



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

JANYARA CECÍLIA PACHECO DE ALMEIDA

**DESENVOLVIMENTO DE MINI TERMOSSIFÕES HÍBRIDOS EM CIRCUITO
PARA APLICAÇÕES EM COMPONENTES ELETRÔNICOS**

Florianópolis

2021

Janyara Cecília Pacheco de Almeida

**DESENVOLVIMENTO DE MINI TERMOSSIFÕES HÍBRIDOS EM CIRCUITO
PARA APLICAÇÕES EM COMPONENTES ELETRÔNICOS**

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

Orientadora: Prof.^a Marcia B. H. Mantelli, Ph.D.
Coorientador: Juan Pablo F. Mera, Dr. Eng.

Florianópolis

2021

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

Almeida, Janyara Cecília Pacheco de
Desenvolvimento de mini termossifões híbridos em
circuito para aplicações em componentes eletrônicos /
Janyara Cecília Pacheco de Almeida ; orientadora, Marcia
Barbosa Henriques Mantelli, coorientador, Juan Pablo
Flórez Mera, 2021.
228 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2021.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Mini tubos de calor em
circuito. 3. Mini termossifões em circuito. 4. Controle
térmico de dispositivos eletrônicos . 5. Modelagem
matemática. I. Mantelli, Marcia Barbosa Henriques . II.
Mera, Juan Pablo Flórez. III. Universidade Federal de Santa
Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.
IV. Título.

Janyara Cecília Pacheco de Almeida

**DESENVOLVIMENTO DE MINI TERMOSSIFÕES HÍBRIDOS EM CIRCUITO
PARA APLICAÇÕES EM COMPONENTES ELETRÔNICOS**

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

Prof.(a) Marcia Barbosa Henriques Mantelli, Ph.D.

Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Fernando Henrique Milanese, Ph.D.

Universidade Federal de Santa Catarina

Ricardo Gandolfi, Dr. Eng.

Embraer S. A.

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

Prof. Dr. Paulo de Tarso Rocha de Mendonça

Coordenador do Programa

Prof^a Marcia Barbosa Henriques Mantelli, Ph.D

Orientadora

Florianópolis, 2021.

Dedico este trabalho aos meus queridos pais, Maria Cecília e Aldacir, e ao meu amado esposo, Marcelo.

AGRADECIMENTOS

Agradeço à Deus por ter permitido me viver essa fase desafiadora, fazendo eu entender que a vida não é construída sozinha, que não tenho o controle de tudo e que a minha força não vem apenas de mim, mas principalmente dEle.

Aos meus pais, Maria Cecília e Aldacir, que sempre me apoiaram e me incentivaram a crescer, mostrando que tudo na vida vem com luta, mas que no fim, a vitória é certa. Obrigada por sempre estarem presentes e dispostos a me ajudar e, principalmente, por serem meu exemplo de perseverança e caráter.

Ao meu esposo, Marcelo, por todo suporte, amor, carinho e dedicação nesses três anos de batalha. A sua presença na minha vida é fundamental para as minhas conquistas.

À minha orientadora, Professora Márcia, por me dar a oportunidade de fazer parte da equipe do LABTUCAL e confiar no meu trabalho. Obrigada por todas as contribuições necessárias e pertinentes à esta pesquisa.

Ao Juan, que foi mais que um coorientador, um amigo. Obrigada por acreditar na minha capacidade e sempre trazer palavras que acalmavam os ânimos. No fim, tudo deu certo.

Ao meu companheiro de pesquisa João Vitor, por todo apoio técnico, mas também por todas as conversas, cafés e momentos de descontração.

Aos meus amigos de graduação, Paulo, Thiago e Carol, que dividiram momentos bons e desafiadores dessa experiência.

Aos meus colegas do LABTUCAL: Andreza, Antônio, Caluga, Gian, Kênia, Leandro, Luizinho, Nelson, Pâmela, Pedro e Priscila, por toda ajuda, acolhimento, conversas e momentos divididos. Cada um me agregou de alguma forma.

Às minhas amigas da vida: Amanda, Marina, Moema e Talita, por sempre estarem presentes, apoiando e me dando carinho.

Agradeço à Universidade Federal de Santa Catarina, que me proporcionou educação da mais alta qualidade durante oito anos da minha vida e, por fim, ao POSMEC e LABTUCAL, por toda infraestrutura disponibilizada à minha pesquisa.

“Há um tempo certo para cada coisa; há um tempo certo para cada propósito debaixo do céu.”

(Eclesiastes, 3)

RESUMO

Neste trabalho, realizou-se uma investigação teórica e experimental a fim de estudar o desempenho térmico de quatro Mini Termossifões Híbridos em Circuito (MTHCs). Duas geometrias foram propostas e cada uma com duas versões que se diferenciavam entre si em dimensões geométricas e quantidade de fluido de trabalho. Uma revisão bibliográfica do estado da arte de mini tubos de calor e termossifões em circuito, bem como os princípios de funcionamento desta tecnologia, foi apresentada. Desenvolveu-se um modelo teórico baseado na analogia entre circuitos de resistências elétricas e térmicas para determinar as resistências térmicas de operação e de condução dos dispositivos desenvolvidos. Protótipos dos MTHCs foram construídos no LABTUCAL/UFSC e a descrição do processo de fabricação, bem como do processo de união por difusão, é apresentada. Os testes foram realizados em duas etapas: teste individuais e integrados, respectivamente. A primeira etapa, consistiu em testes individuais com a primeira versão de cada dispositivo, visando definir o melhor fluido de trabalho e volume de enchimento baseado no desempenho térmico dos protótipos. Já na segunda etapa, integrou-se os quatro MTHCs em uma placa de resistores, a fim de estudar o comportamento térmico quando submetidos à cinco inclinações diferentes e três temperaturas de banho térmico (-25, 20 e 70°C). Os dados experimentais de resistência térmica foram comparados com os teóricos, a fim de validar o modelo teórico desenvolvido. Resultados experimentais dos testes individuais mostraram que o melhor volume de enchimento ocorria quando o volume total do evaporador era somado a 50% do volume da linha de líquido. Além disso, na primeira etapa de testes foi possível identificar o funcionamento dos MTHCs tanto em circuito, quanto como dois termossifões em paralelo. Observou-se também uma redução de até 77% da resistência térmica de um dos dispositivos testados, o MTHC1.1. Nos testes integrados, a operação dos dispositivos mesmo em inclinações adversas à ação da gravidade, indicou que os termossifões poderiam estar funcionando também como tubos de calor, com os cantos vivos dos canais de vapor e líquido desempenhando o papel de estrutura capilar, bombeando o fluido de volta ao evaporador. Com exceção do MTHC1.2, que não apresentou comportamento adequado nos testes integrados, os dispositivos foram capazes de operar satisfatoriamente, como refletido pelas curvas de resistência térmica de operação. O modelo teórico foi validado experimentalmente através da sua comparação com os dados obtidos dos testes individuais e integrados. Por fim, conclusões obtidas no presente trabalho e sugestões para desenvolvimentos complementares são apresentadas.

Palavras-chave: Mini tubos de calor em circuito. Mini termossifões em circuito. União por difusão.

ABSTRACT

In this work, a theoretical and experimental investigation was carried out in order to study the thermal performance of four Hybrid Mini Loop Thermosyphons (HMLTs). Two geometries were proposed, each one with two versions with different geometries and amounts of working fluid. A review about the state of the art of mini loop heat pipes and loop thermosyphons, as well as the operating principles of this technology, was presented. A theoretical model was developed based on the analogy between electrical and thermal resistance circuits to determine the operating and conducting thermal resistances of the devices developed. Prototypes of the HMLTs were built at LABTUCAL / UFSC and a description of the manufacturing process, as well as of the diffusion bonding process, is presented. The tests were performed in two stages: individual and integrated. The first step, consisted of individual tests with the first version of each device, defining the best working fluid and filling volume, based on the thermal performance of the HMLTs. In the second stage, the four prototypes were integrated into a resistor plate, in order to study the thermal performance at five different inclinations and three thermal bath temperatures (-25, 20 and 70 ° C). The thermal resistance experimental data were compared with the theoretical predictions, in order to validate the theoretical model developed. Experimental results from individual tests showed that the best filling volume was observed for the total volume of the evaporator plus 50% of the volume of the liquid line. In addition, even in the first testing stage, it was possible to identify the operation of HMLTs both as a circuit and as two thermosyphons in parallel. A reduction of up to 77% of the thermal resistance of one of the tested devices, denominated as MTHC1.1, was observed. In the integrated tests, the operation of the devices, even at adverse inclinations relative to gravity, indicated that the thermosyphons could also be functioning as heat pipes, with the sharp corners of the vapor and liquid lines playing the role of capillary structure, pumping the fluid back to the evaporator. Except for MTHC1.2, which did not show adequate performance in the integrated tests, the devices were able to operate as two-phase devices, in view of their satisfactory operating profiles, reflected by the operation thermal resistance curves. The theoretical model was validated experimentally through its comparison with the data obtained from the individual and integrated tests. Finally, conclusions obtained in the present work and suggestions for further developments are presented.

Keywords: Mini loop heat pipes. Mini loop thermosyphons. Diffusion bonding

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1: Comparação da eficácia dos métodos convencionais de transferência de calor. Fonte: Adaptado de Murshed e Castro [2].....	25
Figura 2.1: Esquema e princípio de funcionamento de um tubo de calor. Fonte: Adaptada de Murshed e Castro [2].	32
Figura 2.2: Estrutura de um termossifão bifásico. Fonte: Mantelli [12].	33
Figura 2.3: Limites de operação à máxima transferência de calor em função da temperatura de operação. Fonte: Mantelli [12].	34
Figura 2.4: Número de mérito em função da temperatura para tubos de calor. Fonte: Junior [30].	40
Figura 2.5: Número de mérito em função da temperatura para termossifões. Fonte: Junior [30].	41
Figura 2.6: Ilustração da alta e baixa porosidade em uma estrutura capilar. Fonte: Adaptado de Celsia. Heat Pipe & Vapor Chamber Technology n.d. https://celsiainc.com/resources/videos/ (acessado em 25 outubro de 2020).	42
Figura 2.7: Pó de cobre sinterizado. Fonte: Adaptado de Huang e Franchi [34].	43
Figura 2.8: União por difusão entre materiais similares. Fonte: Adaptado de Dunkerton [35].	45
Figura 2.9: Núcleo de um trocador de calor de corrente cruzada. Fonte: Morteau [38].	46
Figura 2.10: Processo de empilhamento: a) chapa do evaporador e o primeiro conjunto de chapas pente; b) chapa intermediária adicionada; c) segundo conjunto de chapas pente adicionado; d) chapa do condensador adicionada. Fonte: Junior [30].	47
Figura 2.11: Termossifão plano após o processo de união por difusão. Fonte: Junior [30].	47
Figura 2.12: Esquema de um tubo de calor em circuito. Fonte: Adaptado Yamada et al.[48].	50
Figura 2.13: Protótipo do tubo de calor em circuito ultrafino. Fonte: Adaptado de Hong et al. [55].	52
Figura 2.14: Protótipo do mini tubo de calor em circuito. Fonte: Adaptado de Zhou et al. [53].	53
Figura 2.15: Tubo de calor em circuito com evaporador plano. Fonte: Adaptado de nand et al. [59].	54

