberto
Presente estudo	CO ₂	2,26 mm (canais paralelos)	Fechado
Presente estudo	CO ₂	4,57 mm (tubo único)	Fechado

3 METODOLOGIA

3.1 BANCADA EXPERIMENTAL

A Fig. 20 apresenta o diagrama esquemático da bancada experimental que está montada no LEPTEN/Boiling, especialmente projetada e construída para o presente trabalho de tese. O aparato experimental é constituído por um circuito hidráulico fechado que pode operar com diferentes tipos de fluidos refrigerantes. O fluido é mantido no estado líquido no tanque acumulador e com a utilização de uma bomba pistonada, é deslocado e movimentado por todo o circuito, tendo nas seções de teste aquecimento com mudança de fase, finalizando o movimento na passagem pelo trocador de calor (condensador) e sendo acumulado novamente no tanque. Os componentes não mencionados na Fig. 20, correspondem a 3 - Transmissor de pressão diferencial, 4 - Transmissor de pressão absoluta, 8 - Válvula de pressão micrométrica, 9 - Válvula esfera monobloco, 10 - Válvula de alívio, 12 - Aquisição de dados, 13 - Conexão dielétrica e 15 - Sonda PT100.

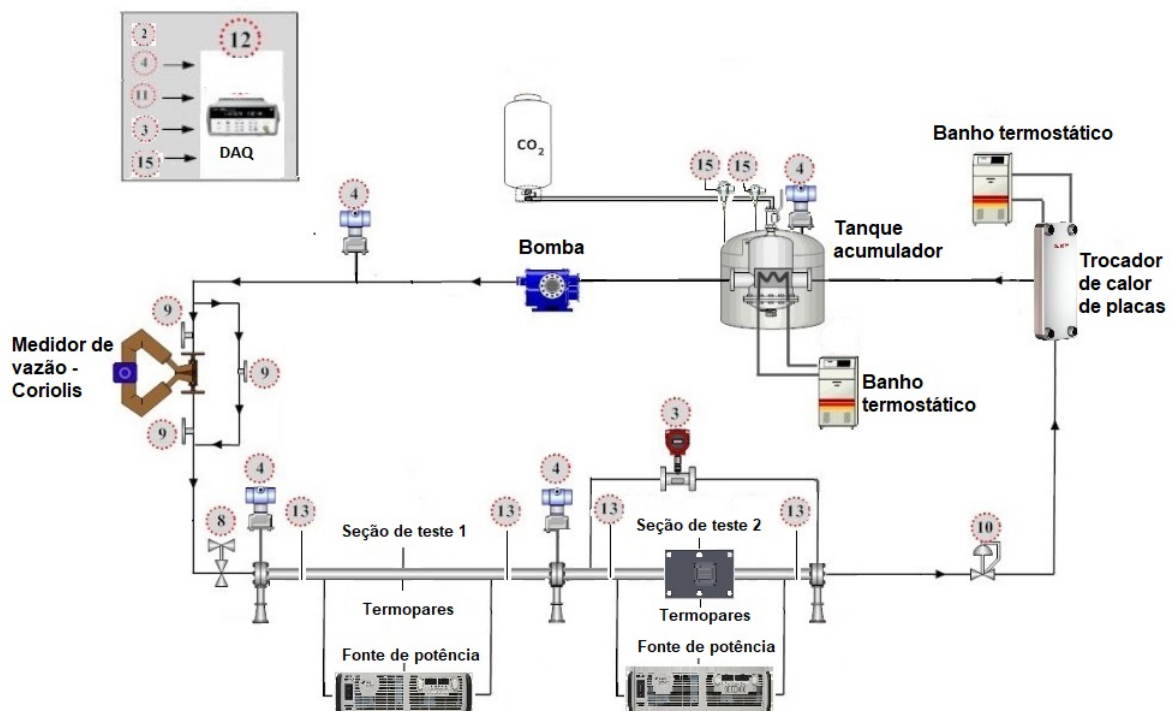


Figura 20 – Esquema do circuito experimental de CO₂ com os componentes principais.

3.2 SEÇÃO DE TESTE 1

A Fig. 21 apresenta a seção de teste 1 antes do isolamento térmico. A seção é constituída por tubo de aço inoxidável AISI 316L com 1000 mm de comprimento e

1/4"(6,35 mm) de diâmetro externo, com espessura de parede igual a 0,89 mm e o diâmetro interno igual a 4,57 mm. O tubo foi instrumentado com termopares do tipo E, fixados na parede, na parte de baixo, $\theta = -90^\circ$ e na parte de cima, $\theta = 90^\circ$ em intervalos de 200 mm de distância, com os primeiros e os últimos posicionados a 100 mm da entrada e da saída dos eletrodos de aquecimento respectivamente.

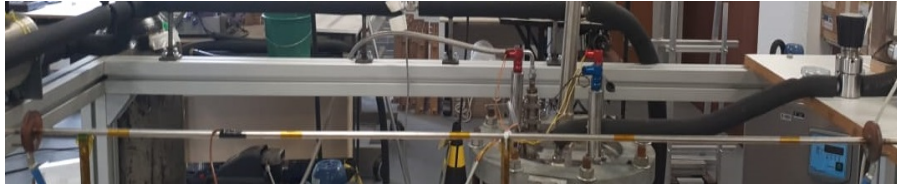


Figura 21 – Seção de teste 1.

As pressões de entrada e saída neste tubo são monitoradas utilizando transmissores de pressão relativa. O aquecimento direto deste trecho da tubulação foi realizado por efeito Joule, com geração interna de calor devido à passagem de corrente elétrica longitudinalmente pela parede do tubo.

Para analisar o processo de aquecimento com mudança de fase na seção de teste 1, foi considerado o processo de transferência de calor como sendo uma condução uniforme unidimensional em regime permanente, sendo que essa condução têm geração de energia térmica. O esquema do processo de transferência de calor está apresentado na Fig. 22. Tendo no raio externo r_o isolamento térmico elastomérico de 1" de espessura, este foi considerado isolado termicamente na superfície externa e resfriado no raio interno r_i , com geração uniforme de calor \dot{q} (W/m^3).

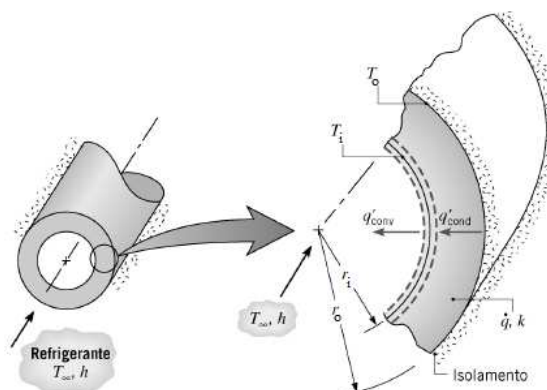


Figura 22 – Condução com geração de energia térmica por efeito Joule.

A equação resultante da solução analítica do problema de difusão do calor é apresentada no Anexo F, cuja solução geral para distribuição de temperatura no raio $T(r)$ é apresentada pela Eq. (57), aqui reescrita como Eq. (22).

$$T(r) = T_o + \frac{\dot{q}}{4k}(r_o^2 - r^2) - \frac{\dot{q}}{2k}r_o^2 \ln \frac{r_o}{r} \quad (21)$$

3.3 SEÇÃO DE TESTE 2

A seção de teste 2 que é mostrada na Fig. 23, contém sete canais paralelos e foi projetada para operar com pressões de até 7,0 MPa. O projeto detalhado com cotas e vistas em corte está apresentado no apêndice G.

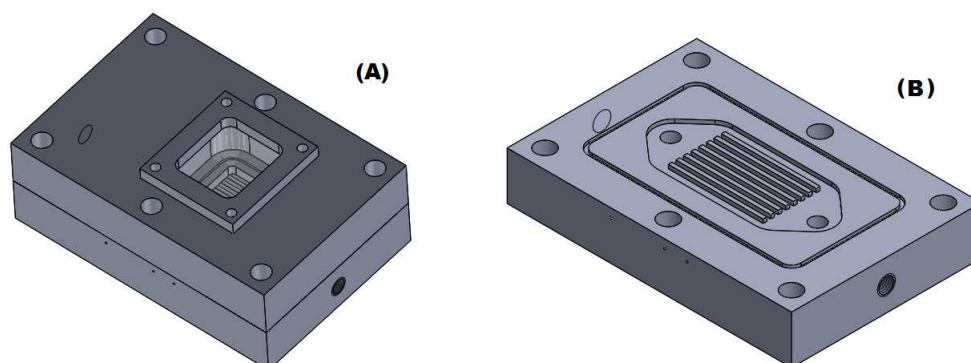


Figura 23 – Modelagem da seção de teste 2: (A) Montagem completa (B) vista dos minicanais paralelos.

O aquecimento é realizado por meio de resistência elétrica fabricada em aço inoxidável AISI 304, com 300 mm de comprimento e seção transversal quadrada $2 \times 2 \text{ mm}^2$, ver Fig. 24, cujas extremidades foram ligadas à fonte de corrente contínua, esta resistência será posicionada na cavidade inferior da seção de testes, com pressão de contato para que o fluxo de calor imposto se propague por difusão térmica para o interior dos minicanais.



Figura 24 – Resistência elétrica (grelha).

Um transmissor de pressão diferencial foi utilizado para medição da queda de pressão na seção de testes. Posteriormente este transmissor foi substituído por dois transmissores de pressão relativa, um na entrada e o outro na saída da seção, pois o transmissor de pressão não suportou a baixa temperatura necessária para manutenção do CO_2 no estado líquido.

Seis termopares do tipo E embainhados, de 0,5 mm de diâmetro com isolamento mineral, foram instalados na seção de testes, dois no início, dois no meio e dois no final do comprimento, A Fig. 25 mostra a furação feita pelo processo de eletroerosão

por penetração, realizados na seção de teste 2 que possibilitaram a medição de temperatura exatamente no meio da parede (espessura) entre a fonte de calor e o fluido de trabalho. Duas medições de temperatura foram realizadas em cada local ao longo do canal, sendo a temperatura medida T_m a média no mesmo comprimento.

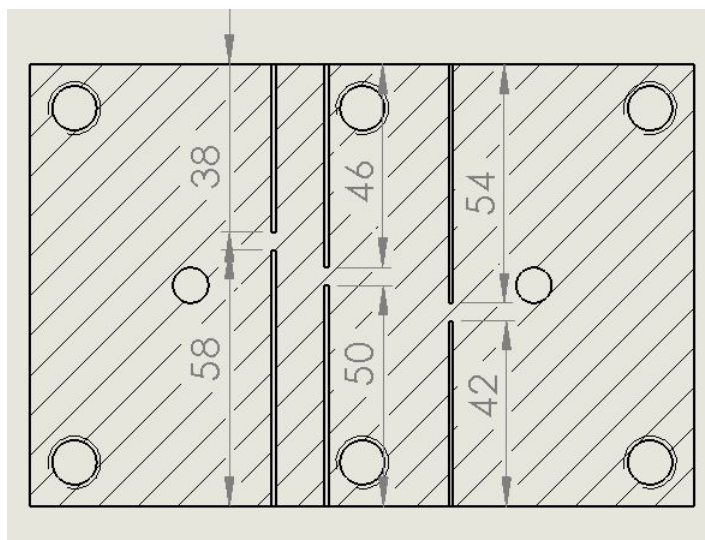


Figura 25 – Disposição dos termopares na seção de teste 2, dimensões em mm.

A seção de teste 2 foi posicionada a 500 mm da seção de teste 1, sendo que em algumas situações a seção de teste 1 foi utilizada como pré aquecedor. Esta distância é suficiente para que ocorra a reestabilização do padrão de escoamento, após a mudança de fase, conforme trabalho de Lima e Thome (2012), sendo L_S o comprimento de tubo reto e d é o diâmetro da tubulação, neste trabalho $d = 4,57 \text{ mm}$, o comprimento linear a jusante da região de mudança de fase, deve ser maior que 45 vezes o diâmetro do tubo, $L_S > 45d$ para que ocorra a reestabilização do padrão de escoamento, neste caso o L_S mínimo necessário é de aproximadamente 205 mm. Este cuidado é necessário porque quando existem curvas na tubulação, a força centrífuga é dominante sobre a de gravidade, então pode-se classificar erroneamente um padrão de escoamento.

A Fig. 26 apresenta a vista explodida da seção de teste e a Fig. 27 apresenta uma vista em corte da seção por onde escoará o CO_2 .

Outro cuidado tomado no projeto e construção da seção de teste 2, foi a região do plenum. Tal espaço é necessário para uniformização da pressão e da irrigação de todos os canais, esta situação foi prototipada virtualmente utilizando o ferramenta FLUIDFLOW do SolidWorks e é apresentada na Fig. 28. Foram realizadas simulações com outras configurações da região de plenum, porém nesta configuração ocorreu otimização da irrigação de fluido em cada canal e também a menor queda de pressão.

A seção de teste 2 é constituída por 7 canais (multicanais) quadrados, sendo assim se faz necessário determinar o diâmetro equivalente pois trata-se de seção não

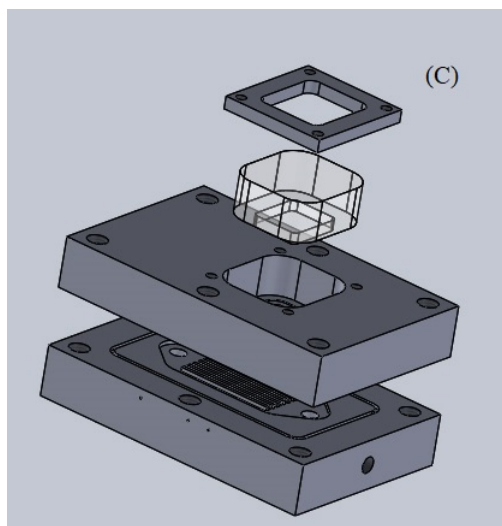


Figura 26 – Vista explodida da seção de teste 2.

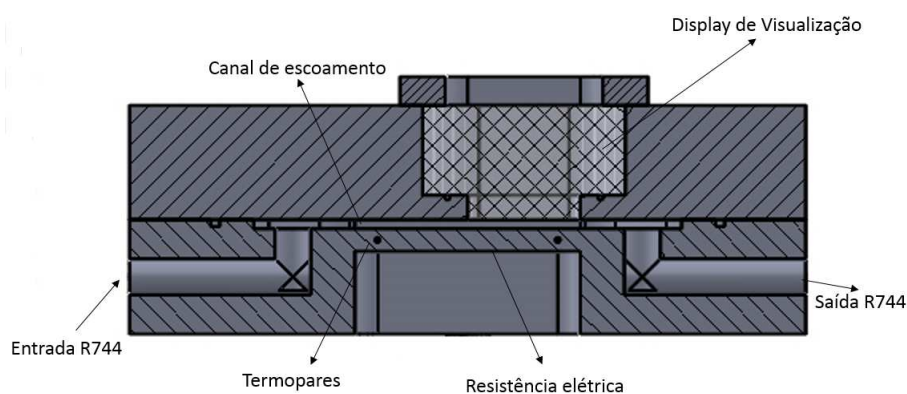


Figura 27 – Vista em corte de seção por onde escoará o CO₂.

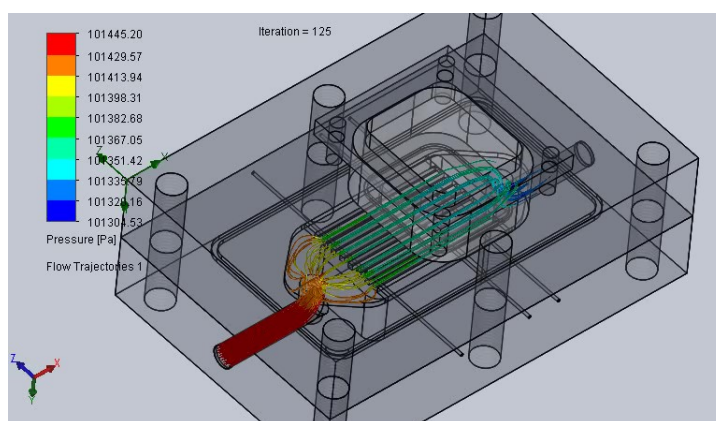


Figura 28 – Plenum com linhas de corrente.

circular, a Eq. (22), proposta por Cheng, L., Ribatski e Thome (2008) mostra como é calculado tal dimensão, que no caso estudado corresponde a $D_{eq} = 2,26 \text{ mm}$.

$$D_{eq} = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} \quad (22)$$

Aplicando a relação de confinamento, apresentada na Eq. (1) para as condições

de testes propostas nesta tese, chega-se à conclusão que o canal projetado de 2 mm de seção quadrada e $D_{eq} = 2,26 \text{ mm}$: não apresentará uma condição de escoamento em "microcanal", não apresentando efeitos perceptíveis de ebulição em microescala.

Para analisar o procedimento de aquecimento com mudança de fase na seção de teste 2, foi considerado o processo de transferência de calor da resistência (grelha) para a parede da seção de teste como sendo um processo de condução não uniforme de calor em parede plana, unidimensional em regime permanente, sendo esta uma condução com geração de energia térmica.

O esquema do processo de transferência de calor está apresentado na Fig. 29, onde q'' é o fluxo de calor imposto pela geração térmica em função de efeito Joule, $T1$ é a temperatura entre a parede externa da cavidade da seção de teste e a resistência térmica (grelha), $T2$ é a temperatura interna da parede da seção de teste 2 (parede esta que têm contato com o CO_2), Tm é a temperatura medida pelo termopar embainhado, foi utilizado isolamento térmico elastomérico e também lã de rocha nas proximidades da resistência térmica.

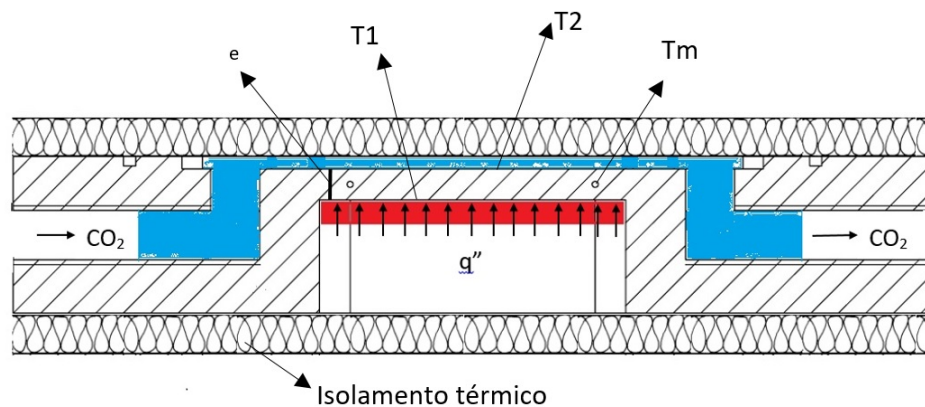


Figura 29 – Esquema da troca térmica entre resistência e seção de teste 2.

Considerando que o fluxo de calor q'' é direcionado preferencialmente na direção z , pois a parede δ é a menor distância entre o fluxo de calor e o fluido saturado que encontra-se a uma temperatura bem menor do que a parede aquecida, sendo assim tem-se o maior ΔT ; considerar as simplificações apresentadas na Eq. (23).

$$\frac{dT}{dx} \ll \frac{dT}{dz} \quad e \quad \frac{dT}{dy} \ll \frac{dT}{dz} \quad (23)$$

Sendo o sistema plano, a equação da condução do calor para este caso é apresentado na Eq. (24), e admitindo como condição de contorno 1 (C.C.1) a Eq. (25) e como condição de contorno 2 (C.C.2) a Eq. (26).

$$\frac{d^2 T}{dz^2} = 0 \quad (24)$$

$$k \frac{dT}{dz} \Big|_{z=0} = q'' \quad (25)$$

$$T(Z) = T_m \quad (26)$$

Integrando a Eq.(24) e aplicando a C.C.1 obtem-se a Eq.(27)

$$\frac{dT}{dz} = -\frac{q''}{k} \quad (27)$$

Integrando uma segunda vez a Eq.(24) e aplicando C.C.2, tem-se a solução geral para a distribuição de temperatura neste caso, que é apresentada na Eq. (28), sendo que z está no intervalo entre zero e a espessura (e) que neste caso é igual a 5mm, $0 \leq z \leq e$.

$$T(z) = -\frac{q''}{k}(Z - z) + T_m \quad (28)$$

A temperatura (T_1) entre a resistência térmica (grelha) e a cavidade da seção de teste 2 pode ser calculada mediante o circuito térmico mostrado na Fig. 30.

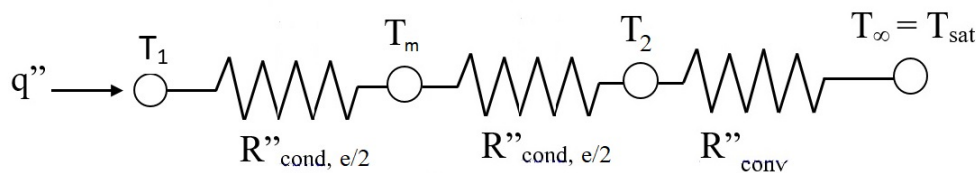


Figura 30 – Circuito térmico para análise da troca térmica entre a grelha e a seção de teste 2.

A partir da análise do circuito proposto, pode-se inferir que a temperatura T_1 pode ser calculada pela Eq. (29), onde as resistências térmicas de condução é apresentada na Eq. (30) e de convecção na Eq. (31), e com isso chega-se a solução analítica para o problema proposto.

$$T_1 = T_\infty + (R''_{cond,ST} + R''_{conv}) q'' \quad (29)$$

$$R''_{cond,ST} = \frac{e}{k} \quad (30)$$

$$R''_{conv} = \frac{1}{h} \quad (31)$$

Em posse potência elétrica fornecida, do fluxo de calor imposto e da temperatura média medida nos termopares T_m , também é possível calcular a temperatura T_1 a partir da Eq. (32) e a temperatura T_2 a partir da Eq. (33).

$$T_1 = q'' \cdot \frac{e/2}{k} + T_m \quad (32)$$

$$T_2 = T_m - q'' \cdot \frac{e/2}{k} \quad (33)$$

A geração de energia térmica não foi distribuída por toda a área uniformemente, que no caso é área da cavidade da seção de testes 2 com valor de $A_{CV} = 0,03 \times 0,05 = 0,0015 \text{ m}^2$, pois a grelha por onde ocorre a geração de energia térmica não compreende toda esta área. Em face disto foi feita a simulação de difusão do calor, com o intuito de avaliar a distribuição do fluxo de calor nas paredes internas do canal, a estrutura da seção de teste foi modelada usando MATLAB PDE Toolbox, onde toda a estrutura foi dividida em malha de elementos finitos onde cada nó têm dimensão inferior à 0,5 mm, foram feitas simulações para malhas mais refinadas com resultados muito próximos.

Um exemplo desta análise na ebulição convectiva de CO_2 é apresentado a seguir. São considerados como dados de entrada na simulação: a potência elétrica em (W), o fluxo de calor em kW/m^2 , a velocidade mássica em $\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$, título de vapor na saída da seção de teste e o coeficientes de transferência de calor em $\text{kW}/(\text{m}^2\text{K})$, sendo que para o valor do coeficiente h , foi considerada a média dos valores de h obtidos pelas correlação contidas na Tab. (5).

A Fig.31 apresenta o perfil de temperatura entre a resistência elétrica e a parede da seção de teste 2; já a Fig.32 mostra como essa energia recebida na seção é dissipada por toda a estrutura da seção de teste, para essa simulação foram utilizadas como condições de contorno as mesmos parâmetros medidos. Nesta simulação foram utilizados as seguintes condições de contorno: $x = 0,2$, $G = 140 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, $q'' = 50 \text{ kW}/\text{m}^2$, $T_{sat} = 265 \text{ K}$ e $h = 17 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$. Foram calculadas as perdas de calor pela estrutura e foram encontrados valores inferiores a 3% através do material de isolamento elastomérico.

Após analisar as figuras anteriores, é possível verificar a temperatura na interface entre a resistência elétrica e a parede da seção de teste, tendo a temperatura no meio da parede da seção de teste será possível comparar com os dados medidos de temperatura pelos termopares T_m . Nota-se também que a energia (calor) flui predominantemente para a condição de maior ΔT unidirecionalmente, coincidindo com a hipótese utilizada na solução analítica do problema físico.

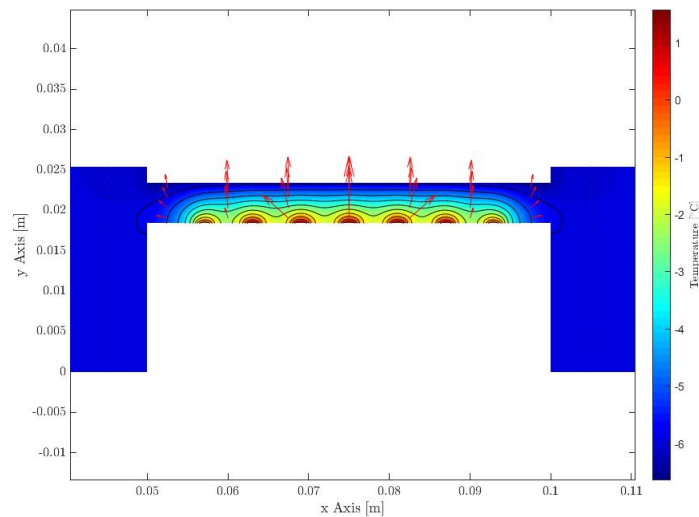


Figura 31 – Transferência de calor entre resistência elétrica e parede da seção de teste 2 para $q'' = 50 \text{ kW/m}^2$.

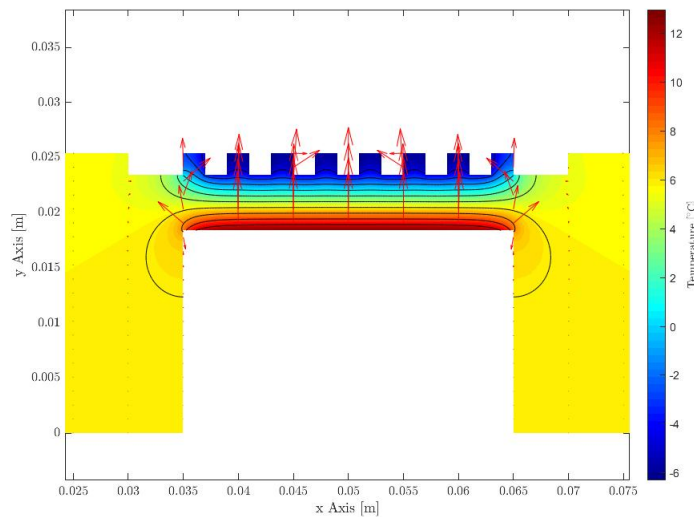


Figura 32 – Dissipação da energia pela seção de teste 2 para $q'' = 50 \text{ kW/m}^2$.

1. Bomba Triplex CATPUMP

Uma bomba de deslocamento positivo pistonada do tipo triplex marca CAT-PUMP, ver Figura. 33, é responsável pela pressurização e circulação do refrigerante ao longo do circuito. Tal bomba pode operar com velocidade mássicas entre 100 e 1300 $\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$, com rotação variando entre 100 e 1800 rpm. A bomba possui três pistões (que tornam o escoamento linear ou sem flutuações), e é específica para CO_2 . Um inversor de frequência permite o controle da vazão da bomba. O controle da pressão na entrada (sucção) da bomba, foi feita por válvula reguladora de pressão, instalada na tubulação entre o tanque acumulador e a bomba.

2. Medidor de vazão mássica Coriolis

A vazão mássica é medida por um medidor de vazão Coriolis, da marca

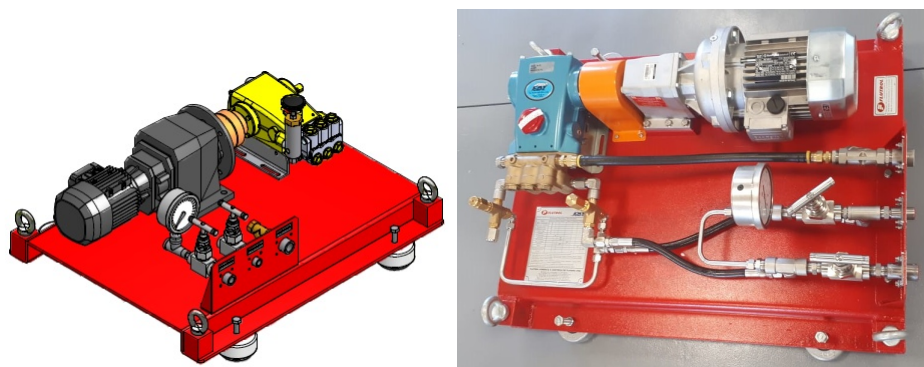


Figura 33 – Bomba triplex CATPUMP.

SIEMENS, ver Fig. 34, com capacidade de leitura para vazões entre 0 e 10 g/s e pressão máxima de 20 MPa. Esses medidores exploram o efeito da força de Coriolis, que é uma força inercial que atua sobre um corpo em movimento em um referencial não-inercial rotativo. O valor dessa força, considerando um referencial rotativo é dado pela Eq. (34), onde m é a massa do corpo, v é a velocidade linear e ω é a velocidade angular do referencial.

$$F = 2 m \vec{\omega} \times \vec{v} \quad (34)$$

Tal dispositivo permite a medição de temperatura e da frequência do controlador permitindo o cálculo e o relatório da massa específica, volume e temperatura.



Figura 34 – Medidor de vazão mássica SIEMENS.

3. Transmissor de pressão diferencial

Foi instalado um transdutor de pressão com amplificador acoplado (transmissor) marca ZURICH, com faixa de operação entre 0 a 0,15 MPa. Sua função é medir a diferença de pressão entre a entrada e a saída da seção de teste 2. No Apêndice E deste documento é apresentado o memorial de cálculo para a seleção deste equipamento.

4. Transmissores de pressão absoluta (TPA)

A bancada possui quatro TPAs, sendo dois TPAs conectados às extremidades da seção de teste 1 e os outros estão conectados a jusante e a montante da bomba para medição e controle da pressão diferencial da bomba. Tais equipamentos são da marca ZURICH, atuam até a faixa de 15 MPa de pressão relativa.

5. Banhos termostáticos

Dois banhos termostáticos com capacidade para atingir 233 K, marca QUIMIS, ver Fig. 35 são utilizados para auxiliar no controle de temperatura e pressão do sistema. Um foi instalado na serpentina do tanque acumulador, e o outro no trocador de calor de placas que está instalado na saída da seção de teste 2 e permite a condensação do vapor.



Figura 35 – Banho ultratermostático -40 QUIMIS.

6. Fontes de alimentação

Duas fontes de alimentação com corrente contínua da marca KEYSIGHT, ver Fig. 36 são utilizadas para o aquecimento do pré-aquecedor e da seção de teste por efeito Joule, garantindo o fluxo de calor constante ao longo de cada seção. Estas fontes de potência permitem trabalhar com tensões de até 15 V e correntes de até 220 A, garantindo assim potências máximas de 3300 W. As correntes elétrica foram medidas nas proximidades das conexões com a superfície a ser aquecida, com isso foi possível determinar a perda proporcional de potência na fiação em função da resistência elétrica, e tal parâmetro

foi utilizado para determinação da potência real que foi transformada em calor e utilizada nos cálculos presentes neste trabalho.

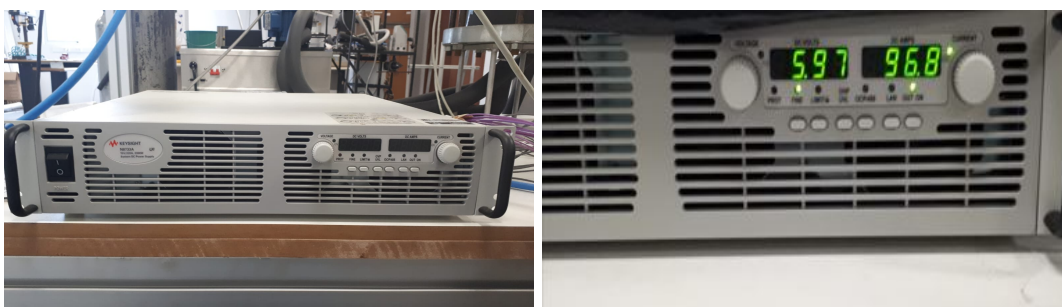


Figura 36 – Fonte de corrente contínua (15 V-220 A). KEYSIGHT.

7. Cilindro de CO₂

Um cilindro de CO₂, com pescador de líquido acoplado e capacidade de 25 kg será utilizado para o carregamento da bancada antes de cada teste. Tal cilindro será conectado ao tanque de armazenamento. O certificado de pureza da carga de CO₂ está no Anexo. 3.

8. Válvulas micrométricas de alta pressão

Válvulas micrométricas da marca SUPERLOK, são conectadas ao circuito para garantir ajuste fino em relação às vazões medidas do fluido refrigerante durante os testes.

9. Válvulas de esfera monobloco

Válvulas de esfera monobloco da marca SUPERLOK, são utilizadas para fechamento e abertura em diferentes pontos do circuito. Tais válvulas serão necessárias para a manutenção de diferentes componentes da bancada sem a necessidade de remoção total do fluido refrigerante.

10. Válvulas de alívio

Para garantir a integridade dos componentes que formam a bancada de teste, válvulas de alívio ajustáveis são integradas ao circuito de forma paralela, no by-pass da bomba (válvula de segurança marca SUPERLOK), no circuito principal da bancada e duas no tanque acumulador.

11. Termopares tipo E

Foram utilizados termopares do tipo E de conexão rápida e também soldados, ambos da marca OMEGA. Para fabricação destes últimos foi utilizado o aparato específico de soldagem capacitiva destes instrumentos, tal equipamento também é da marca Omega, modelo TL-WELD, o gás de soldagem utilizado para criar atmosfera protetora e impedir a contaminação do ar ambiente na junta soldado foi argônio, a Fig. 37, mostra o aparato de soldagem e o termopar já pronto para a utilização.



Figura 37 – Termopares do tipo E soldados por descarga capacitiva.

Os termopares do tipo embainhado possuem isolamento elétrico na bainha e foram utilizados na seção de testes com multicanais, os termopares soldados foram utilizados na seção de testes 1, e para evitar que corrente elétrica fosse dissipada pelo termopar indo ao sistema de aquisição de dados, primeiramente parte do tubo foi isolada com fita Kapton, e posteriormente foram fixados conforme Fig. 38 com bainha de PVC e para assegurar o contato entre os termopares e o tubo foi utilizada abraçadeira. Todos os termopares foram previamente calibrados, de acordo com o GUM (Guide to the Expression of Uncertainty in Measurements). Alguns termopares, que não puderam ficar dentro da norma ANSI MC96.1-1982 e ASTM E230, tiveram a incerteza tratada de forma mais conservativa, assim o erro de leituras ficou no limite de mais ou menos 1 K ($-1,0\text{ K} < \text{Erro} < +1,0\text{ K}$). O apêndice A apresenta o roteiro utilizado no processo de calibração, assim como a incerteza expandida obtida no processo que foi de ($I = \pm 0,3\text{ K}$).

12. Sistema de aquisição de dados

Um sistema de aquisição de dados (DAQ) da marca KEYSIGHT, ver Figura. 39, composto de unidade de aquisição, comutação e registro de dados é utilizado para monitoramento e obtenção dos dados de pressão, temperatura e vazão durante os experimentos. Para interface do DAQ ao computador foi utilizado o software BENCHVIEW da própria KEYSIGHT.



Figura 38 – Fixação do termopar na seção de teste 1.



Figura 39 – Sistema de Aquisição de dados. KEYSIGHT.

13. Conexões Dielétricas

Foram utilizadas conexões dielétricas, ver Fig. 40, antes e depois dos eletrodos da seção de teste 1 e também na entrada e na saída da seção de teste 2. A utilização de tais conexões é necessária pois como o aquecimento será induzido por corrente elétrica (efeito Joule), uma parte pequena de corrente pode percorrer o sentido contrário dos eletrodos e com isso danificar os instrumentos de medição e ocasionar também medições imprecisas ampliando significativamente a incerteza experimental. Tais conexões possuem capacidade de isolamento a 293 K de $10 * 10^6 \Omega$ a 10 Vcc.

14. Trocador de calor de placas

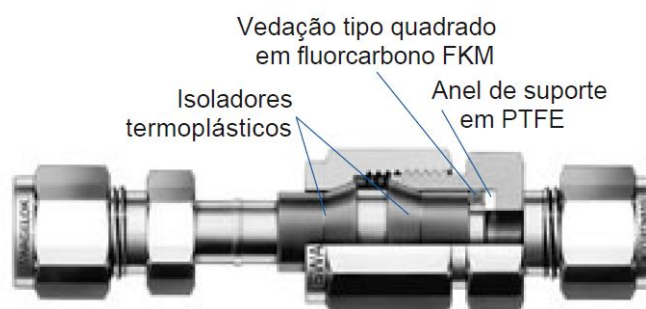


Figura 40 – Conexões Dielétricas.

Um trocador de calor de placas compacto do modelo B18, ver Figura. 41, adequado a operar em pressões de até 14,0 MPA é utilizado. O B18 da marca SWEP, segundo o fornecedor, é otimizado para bombas de calor de alta capacidade (até 150kW, como resfriador de gás e até 60 kW como evaporador). Este trocador recebe o CO₂ bifásico saindo da seção de teste 2 e o resfriará até condensar o fluido, posteriormente o fluido seguirá para o acumulador (tanque), mantendo o ciclo.

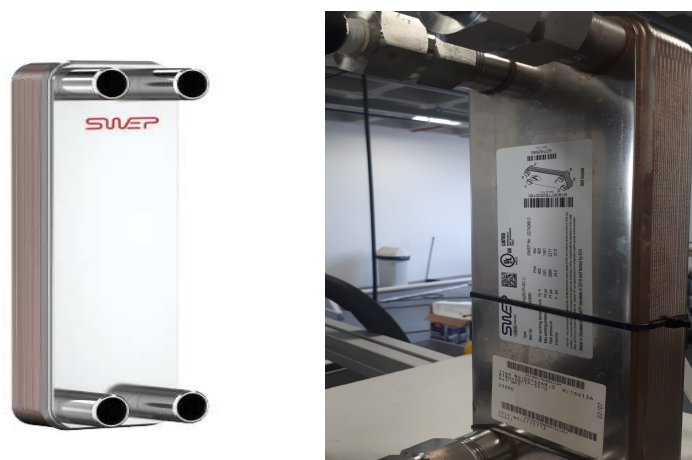


Figura 41 – Trocador de calor de placas. SWEP

15. Medidor/Controlador de CO₂

Um medidor/controlador de CO₂, ver Fig. 42 foi utilizado, e manteve-se ligado 24 horas por dia, ou enquanto a bancada estivesse carregada com CO₂. Foi posicionado nas proximidades do aparato experimental, com o intuito de medir a concentração de CO₂ presente no ar ambiente.

Segundo Takakura *et al.* (2006) numa concentração tolerável de gás carbônico no sangue a pressão sanguínea se mantém entre 35 mm Hg a 45 mm Hg, e acima desta concentração ocorre aumento de até 15 mm Hg da pressão e a pessoa é induzida a um estado de sonolência que leva ao coma e



Figura 42 – Controlador/Medidor de CO₂: TECNOPON.

à parada respiratória; o gás carbônico é levado pelo sangue até o cérebro, causando uma intoxicação.

Visando manter a segurança dos pesquisadores, o controlador será regulado em 700 ppm, o que é 300 ppm maior que a concentração média na atmosfera, se a concentração for superior a este limite, um alarme sonoro será disparado, e medidas como a abertura imediata de janelas e portas devem ser feitas, pois possivelmente ocorreu um vazamento de gás da bancada. Este equipamento também mede a temperatura ambiente.

16. Tanque de carregamento de CO₂

O fluido de trabalho que sai do cilindro de CO₂ é direcionado inicialmente para um tanque (reservatório), ver Figura. 43, que é equipado com um banho ultratermostático a fim de manter a temperatura do fluido de trabalho abaixo da temperatura de saturação correspondente à pressão de trabalho. A fase líquida de CO₂ que ocupa a parte inferior do tanque é, então, direcionada à bomba, sem o risco de succionar vapor de CO₂ e também porque a bomba está afogada. Ao fim do ciclo, após passar na seção de testes e no trocador de calor, o fluido é direcionado novamente a este tanque. Foi realizado um teste hidrostático no tanque com pressão de 10,5 MPa (1,5 p_{cr}).

3.4 BANCADA DE TESTE

A Fig. 44 apresenta o esboço do aparato experimental em perspectiva isométrica, neste esboço estão contidos os principais equipamentos constituintes da bancada. Para construção deste esboço foi utilizado o software SOLIDWORKS e seu suplemento Photoview 360.

Na Fig. 45 é apresentada imagem da bancada experimental em situação operacional.

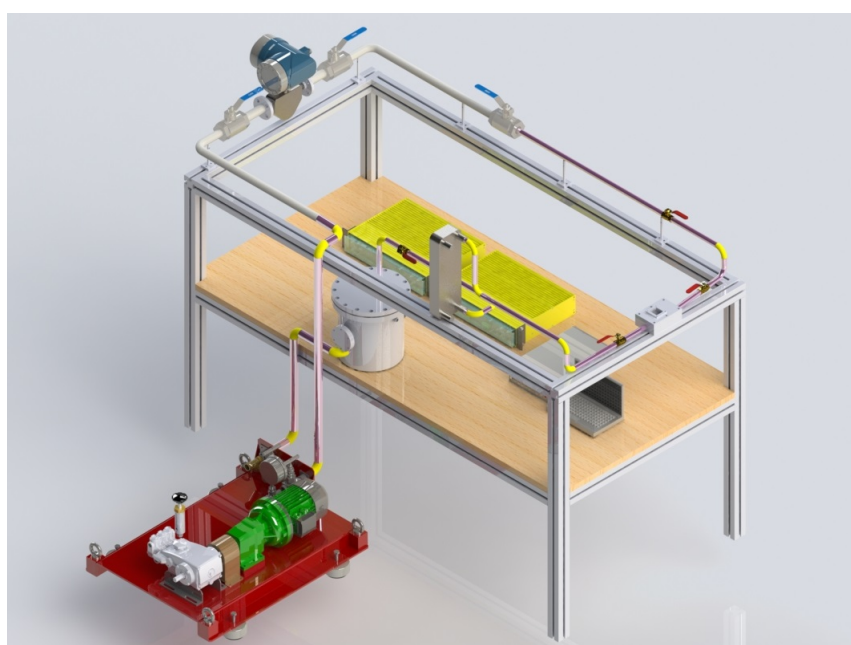
Figura 43 – Reservatório de fluido (tanque) de CO₂.

Figura 44 – Esboço do aparato experimental em perspectiva isométrica.

3.4.1 Ajustes do circuito hidráulico

Durante as primeiras tentativas de circulação de CO₂ líquido monofásico, ocorreram problemas devido a condições máximas de pressão de entrada na bomba pistoadada que é de 2,75 MPa; tal condição impõe a necessidade de baixíssimas temperaturas (abaixo de 253 K) para que o fluido esteja no estado líquido. Inicialmente o circuito hidráulico possuía apenas um ponto de carregamento de fluido, a partir deste ponto toda tubulação e conexões eram preenchidas por fluido para cada condição de pressão e temperatura de carregamento.

Com a limitação da pressão de sucção da bomba em 2,75 MPa, todo o carregamento era feito abaixo desta pressão, o que tornava o processo muito lento, pois o cilindro de CO₂ estava a 5,8 MPa na temperatura ambiente no estado líquido, deveria ser resfriado a 253 K para que fosse para o estado líquido após o carregamento, o que mostrou-se muito difícil. Outra situação complexa foi a estanqueidade da bomba,



Figura 45 – Aparato experimental operacional.

pois o selo de vedação da bomba apenas atua com fluido no estado líquido, sendo que no processo descrito acima, ocorria a existência de CO_2 bifásico ou até gasoso em função das condições termodinâmicas, e com isso parte do fluido era perdido nestas fugas até a saturação do gás em líquido.

Visando melhorar o processo de carregamento e as condições de operação do circuito, foram realizadas alterações significativas no circuito inicial. Primeiramente o circuito foi dividido em três partes isoladas por válvulas de esfera. A primeira parte é constituída pelo tanque acumulador de líquido, a segunda pela estação de bombeamento e a terceira pelo restante do circuito que compreende as duas seções de teste.

3.4.2 Carregamento de fluido

Para evitar a contaminação com ar no set-up do experimento, ele deve ser carregado apenas com o fluido de trabalho, no caso o CO_2 .

O processo utilizado para carregamento de CO_2 na bancada experimental foi o drop-in, segundo Antunes (2015), o termo drop-in, refere-se ao processo de substituição do fluido refrigerante original por outro fluido de diferente composição química. Este processo pode ser realizado da forma direta ou de maneira indireta, quando houver a necessidade de substituição do óleo lubrificante. Em ambos casos, o fluido original deve ser recolhido e reciclado. Existe também a necessidade da realização do processo de vácuo no sistema.

Neste "vácuo" a bomba deve proporcionar uma leitura vacuométrica de no mínimo 400 mmHg e, esta, deve permanecer durante um período de quatro horas. O processo de drop-in indireto requer ainda um processo de limpeza dos componentes,

garantindo total retirada do óleo lubrificante. No caso da bancada de CO₂ proposta nesta tese, onde a circulação se dará por efeito de bomba de pistões, não ocorre mistura do fluido com óleo lubrificante, com isto o processo de drop-in será realizado de forma direta.

3.4.3 Medição da velocidade mássica

Após o carregamento do sistema com CO₂, o fluido é pressurizado com o auxílio da bomba de pistões, e com isso iniciou-se a circulação pelo circuito. Ao sair do tanque de armazenamento o CO₂ teve o fluxo mássico, massa específica e temperatura medidos no medidor por efeito Coriolis, tais dados serão armazenados com o auxílio do software KEYSIGHT, e o escoamento continua em direção a seção de teste. Antes de chegar à seção de teste, o fluido foi direcionado para a seção de teste 1 que também funciona como um pré aquecedor, com fluxo de calor controlado. Tendo posse do valor do fluxo de calor e temperatura que será medida com termopares do tipo E, a área da seção transversal do tubo e conhecendo o calor específico do fluido naquela temperatura é possível calcular o fluxo mássico ou vazão mássica em (kg/s) do fluido, ver Eq. (35). Estes dados foram comparados com os valores medidos no fluxímetro e mostraram convergência de valores, conferindo ainda mais confiabilidade aos dados experimentais obtidos.

$$q'' = G c_p \Delta T \quad (35)$$

3.4.4 Aquisição de imagens e vídeos

A visualização do fluxo através dos minicanais foi possível com a utilização da câmera CMOS de alta velocidade, modelo pco.diomax HD, ver Fig. 46. Este equipamento será montado em uma configuração de similar à da Figura. 47. Tal câmera digital permite a transferência dos dados gerados para um computador, com auxílio do software Camware94V04.04 da PCO. Esta câmera é capaz de gravar 1000 imagens por segundo, com resolução de 1280 x 512 pixels.