Figura 2.16: Sistema de refrigeração com tubo de calor em circuito acoplado em um radiador aletado. Fonte: Adaptado de Bai et al. [5].	55
Figura 2.17: Conceito de um smartphone equipado com um tubo de calor em circuito (à esquerda) e o protótipo do tubo de calor em circuito fabricado (à direita). Fonte: Adaptado de Shioga et al. [60].	55
Figura 2.18: Chapa intermediária usinada por ataque químico. Fonte : Adaptado de Shioga et al. [60].	56
Figura 2.19: Estrutura do evaporador. Fonte: Adaptado de Tian et al. [61].	56
Figura 2.20: Foto do Modulo Aviônico Integrado (IMA) testado. Fonte: Zilio et al. [62].	57
Figura 2.21: (a) Posição dos termopares no LHP. (b) Foto da placa de eletrônicos equipada. Fonte: Adaptado de Zilio et al.[62].	58
Figura 2.22: Esquema de um termossifão em circuito. Fonte: Adaptado de Cao et al. [64].	60
Figura 2.23: Diferença de altura h entre o evaporador e o condensador em um termossifão em circuito. Fonte: Adaptado de Milanez e Mantelli [65].	60
Figura 2.24: Termossifão em circuito operando além do limite de queda de pressão. Fonte: Adaptado de Milanez e Mantelli [65].	61
Figura 2.25: Esquema do termossifão em circuito. Fonte: Adaptado de Khodabandeh e Furberg [67].	63
Figura 2.26: Tubos de calor separados com micro canal. Fonte: Adaptado de Ling et al. [68].	64
Figura 2.27: Ilustração do protótipo; b) esquema do protótipo integrado à aeronave; c) protótipo integrado à aeronave. Fonte: Oliveira et al. [69].	64
Figura 2.28: Termossifão em circuito com destaque para o condensador helicoidal. Fonte: Adaptado de Simas [42].	65
Figura 2.29: Visão explodida do evaporador. Fonte: Simas [42].	66
Figura 2.30: Mini-termossifão bifásico em circuito previsto para o resfriamento dos processadores (a) e desenho 3D (b). Fonte: Adaptado de Lamaison et al. [10].	66
Figura 2.31: Mini termossifão em circuito. Fonte: Adaptado de Zhu et al. [71].	67
Figura 2.32: Termossifão em circuito com evaporador horizontal, câmara de compensação e condensador. Fonte: Adaptado de Vasiliev et al. [72].	68
Figura 3.1: MTHCs desenvolvidos.	70
Figura 3.2: Chapas de composição estrutural do dispositivo MTHC1.2.	71
Figura 3.3: Circuito termo hidráulico do fluido de trabalho em um MTHC.	73

Figura 3.4: Desenho em CAD das chapas de composição da solução MTHC1.2.....	74
Figura 3.5: Parâmetros geométricos da solução MTHC1.2.	74
Figura 3.6: Modelo físico do MTHCs.	77
Figura 3.7: Circuito térmico.	78
Figura 3.8: Coeficiente de perda para uma contração abrupta. Fonte: Adaptado de Munson et al. [80].....	85
Figura 3.9: Regiões de um filme condensado em uma parede vertical resfriada. Fonte: Adaptado de Bejan [79].	87
Figura 3.10: Fluxograma para o cálculo da resistência térmica total dos MTHCs.	96
Figura 4.1: Camadas expostas (à esquerda) e empilhadas (à direita).....	98
Figura 4.2: Chapas em projeto (esquerda) e usinagem (direita).....	99
Figura 4.3: Equipamento de usinagem da marca FLOW e modelo M2c-2030.....	99
Figura 4.4: Utilização de lixa para eliminação de rebarbas na peça.....	100
Figura 4.5: Chapa de cobre imersa em solução de ácido sulfúrico 10%.	101
Figura 4.6: Conjunto 1 do MTHC2.1 antes da sinterização do meio poroso.	102
Figura 4.7: Solução térmica MTHC2.1 após a sinterização do meio poroso.	102
Figura 4.8: Mini tubos de calor e termossifões híbridos em circuito dispostos em uma placa de inox, revestida por pasta de alumina.	103
Figura 4.9: Utilização do forno prensa de alto vácuo PVA Tepla MOV 653 HP para o processo de união por difusão.	104
Figura 4.10: MTHC2.1 após o processo de união por difusão.	105
Figura 4.11: Conformado de dobras.	106
Figura 4.12: Bomba de alto vácuo de anel líquido.	107
Figura 4.13: Bomba difusora.	107
Figura 4.14: Teste de estanqueidade no detector de vazamentos da marca Edwards – Espectron 5000.	108
Figura 4.15: Ilustração das dimensões utilizadas no cálculo do volume do evaporador dos MTHCs.	110
Figura 4.16: Módulos de entrada de temperatura do sistema de aquisição de dados da <i>National Instruments</i>	112
Figura 4.17: Fita Kapton nos termopares da solução térmica MTHC2.1.....	112
Figura 4.18 - Termopares na linha de vapor, bloco aquecedor de cobre e evaporador – MTHC1.1.....	113

Figura 4.19 - Termopares no trocador de calor da fonte fria, na linha de líquido e condensador – MTHC1.1.....	113
Figura 4.20 - Termopares no evaporador, linha de vapor, bloco aquecedor de cobre e trocador de calor da fonte fria - MTHC2.1.....	114
Figura 4.21 - Termopares no condensador e na linha de líquido - MTHC2.1.....	114
Figura 4.22: Posicionamento dos termopares em CAD (esquerda) e nos protótipos (direita).	115
Figura 4.23: Trocador de calor para refrigeração do condensador dos tubos de calor em circuito.	117
Figura 4.24: Bancada individual de testes.....	118
Figura 4.25: Detalhamento do acoplamento do bloco aquecedor e trocador de calor no tubo, tomando como exemplo a solução térmica MTHC1.1.....	118
Figura 4.26: MTHC1.1 instalado em uma das placas de resistores.....	119
Figura 4.27: Bancada experimental de testes integrados.....	120
Figura 4.28: Detalhamento do sistema hidráulico para refrigeração dos MTHCs.....	120
Figura 4.29: Sistema hidráulico operando a -25°C.....	121
Figura 4.30: Sistema de coordenadas para a orientação das placas de resistores.....	124
Figura 5.1: Variação da temperatura em função da potência aplicada do MTHC1.1 em condução pura.....	128
Figura 5.2: Variação da temperatura em função da potência aplicada do MTHC2.1 em condução pura.....	128
Figura 5.3: Comparação das resistências térmicas do MTHC1.1 com água destilada como fluido de trabalho.....	129
Figura 5.4: Variação da temperatura em função da potência aplicada para o MTHC1.1 operando com 0,3ml de água destilada.....	130
Figura 5.5: Comparação das resistências térmicas do MTHC1.1 com álcool etílico como fluido de trabalho.....	131
Figura 5.6: Variação da temperatura em função da potência aplicada para o MTHC1.1 operando com 0,5ml de álcool etílico.....	132
Figura 5.7: Variação da temperatura em função da potência aplicada para o MTHC1.1 operando com 0,7ml de álcool etílico.....	133
Figura 5.8: Comparação das resistências térmicas do MTHC2.1 com água destilada como fluido de trabalho.....	134

Figura 5.9: Variação da temperatura em função da potência aplicada para o MTHC2.1 operando com 0,2ml de água destilada.	134
Figura 5.10: Variação da temperatura em função da potência aplicada para o MTHC2.1 operando com 0,3ml de água destilada.....	135
Figura 5.11: Variação da temperatura em função da potência aplicada para o MTHC2.1 operando com 0,6ml de água destilada.....	136
Figura 5.12: Comparação das resistências térmicas do MTHC2.1 com álcool etílico como fluido de trabalho.	137
Figura 5.13: Variação da temperatura em função da potência aplicada para o MTHC1.1 operando com 0,5ml de água destilada.....	140
Figura 5.14: Variação da temperatura em função da potência aplicada para o MTHC2.1 operando com 0,5ml de álcool etílico.....	142
Figura 5.15: MTHC1.1 em teste integrado e banho térmico a -25°C.....	145
Figura 5.16: MTHC1.2 em teste integrado e banho térmico a -25°C.....	146
Figura 5.17: MTHC2.1 em teste integrado e banho térmico a -25°C.....	147
Figura 5.18: MTHC2.2 em teste integrado e banho térmico a -25°C.....	147
Figura 5.19: Fenômeno antifuga do calor fornecido pelo ambiente.....	150
Figura 5.20: MTHC1.1 em teste integrado e banho térmico a 20°C.	151
Figura 5.21: MTHC1.2 em teste integrado e banho térmico a 20°C.	152
Figura 5.22: MTHC2.1 em teste integrado e banho térmico a 20°C.	153
Figura 5.23: MTHC2.2 em teste integrado e banho térmico a 20°C.	154
Figura 5.24: MTHC1.1 em teste integrado e banho térmico a 70°C.	155
Figura 5.25: Diminuição da resistência térmica de operação em função da manutenção da temperatura do dispositivo.	156
Figura 5.26: MTHC1.2 em teste integrado e banho térmico a 70°C.	157
Figura 5.27: MTHC2.1 em teste integrado e banho térmico a 70°C.	158
Figura 5.28: MTHC2.2 em teste integrado e banho térmico a 70°C.	159
Figura 5.29: Desempenho térmico teórico do MTHC1.1 e MTHC1.2.....	164
Figura 5.30: Desempenho térmico teórico do MTHC2.1 e MTHC2.2.....	165
Figura 5.31: Comparação dos resultados teóricos e experimentais (teste individual, inclinação vertical e banho térmico a 20°C).	167
Figura 5.32: Comparação dos resultados teóricos e experimentais (teste individual, inclinação vertical e criostato a 20°C).	168

Figura 5.33: Comparação dos resultados teóricos e experimentais (teste integrado, inclinação vertical e criostato a 20°C).	170
Figura 5.34: Comparação dos resultados teóricos e experimentais (teste integrado, inclinação vertical e criostato a 20°C).	171

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1: Temperaturas de operação para alguns fluidos de trabalho. Fonte: Adaptado de Faghri [18].	37
Tabela 3.1: Parâmetros geométricos dos MTHCs.	75
Tabela 3.2: Resistências térmicas	77
Tabela 3.3: Razão entre áreas e coeficiente de perda de carga por contração.	85
Tabela 3.4: Dados de entrada do modelo teórico e parâmetros termo físicos do fluido de trabalho e do material dos MTHCs.	94
Tabela 4.1: Posicionamento dos termopares noMTHC1.1 e MTHC2.1.	116
Tabela 4.2: Programa dos testes individuais.	122
Tabela 4.3: Programa dos testes integrados.	123
Tabela 5.1: Volume de enchimento ótimo para os MTHCs.	143
Tabela 5.2: Comparação teórica-experimental dos parâmetros resistência térmica e temperatura do MTHC1.1 operando a -25°C de fonte fria.	149
Tabela 5.3: Síntese dos resultados dos testes integrados.	162
Tabela 5.4: Redução da resistência térmica teórica dos dispositivos.	166
Tabela 5.5: Potências iniciais para comparação teórico-experimental.	171
Tabela 5.6: Dados teóricos e experimentais para os tubos de calor da primeira e segunda versão.	172

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

MTHC	Mini Termossifão Híbrido em Circuito
HMLT	<i>Hybrid Mini Loop Thermosyphon</i>
TCC	Tubo de Calor em Circuito
LABTUCAL	Laboratório de Tubos de Calor
UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina
GWP	<i>Global Warming Potential</i>
ODP	<i>Ozone Depletion Potencial</i>
IGBT	<i>Insulated Gate Bipolar Transistor</i>
ULHP	<i>Ultra-thin Looped Heat Pipe</i>
mLHP	<i>Miniature Loop Heat Pipe</i>
VCS	<i>Mini-Vapor Cycle System</i>
IMA	<i>Integrated Modular Avionics</i>
CPU	<i>Central Process Unit</i>
PWM	<i>Pulse Width Modulation</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto latino:

A	Área	[m ²]
A_i	Dados experimentais	
AT	Área de seção transversal	[m ²]
b	Largura de canal	[m]
c_i	Coefficientes de sensibilidade	
C_p	Calor específico do fluido de trabalho	[J/kg.K]
d	Altura da parede do condensador	[m]
D_h	Diâmetro hidráulico	[m]
DP	Desvio padrão	
e	Espessura	[m]
F	Fator de atrito	
$F_v Re_{D_h}$	<i>Número de Poiseuille</i>	

g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
h	Coefficiente de transferência de calor	[W/(m ² K)]
h_l	Entalpia na fase líquida	[J]
h_v	Entalpia na fase vapor	[J]
h'_{fg}	Calor latente de vaporização modificado	[J]
i	Corrente elétrica	[A]
I	Incerteza padrão	
I_c	Incerteza combinada	
I^2	Variância	
K	Condutividade térmica	[W/(m.K)]
K_c	Coefficiente de contração	
l	Comprimento dos canais	[m]
L	Comprimento	[m]
l_b	Tamanho da bolha	[m]
L_{ef}	Comprimento efetivo	[m]
\bar{M}	Média de medições	
N	Número de pontos comparados	
p	Pressão	[Pa]
q	Taxa de calor	[W]
q''	Fluxo de calor	[W/m ²]
R	Resistência térmica	[°C/W]
Re	Repetitividade	
r_e	Resistência térmica do resistor	[Ω]
S_i	Dados teóricos	
T	Temperatura	[°C]
t	Coefficiente de <i>Student</i>	
\bar{T}	Temperatura média	
T_d	Tendência	
u	Velocidade do escoamento	[m/s]
U	Tensão	[V]
V	Volume	[m ³]
v	Volume específico	[m ³ /kg]
VVC	Valor verdadeiro convencional	

x	Porcentagem da linha de líquido	
X	Grandeza de saída	
xi	Melhores estimativas das grandezas de entrada	
w	Largura	[m]
Y	Grandeza de saída	

Alfabeto grego:

α	Difusividade térmica	[cm ² /s]
β	Fator de compressibilidade	
δ	Espessura da camada limite	[m]
Δ	Diferença entre o valor final e inicial de uma variável	
ε	porosidade do pó de cobre	
μ	Viscosidade dinâmica	[kg/s.m]
ν	Viscosidade cinemática	[cm ² /s]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
σ	Tensão superficial	[N/m]

Subscritos:

a	Adiabática
b	Bolha
c	Condensador
cont	contração
cond_t	Condução teórica
ce	Condensador externo
ci	Condensador interno
cond	Condensação
D	Distribuída
e	Evaporador
ebu	Ebulição
ee	Evaporador externo
eff	Efetivo

ei	Evaporador interno
el	elétrica
exp	Experimental
f	Frio
ft	Fluido de trabalho
h	Hidráulico
ind	Individual
int	Integrado
k	Condução
l	Líquido
L	Localizada
ll	Linha de líquido
lv	Linha de vapor
loop	Circuito
loss	Perda
min	Mínima
op	Operação
p	Parede
q	Quente
s	Sólido
sat	Saturação
t	Total
v	Vapor
w	Meio poroso

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	23
1.1	OBJETIVOS.....	27
1.1.1	Objetivos Específicos.....	27
1.2	ESTRUTURA DO TRABALHO	28
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	29
2.1	TUBOS DE CALOR E TERMOSSIFÕES	29
2.1.1	Princípios de funcionamento	31
2.1.2	Limites de operação.....	34
2.1.3	Fluido de trabalho	36
2.1.4	Estrutura capilar em Tubos de Calor	41
2.1.5	União por difusão	43
2.2	TUBOS DE CALOR E TERMOSSIFÕES EM CIRCUITO	47
2.2.1	Tubos de calor em circuito	48
2.2.2	Termossifões em circuito	58
3	PROJETO DOS MINI TERMOSSIFÕES HÍBRIDOS EM CIRCUITO.....	69
3.1	DISSIPADORES DE CALOR PROPOSTOS	69
3.2	CATEGORIZAÇÃO DO DISPOSITIVO TÉRMICO.....	72
3.3	DESCRIÇÃO DO MODELO FÍSICO.....	72
3.4	MODELAGEM DAS RESISTÊNCIAS TÉRMICAS.....	76
3.5	MODELOS TEÓRICOS DAS RESISTÊNCIAS TÉRMICAS DO CIRCUITO	80
3.5.1	Resistência de condução transversal na parede externa do evaporador.....	80
3.5.2	Resistência de condução transversal no meio poroso.....	80
3.5.3	Resistência de transferência de calor na mudança de fase no evaporador	81
3.5.4	Resistência de vapor	82
3.5.5	Resistência de transferência de calor na mudança de fase no condensador	85
3.5.6	Resistência de condução transversal na parede externa do condensador.....	90

3.5.7	Resistência de condução axial no evaporador	90
3.5.8	Resistência de condução axial na seção adiabática	91
3.5.9	Resistência de condução axial no condensador	92
3.6	ROTINA DE CÁLCULO.....	93
4	ESTUDO EXPERIMENTAL.....	97
4.1	DESCRIÇÃO DO APARATO EXPERIMENTAL	97
4.2	FABRICAÇÃO	98
4.2.1	Limpeza	100
4.2.2	Deposição de pó de cobre.....	101
4.2.3	União por difusão	103
4.2.4	Instalação do umbilical e conformação das dobras.....	105
4.2.5	Teste de estanqueidade	106
4.2.6	Selamento	108
4.3	CARREGAMENTO DO FLUIDO DE TRABALHO	109
4.3.1	Critério de carregamento	109
4.3.2	Técnica de carregamento	111
4.4	INSTALAÇÃO DOS TERMOPARES	112
4.5	BANCADA EXPERIMENTAL	116
4.5.1	Testes individuais	116
4.5.2	Testes integrados	119
4.6	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	121
4.6.1	Testes individuais	121
4.6.2	Testes integrados	123
4.7	CÁLCULO DA RESISTÊNCIA TÉRMICA EXPERIMENTAL	125
4.8	ANÁLISE DAS INCERTEZAS EXPERIMENTAIS.....	125
5	RESULTADOS.....	127
5.1	RESULTADOS EXPERIMENTAIS – TESTES INDIVIDUAIS	127

5.1.1	Resistência térmica de condução pura	127
5.1.2	Resultados do MTHC1.1.....	129
5.1.3	Resultados do MTHC2.1.....	133
5.1.4	Conclusões dos testes individuais.....	137
5.1.5	Volume de enchimento ótimo para os MTHC1.1 e MTHC2.1	143
5.2	RESULTADOS EXPERIMENTAIS – TESTES INTEGRADOS	143
5.2.1	Banho térmico a -25°C	144
5.2.2	Banho térmico a 20°C	150
5.2.3	Banho térmico a 70°C	154
5.2.4	Conclusão dos testes integrados	159
5.3	RESULTADOS TEÓRICOS E VALIDAÇÃO DO MODELO TEÓRICO	163
5.3.1	Resultados teóricos	163
5.3.2	Comparação dos resultados teóricos e experimentais.....	166
6	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	173
6.1	PRESENTE TRABALHO	173
6.2	TRABALHOS FUTUROS.....	175
	APÊNDICE A	184
	APÊNDICE B.....	196
	APÊNDICE C	203

1 INTRODUÇÃO

Com o desenvolvimento acelerado da microeletrônica e da indústria de telecomunicação, uma variedade de dispositivos eletrônicos, principalmente dispositivos móveis ultra finos como *tablets* e *smartphones*, começou a ser desenvolvida com o foco em alta performance, leveza e miniaturização [1]. A combinação desses três fatores resultou na fabricação de *chips* eletrônicos de alta potência, mas que, em contrapartida, geravam alta dissipação de fluxo de calor em espaços limitados. Este avanço na fabricação de semicondutores e no desenvolvimento de outras tecnologias eletrônicas em mini e microescala, resultou em um aumento da densidade de potência por componente, principalmente em *chips* de alto desempenho [2].

Segundo Lakshminarayanan e Sriraam [3], diversos estudos vêm identificando a temperatura como a maior causadora de falhas em sistemas eletrônicos. As principais consequências decorrentes da combinação entre a temperatura e mecanismos que influenciam as falhas, como corrosão do material, contaminação durante a produção, defeitos de fabricação do componente, entre outros, são: fadiga térmica e estresse mecânico decorrente da expansão térmica do material; falhas nas junções de solda; descolamento de camadas das placas eletrônicas e alguns efeitos iônicos que podem contribuir para um aumento da temperatura interna desses componentes eletrônicos.

De acordo com um relatório sobre previsão de confiabilidade de equipamento eletrônico preparado pelo Departamento de Defesa dos EUA [4], o fator de falha, que é a taxa de falha relativa em qualquer temperatura sobre a taxa de falha a 75°C, aumenta exponencialmente com o aumento da temperatura do dispositivo [2]. Com o aumento da temperatura de operação, o desempenho operacional e a confiabilidade dos dispositivos eletrônicos diminuem e, uma vez que a temperatura do dispositivo exceda seu valor máximo permitido, ocorrerá uma falha de operação. Em particular, em temperaturas muito altas, até mesmo a queima do componente eletrônico pode ocorrer [5].

A indústria aeronáutica também revela a necessidade de gerenciamento térmico tanto em componentes eletrônicos embarcados em aeronaves, quanto na prevenção de congelamento de suas partes [6]–[9]. Como destacam Ellis, Anderson e Montgomery [6], parâmetros como velocidade, pressão e temperatura do motor e do ambiente, e ainda válvulas e atuadores de

posição, são monitorados pelo controlador da aeronave. Em resposta, o controlador comanda parâmetros como taxa de fluxo de combustível do motor e abertura de válvula de expurgo, por exemplo. A exigência da alta taxa de processamento, aliada à sensibilidade aeroespacial típica para peso e volume, resultam em um circuito denso e com alto fluxo de calor.

O congelamento de algumas partes de uma aeronave, que ocorre ao atravessar alguma nuvem contendo gotículas super-resfriadas, também configura um outro problema térmico que demanda gerenciamento. Essa situação impõe uma série de ameaças à segurança do voo, pois o gelo acumulado nas asas afeta negativamente o desempenho aerodinâmico da aeronave, aumentando o arrasto e interferindo na capacidade de manobrabilidade [8].

Tendo em vista a importância da manutenção da temperatura, seja em dispositivos eletrônicos móveis, em controladores embarcados em aeronaves, ou ainda na ação anticongelante desse meio de transporte, é necessário que, aliado ao avanço da fabricação e modernização desses dispositivos, esteja associado o desenvolvimento tecnológico de sistemas de refrigeração suficientemente eficazes na remoção de calor e na manutenção da temperatura, a fim de evitar falhas eletrônicas e até mesmo acidentes com aeronaves.

Murshed e Castro [2] afirmam que, apesar do impressionante progresso nas últimas décadas, ainda existem desafios técnicos na manutenção da temperatura de dispositivos eletrônicos ou microprocessadores. Nesse sentido, Lamaison et al. [10] afirmam que, ainda que o resfriamento a ar por convecção natural ou forçada esteja longe de ser obsoleto, novas tecnologias para controle térmico estão surgindo e, dentre elas, a mais atraente parece ser a refrigeração com fluido em uma ou duas fases.

A Figura 1.1 apresenta a comparação entre os métodos convencionais de resfriamento disponíveis, classificando-os com base nos mecanismos de transferência de calor e refrigerantes utilizados, bem como na eficácia da sua capacidade de refrigeração. As faixas aproximadas da taxa de remoção de calor (fluxo de calor) desses métodos foram medidas para 80°C de diferença de temperatura entre as superfícies de transferência de calor e o ambiente. Pode-se observar que a mudança de fase líquido-vapor de um fluido é a melhor técnica, seguida pela convecção forçada de líquidos.

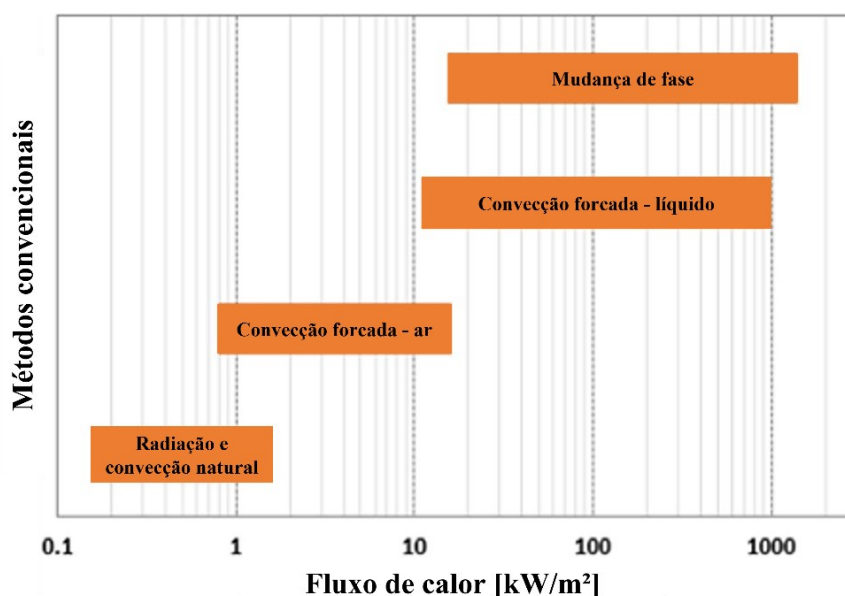


Figura 1.1: Comparação da eficácia dos métodos convencionais de transferência de calor. Fonte: Adaptado de Murshed e Castro [2].