3.4.5 Planejamento dos testes

Com a bancada em funcionamento foi possível determinar os limites superiores e inferiores de cada uma das grandezas controladas e também a influência da variação destas grandezas sobre outras. A velocidade mássica poderia ser alterada diminuindo-se a frequência no inversor do motor elétrico, porém por medidas cautelares optou-se por mantê-la acima de 48 Hz, pois abaixo desta frequência a rotação não seria suficiente para lubrificar devidamente a bomba.



Figura 46 – Câmera de alta velocidade.

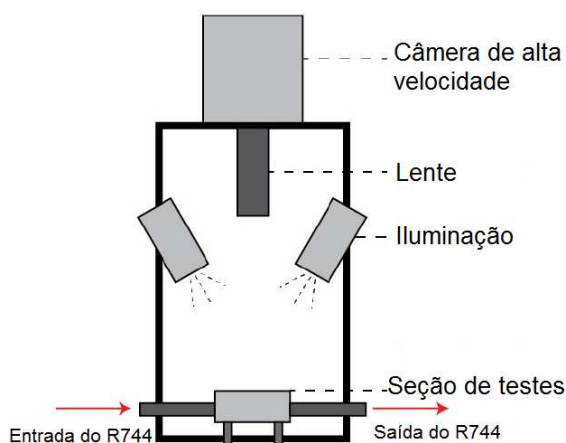


Figura 47 – Montagem da câmera de alta velocidade para a tomada de imagens da seção de teste com minicanais.

Os banhos termostáticos foram regulados na condição de refrigeração máxima, pois com o incremento do fluxo de calor imposto, este deveria absorver toda esta variação na temperatura do fluido, mantendo-o no estado de líquido saturado. A variável mais fácil de controlar foi a potência elétrica entregue às seções de teste e, como consequência, o fluxo de calor imposto, pois com a utilização de fontes de corrente a regulação da tensão e da corrente podem ser consideradas funções ativas enquanto a pressão, vazão e temperatura funções reativas.

Os testes tiveram planejamento experimental pautado na replicação, ou seja, os testes realizados em condições de velocidade mássica, temperatura e pressão, foram repetidos pelo menos três vezes; desde o processo de carregamento de fluido até a aquisição de imagens. Desta forma, quando processo de escoamento entrava em

regime permanente, o mesmo era mantido nesta condição durante tempo significativo, em torno de 15 minutos, depois disso foi extraída a média de oitenta medições de cada uma das grandezas controladas e posteriormente estes valores foram utilizados nos cálculos. Após a sequência de testes ter sido finalizada, aguardava-se o retorno a condição inicial e seguia-se com a testagem.

3.4.6 Operação do sistema

Os testes de ebulição convectiva que estão apresentados nesta tese, foram obtidos depois de vários procedimentos experimentais, que propiciaram a condução do experimento com segurança e confiabilidade dos resultados obtidos. Entre os procedimentos podemos destacar:

- revisão minuciosa de todos os componentes da bancada de trabalho;
- testes preliminares de carregamento de CO₂, nos quais foram detectados e sanados vazamentos em conexões;
- testes de escoamento de CO₂, com o intuito de: regular a pressão e a vazão (inversor de frequência) da bomba de deslocamento positivo; testar todo o sistema de aquisição de dados; testar os sistemas de aquecimento e refrigeração do fluido;
- teste hidrostático no tanque acumulador, com 1,5 vezes a pressão máxima de trabalho;
- teste de continuidade de corrente elétrica, verificando o isolamento elétrico das conexões dielétricas;
- teste do controlador de CO₂ no ar ambiente do laboratório (até soar o alarme), também foi testado o sistema de exaustão do prédio;
- teste do sistema de aquisição de imagem na câmera de alta velocidade, verificando assim o foco da lente e a luminosidade da região dos canais.

Como o sistema de circulação foi dividido em três partes, utilizando uma bomba de dois estágios, marca DUGOLD, modelo DG2-70-2RS-3, foi feito vácuo em cada uma das partes do sistema separadamente, mantendo a pressão final após o vácuo em $(3 \cdot 10^{-1} \text{ Pa})$.

A primeira parte é constituída pelo tanque acumulador de líquido, este tanque contém dois transmissores de temperatura do tipo PT 100, um disposto na parte superior do tanque e outro na parte inferior, próximo à base inferior do tanque, o que possibilita verificar se há diferenças de temperatura entre as duas regiões do fluido de trabalho. Também possui um transmissor de pressão relativa, assim, de posse dos dados do par pressão/temperatura é possível determinar o estado termodinâmico do fluido. Para segurança o tanque também possui duas válvulas de alívio reguladas

em 7,0 MPa, ou seja, abaixo do ponto crítico do CO₂. O volume interno do tanque é de 10,5 litros, então este é carregado com 10 kg de CO₂ medidos com o auxílio de balança marca ATLAS específica para medição da massa em carregamentos de cilindros pressurizados, o fluido fica isolado do restante do sistema pois são fechadas as válvulas de esfera na entrada e na saída deste circuito.

A segunda parte do sistema é constituída pelo sistema de bombeamento de fluido, o qual possui uma válvula reguladora de pressão, da marca White Martins modelo SHS-600, localizada antes da entrada da bomba; que possibilita regular a pressão após a válvula em um nível inferior a 2,75 MPa que deve ser a pressão máxima na entrada na bomba. O nível da sucção da bomba encontra-se a 0,5 m abaixo do nível do tanque acumulador de líquido, com isso a estação de bombeamento está "afogada"; e também garante-se que só líquido seja direcionado até a sucção da bomba.

A unidade de bombeamento é composta por uma bomba CATPUMP, modelo 30.CO₂, que é movimentada com a utilização de motor elétrico de 1 CV de potência, com caixa redutora de 13,4 vezes de relação de transmissão, o que resulta em uma rotação na bomba de aproximadamente 130 RPM, o acionamento do motor elétrico é realizado com a utilização de inversor de frequência marca SEW. No recalque da bomba existem duas opções de direcionamento do fluido, na primeira o fluido passa por válvula reguladora de pressão e é direcionado para saída da unidade de bombeamento, ou entrada no circuito experimental, caso ocorra sobrepressão maior que 0,5 MPa o fluido é direcionado para o dreno da estação de bombeamento. No anexo 1 é apresentado o diagrama hidráulico da unidade de bombeamento.

A terceira parte consiste no circuito principal, onde estão localizadas as seções de teste, além de três transmissores de pressão relativa, o medidor de vazão do tipo Coriolis, transmissor de pressão diferencial, e o trocador de calor de placas paralelas.

Inicialmente carregou-se o tanque acumulador com 10kg de CO₂, tal fluido foi resfriado utilizando a serpentina interna do tanque onde estava circulando uma mistura de etilenoglicol e água na proporção de 50% de cada a 243 K, posteriormente foi carregado com 300 g a terceira parte do circuito onde o trocador de calor de placas também estava com o fluido etilenoglicol e água na proporção de 50% de cada, como fluido de troca térmica e também na temperatura de 243 K.

3.4.7 Aquisição de dados e tratamento de sinais

Todos os resultados adquiridos no sistema de aquisição de dados foram tratados, e o valor médio entre oitenta valores numa situação de equilíbrio de escoamento, foi utilizado nos cálculos dos coeficientes de transferência de calor para cada situação. Como exemplo, a Fig. 48 apresenta os valores da velocidade mássica em ($kg/(m^2 \cdot s)$), das pressões de entrada e saída da seção de teste 1 em (MPa) e temperatura na saída

da seção de teste 1 em (K), para determinada situação de equilíbrio no escoamento exemplificando a metodologia que foi utilizada para aquisição dos valores finais para cálculos.

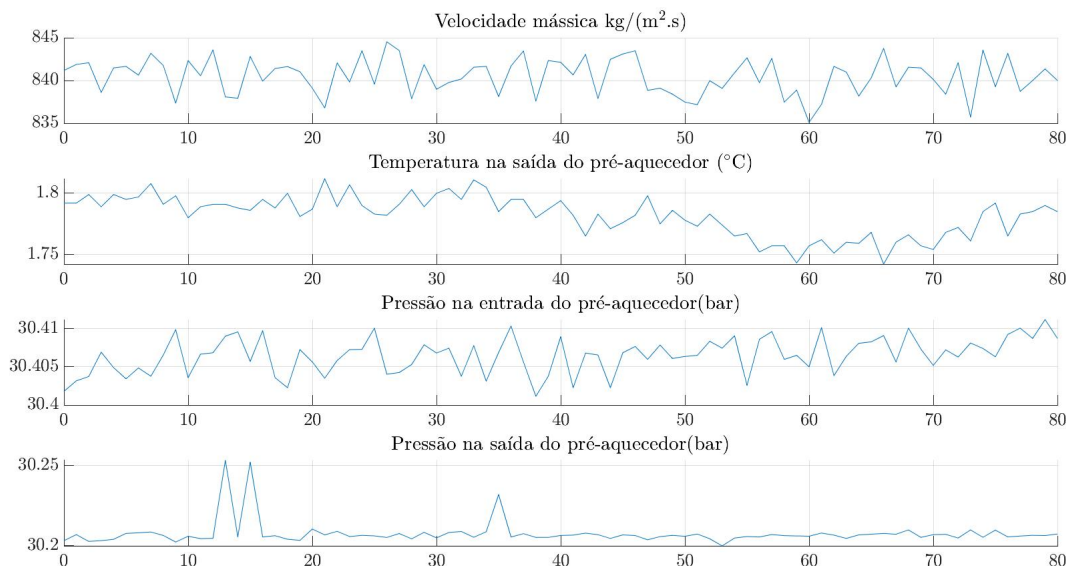


Figura 48 – Dados adquiridos no sistema de aquisição de dados (DAQ).

Na Fig. 48 é possível verificar que a temperatura medida em termopar na seção de teste 1 variou $\Delta T = 0,05 K$ valor este que é menor do que a incerteza associada a medição com o termopar que está na casa de $l = 0,3 K$. A pressão na entrada do seção de teste 1 variou $\Delta P = 10 kPa$, que é menor do que a incerteza associada a medição com o transdutor de pressão que é de $l = 10 kPa$, já a pressão de saída apresentou ruídos que variaram $\Delta P = 5 kPa$, porém na variação geral em outros casos ficou abaixo de $\Delta P = 500 Pa$. Com isso concluí-se que os testes apresentaram baixos ruídos na aquisição e que tais valores são inferiores as incertezas associadas as medições com os aparelhos. Colabora-se para este fato as condições de testes, pois os testes foram realizados durante a pandemia de COVID 19, sendo assim havia pequena circulação de pessoas na UFSC e nenhuma outra pessoa no laboratório, foram utilizados finais de semana e feriados para realização de testes o que também evita interferências na aquisição, por exemplo quando um motor de corrente alternada é ligado em redes próximas a aquisição fica totalmente prejudicada.

Como foi apresentado no capítulo de metodologia, a bomba utilizada no circuito experimental foi uma bomba pistonada indicada para altas vazões, pois foi a única no mercado à época específica para CO_2 , mesmo com a redução mecânica a rotação promovida por redutor de rotação do motor elétrico, ainda oferecia uma vazão alta para as condições do problema de transferência de calor não possibilitando o incremento maior de título de vapor de CO_2 .

3.4.8 Escoamento sem fornecimento de calor

Estando o fluido escoando sem fornecimento de calor, foram utilizadas as correlações de escoamento turbulento em tubos circulares para determinar o valor do coeficiente de transferência de calor, depois tais valores foram comparados com os resultados experimentais. Como as diferenças nas temperaturas, entre parede e fluido, são relativamente pequenas, foram utilizadas as correlações de Dittus-Boelter e Gnielinski para determinação do número de Nusselt (Nu).

A Fig. 49, apresenta as imagens de escoamento de CO₂ sem imposição de fluxo de calor, com velocidade mássica $G = 900 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, temperatura do refrigerante $T_r = 264,5 \text{ K}$, nos instantes $t = t_0$ e $t = t_0 + 1,7 \text{ s}$. O sistema faz a aquisição de 1000 fps e o sentido de escoamento da esquerda para direita.

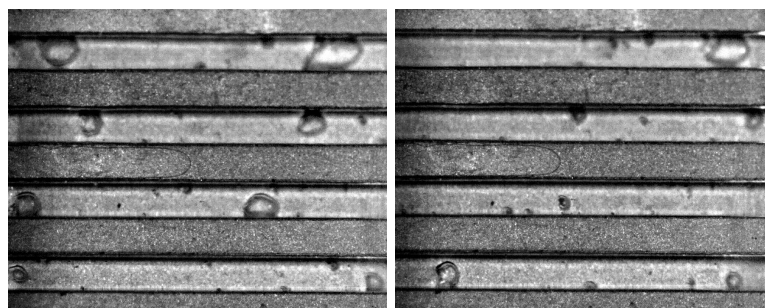


Figura 49 – Escoamento monofásico em minicanal em $t = t_0$ e em $t = t_0 + 1,7 \text{ s}$. Título de vapor, $x = 0$.

Como o fluido entra na seção de teste com a temperatura próxima de T_{sat} , existe uma facilidade do líquido mudar de fase devido à queda de pressão, principalmente devido a expansão ao atingir o plenum antes dos multicanais, favorecendo o surgimento de algumas bolhas e o transporte dessas bolhas para o interior dos canais paralelos.

Após a determinação visual do estado monofásico líquido, foi realizada a validação do escoamento monofásico, os valores obtidos para os coeficientes de calor com as correlações de Dittus-Boelter, Gnielinski comparados com os obtidos experimentalmente, apresentaram variação aproximada de 15,3% na seção de teste 2 e 11,4% na seção de teste 1. O escoamento nas condições de testes foi sempre turbulento, o Apêndice C apresenta o procedimento de validação monofásica utilizada neste estudo.

3.4.9 Incertezas experimentais

Neste trabalho as grandezas medidas e controladas foram a temperatura, a pressão e a vazão, sendo que o fluxo de calor foi controlado por fonte de corrente nos quais os parâmetros de corrente elétrica e tensão foram regulados e mantinham-se constantes, os banhos ultratermostáticos serviram como mantenedores de temperatura no trocador de calor e no tanque acumulador. A análise das incertezas associadas

às medições das diversas grandezas foi calculada seguindo o GUM ("Guide to the Expression of Uncertainty in Measurements"), (ISO; OIML, 1995).

Todos os equipamentos utilizados no processo foram considerados como fontes de incertezas do tipo padrão, posteriormente estas incertezas foram combinadas e expandidas, com isto as incertezas nas medições de temperatura, velocidade mássica e pressão estão compreendidos nos valores da incerteza expandida do coeficiente de transferência de calor " h " e da queda de pressão ΔP .

A Tab. 9 apresenta a faixa de medição e a incerteza para todos os sensores utilizados na instalação, onde " V_m " e " f_e " representam o valor medido e o fundo de escala. Os termopares foram calibrados e a descrição do processo está apresentada no Apêndice A. Os outros sensores foram regulados e calibrados antes do uso. Os resultados obtidos, mostraram que as incertezas médias e máximas nas medições dos coeficientes de transferência de calor locais foram iguais a 11% e 17%, respectivamente. A menor incerteza foi alcançada em condições de elevados graus de sub-resfriamento na entrada da seção de testes e a máxima incerteza foi obtida para reduzidas velocidades mássicas e baixos fluxos de calor. As incertezas média e máxima do fluxo de calor foram iguais a 2% e 4%, respectivamente.

Tabela 9 – Incertezas dos equipamentos

	Descrição	Faixa de medição	Incerteza
1	Termopares do tipo E (Omega)	163 a 413 K	$\pm 0,3$ K
2	Transmissor diferencial de pressão (Zurich)	0,01 a 150 Pa	$\pm 0,10$ % do fe / $\pm 0,75$ Pa
3	Transmissor de pressão relativa (Zurich)	0-14,0 MPa	$\pm 0,10$ % do fe / ± 5 kPa
4	Fluxímetro mássico de Coriolis/Siemens - MASSFLO 2100 DI 1.5	0 – 90 kg/h	$\pm 0,1$ % do vm
5	Fonte de alimentação elétrica/Agilent N6702A	I=0-200 A; V=0-15V	$\pm 1,0$ % do vm
6	Fonte de alimentação elétrica / PTN 125-10	I=0-2 A; V=0-24V	$\pm 1,0$ % do vm
7	Transmissor de pressão absoluta (zurich)	0-20 MPa	$\pm 0,10$ % do fe / ± 50 kPa
8	Transmissor de temperatura - PT100 (zurich)	223 a 323 K	$\pm 0,15$ K
9	Sistema de Aquisição de dados / Agilent 34972A	5 1/2 dígitos	$\pm(0,05\% V_m + 4 * 10^{-6})$

A Tab. 10 apresenta as incertezas relativas da velocidade mássica (G), do título de vapor (x_v), do fluxo de calor (q'') e do coeficiente de transferência de calor (h).

Tabela 10 – Incertezas relativas

Parâmetro	Incerteza Relativa (%)
Velocidade mássica (G)	<1,3
Fluxo de calor (q'')	<4,1
Título de vapor (x_v)	<4,5
Coefficiente de transferência de calor (h)	<13,2

4 RESULTADOS

4.1 EBULIÇÃO CONVECTIVA NA SEÇÃO DE TESTE 1

Foram realizados testes com duas velocidades mássicas de aproximadamente 660 e 900 kg/(m²s), e fluxos de calor variando entre 2,5 e 75,0 kW/m². Neste procedimento foram obtidos em torno de 100 pontos experimentais com diferentes vazões, pressões e fluxos. A Tab. 11 apresenta alguns resultados compilados e tratados, onde a temperatura nos termopares é a média entre a temperatura na extremidade de cima da parede do tubo e a temperatura na extremidade de baixo da parede, também apresenta as principais propriedades e coeficientes obtidos nesta seção de teste.

Tabela 11 – Ebulição convectiva - Seção de teste 1.

Título de vapor na saída (x)	T _{sat} (K)	Pressão (MPa)	Fluxo de Calor (kW/m ²)	Temperatura nos termopares (K)	Temperatura da parede - T _w (K)	h (kW/m ² K)
0,01	266,17	2,9	2,5	268,35	268,30	1,14
0,10	264,90	2,8	26,1	269,06	268,25	7,73
0,21	270,80	3,2	50,0	276,20	274,60	13,15
0,31	273,49	3,5	75,0	279,60	277,25	20,0

A Fig. 50 ilustra os pontos experimentais sobre o mapa de padrões de Cheng, L. *et al.* (2008) para um tubo de diâmetro 4,57 mm à uma pressão de 3,0 MPa e fluxo de calor de 75 kW/m². O mapa mostra que os padrões esperados para o experimento foram o intermitente e o anular.

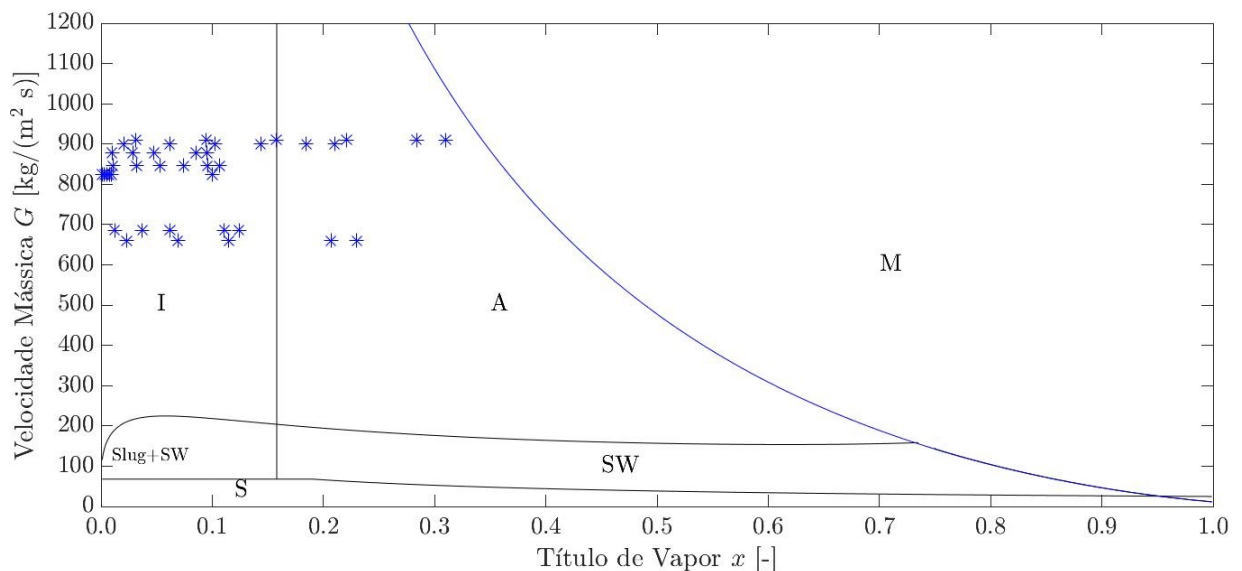


Figura 50 – Mapa de padrões de escoamento para fluxo de calor $q'' = 75 \text{ W/m}^2$ e pressão $P = 3,0 \text{ MPa}$ no tubo de 4,57 mm de diâmetro.

É possível verificar que o ponto do maior título de vapor testado fica próximo da linha de transição entre o escoamento anular e o dryout/mist, nesta condição as linhas de dryout e mist são coincidentes, o que indica que a secagem é muito rápida e

ocorre uma transição direta do escoamento anular para o escoamento em névoa, sem a secagem parcial esperada para escoamento horizontal.

4.1.1 Comparação do coeficiente de transferência de calor experimental com o obtido por correlações na seção de teste 1

Nesta subseção é feita a comparação dos valores do coeficiente h de transferência de calor calculados a partir das condições experimentais deste trabalho através da Eq. (7), com os obtidos por correlações existentes na literatura contidos na Tab. 5.

O método utilizado foi o do erro médio absoluto (MAE), os resultados também foram comparados utilizando o erro médio relativo (MRE), o intuito de apresentar o erro médio relativo é não mascarar possíveis erros sistemáticos ou tendência de dados no controle estatístico.

$$MAE = \frac{1}{N} \sum_1^N \left| \frac{h_{experimental} - h_{predicted}}{h_{experimental}} \right| \quad (36)$$

Foi utilizado o software MATLAB com a ferramenta Coolprop para efetuar os cálculos e os resultados da comparação entre o coeficiente de transferência de calor em tubo cilíndrico no escoamento horizontal estão apresentados nas figuras desta seção dos resultados, sendo que os parâmetros térmicos são mostrados nas legendas das figuras.

Na Fig. 51 são apresentados os pontos com valores de h experimentais, calculados pela Eq. (7), para o escoamento em tubo de seção transversal circular com diâmetro interno de 4,57 mm com um metro de comprimento, em três diferentes condições velocidades mássicas e fluxos de calor, além de serem inseridos os erros associados a incerteza máxima do coeficiente de transferência de calor que é 17%. Nota-se que o coeficiente de transferência de calor aumenta com o título de vapor e começa a diminuir a partir de um determinado título antes da condição de secagem prevista pelo mapa de Cheng, L. *et al.* (2008). Tal comportamento do CO₂ foi observado nos estudos experimentais de Bredesen *et al.* (1997) e posteriormente no trabalho de Yoon *et al.* (2004).