Os principais dispositivos bifásicos para controle térmico de equipamentos eletrônicos são os tubos de calor, que são assistidos por bombeamento capilar de um meio poroso. Quando a ação da gravidade é a força motriz da operação, estes dispositivos são conhecidos por termossifões. Ambos podem ser construídos como um tubo simples, ou em uma configuração em circuito. Segundo Filippeschi [11], a refrigeração de componentes eletrônicos é a principal aplicação para as configurações em circuito desses dispositivos, devido à sua grande flexibilidade geométrica, onde diferentes formas de evaporador e condensador (plano, cilíndrico, retangular, etc.), podem se adaptar facilmente às fontes frias e quentes.

Tubos de calor e termossifões são sistemas de refrigeração passivos destinados à transferência de calor, altamente eficientes e que operam em um ciclo bifásico fechado, utilizando calor latente de vaporização para transferir calor a partir de pequenas diferenças de temperatura [12]. Basicamente, consistem em um tubo metálico oco e evacuado, onde certa quantidade de fluido de trabalho é inserida, podendo ser compactos, ou seja, fabricados em mini ou microescala. Diferentemente dos termossifões, os tubos de calor em específico são revestidos internamente por uma estrutura capilar para bombeamento do líquido.

Esses dispositivos, que são objetos de pesquisas para fins de termorregulação de componentes eletrônicos e ação anti-gelo em aeronaves, estão sendo aplicados de modo

comercial em algumas situações. No entanto, sua maior aplicação está no resfriamento de componentes eletrônicos, principalmente em computadores [13]. Segundo Solomon et al. [13], as configurações em circuito desses dispositivos compactos, possuem maior capacidade de transporte de calor por unidade de área do que a de tubos de calor convencionais.

Sistemas de refrigeração passivos, baseados na tecnologia de tubos de calor, oferecem diversos benefícios como: zero consumo de energia elétrica, transferência de calor mesmo em distâncias relativamente longas e com baixa diferença de temperatura, baixa geração de ruído, ausência de partes móveis, alta flexibilidade de *layout* e baixa manutenção do dispositivo [7].

Na área aeroespacial, Su et al. [9] afirmam que tubos de calor em circuitos (TCCs) atendem aos requerimentos típicos de alta dissipação de calor e que podem também ser aplicados com sucesso para evitar a formação de gelo em aeronaves.

Tubos de calor são mais adequados para aplicações no campo espacial, uma vez que não dependem da gravidade para o seu funcionamento. Entretanto, termossifões também podem ser utilizados no resfriamento de aviônicos (componentes eletrônicos embarcados em aeronaves), como discutido por Tecchio et al. [7].

A utilização de tubos de calor e termossifões no gerenciamento térmico de componentes eletrônicos geralmente exige a sua miniaturização, o que representa grandes desafios operacionais e de fabricação. Em 2006, Chen et al. [14] afirmaram que a miniaturização de tubos de calor em circuito é um tema que tem merecido extensa pesquisa e desenvolvimento, como pode ser observado através da grande quantidade de trabalhos desenvolvidos nas últimas décadas. Considerando-se que, para cada nova necessidade de gerenciamento térmico é possível desenvolver um dissipador de calor sob demanda, como é o caso dos dispositivos térmicos desenvolvidos no presente trabalho, pode-se afirmar que ainda existe muita pesquisa a ser realizada, no que tange à miniaturização de tubos de calor e termossifões.

Nesse sentido, este trabalho apresenta resultados de estudos experimentais e teóricos, de quatro *Mini Termossifões Híbridos em Circuito (MTHC)*, projetados, fabricados, testados e analisados em condições específicas demandadas por um projeto com a indústria aeronáutica, do qual esta dissertação faz parte. Toda a pesquisa foi desenvolvida nos domínios do Laboratório de Tubos de Calor da Universidade Federal de Santa Catarina (LABTUCAL), que realiza estudos referentes ao resfriamento de componentes eletrônicos com as tecnologias de

tubos de calor, termossifões e câmara de vapor, desde 1990. Este trabalho é motivado pela busca de um dispositivo térmico seguro e de alto desempenho térmico, que seja capaz de manter a temperatura adequada de componentes eletrônicos, possibilitando uma operação eficiente.

1.1 OBJETIVOS

Este trabalho tem o objetivo de desenvolver dispositivos miniaturizados e híbridos, baseados na tecnologia de tubos de calor e termossifões, que sejam capazes de dissipar a potência térmica excedente de componentes eletrônicos, garantindo a sua integridade e funcionamento, visando a aplicação em aviônicos. Por híbrido, entende-se que em um mesmo dispositivo, será utilizado tanto um meio poroso (para deslocamento/espalhamento do fluido de trabalho) quanto a gravidade, para o retorno do fluido de trabalho ao evaporador. Espera-se, desta forma, contribuir com o estado da arte desta tecnologia, através da fabricação de protótipos e da validação de um modelo teórico baseado em circuitos de resistências térmicas.

1.1.1 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos deste trabalho são:

- Projetar protótipos de mini termossifões híbridos em circuito, a serem utilizados na refrigeração de componentes eletrônicos;
- Fabricar os protótipos a partir do processo de união por difusão de chapas de cobre usinadas;
- Testar os protótipos individualmente com diferentes tipos e quantidades de fluidos de trabalho, a fim de se definir o volume ótimo de enchimento, bem como o melhor fluido para operação;
- Testar os dispositivos em uma placa de resistores que simula a operação de uma placa de circuito impresso de um aviônico, sob diferentes combinações de carga térmica, inclinação e temperaturas da fonte fria;
- Avaliar o desempenho térmico dos protótipos a partir da análise de suas resistências térmicas;

- Desenvolver um modelo teórico baseado na metodologia de resistências térmicas equivalentes, com o objetivo de prever o comportamento térmico dos dispositivos;
- Validar o modelo teórico a partir da comparação dos resultados teóricos com os dados experimentais obtidos nos testes.

1.2 ESTRUTURA DO TRABALHO

Este trabalho foi dividido em seis capítulos, que são descritos a seguir.

No primeiro capítulo, introduz-se o assunto, apresentando o problema a ser estudado e os objetivos do trabalho.

No segundo capítulo, apresenta-se uma revisão bibliográfica a respeito da tecnologia de tubos de calor e termossifões, tanto no que tange à estrutura quanto à operação. São abordados os princípios de funcionamento, discutidas as partes que compõem os dispositivos e ainda, é apresentada uma breve descrição a respeito do processo de união por difusão, que é etapa fundamental na fabricação desses dispositivos.

No terceiro capítulo, apresentam-se os dissipadores de calor propostos no presente trabalho, descrevendo os processos físicos que ocorrem e o modo de operação. Neste capítulo, descreve-se ainda o modelo teórico desenvolvido, que é baseado na metodologia de resistências térmicas, e a análise aplicada para a avaliação do desempenho térmico desses dispositivos. Além disso, apresenta-se a rotina de cálculo implementada no *software* Matlab.

No quarto capítulo, descreve-se detalhadamente o procedimento de fabricação dos dispositivos, bem como as condições de testes aplicadas.

Já no capítulo cinco, apresentam-se os resultados experimentais, obtidos através dos testes individuais e integrados, e teóricos, provenientes do modelo matemático desenvolvido. Além disso, comparam-se esses dois resultados, para fins de validação do modelo teórico.

No capítulo seis, expõe-se as conclusões do presente trabalho, bem como as sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo destina-se à descrição dos princípios físicos de funcionamento de tubos de calor e termossifões, detalhando seus modos de operação e principais características construtivas, além do estado da arte desta tecnologia. Discorre-se também, sobre o processo de união por difusão, o qual é utilizado na fabricação dos dispositivos desenvolvidos.

2.1 TUBOS DE CALOR E TERMOSSIFÕES

Tubos de calor e termossifões são dispositivos de troca de calor altamente eficientes, que operam em um ciclo bifásico fechado e utilizam calor latente de vaporização para transferir calor a partir de pequenas diferenças de temperatura [12]. São compostos basicamente por duas regiões principais, evaporador e condensador, podendo existir uma terceira seção adiabática entre elas, para acomodar as geometrias do evaporador e condensador.

A tecnologia de tubos de calor apresenta diversas vantagens quando comparadas com outras empregadas na remoção de calor: flexibilidade geométrica, simplicidade de construção, capacidade de controle da transferência de calor, alta condutividade térmica efetiva e a capacidade de transporte de grandes quantidades de calor a uma distância considerável, através de uma pequena área de seção transversal, sem a necessidade de alguma forma adicional de energia [15]. São dispositivos que não exigem grandes gradientes de temperatura entre as regiões de absorção e dissipação de calor para transferência eficiente e são altamente eficazes, pois o transporte de calor latente (via mudança de fase do fluido de trabalho), excede em muito sua capacidade de transporte via calor sensível [16].

Tubos de calor e termossifões consistem, basicamente, de um tubo oco evacuado, dentro do qual uma quantidade controlada de fluido de trabalho é introduzida [12]. De um modo geral, um tubo de calor é composto por três elementos principais: um tubo, que pode ser metálico, de vidro ou de cerâmica; uma estrutura porosa construída a partir de fibra de vidro corrugada, pós metálicos sinterizados, telas metálicas, fibras de vidro, ou ainda, ranhuras nas paredes internas do tubo e, finalmente, o fluido de trabalho, que pode variar de hélio, nitrogênio líquido ou outros fluidos que operem em baixas temperaturas, passando por água, álcool, acetona, etc., para temperaturas de operação intermediárias [15]. A composição de um

termossifão é a mesma de um tubo de calor, com exceção da ausência da estrutura capilar. Sendo assim, termossifões podem ser construídos com os mesmos materiais e utilizar os mesmos fluidos de trabalhos empregados aos tubos de calor.

A grande diferença entre um tubo de calor e um termossifão está na presença, ou não, de uma estrutura capilar, que é responsável pelo bombeamento do fluido de trabalho dentro do dispositivo. Enquanto que, para um termossifão, a gravidade é a responsável pelo retorno do líquido ao evaporador, em um tubo de calor, o fluido é bombeado pelo meio poroso até esta região [15].

Ainda que o custo e a complexidade de fabricação de tubos de calor sejam maiores que os de termossifões, devido à necessidade de inserção de um meio poroso, os tubos de calor apresentam a vantagem de operarem em situações adversas à ação da gravidade, como por exemplo, em uma posição na qual o condensador se situe abaixo do evaporador, ou em ambientes de micro ou ausência de gravidade. De um modo geral, quando a aplicação possibilita a utilização da gravidade para o retorno de condensado ao evaporador, recomendam-se termossifões, tendo em vista maior facilidade de construção e menor custo.

Os Tubos Perkins foram os precursores dos tubos de calor. Criados pela família Perkins em meados do século XIX e XX, foram registrados através de uma série de patentes no Reino Unido. A maioria dos Tubos Perkins eram assistidos pela ação da gravidade (termossifão) e operavam através da mudança de fase de algum fluido de trabalho. O tubo patenteado por Jacob Perkins [17] consistia basicamente em um tubo hermético, carregado com uma pequena quantidade de água, operando em ciclo bifásico [18].

Em 1929, Frazer W. Gay obteve uma patente sobre um dispositivo, similar ao Tubo Perkins. O dispositivo de Gay funcionava verticalmente, com o evaporador abaixo do condensador e, carregado com uma pequena quantidade de água, operava também em ciclo bifásico. Este trocador de calor foi denominado de termossifão, sendo estabelecidas naquela época, as bases para mais tarde acontecer o desenvolvimento dos tubos de calor [19].

Em 1944, Richard Gaugler [20] *apud* Faghri [18] introduziu o conceito da utilização de uma estrutura capilar como parte de um termossifão. Seu dispositivo também consistia em um tubo fechado, operando com um líquido em mudança de fase. Entretanto, o evaporador do aparato localizava-se acima do condensador, surgindo aí a necessidade do retorno do fluido ao evaporador, sem o auxílio da gravidade. Sendo assim, Gaugler utilizou um meio poroso, mais

precisamente, ferro sinterizado, para suprir essa necessidade. Sua ideia, entretanto, não foi adotada pela companhia na qual trabalhava, fazendo com que a tecnologia ficasse esquecida por cerca de duas décadas.

Em 1962, Trefethen [21] reviveu a ideia de um tubo de calor no contexto do programa espacial americano. Em 1963, um pedido de patente de um tubo de calor foi requerido por Grover [22] do Laboratório Nacional de Los Álamos, em Novo México, e a partir de então, muitos protótipos foram construídos, utilizando água como fluido de trabalho. A tecnologia também demonstrou eficiência quando operando em altas temperaturas (cerca de 1100K), utilizando sódio como fluido de trabalho [18].

O reconhecimento do tubo de calor como um dispositivo térmico confiável foi, inicialmente, devido aos resultados teóricos preliminares e às ferramentas de *design* que foram relatadas na primeira publicação sobre a análise de tubos de calor por Cotter [23] em 1965. Após essa publicação, muitas pesquisas iniciaram ao redor do mundo [18].

Em 5 de abril de 1967, o primeiro teste com tubos de calor em gravidade zero foi realizado por um grupo de engenheiros do Laboratório Científico de Los Alamos. O teste foi bem sucedido e superou as expectativas iniciais, tornando-se, para os projetistas da época, uma possibilidade real para a solução do problema de controle de temperatura em ambientes espaciais. Desde então, cada vez mais satélites e veículos espaciais dependem de tubos de calor para controle de temperatura de componentes eletrônicos ou de sua própria estrutura [19].

Segundo Junior e Mantelli [24], o controle térmico de equipamentos eletrônicos representa a maior aplicação em números de tubos de calor no mundo, consequência da tendência de miniaturização e da simultânea ampliação da capacidade de processamento de componentes eletrônicos, de forma que o fluxo de calor gerado é cada vez maior, demandando um gerenciamento térmico mais robusto, como o obtido com o uso de tubos de calor e termossifões.

2.1.1 Princípios de funcionamento

De acordo com Faghri [18], a operação de tubos de calor e termossifões é de fácil entendimento, como mostra a Figura 2.1. Tubos de calor consistem em uma estrutura completamente hermética, composta por uma estrutura capilar e uma determinada quantidade

de fluido de trabalho. O dispositivo é dividido em três regiões: evaporador, seção adiabática (região de transporte) e condensador.

O modo de operação de um tubo de calor consiste, primeiramente, na aplicação de calor na região do evaporador, que atravessa as paredes do dispositivo e atinge o fluido de trabalho, que está espalhado no meio poroso. O fluido por sua vez vaporiza e, por diferença de pressão, desloca-se através da seção adiabática, até chegar ao condensador. Ao liberar calor latente nesta última região, o fluido condensa e a pressão capilar transporta-o de volta ao evaporador. Esse processo se repete enquanto houver calor imposto no evaporador e pressão capilar suficiente para trazer o líquido de volta à região do evaporador.

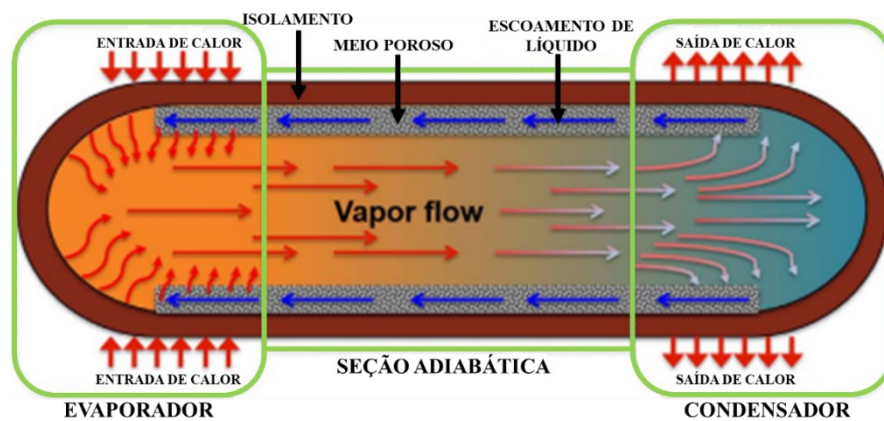


Figura 2.1: Esquema e princípio de funcionamento de um tubo de calor. Fonte: Adaptada de Murshed e Castro [2].

Nos tubos de calor, as forças capilares provenientes do meio poroso são responsáveis pelo movimento do fluido dentro do dispositivo, já em termossifões, são as forças gravitacionais que realizam esse trabalho. Embora tubos de calor e termossifões possam ter muitas geometrias e configurações diferentes, eles são basicamente compostos pelas três regiões principais já citadas. Lembrando que a seção intermediária é opcional, ou seja, um tubo de calor ou termossifão pode ser constituído apenas pelo evaporador e condensador [12].

Termossifões são dispositivos mais simples que tubos de calor, pois não é empregado o uso de estruturas capilares no seu interior. Segundo a definição de Faghri [18], um termossifão é um tubo de calor orientado verticalmente, mas sem a presença de um meio poroso. Assim

como um tubo de calor, um termossifão opera em ciclo bifásico fechado e utiliza calor latente de vaporização para transferência de calor [12].

A Figura 2.2 ilustra um termossifão que consiste, basicamente, em um tubo metálico oco e evacuado, carregado com uma determinada quantidade de fluido de trabalho que, diferente de um tubo de calor, não se espalha na estrutura porosa, mas sim é armazenado na região inferior do tubo, formando uma piscina. O calor imposto no dispositivo, atravessa a região do evaporador e vaporiza a piscina de líquido ali presente. O vapor ascende a seção adiabática em direção ao condensador, libera calor latente nesta região, condensando e retornando ao evaporador através das paredes do dispositivo, sob ação da gravidade.

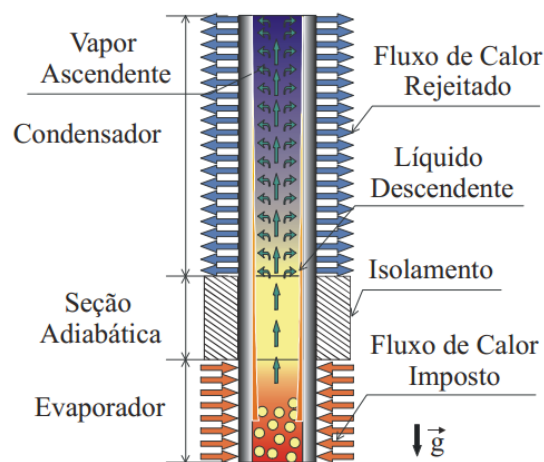


Figura 2.2: Estrutura de um termossifão bifásico. Fonte: Mantelli [12].

Ainda que a região adiabática possa ser dispensável ao funcionamento de um termossifão, em casos que se necessita transportar calor de uma região que está distante da outra, torna-se essencial o uso desta seção, necessitando de um isolamento adequado.

Ao contrário dos tubos de calor, onde não existe uma posição limitante ao seu funcionamento, em termossifões, é necessário que o evaporador esteja sempre abaixo do condensador, para promover o retorno do líquido ao evaporador. Esta condição é primordial para que não ocorra secagem do fluido de trabalho na região de aplicação da potência térmica e para que o dispositivo possa operar em condições adequadas.

2.1.2 Limites de operação

Ainda que tubos de calor e termossifões sejam dissipadores térmicos altamente eficientes, estão sujeitos à algumas limitações de operação, que comprometem sua capacidade de transferência de calor [18]. Esses limites estão presentes nos dois tipos de dispositivo, com exceção do limite capilar, que existe apenas em tubos de calor. A Figura 2.3 apresenta os limites de operação para tubos de calor e termossifões. Neste gráfico, pode-se observar que, para o funcionamento adequado do dispositivo, é necessário que suas condições de operação (transferência de calor e temperatura de operação) estejam em algum ponto abaixo das curvas apresentadas.

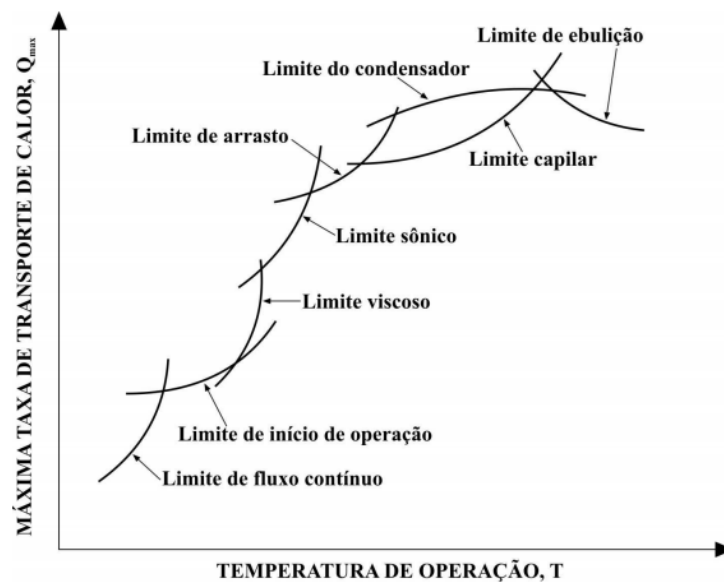


Figura 2.3: Limites de operação à máxima transferência de calor em função da temperatura de operação. Fonte: Mantelli [12].

Todos os limites de operação são cruciais para o devido funcionamento de tubos de calor e termossifões. Entretanto, alguns deles merecem destaque e serão detalhados a seguir, segundo compilado de informações de Faghri [18] e Mantelli [12].

O limite de início de operação, ou de *startup*, é a primeira fronteira a ser ultrapassada, tanto para tubos de calor quanto termossifões. Em geral, para baixas potências, o fluido de trabalho se apresenta no estado líquido no evaporador. Ao receber calor, esta região aquece,

sem que haja alterações significativas de temperatura ao longo do dispositivo. Isto pode ocorrer porque o vapor formado no evaporador, ao alcançar a seção adiabática, pode condensar (até mesmo congelar, dependendo das condições térmicas da seção adiabática), não atingindo o condensador. Neste caso, o dispositivo não consegue dar a partida, atingindo o limite de início de operação, ou, limite de *startup*.

O limite de arrasto ocorre quando o dispositivo já está em operação. Muitas vezes, a velocidade do vapor pode ser suficientemente alta, a ponto das forças de cisalhamento que ocorrem na interface líquido-vapor, inibirem o retorno do líquido para o evaporador. Este limite está mais presente em termossifões, devido à interface líquido-vapor está mais exposta ao fluxo de vapor ascendente. No caso de tubos de calor, o arrasto de vapor pode extrair líquido do meio poroso, e arrastá-lo para o condensador. Entretanto, essa situação tem menos chances de ocorrer nesses dispositivos, visto que o líquido se encontra “protegido” no meio poroso. Este fenômeno, tanto em tubos de calor quanto em termossifões, reduz o aporte de condensado ao evaporador e limita a capacidade de transporte de calor.

O limite capilar, presente apenas em tubos de calor, está relacionado à capacidade de bombeamento de líquido pelo meio poroso, o qual promove a circulação de fluido de trabalho no dispositivo. A depender da combinação de estrutura capilar e fluido de trabalho, a capacidade de bombeamento pode ser limitada. Se este bombeamento for insuficiente, ou seja, se a pressão capilar não for maior que a soma das quedas de pressão ao longo do tubo, pode-se atingir o limite capilar, ou também chamado de limite hidrodinâmico.