Avaliando outros resultados experimentais com escoamento em ebulição de CO₂, foram encontrados duas justificativas para essa tendência contraditória. Bredesen *et al.* (1997) explicaram que isto ocorre devido à alta pressão e a densidade média (líquido/vapor) ser reduzida, perto das condições do ponto crítico do CO₂. Dessa forma a película de líquido se rompe prematuramente ocasionando a secagem parcial da parede.

Apesar da não visualização do escoamento, os autores alegam que a secagem ocorreu devido ao aumento da temperatura da parede do tubo na parte de cima quando comparado com a temperatura da parte de baixo. O trabalho deles foi realizado com

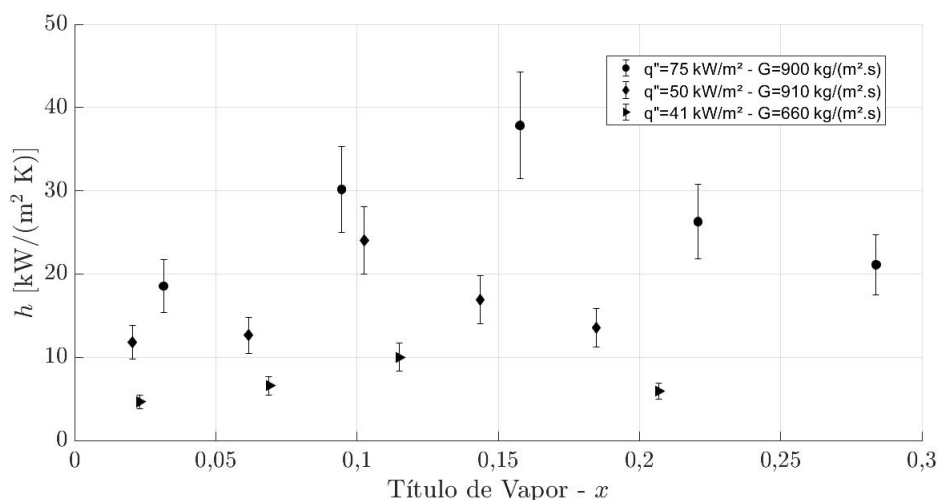


Figura 51 – Coeficiente de transferência de calor h em função do título na seção de teste 1 para diferentes velocidades mássicas e fluxos de calor.

velocidades mássicas variando entre 212 kg/(m²s) e 530 kg/(m²s) e pressões reduzidas de 0,424 a 0,77. Thome e El Hajal (2004), com base nos dados de Yun *et al.* (2001), alegam que a queda no coeficiente de transferência de calor ocorre devido a supressão da ebulição nucleada ao invés da secagem, pois não há indícios que validem essa hipótese.

Como discutido por Mastrullo, Mauro e Viscito (2019), para essas condições de fluxo de calor, é esperado que a transferência de calor seja dominada pela ebulição nucleada, com a supressão da nucleação a contribuição da ebulição nucleada diminui e conseqüentemente o coeficiente de transferência de calor também diminui.

Para os dados experimentais da Fig. 51, não foram verificados aumentos significativos da temperatura da parede de cima em relação a de baixo que justifiquem uma secagem prematura. Portanto a hipótese de supressão da ebulição nucleada parece mais apropriada para a queda no coeficiente de transferência de calor.

A Fig. 52 mostra os resultados comparativos da ebulição convectiva do CO₂ com as correlações de Yoon *et al.* (2004), Thome e El Hajal (2004) e Cheng, L. *et al.* (2006). As velocidades mássicas variaram entre 600 e 900 kg/(m²s), pressões entre 2,8 e 3,5 MPa e fluxos de calor chegando até 75 kW/m². Foram traçadas duas retas representando desvios de 30% para mais e para menos.

A Tab. 12 mostra as métricas estatísticas para comparação do coeficiente de transferência de calor com as correlações. O modelo de Yoon *et al.* (2004) apresentou o menor MAE (26%) e previu a maior quantidade de dados no intervalo de $\pm 30\%$ (42%). Apesar do modelo de Cheng, L. *et al.* (2006) apresentar maior MAE (77%), prevê mais pontos (35%) no intervalo de $\pm 30\%$ que o modelo de Thome e El Hajal (2004). O modelo de Thome e El Hajal (2004) foi construído para microcanais e prevê apenas 15% dos dados no intervalo de $\pm 30\%$. A correlação de Thome e El Hajal

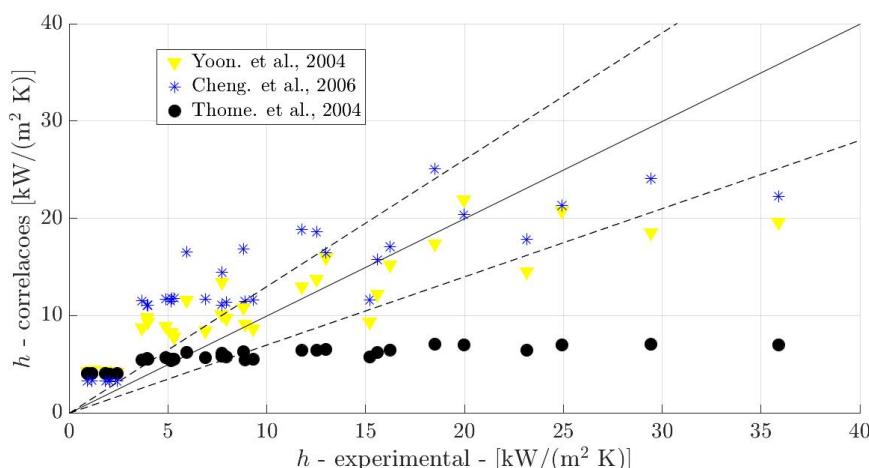


Figura 52 – Comparação de h - Seção de teste 1 - tubo de 4,57 mm de diâmetro - escoamento turbulento em diversas condições de testes.

(2004), para coeficientes "h" maiores que 12 kW/(m²K) apresenta maior desvio nos pontos, pois esta correlação tentou ajustar o comportamento do CO₂ com o R134; pois durante a ebulição convectiva do R134 ocorre um aumento proporcional do título de vapor com o aumento do coeficiente de transferência de calor h até títulos elevados (maiores que 80%), com o CO₂ nos testes neste trabalho, tal comportamento não foi observado.

Tabela 12 – Parâmetros estatísticos para comparação do coeficiente de transferência de calor com correlações.

Autores	MRE [%]	MAE [%]	±30% [%]
(YOON <i>et al.</i> , 2004)	7,0	26	42
(THOME; EL HAJAL, 2004)	-26	39	15
(CHENG, L. <i>et al.</i> , 2006)	69	77	35

4.2 RESULTADOS DA EBULIÇÃO CONVECTIVA NA SEÇÃO DE TESTE 2

Nesta subseção são apresentados os resultados do processo de ebulição convectiva de CO₂ na seção de teste 2, onde estão dispostos sete minicanais de seção transversal quadrada com lado medindo 2 mm e comprimento de 50 mm, sendo esta seção de teste fabricada em aço inoxidável AISI 304 com display de visualização em acrílico polido.

Durante os testes, a velocidade mássica em cada canal foi mantida em aproximadamente $G = 130\text{kg}/\text{m}^2 \text{ s}$. Para cada uma das condições testadas dentro destes parâmetros, foram realizadas aquisições de imagens que são apresentadas nos testes a seguir, sendo separados em cinco experimentos, definidos na Tab.13.

Nas imagens apresentadas da ebulição convectiva de CO₂, o sentido de escoamento é da esquerda para a direita e os parâmetros termodinâmicos são apresentados

Tabela 13 – Experimentos de ebulição de CO₂ na seção de teste 2.

Sequência	Fluxo de calor (kW/m ²)	Velocidade mássica (kg/(m ² s))	Título de vapor x	h (kW/(m ² K))
Experimento 1	4,5	128	0,08	4,7
Experimento 2	16,1	141	0,11	6,6
Experimento 3	37,7	140	0,15	11
Experimento 4	56	132	0,19	14
Experimento 5	85	136	0,25	20

na descrição de cada figura. As imagens foram captadas apenas na região central com foco em quatro microcanais, pois em função das características construtivas do display de visualização os canais das extremidades ficavam sombreados.

A Fig. 53 apresenta os dados experimentais para minicanais paralelos com diâmetro equivalente de 2,26 mm sobre o mapa de padrões de Cheng, L. *et al.* (2008) construído para uma pressão de 3,0 MPa e fluxo de calor de 40 kW/m². O mapa prevê padrões intermitente e anular para velocidades mássicas em torno de 200 kg/(m²s) e padrões slug+estratificado ondulado e estratificado ondulado para velocidades mássicas em torno de 130 kg/(m²s).

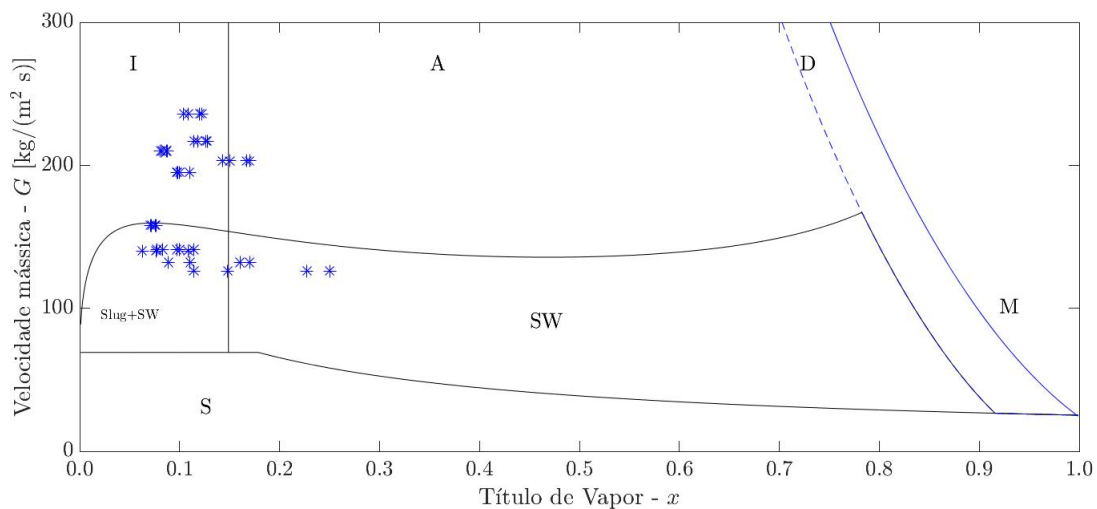


Figura 53 – Mapa do padrão de escoamento para fluxo de calor de 40 W/m² e pressão de 3,0 MPa.

4.2.1 Experimento 1

Nesta sequência são apresentados os resultados obtidos na ebulição convectiva de CO₂ com potência fornecida de 24 W, fluxo de calor de 4,5 kW/m², velocidade mássica de 188 kg/(m².s); obtendo-se um título de saída: x = 0,08 e um coeficiente de transferência de calor de h = 4,7 kW/(m².K). A Fig.54 apresenta o perfil de transferência de calor entre a resistência elétrica e a parede da seção de teste 2; já a Fig.55 mostra como essa energia recebida na seção é dissipada por toda a estrutura da se-

ção de testes, para essa simulação foram utilizadas como condições de contorno os mesmos parâmetros medidos.

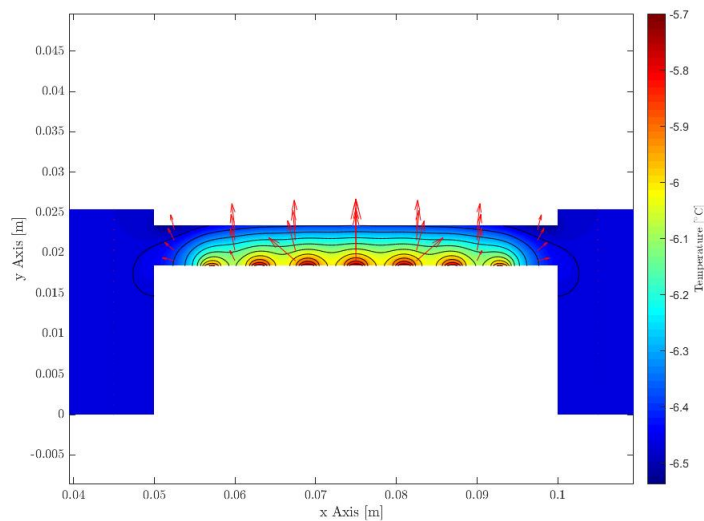


Figura 54 – Transferência de calor entre resistência elétrica e parede da seção de teste 2 para $q'' = 3,62\text{kW/m}^2$.

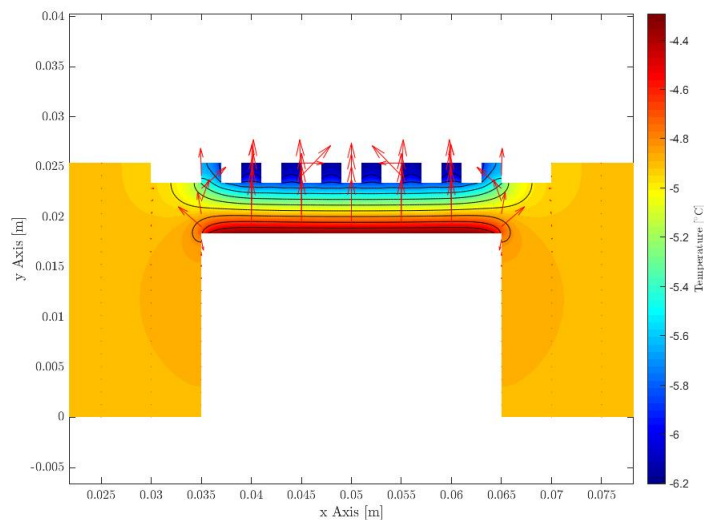


Figura 55 – Dissipação da energia pela seção de teste 2 para $q'' = 3,62\text{kW/m}^2$.

Após analisar os dados da simulação, verifica-se que a temperatura na interface entre a resistência elétrica e a parede da seção de teste é: $T_1 = 268,6\text{ K}$, e a temperatura no meio da parede da seção de teste é: $T_m = 267,8\text{ K}$. Com esses dados é possível comparar com os dados medidos de temperatura pelos termopares, sendo que a temperatura média foi de: $T_m = 267,73\text{ K}$, que corresponde a temperatura no meio da espessura entre o contato com a resistência elétrica e o contato com o fluido, ocorrendo convergência entre os resultados teóricos e os experimentais. Nota-se também que o calor flui predominantemente para a condição de maior ΔT unidirecionalmente, coincidindo com a hipótese utilizada na solução analítica do problema físico.

A Fig. 56, apresenta imagens de escoamento de CO_2 , com título de 8%, velocidade mássica $G = 128 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, fluxo de calor de $q'' = 4,5 \text{ kW}/\text{m}^2$ e temperatura de saturação $T_{sat} = 266,3 \text{ K}$ nos instantes $t = t_0$ e $t = t_0 + 1,4 \text{ s}$. O mapa de Cheng, L. *et al.* (2008) (Fig. 53) prevê o escoamento slug + estratificado ondulado para esta condição experimental. Como a imagem corresponde a vista superior do canal, a identificação do padrão estratificado ondulado é difícil de ser percebida. No entanto pequenas instabilidades na película de líquido indicam ondas na superfície líquido-vapor nos intervalos dos slugs. Portanto, o mapa de Cheng, L. *et al.* (2008) prevê corretamente o padrão.

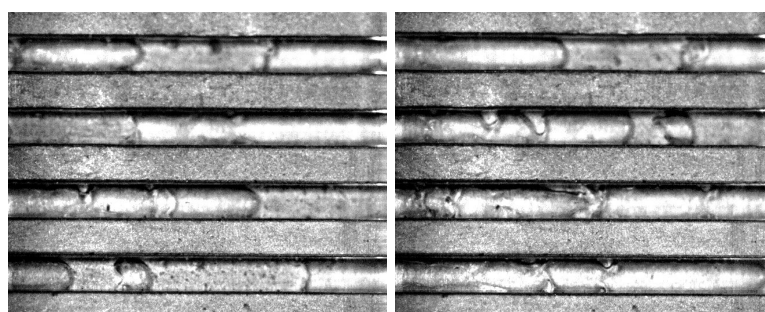


Figura 56 – Escoamento em minicanais paralelos (seção 2). Título de saída $x = 0,08$, $q'' = 4,5 \text{ kW}/\text{m}^2$, $G = 128 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, $h = 4,7 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$, $t = t_0$ e $t = t_0 + 1,4 \text{ s}$.

4.2.2 Experimento 2

Nesta sequência são apresentados os resultados obtidos na ebulição convectiva de CO_2 com potência fornecida de $86,4 \text{ W}$, fluxo de calor de $16,1 \text{ kW}/\text{m}^2$, velocidade mássica de $141 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$; um obtendo-se um título de saída: $x = 0,11$ e um coeficiente de transferência de calor de $h = 6,6 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$. A Fig.57 apresenta o perfil de transferência de calor entre a resistência elétrica e a parede da seção de teste 2; já a Fig. 58 mostra como essa energia recebida na seção é dissipada por toda a estrutura da seção de teste, para essa simulação foram utilizadas como condições de contorno os mesmos parâmetros medidos.

Após analisar as figura anteriores, nota-se também que a o calor flui predominantemente para a condição de maior ΔT unidirecionalmente, coincidindo com a hipótese utilizada na solução analítica do problema físico. Verifica-se que temperatura na interface entre a resistência elétrica e a parede da seção de teste é: $T_1 = 269 \text{ K}$, e a temperatura no meio da parede da seção de teste é: $T_m = 270,5 \text{ K}$, que comparando com os dados medidos de temperatura pelos termopares: $T_m = 269,8 \text{ K}$, apresenta uma variação de $0,7 \text{ K}$.

A Fig. 59, apresenta imagens de escoamento de CO_2 , com título igual a $0,11$, velocidade mássica $G = 141 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, fluxo de calor de $q'' = 16,1 \text{ kW}/\text{m}^2$ e temperatura de saturação $T_{sat} = 265,9 \text{ K}$ nos instantes $t = t_0$ e $t = t_0 + 1,8 \text{ s}$. Este ponto experimental se encontra bem próximo da linha de transição entre o escoamento intermitente e

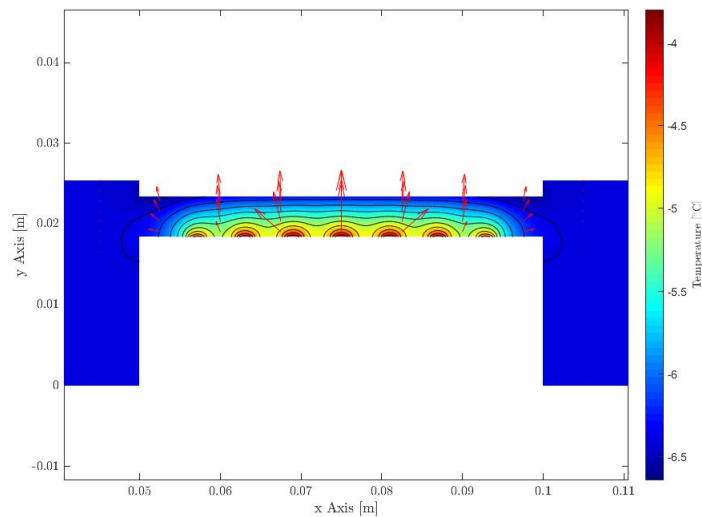


Figura 57 – Transferência de calor entre resistência elétrica e parede da seção de teste 2 para $q'' = 16,1 \text{ kW/m}^2$.

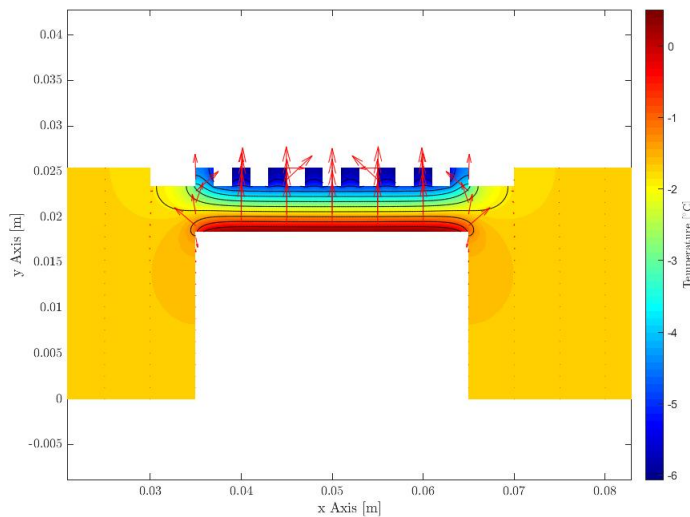


Figura 58 – Dissipação da energia pela seção de teste 2 para $q'' = 16,1 \text{ kW/m}^2$.

slug + estratificado-ondulado da Fig. 53. As imagens apresentam características de escoamento intermitente, com variações entre padrões de slugs de líquido com bolhas e escoamento anular. Apesar das linhas de transição serem bem definidas, há uma variação entre a transição de fato, o que pode comprometer a acuracidade do mapa. O padrão esperado é o slug + estratificado ondulado no entanto, as imagens mostram escoamento intermitente.

4.2.3 Experimento 3

Neste terceiro experimento são apresentados os resultados obtidos na ebulição convectiva de CO_2 com potência fornecida de $202,3 \text{ W}$, fluxo de calor de 37 kW/m^2 , velocidade mássica de $140 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$; obtendo-se um obtendo-se um título de saída: $x = 0,15$ e um coeficiente de transferência de calor de $h = 11 \text{ kW/(m}^2 \cdot \text{K)}$. A Fig.60

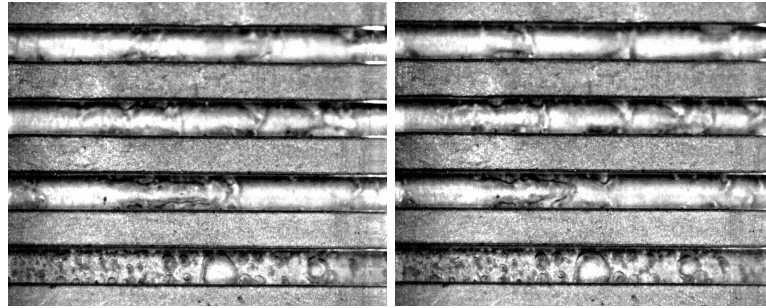


Figura 59 – escoamento em minicanais paralelos (seção 2). Título de saída $x = 0,11$, $q'' = 16,1 \text{ kW/m}^2$, $G = 141 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$, $h = 6,61 \text{ kW/(m}^2\text{K)}$, $t = t_0$ e $t = t_0 + 1,8 \text{ s}$.

apresenta o perfil de transferência de calor entre a resistência elétrica e a parede da seção de teste 2; já a Fig.61 mostra como essa energia recebida na seção é dissipada por toda a estrutura da seção de testes, para essa simulação foram utilizadas como condições de contorno os mesmos parâmetros medidos.