O limite de secagem, ou *Dryout*, mais comumente encontrado em termossifões, pode ser alcançado em duas situações. A primeira é quando o volume de fluido de trabalho é tão pequeno, que se torna insuficiente para promover a circulação contínua de vapor e líquido. Neste caso o filme de líquido não consegue atingir a base desta região, secando ao longo do caminho para o evaporador. A outra situação ocorre devido ao alcance do limite de arrasto, ou seja, o fluxo de calor é tão alto que o vapor resultante, em alta velocidade, promove o arrasto do fluido, de forma que o condensado não consegue retornar à piscina de líquido, sendo arrastado de volta ao condensador.

2.1.3 Fluido de trabalho

A seleção do fluido de trabalho está diretamente ligada às suas propriedades, que afetam tanto a capacidade de transferência de calor, quanto na compatibilidade com o material dos dispositivos [25]. A escolha do fluido pode ser realizada de acordo com a temperatura de operação do sistema sendo que, fatores como toxicidade e inflamabilidade também devem ser considerados [26].

Para cada aplicação, existe uma faixa específica de temperatura de operação do fluido de trabalho, que deve ser levada em consideração na sua seleção [18]. Em aplicações com coletores solares, por exemplo, água e etanol são consideradas as melhores opções devido à sua pressão de vapor moderada, compatibilidade com cobre, alto calor latente de vaporização e faixa de temperatura compatível com a operação dos coletores de energia solar [25]. Já para tubos de calor em circuito, quando operando em temperaturas criogênicas, fluidos como nitrogênio (80–100 K), néon (30–40 K), hidrogênio (20-30 K) e hélio (2-4 K), são boas opções [26]. Sendo assim, deve-se definir, ainda na fase de projeto, em qual ambiente o dispositivo irá operar e qual a faixa de temperatura de operação.

Segundo Mantelli [27], em geral, tubos de calor e termossifões podem operar em qualquer temperatura, desde que seus pontos de fusão e ebulição estejam dentro dos suportados pelo material desses dispositivos. Em temperaturas criogênicas (5-100K), fluidos de trabalho como hélio e hidrogênio são normalmente empregados. Para temperaturas baixas a intermediárias (200-400 K), utilizam-se geralmente amônia, pentano, acetona e álcoois. Em temperaturas que variam entre 280 e 550 K, água é o melhor fluido de trabalho a ser utilizado. Para temperaturas mais altas (400-620K), naftaleno é o fluido mais aplicado. Por fim, em temperaturas altamente elevadas (770-1450K), metais na fase líquida como sódio e potássio, são os fluidos mais empregados.

A primeira consideração a ser feita para a escolha adequada de um fluido de trabalho, é a faixa de temperatura de vapor na qual os tubos de calor ou termossifões irão operar. Dentro desta faixa de temperatura, podem existir diversos fluidos de trabalho, de forma que uma variedade de características devem ser examinadas para definir o fluido mais adequado à determinada aplicação, conforme explica Reay e Kew [28]. Segundo os autores, os principais requisitos para a escolha de um fluido de trabalho são: compatibilidade com a estrutura porosa

e o material do dispositivo térmico; estabilidade térmica; molhabilidade adequada nas estruturas porosas e paredes do dispositivo; pressão de vapor não muito alta e não muito baixa na faixa de temperatura de operação; alto calor latente de vaporização; alta condutividade térmica; baixa viscosidade de líquido e vapor e, por fim, alta tensão superficial.

Ainda em concordância com Reay e Kew [28], a seleção do fluido de trabalho também deve ser baseada nas condições termodinâmicas relacionadas às limitações ao fluxo de calor que ocorrem dentro do tubo, como: níveis de viscosidade; velocidade sônica; capilaridade; arrasto; ponto de ebulição, entre outros limites de operação já descritos nesse trabalho.

A Tabela 2.1 lista alguns dos fluidos de trabalho comumente utilizados, seus pontos de fusão e ebulição à pressão atmosférica e seus intervalos úteis. Via de regra, a faixa útil se estende desde o ponto em que a pressão de saturação está entre 0.1atm e 20atm, pois abaixo de 0.1atm, o limite de pressão de vapor pode ser atingido e, acima de 20atm, a pressão pode ser alta, de forma que a espessura do invólucro do dispositivo necessita ser tão grande, a ponto de fazer com que a resistência térmica de condução através das paredes do tubo, limite seu funcionamento [18].

Tabela 2.1: Temperaturas de operação para alguns fluidos de trabalho. Fonte: Adaptado de Faghri [18].

Fluido de trabalho	Ponto de fusão (K a 1 atm)	Ponto de ebulição (K a 1 atm)	Faixa de temperatura útil de operação (k)
Hélio	1.0	4.21	2-4
Hidrogênio	13.8	20.38	14-31
Neon	24.4	27.09	27-37
Oxigênio	54.7	90.18	73-119
Nitrogênio	63.1	77.35	70-103
Argônio	83.9	87.29	84-116
Freon 22	113.1	232.2	193-297
Amônia	195.5	239.9	213-373
Freon 21	138.1	282.0	233-360
Freon 11	162.1	296.8	233-393
Freon 113	236.5	320.8	263-373
Metanol	175.1	337.8	283-403
Etanol	158.7	351.5	273-403
Água	273.1	373.1	303-550
Sódio	371.0	1151	873-1473

Pode-se observar da Tabela 2.1, que os refrigerantes baseados em clorofluorcarbonos (CFCs) e os hidroclorofluorcarbonos (HCFCs), os Freon's, abrangem uma considerável faixa de temperatura de operação. Esses refrigerantes foram identificados como fluidos de trabalho ideais para tubos de calor, operando em temperaturas comuns às aplicações de ar condicionado, há cerca de 30 anos. Os fluidos originais incluíam R12 e R22 (Freon 12 e Freon 22, respectivamente), que, por questões ecológicas, foram rapidamente eliminados na maioria dos países e substituídos por R134a [29].

Jouhara [29] destaca que o protocolo de Montreal, que entrou em vigor em 1989, eliminou gradualmente os refrigerantes que destruíam a camada de ozônio, como os CFCs e os HCFCs, e foi responsável pelo fim do R12 e R22 e pela adoção generalizada do R134a, que é um hidrofluorcarbono (HFC), como o fluido de trabalho preferido para tubos de calor. Entretanto, devido ao aumento das regulamentações relacionadas ao uso de fluidos com alto impacto no aquecimento global, o foco mudou para a substituição de refrigerantes como o R134a. O Parlamento Europeu e o Conselho da União Europeia emitiram o regulamento UE-nº 517/2014 (regulamento dos gases fluorados) que dita a eliminação de diferentes fluidos para refrigeração e ar condicionado, incluindo muitas aplicações de R134a. Desde 2015, o R134a foi proibido em refrigeradores domésticos e, a partir de 2022, será proibido para *freezers* domésticos.

A questão ambiental inerente ao uso de refrigerantes gera uma busca por novos fluidos de trabalho que sejam eficazes mas não prejudiquem o meio ambiente. Sendo assim, os fluidos a serem utilizados devem conter baixo potencial de aquecimento global (*global warming potential* - GWP), altas capacidades de aquecimento e resfriamento, além de zero potencial de destruição de ozônio (*ozone depletion potencial* - ODP) [29]. Segundo este autor, a água tem propriedades de transporte térmico que a tornam adequada como fluido de trabalho em tubos de calor, além dos valores nulos de ODP e GWP. Entretanto, existem alguns limitantes quanto ao uso deste fluido, como por exemplo, nas aplicações em ambientes com temperaturas negativas. Su et al. [8] destacam que, embora a água permita que os tubos de calor em circuito alcancem melhores capacidades de transferência de calor, ela não seria escolhida como o fluido de trabalho em temperaturas negativas, pois sua expansão no estado de descongelamento, pode levar à deformação ou mesmo perda de estanqueidade desses dispositivos.

No cenário aeroespacial, os fluidos de trabalho mais adequados para aplicações anticongelamento em aeronaves são o metanol e a acetona [8], que possuem propriedades tóxicas e podem impor problemas ambientais e causar riscos à saúde das pessoas, caso ocorram vazamentos. Entretanto, ainda que sejam fluidos que ofereçam riscos devido à sua toxicidade e inflamabilidade, continuam sendo utilizados na aeronáutica, mas com cautela, ou seja, os equipamentos que fazem uso desses fluidos são instalados em locais com *designs* de ventilação propícios para promover sua eliminação, caso ocorra algum vazamento. Sendo assim, esses fluidos não devem ser instalados próximos a fontes de ignição, a fim de evitar a sua inflamação e, dependendo do local que esses são alocados, é possível que se cumpram os requisitos de certificação para utilizá-los.

O etanol pode ser uma escolha alternativa à esses fluidos tóxicos e inflamáveis e, além disso, misturas binárias também têm sido pesquisadas e utilizadas, visto que os fluidos puros podem oferecer limitações de propriedades termofísicas, que restringem a capacidade de transferência de calor. Essa opção de fluido de trabalho binário é estudada no trabalho de Su et al. [8], que utilizou a mistura de etanol-água em um tubo de calor em circuito, projetado para anticongelamento de aeronaves. O autor destaca que uma mistura pode herdar efetivamente as características superiores de cada componente, garantindo uma melhor inicialização e desempenho na transferência de calor de tubos de calor.

Segundo Reay e Kew [28], uma maneira adequada para comparar fluidos de trabalho, é o uso de um parâmetro chamado Número de Mérito (ou Parâmetro de Dunbar [26]). Este parâmetro determina o máximo calor transportado por um fluido, baseado nas suas propriedades físicas. Para tubos de calor ele é dado por:

$$M = \frac{\rho_l \sigma_l h_{lv}}{\mu_l} \quad (2.1)$$

onde ρ_l é a massa específica do líquido, σ_l é a tensão superficial do líquido, h_{lv} é o calor latente de vaporização do fluido e μ_l é a viscosidade dinâmica do líquido. Já para um termossifão, o Número de Mérito é dado por:

$$M_T = \left(\frac{k_l^3 \sigma_l h_{lv}}{\mu_l} \right)^{1/4} \quad (2.2)$$

onde k_l é a condutividade térmica do líquido.

Como explica Junior [30], quanto maior o número de mérito, mais adequado é o fluido de trabalho para aquela temperatura. A Figura 2.4 e a Figura 2.5, obtidas de Junior [30], apresentam, respectivamente, o comportamento deste parâmetro para alguns fluidos de trabalho em tubos de calor e termossifões. Pode-se observar que, para os dois tipos de dispositivo térmico, o número de mérito da água é superior ao dos outros fluidos, muito em razão do seu alto calor latente de vaporização e alta tensão superficial.

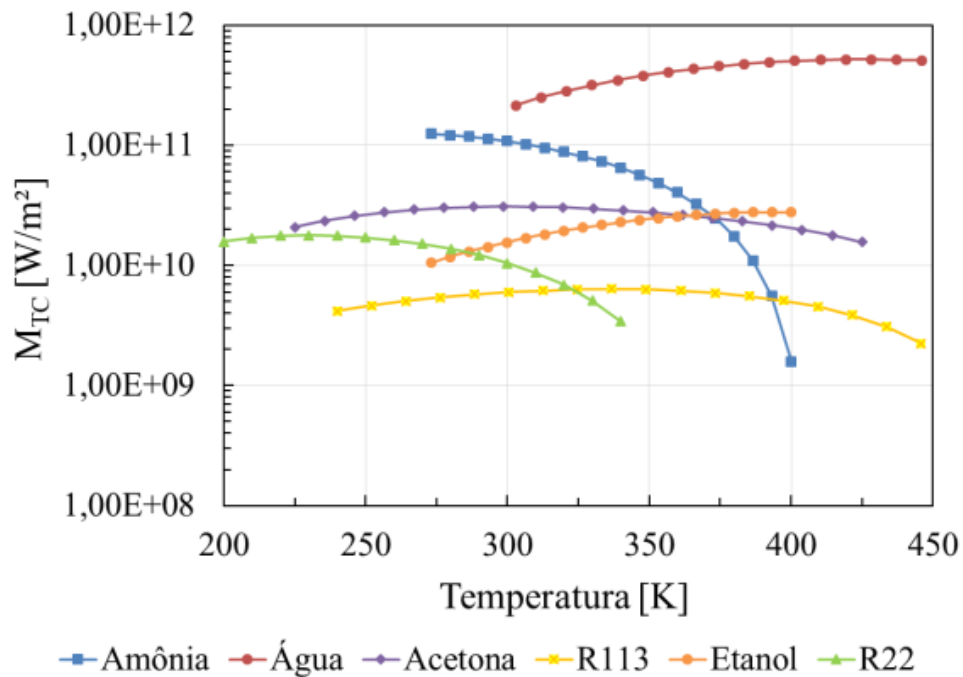


Figura 2.4: Número de mérito em função da temperatura para tubos de calor. Fonte: Junior [30].

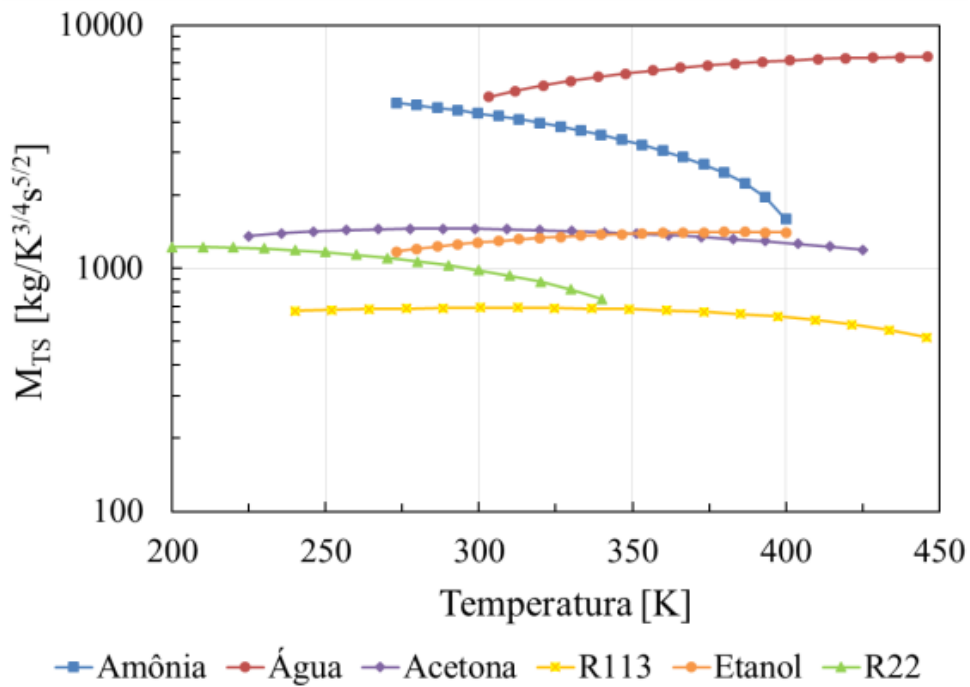


Figura 2.5: Número de mérito em função da temperatura para termostifões. Fonte: Junior [30].

2.1.4 Estrutura capilar em Tubos de Calor

Além da função de bombeamento do líquido, Zohuri [31] acrescenta que o meio poroso deve garantir a distribuição do fluido de trabalho igualmente ao longo de toda a seção do evaporador e em qualquer região que possa estar recebendo calor. O tamanho dos poros influencia na capacidade de bombeamento e movimento do fluido dentro da estrutura. Enquanto poros pequenos (alta porosidade) são necessários para desenvolver alta pressão capilar, poros maiores (alta permeabilidade) garantem que o movimento do fluido não fique estagnado em alguma região [18]. A Figura 2.6 ilustra a espessura e porosidade de uma estrutura capilar.

Diversos tipos de estruturas capilares foram desenvolvidos, a fim de otimizar o desempenho de tubos de calor. A sua seleção dependerá de vários fatores, muitos deles, ligados intimamente às propriedades do fluido de trabalho [31].

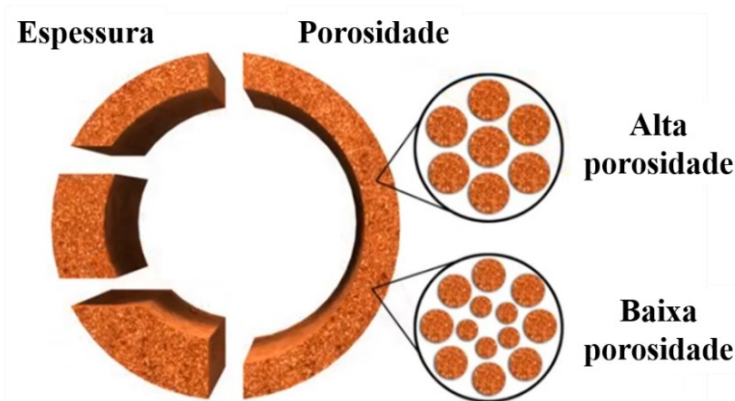


Figura 2.6: Ilustração da alta e baixa porosidade em uma estrutura capilar. Fonte: Adaptado de Celsia. Heat Pipe & Vapor Chamber Technology n.d. <https://celsiainc.com/resources/videos/> (acessado em 25 outubro de 2020).

Os meios porosos normalmente utilizadas em tubos de calor, podem ser separados em três grandes grupos: meios porosos sinterizados, malhas metálicas e micro ranhuras [32]. Segundo Junior [30], a estrutura capilar mais comum em tubos de calor é composta por telas metálicas, que são facilmente encontradas no mercado, podendo ser em cobre, aço inoxidável, níquel e alumínio. O autor complementa que as telas metálicas estão disponíveis em uma grande variedade de número de *meshs* (aberturas da malha por polegada), que variam de 50 a 400, permitindo a construção de meios porosos com diferentes capacidades de bombeamento capilar.

Telas metálicas podem ser facilmente aplicadas aos tubos de calor, entretanto, a sua instalação em dispositivos miniaturizados é mais complexa, sendo mais difícil de acomodar dentro do tubo. Nesse sentido, o presente trabalho utiliza meio poroso sinterizado, que possui maior adaptabilidade em espaços pequenos. Por esse motivo, uma breve descrição sobre o processo de sinterização de uma estrutura capilar será apresentada a seguir.

Segundo Coble [33] *apud* Mera [32], o termo sinterização pode ser relacionado às mudanças na forma, à redução do tamanho do poro e ao crescimento dos grãos, que partículas metálicas sofrem durante um processo de aquecimento. A Figura 2.7 apresenta partículas esféricas de pó de cobre sinterizado, na qual é possível visualizar um pescoço formado no ponto de contato entre elas. Segundo Mera [32], a dimensão do pescoço formado depende de parâmetros como: velocidade de aquecimento; tempo e temperatura de sinterização; material

da partícula, bem como dos mecanismos de transporte de massa. Esses pescoços garantem a união das partículas, promovendo a fixação e estabilidade do meio poroso em um tubo de calor.

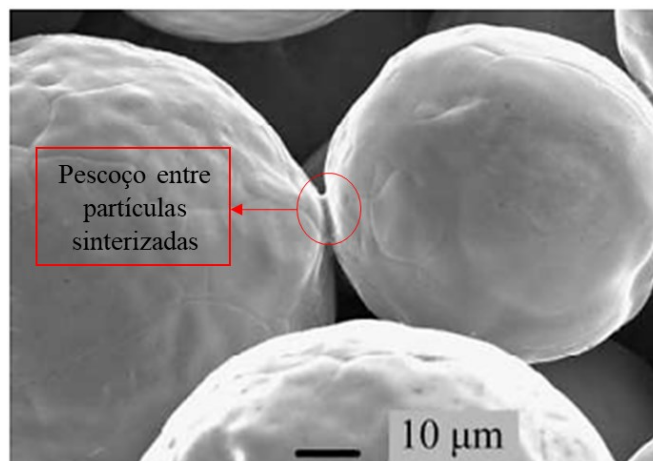


Figura 2.7: Pó de cobre sinterizado. Fonte: Adaptado de Huang e Franchi [34].

2.1.5 União por difusão

Tendo em vista que a união por difusão, que é um dos processos de soldagem existentes, é utilizada na fabricação dos dispositivos deste trabalho, é conveniente uma breve descrição deste procedimento.

O processo de união por difusão, ou soldagem por difusão, é caracterizado pela capacidade de união de materiais com mínima deformação. Com parâmetros de união bem escolhidos, não é possível identificar linhas de junção quando a soldagem por difusão é realizada em materiais de mesma natureza. Como explica Dunkerton [35], este processo tem a capacidade de unir uma ampla gama de materiais de mesma ou diferentes naturezas. Gonçalves [36] explica que a união por difusão é uma alternativa aos processos de soldagem convencionais, que seriam difíceis de serem executados quando aplicados a materiais dissimilares, geometrias complexas ou grandes áreas de solda.

De acordo com Lison [37] *apud* Morteau [38], a união por difusão é classificada como um processo *topoquímico* lento, com elevada exigência de preparação prévia das superfícies a serem unidas. Segundo Dunkerton [35], a união por difusão resulta da pressurização de placas pré-usinadas, à elevadas temperaturas, em uma atmosfera controlada. Este processo ocorre em fornos especialmente construídos para este fim.

A soldagem por difusão produz a coalescência das superfícies aquecidas a níveis abaixo do ponto de fusão dos materiais que estão sendo unidos, sujeitas a pressões abaixo das que causariam deformação plástica macroscópica nas peças [36]. O tempo de permanência nas condições de pressão, temperatura e atmosfera, dependem dos materiais a serem unidos [35]. Morteau [38] explica que o processo de união se inicia após atingida a temperatura de soldagem e aplicada a pressão, quando ocorre a ligação metálica entre os elementos adjacentes. Depois disto, energia ainda precisa ser fornecida para proporcionar as trocas de átomos entre os parceiros de união através da superfície de ligação. No caso de metais similares, como resultado das trocas atômicas na região da interface, são formados novos grãos, que não podem ser mais associados a nenhuma das placas originais. Segundo Gonçalves [36], é necessário aproximar as superfícies a serem unidas para que a interdifusão molecular possa ocorrer. A autora destaca que, para que esse processo funcione, adicionalmente ao trinômio temperatura, pressão e tempo, é extremamente importante o acabamento das superfícies e de camadas intermediárias. Morteau [38] também enfatiza a importância da preparação das superfícies e os procedimentos de limpeza, afirmando que é necessário ter superfícies limpas e livres de oxidação, antes de se realizar o procedimento.

Além das vantagens já mencionadas, o processo de união por difusão possui algumas vantagens como a não apresentação de tensões residuais, ou seja, ausência de contrações e tensões e possibilidade do processo ser totalmente automatizado. Como desvantagem pode-se mencionar a necessidade de equipamentos de alto custo (quanto maior a peça, maior o equipamento), a exigência de rigorosa limpeza e controle das superfícies dos materiais, necessidade de atmosfera controlada e tempo de processo consideravelmente mais elevado do que a maioria dos processos convencionais. Além disto, em peças grandes, pode-se ter dificuldade em avaliar a qualidade do processo por técnicas não destrutivas [36].

A Figura 2.8 ilustra o processo de união por difusão entre materiais de mesma natureza. A imagem (a) mostra o ponto inicial do processo, quando ocorre o contato entre as duas peças, evidenciando a presença de uma fina camada de óxido, formada antes do início do processo. Na imagem (b), após algum tempo sob condições controladas de temperatura, pressão e atmosfera, os materiais começam a ceder, os espaços entre as superfícies diminuem e a camada de óxido torna-se mais fina. Em (c), alguns espaços vazios e uma camada ainda mais fina de

óxido, permanecem. Na imagem (d), a difusão contínua, elimina a camada de óxido, deixando poucos vazios entre as peças. Em (e), a união por difusão está completa.