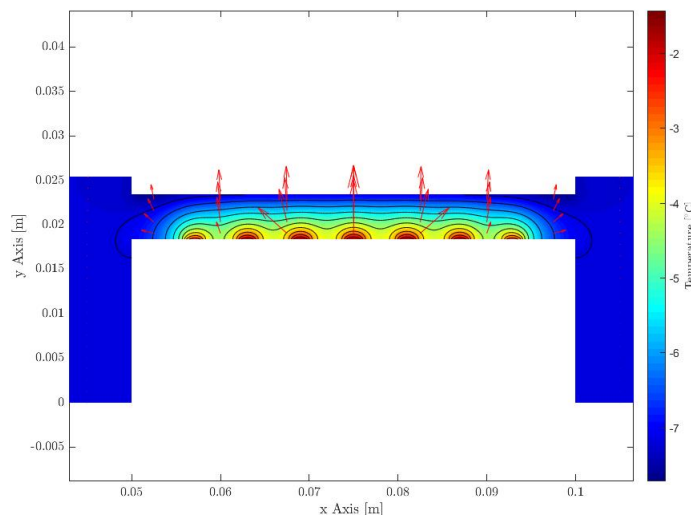


Figura 60 – Transferência de calor entre resistência elétrica e parede da seção de teste 2 para $q'' = 37 \text{ kW/m}^2$.

Após analisar as figuras anteriores, verifica-se que temperatura na interface entre a resistência elétrica e a parede da seção de teste é: $T_1 = 281 \text{ K}$, e a temperatura no meio da parede da seção de teste é: $T_m = 274,5 \text{ K}$. Comparando com os dados medidos de temperatura pelos termopares, sendo que a temperatura média foi de: $T_m = 274,56 \text{ K}$, observa-se uma diferença de apenas $0,06 \text{ K}$. Nota-se também que o calor flui predominantemente para a condição de maior ΔT unidirecionalmente, coincidindo com a hipótese utilizada na solução analítica do problema físico.

A Fig. 62, apresenta as imagens de escoamento de CO_2 , com título de 15%, velocidade mássica $G = 140 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$, fluxo de calor de $q'' = 37,7 \text{ kW/m}^2$ e temperatura de saturação $T_{sat} = 265,46 \text{ K}$ nos instantes $t = t_0$ e $t = t_0 + 1,1 \text{ s}$. Este ponto experimental é semelhante ao da Fig. 59 com a diferença no fluxo de calor mais elevado

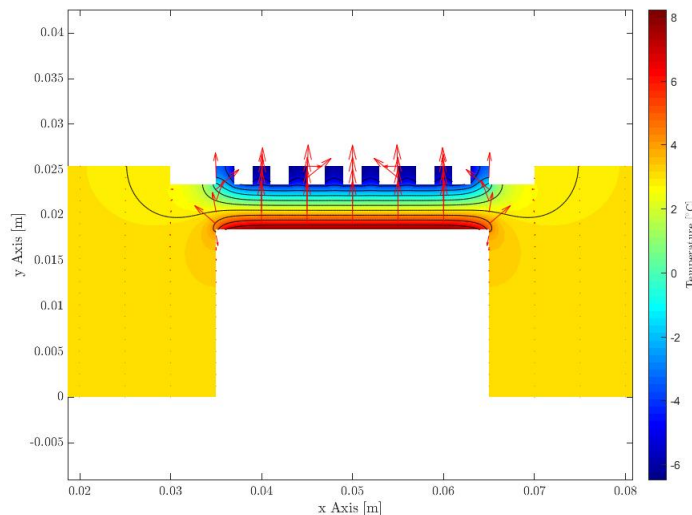


Figura 61 – Dissipação da energia pela seção de teste 2 para $q'' = 37\text{kW}/\text{m}^2$.

para este caso. O padrão de escoamento é o intermitente com maior frequência de intermitência quando comparado ao anterior. Além disso, há uma presença de bolhas coalescidas maiores para este segundo caso. No tempo $t=1,1$ s, a imagem da direita revela claramente bolhas menores na base dos canais, evidenciando a presença do regime de ebulição nucleada, que não é observado nas imagens à esquerda devido à passagem das bolhas estratificadas.

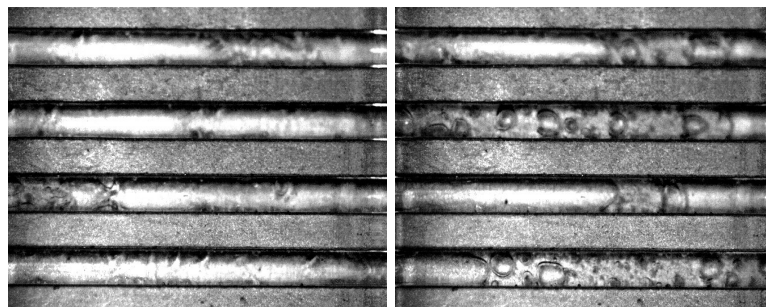


Figura 62 – Escoamento em minicanais paralelos (seção 2). Título de saída $x = 0,15$, $q'' = 37,7 \text{ kW}/\text{m}^2$, $G = 140 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, $h = 9,37 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$, $t = t_0$ e $t = t_0 + 1,1$ s.

4.2.4 Experimento 4

No quarto experimento são apresentados os resultados obtidos na ebulição convectiva de CO_2 com potência fornecida de 300 W , fluxo de calor de $56 \text{ kW}/\text{m}^2$, velocidade mássica de $132 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$; obtendo-se um título de saída: $x = 0,19$ e um coeficiente de transferência de calor de $h = 14 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$. A Fig.63 apresenta o perfil de transferência de calor entre a resistência elétrica e a parede da seção de teste 2; já a Fig.64 mostra como essa energia recebida na seção é dissipada pela estrutura da

seção de testes, para essa simulação foram utilizadas como condições de contorno os mesmos parâmetros medidos.

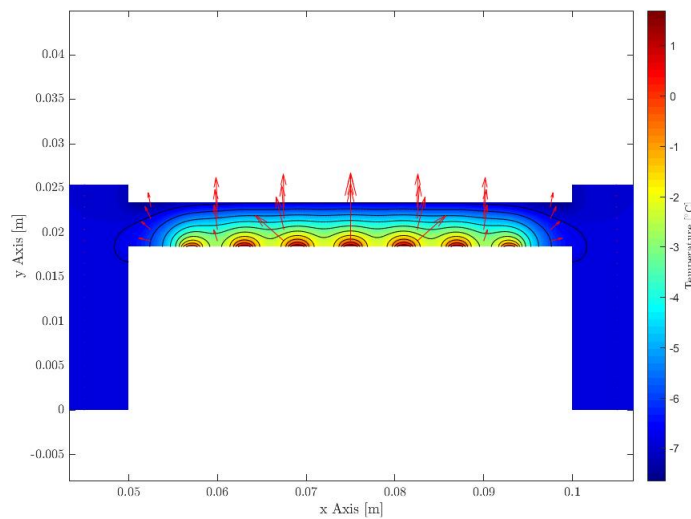


Figura 63 – Transferência de calor entre resistência elétrica e parede da seção de teste 2 para $q'' = 56 \text{ kW/m}^2$.

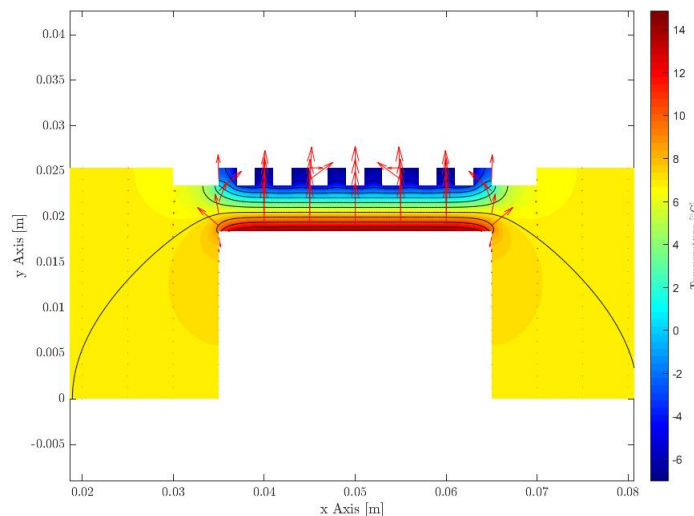


Figura 64 – Dissipação da energia pela seção de teste 2 para $q'' = 56 \text{ kW/m}^2$.

Após analisar as figuras anteriores, verifica-se que temperatura na interface entre a resistência elétrica e a parede da seção de teste é: $T_1 = 287 \text{ K}$, e a temperatura no meio da parede da seção de teste é: $T_m = 278 \text{ K}$. Com esses dados é possível comparar com os dados medidos de temperatura pelos termopares, sendo que a temperatura média foi de: $T_m = 277,42 \text{ K}$, diferença de 0,58 K. Nota-se também que o calor flui predominantemente para a condição de maior ΔT unidirecionalmente, porém uma pequena parte de calor é dissipada para a estrutura.

A Fig. 65, apresenta as imagens de escoamento de CO_2 , com título igual a 0,19, velocidade mássica $G = 132 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$, fluxo de calor de $q'' = 56 \text{ kW/m}^2$ e temperatura

de saturação $T_{sat} = 265,4 \text{ K}$ nos instantes $t = t_0$ e $t = t_0 + 2,5 \text{ s}$. Assim como o primeiro caso, o padrão esperado pelo mapa de Cheng, L. *et al.* (2008) é o slug + estratificado ondulado. É possível perceber a presença de instabilidades na interface líquido-vapor no intervalo de slugs, caracterizando o padrão slug + estratificado ondulado. Além disso, mesmo para uma película de líquido fina, é possível observar o regime de ebulição nucleada em que as bolhas crescem a ponto de romperem a película de líquido.

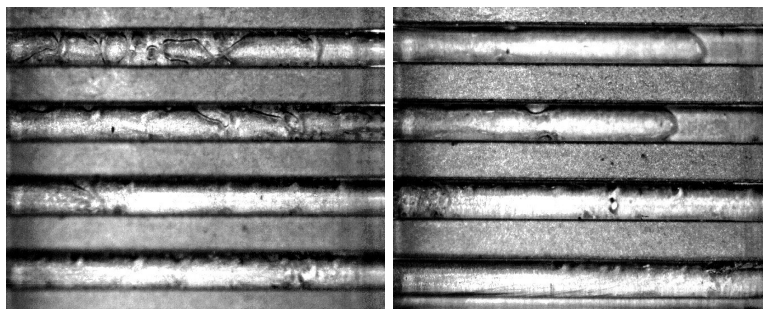


Figura 65 – escoamento em minicanais paralelos (seção 2). Título de saída $x = 0,19$, $q'' = 56 \text{ kW/m}^2$, $G = 132 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$, $h = 14,7 \text{ kW/(m}^2\text{K)}$, $t = t_0$ e $t = t_0 + 2,5 \text{ s}$.

4.2.5 Experimento 5

Nesta quinta sequência são apresentados os resultados obtidos na ebulição convectiva de CO_2 com potência fornecida de 455 W , fluxo de calor de 85 kW/m^2 , velocidade mássica de $136 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$; obtendo-se um título de saída: $x = 0,25$ e um coeficiente de transferência de calor de $h = 20 \text{ kW/(m}^2\text{K)}$. A Fig. 66 apresenta o perfil de transferência de calor entre a resistência elétrica e a parede da seção de teste 2; já a Fig. 67 mostra como essa energia recebida na seção é dissipada por toda a estrutura da seção de testes, para essa simulação foram utilizadas como condições de contorno os mesmos parâmetros medidos.

Vendo as figura anteriores, verifica-se que temperatura na interface entre a resistência elétrica e a parede da seção de teste é: $T_1 = 295 \text{ K}$, e a temperatura no meio da parede da seção de teste é: $T_m = 282 \text{ K}$. Com esses dados é possível comparar com os dados medidos de temperatura pelos termopares, sendo que a temperatura média foi de: $T_m = 283,8 \text{ K}$, que corresponde a temperatura no meio da espessura entre o contato com a resistência elétrica e o contato com o fluido, diferença de $1,3 \text{ K}$.

Nota-se também que o calor flui predominantemente para a condição de maior ΔT unidirecionalmente, coincidindo com a hipótese utilizada na solução analítica do problema físico, porém uma parcela maior se comparada aos outros experimentos foi dissipada na estrutura. Pode-se constatar que para fluxos maiores que os deste experimento, a parcela de calor dissipada no meio deveria ser considerada nos cálculos,

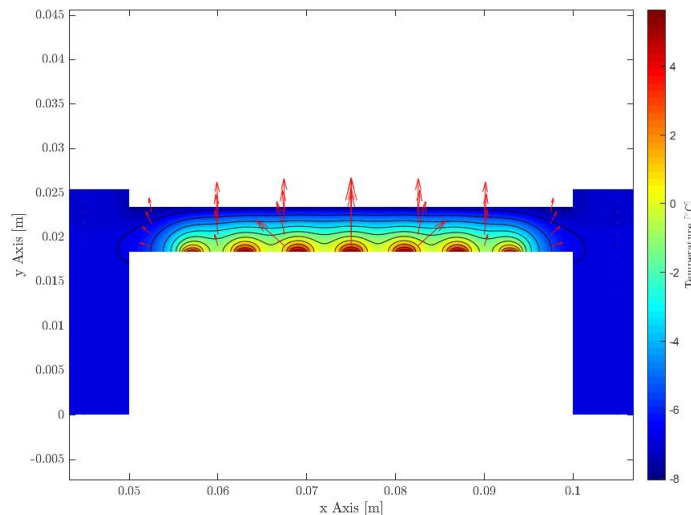


Figura 66 – Transferência de calor entre resistência elétrica e parede da seção de teste para $q'' = 85 \text{ kW/m}^2$.

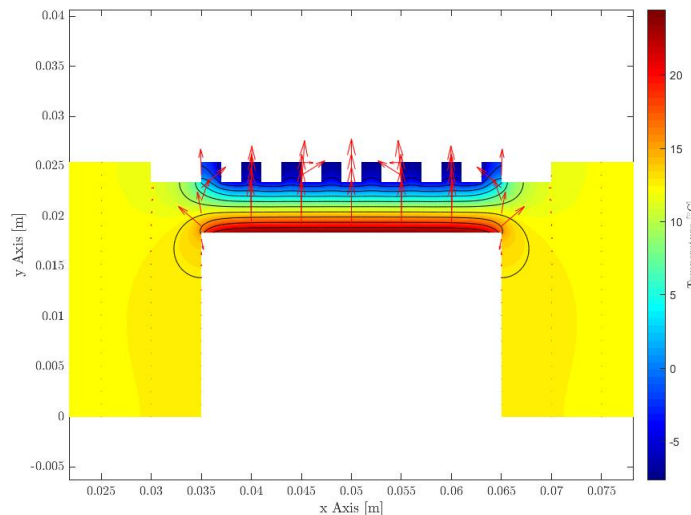


Figura 67 – Dissipação da energia pela seção de teste para $q'' = 85 \text{ kW/m}^2$.

tendo em vista que neste a variação de temperatura entre a simulação e o que seria medido foi superior a um 1 K.

A Fig. 68, apresenta as imagens de escoamento de CO_2 , com título igual a 0,25, velocidade mássica $G = 126 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, fluxo de calor de $q'' = 85,0 \text{ kW/m}^2$, temperatura de saturação $T_{sat} = 264,9 \text{ K}$ nos instantes $t = t_0$ e $t = t_0 + 1,4 \text{ s}$. Apesar do padrão de escoamento esperado ser o de estratificado ondulado (da Fig. 53), este ponto experimental apresentou padrão intermitente. Assim como no ponto anterior foi possível verificar sítios de nucleação ativos na película de líquido, indicando que o regime de ebulição nucleada não foi suprimido.

Levando em consideração a proximidade dos pontos experimentais da linha de transição entre o regime slug + estratificado ondulado e intermitente, o mapa de Cheng, L. *et al.* (2008) conseguiu prever os padrões de escoamento. Como a câmera

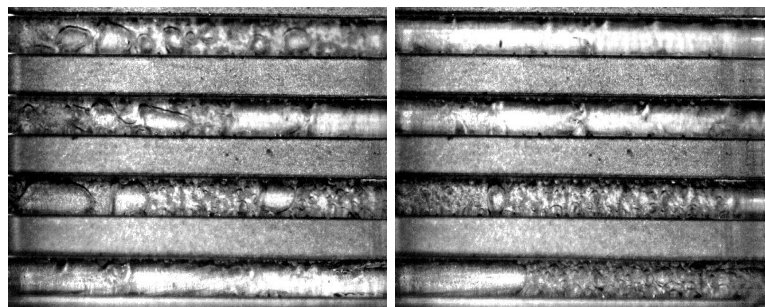


Figura 68 – escoamento em minicanais paralelos (seção 2). Título de saída $x = 0,25$, $q'' = 85,0 \text{ kW/m}^2$, $G = 126 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$, $h = 14,79 \text{ kW/(m}^2\text{K)}$, $t = t_0$ e $t = t_0 + 1,4 \text{ s}$.

de aquisição de imagens está posicionada na "vista superior" é difícil determinar, por meio visual, o padrão de escoamento estratificado ondulado, mas algumas imagens, como as da Fig. 59, por exemplo, permitem inferir que isso ocorreu. Foi considerado que as instabilidades na interface líquido-vapor definiam este tipo de padrão.

Avaliando todas as figuras apresentadas nos experimentos de 1 a 5, observa-se que com o aumento do título teórico em função do aumento do fluxo de calor imposto à seção de testes, ocorrem variações significativas nos padrões de escoamento do CO_2 .

Embora as imagens apresentem padrões de escoamento definidos, o processo é extremamente dinâmico, e poucos quadros (*frames*) antes ou depois o comportamento pode ser diferente. Isso ocorre em função das condições de título e vazão que o CO_2 está inserido nestes testes. Ao ser analisado o mapa da Fig. 53, pode-se verificar que na faixa de condições dos testes podem aparecer os padrões slug, estratificado ondulado, intermitente e anular.

Avaliando os valores e o gráfico do coeficiente de calor encontrado no presente trabalho com os da literatura, encontra-se convergência de comportamento das variações nos valores; isso traz maior confiabilidade aos resultados encontrados e possibilitam a continuidade dos testes em diferentes condições de operação na bancada experimental construída para esta finalidade. Ao serem comparados os resultados obtidos neste trabalho com os resultados de Jeong, Cho e Kim (2005), nota-se que os valores de h são próximos, a diferença está relacionada as velocidades mássicas, que neste estudo é de $G = 140 \text{ kg/(m}^2\text{.s)}$ e no trabalho de Jeong, Cho e Kim (2005) é de $G = 450 \text{ kg/m}^2\text{.s}$.

4.2.6 Comparação do coeficiente de transferência de calor experimental com o obtido por correlações na seção de teste 2

Seguindo a análise, foi avaliada a transferência de calor nos canais de seção transversal quadrada medindo 2 mm, com diâmetro equivalente de 2,26 mm. A comparação dos valores do coeficiente h de transferência de calor calculados, também foi feita a partir dos dados experimentais deste trabalho, com os obtidos por correlações

existentes na literatura contidas na Tab.1.

A Fig. 69 mostra os coeficientes de transferência de calor versus título de vapor para velocidade mássica de 200 kg/(m²s) por canal. De modo geral o coeficiente de transferência de calor se manteve constante com aumento do título para um mesmo fluxo de calor. É possível perceber que com o aumento do fluxo de calor o coeficiente de transferência de calor também aumenta. Nos testes com velocidades mássicas acima de $G = 200\text{kg}/(\text{m}^2.\text{s})$, os títulos de vapor obtidos foram maiores do que para velocidades mássicas na casa dos $G = 140\text{kg}/(\text{m}^2.\text{s})$, pois para $G = 200\text{kg}/(\text{m}^2.\text{s})$ foi utilizada a seção de teste 1 como pré-aquecedor e o fluido entrou na seção de teste 2 já com título de 7%.

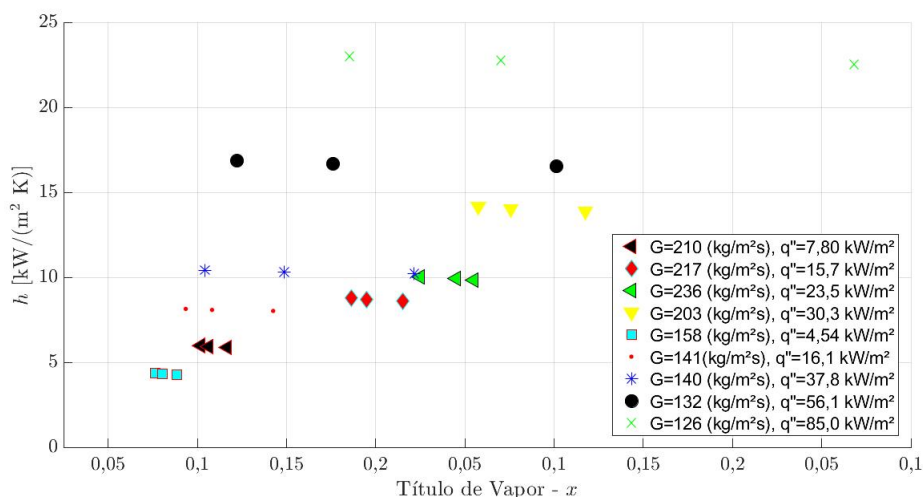


Figura 69 – Comparação de "h- Seção de teste 2 - canal de $l = 2,0$ mm de aresta de seção quadrada com $D_{eq} = 2,26$ mm em escoamento turbulento.

Os autores Mastrullo, Mauro e Viscito (2019) e Lillo *et al.* (2019), constataram que em escoamentos com ebulição onde a transferência de calor é dominada pela ebulição nucleada, o coeficiente de transferência de calor sofre pouca influência com o aumento do título de vapor, no entanto é sensível ao fluxo de calor; concluíram também que para altos fluxos de calor (>20 kW/m²) a ebulição nucleada é dominante mesmo em velocidades mássicas, acima 300 kg/(m²s).

Diversas correlações de ebulição nucleada consideram apenas a pressão reduzida e o fluxo de calor nos cálculos dos seus coeficientes. De alguma maneira, o escoamento em ebulição com CO₂ tem uma tendência de ser dominado pela ebulição nucleada, (YOON *et al.*, 2004; THOME; EL HAJAL, 2004; GASCHÉ, 2006).

A Fig. 70 mostra os resultados comparativos da ebulição convectiva do CO₂ com as correlações de Yoon *et al.* (2004), Thome e El Hajal (2004) e Cheng, L. *et al.* (2006). A velocidade mássica manteve-se em torno de 130 kg/(m²s), pressões entre 2.8 e 3.5 MPa e fluxos de calor chegando até 85 kW/m², foram traçadas duas retas representando desvios de 30% para mais e para menos. Os modelos capturaram bem

a tendência dos dados experimentais, sendo o de Cheng, L. *et al.* (2006) o que mais se aproximou.

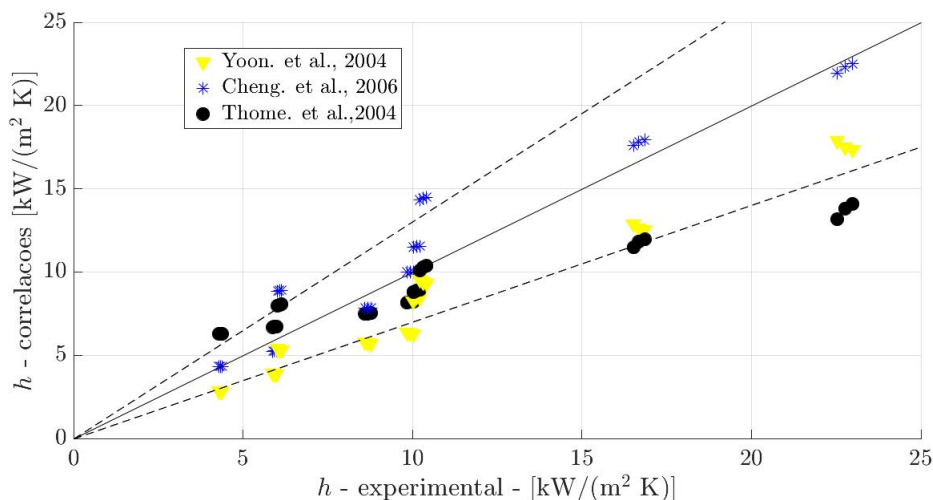


Figura 70 – Comparação de "h- Seção de teste 2 - canal de $l = 2,0$ mm de aresta de seção quadrada com $D_{eq} = 2,26$ mm em escoamento turbulento.

A Tab. 14 mostra as métricas estatísticas para comparação do CTC experimental com os previstos pelas correlações. De modo geral as correlações apresentaram MAE próximo, no entanto a de Cheng, L. *et al.* (2006) previu mais pontos no intervalo de $\pm 30\%$. A correlação de Yoon *et al.* (2004) apresentou o menor MAE (21%), subestimando o CTC para todos os pontos. A partir de $h = 17$ kW/(m²K) a correlação de Thome e El Hajal (2004) tende a subestimar o CTC consideravelmente.

Tabela 14 – Parâmetro estatístico para comparação do coeficiente de transferência de calor com correlações.

Autores	MRE [%]	MAE [%]	$\pm 30\%$ [%]
(YOON <i>et al.</i> , 2004)	-21	21	50
(THOME; EL HAJAL, 2004)	13	29	45
(CHENG, L. <i>et al.</i> , 2006)	24	25	80

As correlações de Yoon *et al.* (2004), Thome e El Hajal (2004) e Cheng, L. *et al.* (2006) são construídas em cima do modelo assintótico. Ao analisar os cálculos dos coeficientes de transferência de calor da ebulição nucleada e convectiva separadamente verifica-se um peso maior para os efeitos da ebulição nucleada sobre a ebulição convectiva. Isso corrobora com o visto na Fig. 69, em que o comportamento do CTC é característico de um escoamento dominado pela ebulição nucleada.

Quando fluxo de calor aumenta, ocorre o crescimento do título de vapor para uma mesma velocidade mássica, e com isso, existe mais probabilidade de se atingir o regime anular, para o qual o efeito dominante é a convecção forçada, eliminando ou diminuindo, consideravelmente, a possibilidade de se ter nucleação e com isso

extinguindo-se a ebulição nucleada, conforme estudos de Chen (1966); porém Lillo *et al.* (2019) e Mastrullo, Mauro e Viscito (2019), constataram que para altos fluxos de calor o regime de transferência de calor por ebulição nucleada é dominante mesmo em altas velocidades mássicas, acima $300 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, onde esperava-se predominância do regime de ebulição convectiva. Para valores calculados através das correlações de autores Cheng, L. *et al.* (2006), Yoon *et al.* (2004) e Thome e El Hajal (2004) os efeitos da ebulição nucleada foram preponderantes frente ao de convecção forçada para os parâmetros de teste utilizados nesta tese.

4.3 QUEDA DE PRESSÃO

As pressões de entrada e saída na seção de teste 1 foram medidas e os resultados obtidos nestas medições foram comparados com os obtidos em correlações apresentadas no capítulo de Revisão Bibliográfica, onde os resultados da fase líquida foram comparados com os obtidos pela equação de Darcy-Weisbach e os resultados da fase líquido-vapor foram comparados com as correlações de Lockhart e R Martinelli (1949) e Choi, Pamitran e Taek (2007). Os resultados também foram comparados com os resultados do modelo homogêneo e do de fases separadas para queda de pressão.

A Tab. 15 apresenta os valores obtidos para perda de carga, para efeitos de cálculo foi considerado o comprimento entre os transmissores de pressão igual a $1,5 \text{ m}$, foi considerada a rugosidade superficial do tubo sem costura igual a $0,5 \text{ mm}$. A perda de carga para este comprimento e velocidade mássica de $900 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ medida comparada com a obtida pela equação de Darcy-Weisbach apresentou um erro de 10%.

Tabela 15 – Comparação entre as quedas de pressão medidas e as obtidas por correlações.

Título de saída (x_s)	Queda de pressão medida (kPa)	Modelo Homogêneo (kPa)	Modelo de Fases Separadas (kPa)	Correlação de (Choi. <i>et al.</i> ,2007) (kPa)
0,000	14	x	x	x
0,010	14,2	3,0	11,3	15,6
0,030	14,6	4,2	11,7	16,0
0,090	15,4	6,2	12,4	16,7
0,107	16,5	7,0	13,3	18,1
0,210	17,2	12,9	13,9	19,0
0,230	21,9	15,0	17,6	24,1
0,310	22,1	18,5	17,9	24,4

Analisando os resultados, o modelo que apresentou menor erro se comparado com os valores medidos foi o modelo de fases separadas, sendo que este erro médio foi de 8%, para o modelo de Choi, Pamitran e Taek (2007) o erro médio foi de 11% e para o modelo homogêneo o erro foi de 38%. Porém em função da incerteza padrão dos transmissores de pressão que é de 0,1% do fe o que corresponde a 14 kPa , a queda de pressão para $G = 900 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ e $q'' = 30 \text{ kW}/\text{m}^2$ é de 10 kPa o que representa

aproximadamente uma incerteza de 70%, sendo assim o que pode ser afirmado é: que em função do aumento do título de vapor, existiu uma tendência de aumento da perda de carga se comparado com a condição monofásica.

Não foram calculadas as quedas de pressões da seção de teste 2, pois o transdutor de pressão diferencial que estava montado entre a entrada e a saída da seção apresentou medições destoantes e no meio dos testes colapsou, não sendo possível repará-lo. Este equipamento foi substituído por dois transdutores de pressão relativa, mas como os valores da queda de pressão para a seção de teste 2 são inferiores em uma ordem de grandeza ao erro (incerteza) dos equipamentos; os valores não foram considerados.

5 CONCLUSÕES

Pesquisas mostrando o estado-da-arte dos aspectos envolvidos na ebulição convectiva, tais como transferência de calor, queda de pressão e frequências características em escoamentos bifásicos; além das características do CO₂ e suas aplicações em regimes subcrítico, transcíticos e supercríticos foram apresentadas na revisão bibliográfica deste trabalho.

O CO₂ é uma alternativa aos refrigerantes de clorofluorocarbonetos devido a seus índices desprezíveis de ODP e GWP, entre outras vantagens tais como alta capacidade de refrigeração e pequenas quedas de pressão na tubulação, o que foi comprovado experimentalmente neste trabalho.

Mapas de padrões de escoamento com mudança de fase de líquido para vapor em tubos horizontais foram adaptados especificamente para as condições de testes com CO₂. Os pontos contendo os valores de título de vapor e velocidade mássica foram plotados determinando o padrão de escoamento em cada etapa dos testes.

Os experimentos apresentados neste estudo possibilitaram a obtenção de resultados consistentes da ebulição convectiva do CO₂ em canal convencional e multicanais de área de seção transversal reduzida, aumentando o número de informações sobre este tema, motivando a aplicação de CO₂ em instalações industriais.

O coeficiente de transferência de calor para canais convencionais (diâmetro de 4,57 mm) e velocidades mássicas de 660 e 900 kg/(m²s) apresentou uma diminuição a partir de um valor de título. A ebulição nucleada foi o mecanismo de transferência de calor dominante. Assim como observado por Thome e El Hajal (2004), a ebulição nucleada sofre supressão a partir de um valor de título, o que diminui o coeficiente de transferência de calor. O modelo de Yoon *et al.* (2004) foi o que melhor representou os dados experimentais com MAE (26%).

Para os minicanais paralelos (diâmetro equivalente de 2,26 mm) o coeficiente de transferência de calor mostrou uma dependência considerável em relação ao fluxo de calor e pouca dependência em relação a variação do título de vapor. Isto demonstra uma dominância da ebulição nucleada sobre a ebulição convectiva. O modelo de Yoon *et al.* (2004) apresentou MAE de 21%, porém o modelo de Cheng, L. *et al.* (2006) previu mais pontos no intervalo de $\pm 30\%$ (80%). Todos os modelos apresentaram uma contribuição maior da ebulição nucleada no coeficiente de transferência de calor.

O mapa de Cheng, L. *et al.* (2008) previu os padrões de escoamento slug + estratificado ondulado com precisão. No entanto, alguma imprecisão foi notada para os pontos experimentais próximos a transição entre slug + estratificado com o intermitente. As imagens mostram a presença de sítios de nucleação ativos na superfície mesmo para películas de líquido finas, indicando que não houve supressão da ebulição nucleada. Isto corrobora com as observações feitas sobre o CTC.

Foram obtidas imagens do escoamento de CO₂ dentro de canais paralelos (multicanais) de seção transversal quadrada de 2 mm de lado, com velocidade mássica de aproximadamente 900 kg/(m².s) em fluxos de calor variando de zero a 85 kW/m², onde foi possível observar padrões de escoamento desde a nucleação, as bolhas foram coalescendo formando slugs, o escoamento passou a ficar intermitente e até chegar ao regime anular. Não foram encontradas na literatura imagens similares as produzidas neste trabalho, em minicanais paralelos com escoamento de CO₂.

6 SUGESTÕES PARA NOVOS TRABALHOS

Após analisar os resultados obtidos neste estudo, pode-se apontar sugestões de melhorias na bancada experimental para no desenvolvimento novos trabalhos, são elas:

1. Testar fluxos de calor mais elevados. Para isso, será necessário aumentar a capacidade de refrigeração da bancada experimental, com isso poderão ser estudadas regiões com secagem parcial e total (*dryout*) no duto.
2. Desenvolver um "tubo mostrador" transparente para possibilitar a visualização do escoamento no tubo de aço inoxidável de diâmetro igual a 4,57 mm, e com isso determinar os padrões de escoamento estratificados em condições de escoamentos horizontais .
3. Medir a pressão na região de "plenum" ou "manifold", com isso será possível determinar a queda de pressão nos multicanais com menor incerteza.
4. Utilizar transdutor de pressão diferencial tanto na seção de teste 1 quanto na seção de teste 2, para medir a queda de pressão; pois como a faixa de medição está acima de 7,0 MPa, a incerteza associada ao fundo de escala de um transdutor relativo torna-se maior do que a própria queda de pressão obtida nos testes, tornando a incerteza muito alta.
5. Desenvolver correlações para escoamento em dutos de seção transversal quadrada ou retangulares, isso possibilitará o desenvolvimento de mapas de padrões mais efetivos que facilitarão o controle de processo de mudança de fase em tais dutos.

REFERÊNCIAS

- ADEBAYO, Victor; ABID, Muhammad; ADEDEJI, Michael; DAGBASI, Mustafa; BAMISILE, Olusola. Comparative thermodynamic performance analysis of a cascade refrigeration system with new refrigerants paired with CO₂. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 184, p. 116286, 2021.
- AHN, Yoonhan; LEE, Jekyoung; KIM, Seong Gu; LEE, Jeong Ik; CHA, Jae Eun. The design study of supercritical carbon dioxide integral experiment loop. *In*: AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition. [S.l.: s.n.], 2013. v008t34a003–v008t34a003.
- ALLAM, Rodney John; PALMER, Miles R; BROWN JR, G William; FETVEDT, Jeremy; FREED, David; NOMOTO, Hideo; ITOH, Masao; OKITA, Nobuo; JONES JR, Charles. High efficiency and low cost of electricity generation from fossil fuels while eliminating atmospheric emissions, including carbon dioxide. **Energy Procedia**, Elsevier, v. 37, p. 1135–1149, 2013.
- ALLAM, Rodney John *et al.* Demonstration of the Allam Cycle: an update on the development status of a high efficiency supercritical carbon dioxide power process employing full carbon capture. **Energy Procedia**, Elsevier, v. 114, p. 5948–5966, 2017.
- ANTUNES, Arthur Heleno Pontes. **Processo de substituição de R22 em sistemas de refrigeração comerciais**. 2015. Tese (Doutorado) – Universidade Federal de Uberlândia.
- BANSAL, Pradeep. A review–Status of CO₂ as a low temperature refrigerant: Fundamentals and R&D opportunities. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 41, p. 18–29, 2012.
- BELLÉ, Juliano. ANÁLISE ECONÔMICO-ENERGÉTICA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO COMERCIAL CASCATA COM CO₂: UM ESTUDO DE CASO, 2017.
- BERGLES, AE; ROHSENOW, WM. The determination of forced-convection surface-boiling heat transfer. **Journal of Heat Transfer**, American Society of Mechanical Engineers, v. 86, n. 3, p. 365–372, 1964.
- BRAISSANT, Olivier; MCLIN, Valérie A; CUDALBU, Cristina. Ammonia toxicity to the brain. **Journal of inherited metabolic disease**, Springer, v. 36, n. 4, p. 595–612, 2013.
- BREDESEN, AM; HAFNER, A; PETTERSEN, J; NEKSA, P; AFLEKT, K. Heat transfer and pressure drop for in-tube evaporation of CO₂. **Science et technique du froid**, p. 35–49, 1997.

BRUN, Klaus; FRIEDMAN, Peter; DENNIS, Richard. **Fundamentals and applications of supercritical carbon dioxide (sCO₂) based power cycles**. [S.l.]: Woodhead publishing, 2017.

CARDEMIL, José Miguel; DA SILVA, K., Kupka Alexandre. Parametrized overview of CO₂ power cycles for different operation conditions and configurations—an absolute and relative performance analysis. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 100, p. 146–154, 2016.

CAVALLINI, Alberto; BORTOLIN, Stefano; DEL COL, Davide; MATKOVIC, Marko; ROSSETTO, Luisa. Experiments on dry-out during flow boiling in a round minichannel. **Microgravity Science and Technology**, Springer, v. 19, n. 3-4, p. 57–59, 2007.

CELATA, GP; CUMO, M; MARIANI, A. Assessment of correlations and models for the prediction of CHF in water subcooled flow boiling. **International journal of heat and mass transfer**, Elsevier, v. 37, n. 2, p. 237–255, 1994.

CHA, Jae-Eun; LEE, Tae-Ho; EOH, Jae-Hyuk; SEONG, Sung-Hwan; KIM, S., Seong-O; DONG-EOK; MOO-HWAN; TAE-WOO; SUH, Kyun-Yul. Development of a supercritical CO₂ Brayton energy conversion system coupled with a sodium cooled fast reactor. **Nuclear Engineering and Technology**, Korean Nuclear Society, v. 41, n. 8, p. 1025–1044, 2009.

CHEN, John C. Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow. **Industrial & engineering chemistry process design and development**, ACS Publications, v. 5, n. 3, p. 322–329, 1966.

CHENG, K. **Machining dynamics: fundamentals, applications and practices**. [S.l.]: Springer Science & Business Media, 2008.

CHENG, L., Lixin; RIBATSKI, Gherhardt; QUIBÉN, Jesús Moreno; THOME, John R. New prediction methods for CO₂ evaporation inside tubes: Part I—A two-phase flow pattern map and a flow pattern based phenomenological model for two-phase flow frictional pressure drops. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Elsevier, v. 51, n. 1-2, p. 111–124, 2008.

CHENG, L., Lixin; RIBATSKI, Gherhardt; THOME, John R. Two-phase flow patterns and flow-pattern maps: fundamentals and applications. **Applied Mechanics Reviews**, American Society of Mechanical Engineers, v. 61, n. 5, p. 050802, 2008.

CHENG, L., Lixin; RIBATSKI, Gherhardt; WOJTAN, Leszek; THOME, John R. New flow boiling heat transfer model and flow pattern map for carbon dioxide evaporating inside horizontal tubes. **International journal of heat and mass transfer**, Elsevier, v. 49, n. 21-22, p. 4082–4094, 2006.

- CHENG, L., Lixin; XIA, Guodong. Fundamental issues, mechanisms and models of flow boiling heat transfer in microscale channels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Elsevier, v. 108, p. 97–127, 2017.
- CHIEN, Nguyen B; VU, Pham Q; CHOI, K. Boiling Heat Transfer of R32, CO2 and R290 inside Horizontal Minichannel. **Energy Procedia**, Elsevier, v. 105, p. 4822–4827, 2017.
- CHOI, K.; PAMITRAN, AS; TAEK, Jong. Two-phase flow heat transfer of CO2 vaporization in smooth horizontal minichannels. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier, v. 30, n. 5, p. 767–777, 2007.
- CHOI, J., Jun-Young; KEDZIERSKI, Mark A; DOMANSKI, Piotr A. A Generalized Pressure Drop Correlation for Evaporation and Condensation of Alternative Refrigerants. *In: CITESEER. IN Smooth and Microfin Tubes*”, NISTIR 6333, National Institute of Standards and Technology. [S.l.: s.n.], 1999.
- COLLIER, John G; THOME, John R. **Convective boiling and condensation**. [S.l.]: Clarendon Press, 1994.
- COLLIER, John G; THOME, John R. **Convective boiling and condensation, 3rd edn. Clarendon**. [S.l.]: Oxford, 1996.
- CONBOY, TM; CARLSON, MD; ROCHAU, GE. Dry-cooled supercritical CO2 power for advanced nuclear reactors. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, American Society of Mechanical Engineers, v. 137, n. 1, p. 012901, 2015.
- DA SILVA, A., 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**, Elsevier, v. 41, p. 30–35, 2012.
- DA SILVA, P., Pereira Gutenberg. Análise de sistemas de refrigeração a CO2 em supermercados. Universidade Federal de Pernambuco, 2010.
- DARIO, ER.; TADRIST, L.; PASSOS, Júlio César. Review on two-phase flow distribution in parallel channels with macro and micro hydraulic diameters: main results, analyses, trends. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 59, n. 1-2, p. 316–335, 2013.
- DYREBY, John J; KLEIN, Sanford A; NELLIS, Gregory F; REINDL, Douglas T. Modeling off-design and part-load performance of supercritical carbon dioxide power cycles. *In: AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. ASME turbo expo 2013: turbine technical conference and exposition*. [S.l.: s.n.], 2013. v008t34a014–v008t34a014.

EMERSON CLIMATE. **Commercial R744 refrigeration system: guide for subcritical and transcritical R744 application**. v. 1. [S.l.: s.n.], 2015.

<http://www.emersonclimate.com>. Acessado em: 14/04/2018.

FLEMING, Darryn; PASCH, Jim; CONBOY, Thomas; CARLSON, Matt. Testing Platform and Commercialization Plan For Heat Exchanging Systems For SCO₂ Power Cycles. *In: AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition*. [S.l.: s.n.], 2013. v008t34a012–v008t34a012.

GASCHE, José L. Carbon dioxide evaporation in a single microchannel. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, SciELO Brasil, v. 28, n. 1, p. 69–83, 2006.

GIBBINS, Jon; CHALMERS, Hannah. Carbon capture and storage. **Energy policy**, Elsevier, v. 36, n. 12, p. 4317–4322, 2008.

GUNGOR, KF. Simplified General Correlation for Saturated Flow Boiling and Comparison of Correlation with Data. **Chem. Eng. Res. Dev.**, v. 65, p. 148, 1987.

HSU, YY. On the size range of active nucleation cavities on a heating surface. **Journal of Heat Transfer**, American Society of Mechanical Engineers, v. 84, n. 3, p. 207–213, 1962.

ISO, I; OIML, BIPM. Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement. **Geneva, Switzerland**, v. 122, p. 16–17, 1995.

JAVANSHIR, Alireza; SARUNAC, Nenad; RAZZAGHPANAH, Zahra. Thermodynamic analysis of simple and regenerative Brayton cycles for the concentrated solar power applications. **Energy Conversion and Management**, Elsevier, v. 163, p. 428–443, 2018.

JEONG, Siyoung; CHO, Eunsang; KIM, Hark-koo. Evaporative heat transfer and pressure drop of CO₂ in a microchannel tube. *In: INTERNATIONAL Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels*. [S.l.: s.n.], 2005. v. 41855, p. 103–108.

JIANG, Linlin; LIU, Jianhua; ZHANG, Liang; LIU, Qi; XU, Xiaojin. Characteristics of heat transfer for CO₂ flow boiling at low temperature in mini-channel. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Elsevier, v. 108, p. 2120–2129, 2017.

JUNG, Dong-Soo; MCLINDEN, M; RADERMACHER, Ri; DIDION, D. A study of flow boiling heat transfer with refrigerant mixtures. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Elsevier, v. 32, n. 9, p. 1751–1764, 1989.

KANDLIKAR, Satish G. A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes. **Journal of heat transfer**, American Society of Mechanical Engineers, v. 112, n. 1, p. 219–228, 1990.

KANDLIKAR, Satish G. Two-phase flow patterns, pressure drop, and heat transfer during boiling in minichannel flow passages of compact evaporators. **Heat Transfer Engineering**, Taylor & Francis, v. 23, n. 1, p. 5–23, 2002.

KANDLIKAR, Satish G; MIZO, Viktor; CARTWRIGHT, Michael; IKENZE, Emeka. Bubble nucleation and growth characteristics in subcooled flow boiling of water. American Society of Mechanical Engineers (ASME), 1997.

KATTAN, Nakhlé; THOME, John R; FAVRAT, D. Flow boiling in horizontal tubes: part 3—development of a new heat transfer model based on flow pattern. **Journal of heat transfer**, American Society of Mechanical Engineers, v. 120, n. 1, p. 156–165, 1998.

KAWAJI, M; CHUNG, PM-Y. Adiabatic gas–liquid flow in microchannels. **Microscale Thermophysical Engineering**, Taylor & Francis, v. 8, n. 3, p. 239–257, 2004.

KENIAR, Khoudor; MAZZELLI, Federico; GARIMELLA, Srinivas. Experimental investigation of carbon dioxide flow boiling in a single microchannel. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 159, p. 120100, 2020. ISSN 0017-9310.

KEW, Peter A; CORNWELL, Keith. Correlations for the prediction of boiling heat transfer in small-diameter channels. **Applied thermal engineering**, Elsevier, v. 17, n. 8-10, p. 705–715, 1997.

KIMBALL, Kenneth J; RAHNER, Kevin D; NEHRBAUER, Joseph P; CLEMENTONI, Eric M. Supercritical carbon dioxide Brayton cycle development overview. *In*: AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition. [S.l.: s.n.], 2013. v008t34a005–v008t34a005.

LEE, Jaeseon; MUDAWAR, Issam. Critical heat flux for subcooled flow boiling in micro-channel heat sinks. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Elsevier, v. 52, n. 13-14, p. 3341–3352, 2009.

LI, Jun-Ming; WANG, B., Bu-Xuan. Size effect on two-phase regime for condensation in micro/mini tubes. **Heat Transfer—Asian Research: Co-sponsored by the Society of Chemical Engineers of Japan and the Heat Transfer Division of ASME**, Wiley Online Library, v. 32, n. 1, p. 65–71, 2003.

LIKITTHAMMANIT, MANUSTAI. Experimental investigations of NH₃/CO₂ cascade and transcritical CO₂ refrigeration systems in supermarkets. **Stockholm: KTH School of Energy and Environmental Technology**, 2007.

LILLO, G; MASTRULLO, R; MAURO, AW; VISCITO, L. Flow boiling of R32 in a horizontal stainless steel tube with 6.00 mm ID. Experiments, assessment of correlations and comparison with refrigerant R410A. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier, v. 97, p. 143–156, 2019.

LIMA, Ricardo J; THOME, John R. Two-phase flow patterns in U-bends and their contiguous straight tubes for different orientations, tube and bend diameters. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier, v. 35, n. 5, p. 1439–1454, 2012.

LIU, Yuanyuan. Nuclear Power Station Development History. *In*: ATLANTIS PRESS. 7TH International Conference on Education, Management, Information and Mechanical Engineering (EMIM 2017). [S.l.: s.n.], 2017.

LIU, Z., Z; WINTERTON, RHS. A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation. **International journal of heat and mass transfer**, Elsevier, v. 34, n. 11, p. 2759–2766, 1991.

LLOPIS, Rodrigo; NEBOT-ANDRÉS, Laura; SÁNCHEZ, Daniel; CATALÁN-GIL, Jesús; CABELLO, Ramón. Subcooling methods for CO2 refrigeration cycles: A review. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier, v. 93, p. 85–107, 2018.

LOCKHART, R; MARTINELLI, R. Proposed correlation of data for isothermal two-phase two-component flow in pipes. **Chem. Eng. Prog.**, [http://dns2.asia.edu.tw/ysho/YSHO-English/1000 CE/PDF/Che Eng Pro45, 39.pdf](http://dns2.asia.edu.tw/ysho/YSHO-English/1000%20CE/PDF/Che%20Eng%20Pro45,39.pdf), v. 1, n. 1, p. 39–48, 1949.

MAINA, Paul; HUAN, Zhongjie. A review of carbon dioxide as a refrigerant in refrigeration technology. **South african journal of science**, Academy of Science of South Africa, v. 111, n. 9-10, p. 01–10, 2015.

MARTINELLI, RC t; NELSON, DB. Prediction of pressure drop during forced-circulation boiling of water. **Transactions of the American Society of Mechanical Engineers**, American Society of Mechanical Engineers, v. 70, n. 6, p. 695–702, 1964.

MASTRULLO, R; MAURO, AW; VISCITO, L. Flow boiling of R452A: Heat transfer data, dry-out characteristics and a correlation. **Experimental Thermal and Fluid Science**, Elsevier, v. 105, p. 247–260, 2019.

METZ, B; DAVIDSON, O; CONINCK, HC de; LOOS, M; MAYER, LA. Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC) Special Report on Carbon Dioxide Capture and Storage. Cambridge University Press, 2005.

MOISSEYTSEV, Anton; SIENICKI, James J *et al.* Investigation of a dry air cooling option for an S-CO2 cycle. *In*: SUPERCRITICAL CO2 Power Symposium, Pittsburgh (PA), Sep 9e10. [S.l.: s.n.], 2014.

OH, Hoo-Kyu; KU, Hak-Geun; ROH, Geon-Sang; SON, Chang-Hyo; PARK, Seung-Jun. Flow boiling heat transfer characteristics of carbon dioxide in a horizontal tube. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 28, n. 8-9, p. 1022–1030, 2008.

OH, Hoo-Kyu; SON, Chang-Hyo. Flow boiling heat transfer and pressure drop characteristics of CO₂ in horizontal tube of 4.57-mm inner diameter. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 31, n. 2-3, p. 163–172, 2011.

OKAWA, Tomio. Onset of nucleate boiling in mini and microchannels: a brief review. **Frontiers in Heat and Mass Transfer (FHMT)**, v. 3, n. 1, 2012.

OLIVEIRA, Jeferson Diehl de; COPETTI, Jacqueline Biancon; PASSOS, Júlio César. An experimental investigation on flow boiling heat transfer of R-600a in a horizontal small tube. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier, v. 72, p. 97–110, 2016.

ONG, Ch L; THOME, John R. Macro-to-microchannel transition in two-phase flow: Part 1—Two-phase flow patterns and film thickness measurements. **Experimental Thermal and Fluid Science**, Elsevier, v. 35, n. 1, p. 37–47, 2011.

OZAWA, Mamoru; AMI, Takeyuki; ISHIHARA, Isao; UMEKAWA, Hisashi; MATSUMOTO, Ryosuke; TANAKA, Yasuhiko; YAMAMOTO, Taku; UEDA, Yuya. Flow pattern and boiling heat transfer of CO₂ in horizontal small-bore tubes. **International Journal of Multiphase Flow**, Elsevier, v. 35, n. 8, p. 699–709, 2009.

PADALKAR, AS; KADAM, AD. Carbon Dioxide as Natural Refrigerant. **International Journal of Applied Engineering Research**, Integrated Publishing Association, v. 1, n. 2, p. 261, 2010.

PARAHOVNIK, Anatoly; PELES, Yoav. High pressure saturated flow boiling of CO₂ at the micro scale. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Elsevier, v. 186, p. 122449, 2022.

PARK, CY; HRNJAK, PS. CO₂ and R410A flow boiling heat transfer, pressure drop, and flow pattern at low temperatures in a horizontal smooth tube. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier, v. 30, n. 1, p. 166–178, 2007.

PEARSON, Andy. Carbon dioxide new uses for an old refrigerant. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier, v. 28, n. 8, p. 1140–1148, 2005.

PEARSON, Andy. Carbon dioxide—new uses for an old refrigerant. **international Journal of Refrigeration**, Elsevier, v. 28, n. 8, p. 1140–1148, 2005.

RINALDI, Enrico; PECNIK, Rene; COLONNA, Pierot. Steady state CFD investigation of a radial compressor operating with supercritical CO₂. *In*: AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition. [S.l.: s.n.], 2013. v008t34a008–v008t34a008.

SÁNCHEZ, D; VIDAN-FALOMIR, F; LARRONDO-SANCHO, R; LLOPIS, R; CABELLO, R. Alternative CO₂-based blends for transcritical refrigeration systems. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier, 2023.

SATO, T; MINAMIYAMA, T; YANAI, M; TOKURA, T. **Study of heat transfer in boiling two-phase channel flow. Part I. Flow patterns in a boiling channel.** [S.l.], 1972.

SCHMID, David; VERLAAT, Bart; PETAGNA, Paolo; REVELLIN, Rémi; SCHIFFMANN, Jürg. Heat transfer of flow boiling carbon dioxide in vertical upward direction. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Elsevier, v. 196, p. 123246, 2022.

SHAH, M Mi. A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. **International Journal of heat and mass transfer**, Elsevier, v. 22, n. 4, p. 547–556, 1979.

SILVA, Alessandro. Dióxido de Carbono (CO₂) em sistemas de refrigeração comercial e industrial. **Editora Nova Técnica**, v. 1, 2009.

SOUZA, Luis Manoel de Paiva. **Avaliação experimental de um sistema de refrigeração em cascata utilizando o dióxido de carbono como fluido refrigerante.** 2016. Tese (Doutorado) – Universidade Federal de Uberlândia.

TAKAKURA, Ana Carolina Thomaz; MOREIRA, Thiago Santos; COLOMBARI, Eduardo; WEST, Gavin H; STORNETTA, Ruth L; GUYENET, Patrice G. Peripheral chemoreceptor inputs to retrotrapezoid nucleus (RTN) CO₂-sensitive neurons in rats. **The Journal of physiology**, Wiley Online Library, v. 572, n. 2, p. 503–523, 2006.

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

THOME, John R; RIBATSKI, Gherhardt. State-of-the-art of two-phase flow and flow boiling heat transfer and pressure drop of CO₂ in macro-and micro-channels. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier, v. 28, n. 8, p. 1149–1168, 2005.

TRIPLETT, Ka A; GHIAASIAAN, SM; ABDEL-KHALIK, SI; SADOWSKI, DL. Gas–liquid two-phase flow in microchannels Part I: two-phase flow patterns. **International Journal of Multiphase Flow**, Elsevier, v. 25, n. 3, p. 377–394, 1999.

VESTERGAARD, NP. Getting to grips with carbon dioxide []. **RAC-refrigeration and air condition magazine**, v. 1, 2004.

WANG; EVANS, Michael; BELUSKO, Martin; ZHAO, Chunrong; LIU, Ming; BRUNO, Frank. Subcooling effect on the optimal performance for a transcritical CO₂

heat pump with cold thermal energy storage. **Heat and Mass Transfer**, Springer, v. 59, n. 7, p. 1257–1275, 2023.

WANG, L., Lei; PAN, Yu Chengji; DER LEE, Jin; WANG, YA., Yan; FU, Ben-Ran; PAN, Chin. Experimental investigation in the local heat transfer of supercritical carbon dioxide in the uniformly heated horizontal miniature tubes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Elsevier, v. 159, p. 120136, 2020.

WOJTAN, Leszek; URSENBACHER, Thierry; THOME, John R. Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part I—A new diabatic two-phase flow pattern map. **International journal of heat and mass transfer**, Elsevier, v. 48, n. 14, p. 2955–2969, 2005.

WOJTAN, Leszek; URSENBACHER, Thierry; THOME, John R. Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part II—Development of a new heat transfer model for stratified-wavy, dryout and mist flow regimes. **International journal of heat and mass transfer**, Elsevier, v. 48, n. 14, p. 2970–2985, 2005.

WON, Yoonjin; CHO, Jungwan; AGONAFER, Damena; ASHEGHI, Mehdi; GOODSON, Kenneth E. Fundamental cooling limits for high power density gallium nitride electronics. **IEEE transactions on components, Packaging and Manufacturing Technology**, IEEE, v. 5, n. 6, p. 737–744, 2015.

WRIGHT, Ian G; PINT, Bruce A; SHINGLEDECKER, John P; THIMSEN, David. Materials considerations for supercritical CO₂ turbine cycles. *In*: AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition. [S.l.: s.n.], 2013. v008t34a010–v008t34a010.

YOON, Seok Ho; CHO, Eun Seok; HWANG, Yun Wook; KIM, Min Soo; MIN, Kyoungdoug; KIM, Yongchan. Characteristics of evaporative heat transfer and pressure drop of carbon dioxide and correlation development. **International Journal of refrigeration**, Elsevier, v. 27, n. 2, p. 111–119, 2004.

YUN, Rin; HWANG, JH; KIM, YC; KIM, MS. Evaporation heat transfer characteristics of carbon dioxide in a horizontal smooth tube. *In*: IIR COMMISSION B1 MEETING, PADERBORN, p. 15–21.

YUN, Rin; KIM, Yongchan; KIM, Min Soo; CHOIE, Youngdon. Boiling heat transfer and dryout phenomenon of CO₂ in a horizontal smooth tube. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Elsevier, v. 46, n. 13, p. 2353–2361, 2003.

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

ZHAO, Yuan; MOLKI, Majid; OHADI, Michael M; DESSIATOUN, SV. **Flow boiling of CO₂ in microchannels**. [S./], 2000.

ZHAO, Y., Yawen; LI, P., Peiwen; JIN, Hongguang. Heat Transfer Performance Comparisons of Supercritical Carbon Dioxide and NaCl–KCl–ZnCl₂ Eutectic Salts for Solar s-CO₂ Brayton Cycle. **Energy Procedia**, Elsevier, v. 142, p. 680–687, 2017.

ZHOU, Aozheng; SONG, Jian; LI, Xuesong; REN, Xiaodong; GU, Chunwei. Aerodynamic design and numerical analysis of a radial inflow turbine for the supercritical carbon dioxide Brayton cycle. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 132, p. 245–255, 2018.

APÊNDICE A – AVALIAÇÃO DA INCERTEZA DE MEDIÇÃO

Neste apêndice serão apresentados os resultados obtidos das incertezas experimentais associadas ao estudo proposto, o procedimento para determinação dos valores de incerteza seguiram o GUM 2008 (Guide to the expression of uncertainty in measurement). Seguindo este procedimento, inicialmente foram avaliadas as incertezas do tipo A e do tipo B. Sendo que a avaliação tipo A é aquela que utiliza a análise estatística em uma série de observações. Já as do tipo B utiliza dados da incerteza provenientes de certificados, dados do fabricante, resolução, estabilidade de indicação no tempo, condições ambientais, constantes retiradas de livros, tabelas e em alguns casos utiliza-se correlações experimentais como a de Boulos, que versa que quando inexistente um certificado de calibração para um determinado equipamento, pode-se considerar a incerteza padrão como sendo a metade da resolução deste equipamento.

Para todos equipamentos foram calculadas as incertezas padrão do tipo associadas a medições (valor médio e desvio padrão) para $n=80$ medições, apresentados pela Eq. (37), onde $u(x)$ é a incerteza padrão associada ao valor da média, que indica a repetibilidade da medição, s é o desvio padrão experimental e n é o número de elementos da amostra.

$$u(x) = \sqrt{\frac{s^2}{n}} \quad (37)$$

Como o número de elementos da amostra é superior a 30 pode-se considerar a probabilidade de abrangência de 95,45%. Para cada equipamento buscou-se os certificados de calibração, por se tratar de uma bancada que foi desenvolvida deste o projeto, a maioria dos equipamentos utilizados eram novos, devidamente calibrados e com certificados de calibração válidos; o que facilitou a determinação das incertezas associadas a calibração dos instrumentos, como trata-se de equipamento digitais que são livres de erro de paralaxe sendo assim a incerteza padrão associada a resolução dos equipamentos, $u(r)$, obedece uma distribuição retangular e pode ser calculada pela Eq.(38). Sendo que "Valor", pode ser substituído pelo erro máximo, dependendo do certificado de calibração.

$$u(r) = \frac{\text{Valor}}{2 \cdot \sqrt{3}} \quad (38)$$

Outras incertezas tais como as associadas a própria calibração do instrumento $u(c)$, podem ser estimadas pela Eq. (39) e obedecem à distribuições de probabilidade do tipo normal ou t-student, onde k é o fator de abrangência.

$$u(c) = \frac{U(\text{cal})}{k} \quad (39)$$

Em cada um dos equipamentos foram identificadas as variáveis de influência e a partir daí foram calculadas cada uma das incertezas padrão. O modelo matemático de todos os equipamentos tem um formato parecido com o apresentado na Eq.(40), onde \bar{x} é o valor médio medido, ΔR_R incerteza associada a resolução do instrumento e ΔIC_R é a incerteza associada a calibração do instrumento.

$$u(\text{padro}) = \bar{x} \cdot \Delta R_R \cdot \Delta IC_R \quad (40)$$

Após a avaliação da incerteza padrão é feita a avaliação da incerteza padrão combinada u_c , através da lei da propagação de incertezas, dada pela Eq. (43).

$$u_c^2(y) = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 u^2(x_i) + 2 \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n \frac{\partial f}{\partial x_i} \frac{\partial f}{\partial x_j} u(x_i) \cdot u(x_j) \cdot r(x_i, x_j) \quad (41)$$

Na sequência é avaliada a incerteza expandida $U(y)$, aplicando o teorema do limite central, tendo como consequência uma distribuição t-student ou normal com um determinado grau de liberdade, e pode ser calculada pela Eq.(42).

$$U(y) = k \cdot u_c(y) \quad (42)$$

Por fim são calculados os graus de liberdade efetivos, baseados na Eq. efetivo de Welch-Satterwaite.

$$v_{ef} = \frac{u_c^4(y)}{\sum_{i=1}^N \frac{u^4(y_i)}{v_i}} = \frac{u_c^4(y)}{\sum_{i=1}^N \frac{(u(x_i) \cdot c_j)^4}{v_i}} \quad (43)$$

A Tab. 9 apresenta o valor da incerteza de cada equipamento e também mostra a incerteza associada as propriedades combinadas (as quais utilizam medições de vários equipamentos), tais como o coeficiente de transferência de calor h , o fluxo de calor q'' e a velocidade mássica G .

APÊNDICE B – CALIBRAÇÃO DOS TERMOPARES

Os termopares foram calibrados seguindo o GUM (Guide to the expression of uncertainty in measurement), primeiramente foram definidos os termopares a serem utilizados nos teste, e foi decidido utilizar os termopares do tipo T, pois atenderiam plenamente a faixa de temperatura solicitada, que foi de 273 K a 373 K. Após definido o sensor foi realizada a soldagem dos mesmos conforme Fig.3.8. e iniciou-se o trabalho de calibração. Foram utilizados termômetros de bulbo (Mercúrio), Marca Incoterm, R=0,1 K, FN = 263 K a 328 K, conforme Fig. A.5.

O procedimento de calibração seguiu o seguinte roteiro:

- ✓ Regulagem da temperatura do banho térmico em: 243 K, 253 K, 263 K, 273 K, 283 K, 293 K, 303 K, 313 K;
- ✓ Estabilização da temperatura do banho térmico;
- ✓ Verificação da temperatura indicada no termômetro padrão simultânea a aquisição de dados no software;
- ✓ Repetição do procedimento 5 vezes;
- ✓ OBS: Temperatura indicada (aquisição de dados no módulo).

O aparato experimental utilizado para calibração está na Fig. A6. Onde se visualiza:

- ✓ Termopares;
- ✓ Módulo de aquisição de dados;
- ✓ Banho térmico;
- ✓ Termômetro de bulbo;
- ✓ Computador com sistema de aquisição de dados Benchvue.

Em posse dos dados foi realizada a primeira verificação com a norma ANSI MC96.1-1982 e ASTM E230. $-1,0 \text{ K} < \text{Erro} < 1,0 \text{ K}$, o que é apresentado na Fig. A.7.

Para os cálculo foi considerada como variável de saída:

- ✓ Variável de saída: Temperatura medida no termopar (T)

E como variáveis de entrada:

- ✓ Desvio padrão das medições (S);
- ✓ Resolução do termopar (Rt);
- ✓ Resolução do termômetro padrão (Rp);
- ✓ Incerteza associada à calibração do termômetro padrão (Ic);
- ✓ Incerteza associada ao erro máximo na aquisição de dados (Ep);
- ✓ Estabilidade do banho térmico;
- ✓ Comprimento do termopar;
- ✓ Temperatura ambiente;

A partir destas definições foram calculadas as incertezas padrão associadas a cada variável de entrada, depois a incerteza padrão combinada, os graus de liberdade efetivos e foi atribuída uma probabilidade de abrangência de 95%, com a finalização dos cálculos chegou-se a incerteza associada à calibração dos termopares de ($l = 0,3 \text{ K}$), sendo este o maior valor encontrado entre todos eles, tanto os soldados quanto os embainhados, sendo que o erro associado as medições com relação ao valor verdadeiro (medida indicada pelo PT100) em nenhum dos casos foi superior a $0,5 \text{ K}$.

APÊNDICE C – VALIDAÇÃO MONOFÁSICA DA BANCADA EXPERIMENTAL

Neste apêndice será apresentado o procedimento adotado para validação monofásica da seção de testes, com o intuito de verificar se o que está sendo medido e calculado como dados experimentais, condiz com os resultados pacificados dentro da literatura de estudos em ebulição convectiva.

Primeiramente foi calculado a temperatura média (T_m) do fluido no escoamento interno de CO₂ no interior do tubo de aço inoxidável de diâmetro hidráulico de seção transversal igual a 4,57 mm, também denominado seção de teste 1 neste documento. Para o cálculo da (T_m), foi utilizado a Eq. (44), foi considerado o fluxo de calor constante e o valor do calor específico para condição termodinâmica de entrada da seção; utilizou-se do software MATLAB[®] e sua extensão o COOLPROP[®] para determinação das condições termodinâmica.

$$T_m(x) = T_{m,i} + \frac{q'' \cdot s \cdot P}{\dot{m} \cdot c_p} x \quad (44)$$

Com o valor de (T_m), foi possível calcular o número de Reynolds (Re_D), com a Eq. (45), e para todas as condições testadas, os valores encontrados para Reynolds qualificaram o escoamento como turbulento, o que é explicado pelo valor da viscosidade do CO₂ ser pequeno.

$$Re_D = \frac{\rho \cdot u_m \cdot D}{\mu} \quad (45)$$

Com o escoamento devidamente classificado, foram utilizadas correlações de escoamento turbulento em tubos circulares para determinar o valor do coeficiente de transferência de calor; depois tais valores foram comparados com os resultados experimentais. Como as diferenças nas temperaturas, entre parede e fluido, são relativamente moderadas, foram utilizadas as correlações de Dittus-Boelter (Eq. (46)) e Gnielinski (Eq. (47)) para determinação do número de Nusselt (Nu).

$$Nu_D = 0,023 \cdot Re_D^{4/5} \cdot Pr^n \quad (46)$$

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (47)$$

Sendo que o valor de f na Eq. (47) é obtido na Eq. (48)

$$f = (0,79 \cdot \ln Re_D - 1,64)^{-2} \quad (48)$$

E depois de ter em posse os valores de Nu , pode-se calcular o valor de coeficiente de transferência de calor através da Eq. (49)

$$h_i = \frac{Nu_i \cdot k}{D_h} \quad (49)$$

Os valores obtidos para os coeficientes de calor com as correlações de Dittus-Boelter, Gnielinski comparados com os obtidos experimentalmente, apresentaram variação (erro) aproximado de 15,3%.

APÊNDICE D – CUSTOS DO APARATO EXPERIMENTAL

Neste apêndice será apresentada a composição de custos para construção e operação da bancada experimental. A estimativa de custo era de R\$ 200.000,00 e ficou dentro da estimativa inicial custando R\$181.417,35, o que na época correspondia a \$ 49,031.71; com \$ 1.00 = R\$ 3,70.

Equipamentos e material permanente nacional					
Descrição	Justificativa	Estimativa	Quant.	Custo (R\$)	Em dólares(\$)
Bomba de deslocamento de CO2	Deslocar fluido	22.000,00	1	22.000,00	5.945,95
Medidor Coriolis	Medir vazões	48.000,00	1	33.742,80	9.119,68
Banho criostático	Refrigerar fluido	15.000,00	2	29.480,00	7.967,57
Fonte de alimentação DC	Aquecer o fluido	18.000,00	2	34.480,00	9.318,92
Sistema de aquisição de sinais Agilent 34972A	Aquisição de dados	11.000,00	1	10.923,20	2.952,22
Analizador de CO2	Controlar quantidade de R744	10.000,00	1	9.800,00	2.648,65
Cilindro de fluido de trabalho (CO2 e outros)	Fluido de trabalho	3.000,00	1	3.000,00	810,81
				R\$ 143.426,00	\$38.763,78

Serviços de Terceiros – Pessoa Jurídica				
Descrição	Justificativa	Estimativa (R\$)	Custo (R\$)	Em dólares (\$)
Serviços de fabricação mecânica	Fabricação da seção de testes	6.000,00	5.975,00	1.614,86
Serviços de montagem eletro-eletrônica	Adequações no aparato experimental	4.000,00	3.985,00	1.077,03
		R\$ 10.000,00	R\$ 9.960,00	\$2.691,89

Memória de cálculo dos materiais de consumo				
Item	Descrição	Qtd	Custo (R\$)	Em dólares (\$)
1	Fluido de trabalho (CO2 e outros)	3	1.500,00	405,41
2	Termopares tipo E para conexão.	4	2.482,16	670,85
4	Transdutor de pressão diferencial.	1	2.060,00	556,76
5	Transdutor de pressão absoluta.	5	4.240,00	1.145,95
6	Válvula micrométrica de alta pressão.	1	441,00	119,19
7	Válvula de esfera monobloco	1	3.828,00	1.034,59
8	Válvula de alívio proporcional	2	900,79	243,46
9	Válvula de segurança	1	920,00	248,65
10	Tubulações em aço inoxidável.	10 m	457,00	123,52
11	Materiais hidráulicos	22	3.561,13	962,47
12	Perfis metálicos	18 m	1.626,14	439,50
13	Conexões para a mesa suporte da bancada	8	1.247,73	337,22
14	Isolamento térmico	80 m	1.364,1	368,68
15	Trocador de calor	1und	3.403,29	919,81
Total			R\$ 28.031,35	\$6.287,56

APÊNDICE E – QUEDA DE PRESSÃO

A partir do esboço da bancada experimental, foi calculada a perda de carga total do circuito, considerando todos os componentes hidráulicos, tais como válvulas, tubulação e trocadores de calor. A perda de carga, para o arranjo testado, foi praticamente desprezível na situação monofásica, porém durante a mudança de fase ocorre um aumento considerável deste valor, mas mesmo assim continua muito pequeno. Para diminuir a incerteza associada a medição da queda de pressão durante o processo de ebulição na seção de testes foi calculada a perda de carga máxima para os parâmetros que seriam testados, utilizou-se do software MATLAB[®] e sua extensão o COOLPROP[®], onde foi modelada a equação de Darcy para perda de carga em diferentes condições de escoamento, com variação de velocidade mássica, pressão e temperatura, obtendo-se assim a superfície termodinâmica mostrada na Figura. E.1 que apresenta o comportamento de escoamento monofásico do CO₂ líquido. Este procedimento foi importante para seleção e posterior processo de compra do transmissor de pressão diferencial, que no caso foi utilizado um de 150 kPa, tal procedimento visa reduzir a incerteza associada a medição da queda de pressão.

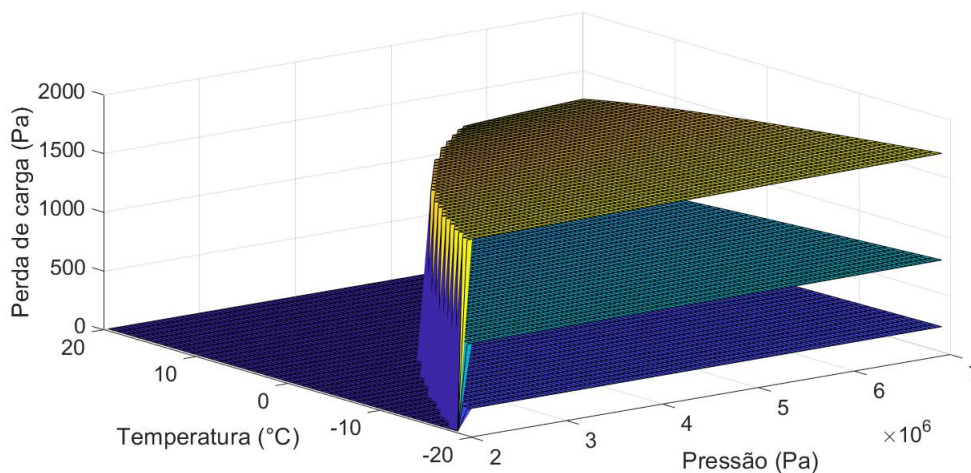


Figura E.1 – Superfície termodinâmica para queda de pressão em escoamento monofásico de CO₂ líquido

Na figura E.1, traz as superfícies termodinâmicas construídas a partir da mudança de fase do CO₂ de líquido para vapor, sendo que foram consideradas pressão máxima de 10 MPa e temperatura máxima de 313 K, ou seja, bem acima do ponto crítico. Com isso conclui-se a que superfície que apresenta maior elevação é a que apresenta maior perda de carga, que no caso é 150 kPa, o que é maior que a máxima queda de pressão que foi encontrada nos testes. Infelizmente o transmissor de pressão diferencial apresentou uma avaria irreversível durante a realização dos testes, sendo assim, os dados de queda de pressão observados na aquisição dos transmissores de

pressão relativa foram desconsiderados, pois os valores medidos encontram-se muito próximo da faixa de incerteza do equipamento.

APÊNDICE F – ANÁLISE DO PROBLEMA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA SEÇÃO DE TESTE 1

Para analisar o processo de aquecimento com mudança de fase na seção de testes 1, foi considerado o processo de transferência de calor, do tubo aquecido por efeito Joule, para o fluido em escoamento como sendo um processo de condução uniforme de calor unidimensional em regime permanente, sendo que essa condução têm geração de energia térmica. O esquema do processo de transferência de calor está apresentado na Fig. 22. Tendo no raio externo r_o isolamento térmico elastomérico de 1" de espessura, este foi considerado isolado termicamente na superfície externa e resfriado no raio interno r_i , com geração uniforme de calor \dot{q} (W/m^3).

Considerando no esquema apresentado na Fig. 22, o fluido refrigerante sendo o R744, $T_\infty = T_{sat}$, T_o a temperatura da superfície externa T_i , a taxa de remoção de calor pelo R744 por convecção q'_{conv} igual a taxa de calor transferida por condução q'_{cond} . Para avaliar-se a ebulição convectiva do R744 é necessário determinar a taxa de remoção de calor e o coeficiente de convecção h na superfície interna. Em função da metodologia utilizada a temperatura externa do tubo foi medida e a temperatura de saturação foi estimada em função da pressão de entrada na seção de testes, a qual foi medida com transmissor de pressão.

A temperatura da superfície interna foi determinada a partir da solução analítica da distribuição de temperatura $T(r)$; e com isso foi possível determinar a taxa de remoção de calor assim como o coeficiente de convecção, nesta determinação da solução analítica foram consideradas as seguintes hipóteses: condições de regime permanente; condução é unidimensional na direção radial, as propriedades são constantes, a geração volumétrica de calor é uniforme e a superfície externa é adiabática.

Iniciou-se a determinação da solução geral para distribuição de temperatura $T(r)$, pela equação da difusão de calor aplicada a coordenadas cilíndricas que é apresentada na Eq.(50).

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(k \frac{\partial T}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (50)$$

Em função das hipóteses descritas acima a Eq. (50) se reduz à Eq. (51);

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dT}{dr} \right) + \frac{\dot{q}}{k} = 0 \quad (51)$$

Trabalhando algebricamente a equação, considerando a condutividade térmica constante, admitindo que a geração de energia térmica foi uniforme; pode-se integrando a Eq. (51) obter-se a Eq.(52) e integrando novamente tem-se a Eq. (53);

$$r \frac{dT}{dr} = -\frac{\dot{q}}{2k} r^2 + C1 \quad (52)$$

$$T(r) = -\frac{\dot{q}}{4k}r^2 + C1 \ln r + C2 \quad (53)$$

Como condições de contorno foram utilizadas, a temperatura medida por termopares na superfície externa do tubo (T_m), ver Eq. (54) e foi considerada a superfície externa adiabática Eq. (55);

$$T(r_o) = T_o = T_m \quad (54)$$

$$\left. \frac{dT}{dr} \right|_{r=r_o} = 0 \quad (55)$$

Sendo que a taxa de condução de energia através de qualquer superfície cilíndrica pode ser expressa como é descrito na Eq. (56);

$$q_r = -k A \frac{dT}{dr} = -k(2\pi r L) \frac{dT}{dr} \quad (56)$$

Aplicando as condições de contorno nas equações (52) e (53); e trabalhando as equações obtém-se como solução geral para distribuição de temperatura no raio $T(r)$ a Eq. (57)

$$T(r) = T_o + \frac{\dot{q}}{4k}(r_o^2 - r^2) - \frac{\dot{q}}{2k}r_o^2 \ln \frac{r_o}{r} \quad (57)$$

Em posse do valor da temperatura interna da parede do tubo, pode-se estimar o valor do coeficiente de transferência local de calor por convecção h através da Eq. (58);

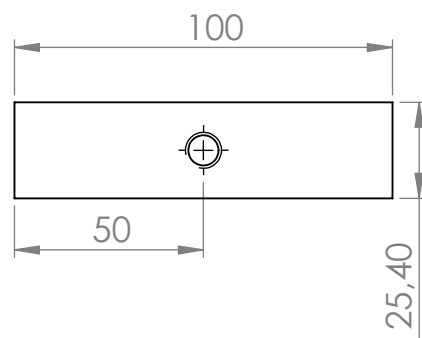
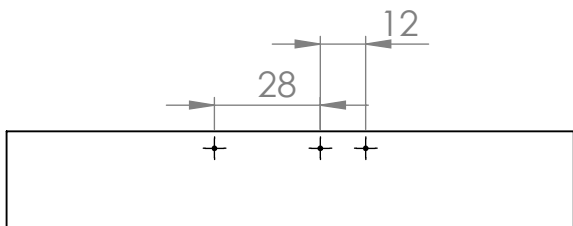
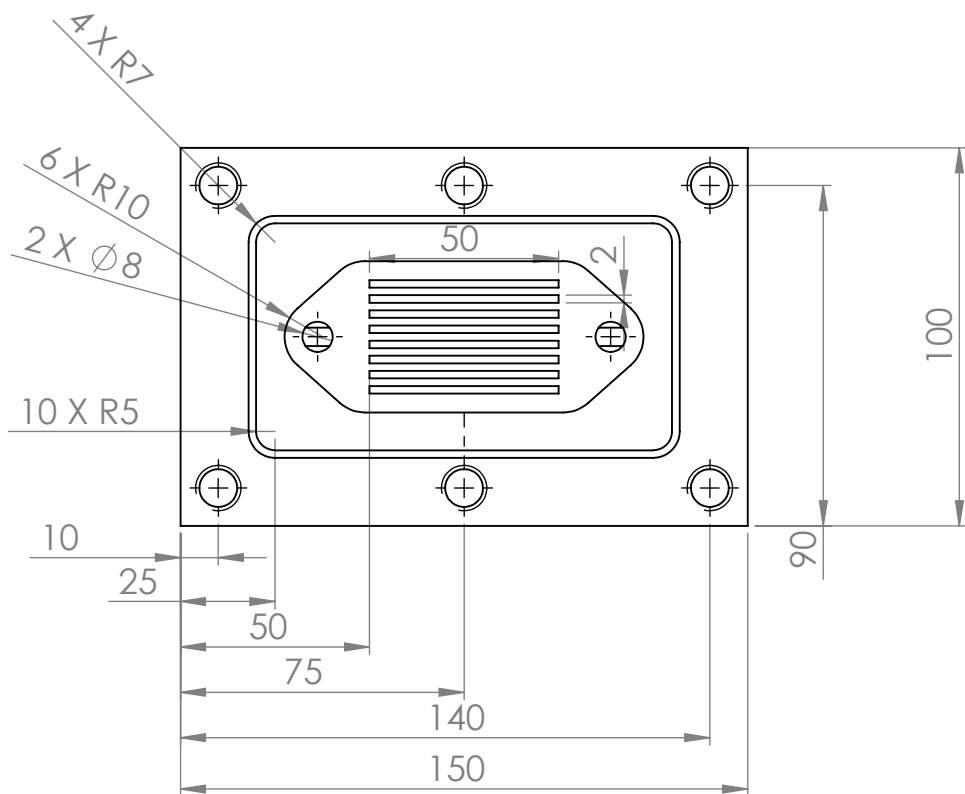
$$h = \frac{q''}{T_i - T_{sat}} \quad (58)$$

O fluxo de calor é calculado pela razão entre a potência elétrica dissipada no tubo e a área de sua da superfície interna, conforme Eq. (59);

$$q'' = \frac{V \cdot i}{A} \quad (59)$$

APÊNDICE G – PROJETO DETALHADO SEÇÃO DE TESTE 2 - MULTICANAIS

Neste apêndice estão apresentados alguns croquis da seção de teste 2 com multicanais paralelos, tais desenhos apresentam as principais cotas do equipamento.



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS
ACABAM. SUPERFÍCIE:
TOLERÂNCIAS:
LINEAR:
ANGULAR:

ACABAMENTO:

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS
AGUDAS

NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO

REVISÃO

	NOME	ASSINATURA	DATA
DESEN.			
VERIF.			
APROV.			
MANUF.			
QUALID.			

TÍTULO:	
DES. Nº	Peça2
PESO:	
ESCALA:1:5	FOLHA 1 DE 1

A4

ANEXO A – CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO DE TERMORESISTÊNCIA DO TIPO PT100

Segundo o ISO/GUM, para que o processo de calibração seja bem sucedido é necessário que o instrumento de medição que será utilizado como padrão, tenha certificado de calibração emitido por laboratório credenciado pelo INMETRO e que tenha resolução de cinco a dez vezes superior a do instrumento a ser calibrado. Para tanto foi utilizado como sensor de temperatura uma termoresistência do tipo PT100, da marca ECIL, ligado à quatro fios ao sistema de aquisição de dados, para que a resistência dos cabos do instrumento não interferissem no processo, e com isso foi obtida a melhor medida possível. O certificado de calibração do instrumento está anexado na sequência.



CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO
Laboratório de Metrologia ECIL
Rede Brasileira de Calibração

Nº 1795/16
Fls: 1/4

CLIENTE: Fundação de Amparo a Pesquisa e Extensão Universitária
Endereço: Localidade Campos Universitario S/N, Florianópolis - SC
Documento do Cliente: 82606 Documento ECIL: PI-173840

OBJETO DA CALIBRAÇÃO: Termorresistência tipo Pt-100 4 fios
Fabricante: Ecil Nº.Série: 1795/16 Ident. Cliente: - x - x -
Compr.: 350mm Diâmetro: 6 mm Rastreab: C.Q. 20040

PROCEDIMENTO DE CALIBRAÇÃO:

A calibração foi conduzida em um meio termostático de homogeneidade conhecida, onde se realizaram medições subseqüentes das indicações do(s) termômetro(s) padrão e do sensor em calibração. O valor de referência foi determinado com base no Certificado de Calibração do termômetro padrão (ou média dos dois padrões). Calculou-se o erro apresentado pelo sensor em calibração, baseando-se na tabela de referência. Procedimento de referência: IT000380 Rev. 13. Norma de referência: IEC 60751:2008.

NOTAS:

1. Este Laboratório adota a Escala Internacional de Temperatura de 1990.
2. Condições ambientais: Temperatura: $23 \pm 3^{\circ}\text{C}$; Umidade: entre 30 e 75%.
3. Este certificado atende aos requisitos de credenciamento pela CGCRE que avaliou a competência do laboratório e comprovou sua rastreabilidade a padrões nacionais de medida (ou ao Sistema Internacional de Unidades - SI).
4. Os resultados deste certificado referem-se exclusivamente ao instrumento submetido à calibração nas condições especificadas, não sendo extensivos a quaisquer lotes.
5. A reprodução deste certificado deverá ser completa. A reprodução de partes requer aprovação escrita do Laboratório.

Data da Emissão: 15/04/2016

Data da Calibração: 13/04/2016

PIEDADE - SP - BRASIL




Moisés Vieira de Jesus
Signatário Autorizado

IMP000006 REV. 4



Ecil Produtos e Sistemas de Medição e Controle Ltda

Rua Benjamin da Silveira Baldy, 2001 - 18170-000 - Piedade - SP
Tel.: (15) 3244-8019 Fax.: (15) 3244-1672
www.ecil.com.br selab@ecil.com.br



CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO

Laboratório de Metrologia ECIL

Rede Brasileira de Calibração

Nº 1795/16

Fls: 2/4

RESULTADOS DA CALIBRAÇÃO:

Os resultados a seguir apresentados referem-se à situação do instrumento conforme recebido pelo Laboratório, sendo V_r o valor de referência, V_s o valor do sensor em calibração e Erro a diferença entre a indicação do sensor em calibração e a tabela de referência.

Profundidade de imersão (mm)	Padrão Utilizado	V_r (°C)	V_s (Ω)	Erro (°C)	U (°C)	Fator K	V_{eff}
250	Ponto de Gelo	0,00	99,992	-0,02	0,01	2,00	∞
250	909/689	30,02	111,693	0,03	0,02	2,00	∞
250	909-1384	156,19	159,660	0,07	0,03	2,00	∞
250	909-1384	232,15	187,649	0,08	0,03	2,00	∞
300	909-1384	419,60	253,850	0,08	0,10	2,00	∞

R_o inicial = 99,99 Ω

R_o final = 99,9917 Ω

U = 0,0039 Ω

Os resultados acima apresentados referem-se à média de 4 leituras, tomadas em intervalos de 1 minuto. A corrente de medição utilizada foi de 1 mA. A incerteza expandida de medição relatada (U) é declarada como a incerteza padrão de medição multiplicada pelo fator de abrangência k, o qual para uma distribuição t com V_{eff} graus de liberdade efetivo corresponde a uma probabilidade de abrangência de aproximadamente 95%. A incerteza padrão da medição foi determinada de acordo com a publicação EA-4/02.

A temperatura (t°C) foi relacionada com a resistência do termômetro $R_{(t°C)}$ e a resistência no ponto de gelo pela equação:

$$R_{(t°C)}/R_{(0°C)} = 1 + At + Bt^2, \text{ onde:}$$

$$a = 3,9116E-03$$

$$b = -5,8279E-07$$

Atenção: É essencial que o valor de $R_{(0°C)}$ seja medido em intervalos periódicos e que sempre o valor mais recente seja usado na fórmula.

Esses coeficientes foram usados para gerar a tabela de Resistência x Temperatura x Erro, deste Certificado. A incerteza dos valores determinados através da equação de interpolação é:

Temperatura (°C)	Incerteza (°C)	Fator K	V_{eff}
0	0,05	2,87	4
30	0,05	2,52	6
156	0,05	2,43	7
232	0,06	2,37	8
420	0,11	2,00	∞

IMP000006 REV. 4



Ecil Produtos e Sistemas de Medição e Controle Ltda

Rua Benjamin da Silveira Baldy, 2001 - 18170-000 - Piedade - SP

Tel.: (15) 3244-8019 Fax.: (15) 3244-1672

www.ecil.com.br

selab@ecil.com.br

ANEXO B – CERTIFICADO DE CONFORMIDADE - DIÓXIDO DE CARBONO

Visando maior confiabilidade dos resultados obtidos na experimentação prática, foi solicitado ao fornecedor de CO₂ o certificado de pureza mínima do fluido, que é apresentada na página seguinte.

CERTIFICADO DE CONFORMIDADE

Dióxido de Carbono

Certificamos para os devidos fins que o produto acima relacionado, fornecido pela White Martins Gases Industriais Ltda, foi produzido de acordo com as normas aplicáveis e está em conformidade com a análise típica.

Pureza mínima: 99,50%
Umidade < 120 ppm

Controle de qualidade por amostragem.

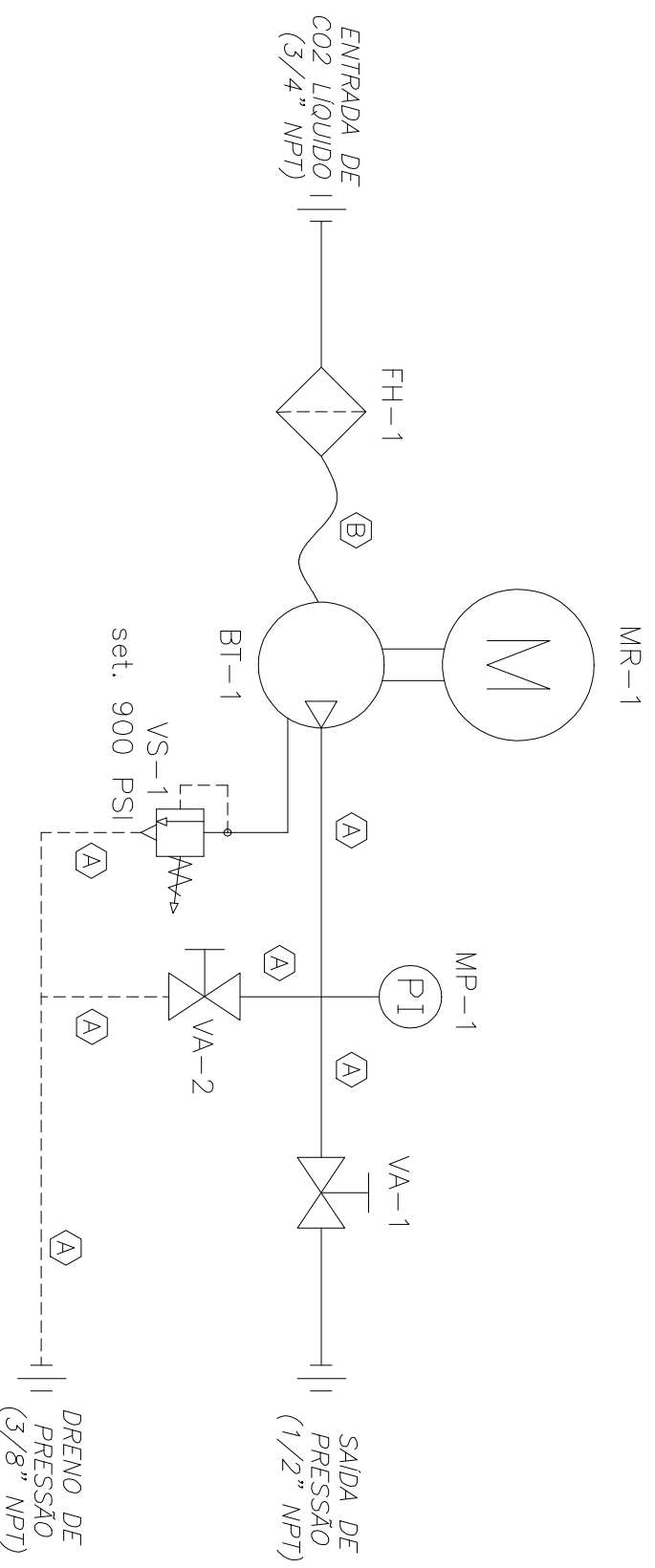


Guilherme Vinícius Valladão
Químico Industrial
CRQ 09302466 9º Região

ANEXO C – DIAGRAMA HIDRÁULICO DA UNIDADE DE BOMBEAMENTO

A unidade de bombeamento é composta de bomba de deslocamento positivo pistonada do tipo triplex marca CATPUMP, responsável pela pressurização e circulação do refrigerante, o circuito hidráulico da unidade de bombeamento é apresentado na página seguinte.

ITEM	TUBO
(A)	ø3/8" x 0,89 mm – TUBO DE INOX
(B)	ø1/2" x MANGUEIRA DE BORRACHA



SIMBOLOGIA:

- LINHA DE CO2
- - - LINHA DE DRENO
- ||— BULKHEAD
- ◇ CONEXÕES

- PARA LISTA DE MATERIAIS VIDE DOC.: LM-70971
- PARA LISTA DE CONEXÕES VIDE DOC.: LC-70971

- FLUIDO: CO2 LIQUIDO
- MONTADO EM SKID DE AÇO CARBONO

00	05/10/18	ALEXANDRE MARCOS	DESENHO ORIGINAL
REV.	DATA	RESP.	APROV.
FORMAÇÃO:		A3	
<p>FLUROL Fluido com o controle de fugas tipo</p> <p>500 Paulo-SP Tel: (11) 2840-0000</p> <p>1000 São Paulo Tel: (11) 2840-0000</p> <p>***Flurol.com.br e-mail: Flurol@Flurol.com.br</p>			
NOME		PROJ. DATA	
ALEXANDRE		05/10/18	
MARCOS		05/10/18	
Nº DESENHO		DE-70971	
<p>DESIGNAÇÃO / OBSERVAÇÕES</p> <p>Este documento é a propriedade exclusiva da Flurol e de seus clientes. É proibida a sua cópia, utilização ou divulgação, total ou parcial, sem a autorização da Flurol. A violação desta política poderá resultar em ações legais. A validade do artigo 1798, inciso VI e VII, do Decreto-Lei nº 7963 de 27/06/1965.</p>			
TÍTULO:		ESCALA:	
DIAGRAMA ESQUEMÁTICO		S/E	
QP70971		TQUK 1/1	