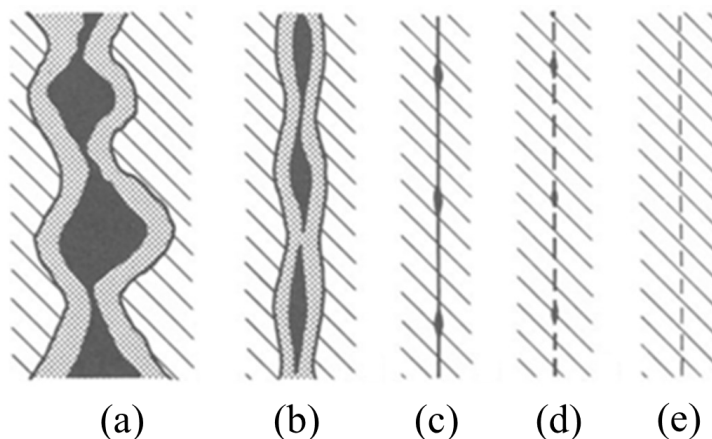


Figura 2.8: União por difusão entre materiais similares. Fonte: Adaptado de Dunkerton [35].

Desde 2007, o LABTUCAL utiliza a união por difusão para a fabricação de tubos de calor e termossifões. O forno-prensa de união por difusão, tem um volume máximo no qual os dispositivos devem se adequar ($60 \times 60 \times 70 \text{cm}^2$). Porém, normalmente os protótipos fabricados neste laboratório são de pequena escala, como mini tubos de calor do tipo fios-placas [19], trocadores de calor compactos ([38]–[40], [41]) evaporadores planos de termossifões em circuito ([30], [42]) e tubos de calor pulsantes ([43], [44]).

A Figura 2.9 apresenta o núcleo de um trocador de calor com corrente cruzada, fabricado por Morteau [38], utilizando a tecnologia de união por difusão. Na Figura 2.9 (a), tem-se as chapas empilhadas antes da união por difusão. Em (b), o resultado do processo difusivo e por fim, em (c) o núcleo final, após o corte do material em excesso das laterais. O dispositivo foi fabricado em aço inoxidável AISI 316L no LABTUCAL, que dispõe de toda a infraestrutura necessária para fabricação de tais dispositivos (forno de união por difusão e máquina de corte a jato de água, para a usinagem das placas a serem unidas).

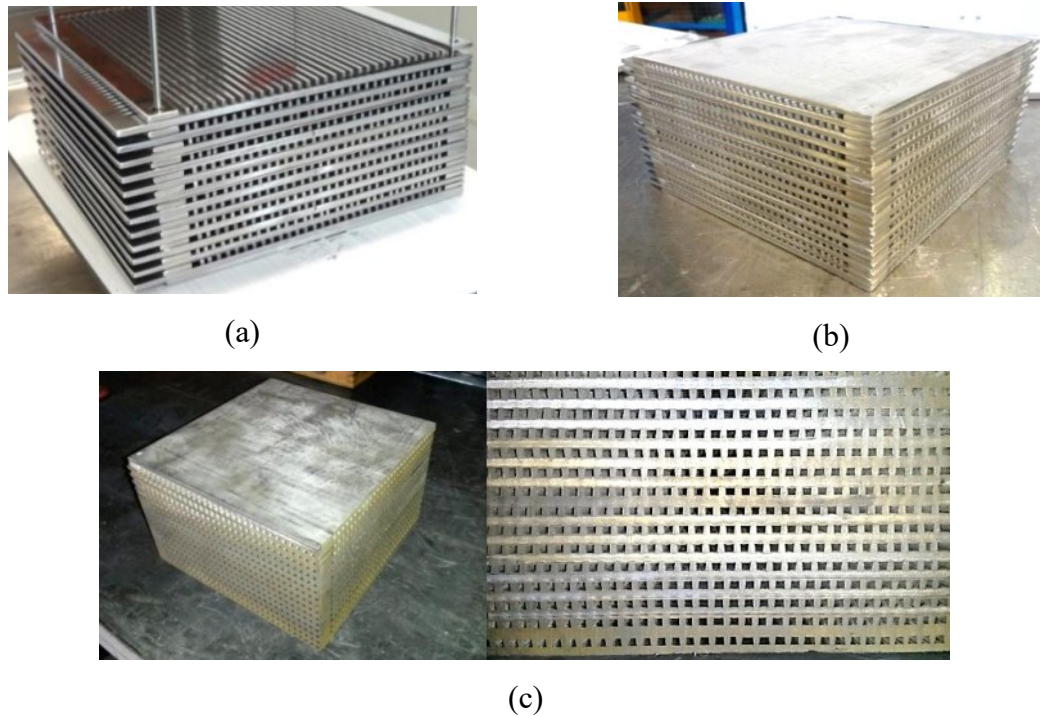


Figura 2.9: Núcleo de um trocador de calor de corrente cruzada. Fonte: Mortean [38].

Também no LABTUCAL, Junior [30] desenvolveu um termossifão plano, para atuar como paredes termicamente ativas em gabinetes de equipamentos eletrônicos. O termossifão foi construído com chapas e tela metálica em aço inoxidável, para operar como estrutura capilar do dispositivo. Após a limpeza final das partes componentes do dispositivo, as chapas foram empilhadas na sequência apresentada na Figura 2.10, que mostra o termossifão antes de entrar para o forno-prensa de união por difusão.

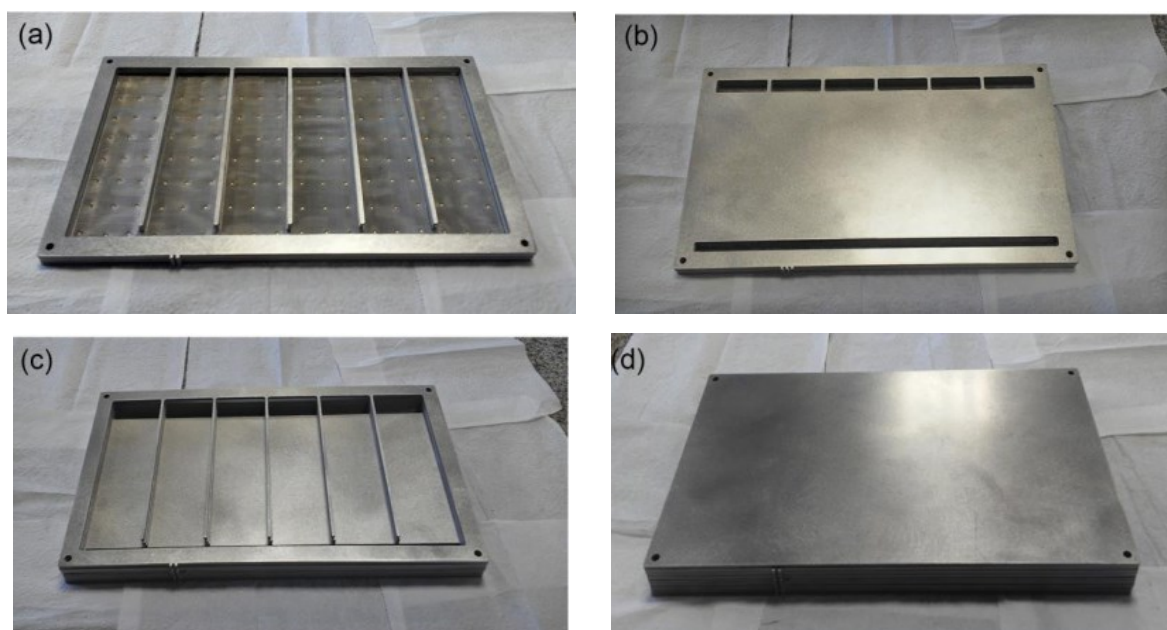


Figura 2.10: Processo de empilhamento: a) chapa do evaporador e o primeiro conjunto de chapas pente; b) chapa intermediária adicionada; c) segundo conjunto de chapas pente adicionado; d) chapa do condensador adicionada. Fonte: Junior [30].

A Figura 2.11 apresenta o resultado da união por difusão do termossifão plano de Junior [30].



Figura 2.11: Termossifão plano após o processo de união por difusão. Fonte: Junior [30].

2.2 TUBOS DE CALOR E TERMOSSIFÕES EM CIRCUITO

Tubos de calor e termossifões operam muito similarmente, diferindo apenas na utilização, ou não, de uma estrutura capilar para o transporte de fluido de trabalho. Portanto, a

escolha entre um dispositivo ou outro irá depender das condições de projeto a que o dispositivo será submetido. Por exemplo, se a aplicação é terrestre e favorece a utilização da força gravitacional, é mais interessante optar por um termossifão, tendo em vista sua simplicidade de construção e baixo custo de fabricação, quando comparado à um tubo de calor. No entanto, se a aplicação é aeroespacial ou em condições de microgravidade, a melhor opção é investir em um tubo de calor, que é capaz de operar mesmo em ausência da gravidade.

Apesar da flexibilidade e eficiência das tecnologias de tubos de calor e termossifões, em algumas condições, tais dispositivos podem apresentar limitações quanto à sua capacidade de transporte de calor em longas distâncias [18]. Tubos de calor e termossifões em circuito surgem como possível solução quando a fonte de potência térmica está distante do meio de dissipação.

Nesse sentido, a próxima seção destina-se à descrição do princípio de funcionamento de tubos de calor e termossifões em circuito, apresentando também o estado da arte dessas tecnologias.

2.2.1 Tubos de calor em circuito

Como explica Mantelli [12], tubos de calor podem não ser convenientes para o transporte de grande quantidade de calor em distâncias consideravelmente longas, pois meios porosos contínuos e longos, que apresentem poros de pequenos diâmetros, podem apresentar perdas de carga significativas. Segundo a autora, uma das motivações para as pesquisas em tubos de calor em circuito, foi o desenvolvimento de sistemas capazes de proporcionar o bombeamento capilar necessário, mas sem grandes perdas de carga.

Tubos de calor em circuito, desenvolvidos pela primeira vez em 1972 [45], são sistemas bifásicos eficientes, que operam transportando o calor latente liberado pela mudança de fase de um fluido de trabalho [46]. Esses dispositivos dependem do bombeamento capilar gerado pelo meio poroso, que desloca o fluido de trabalho ao longo do circuito [47]. Como destacam Yamada et al. [48], tubos de calor em circuito têm sido amplamente utilizados em resfriamento de eletrônicos, aviônicos, transistores de potência (IGBTs), *laptops*, dentre outras aplicações.

Em tubos de calor convencionais, o único mecanismo de retorno do líquido da região do condensador ao evaporador é através do bombeamento capilar do meio poroso. Na configuração em circuito, o bombeamento do fluido de trabalho ainda acontece através do meio poroso que está concentrado no evaporador, porém o fluido retorna do condensador ao evaporador por meio de um tubo com paredes lisas, que oferecem baixa resistência por atrito, enquanto o vapor é conduzido do evaporador ao condensador, por um outro tubo liso. A estrutura capilar é relativamente menor, quando comparada aos tubos de calor convencionais, [18], podendo, adicionalmente, estar presente em alguma região do canal de líquido. Em comparação aos convencionais, os tubos de calor em circuito são estruturalmente mais complexos, mas são capazes de transportar maiores taxas de calor e em uma grande faixa de orientação em relação ao campo gravitacional [18].

Bai [5] destaca que, atualmente, tubos de calor em circuito têm sido aplicados como sistema de gerenciamento térmico em aeronaves ([8], [49]–[51]) e, seguindo o sucesso da área de controle térmico no campo espacial, esforços vêm sendo realizados por alguns pesquisadores em todo o mundo, a fim de expandir as aplicações de tubos de calor em circuito para o ambiente terrestre [52]–[54]. Além disso, a tecnologia de tubos de calor também vem atraindo atenções para o controle térmico de baterias [55].

2.2.1.1 Princípios de funcionamento

Tubos de calor em circuito consistem basicamente de quatro elementos principais: evaporador, câmara de compensação (também chamada de reservatório), condensador e linhas de transporte de vapor e líquido. O princípio de operação de um tubo de calor em circuito é similar ao de um tubo de calor convencional, ou seja, opera através da mudança de fase de um fluido de trabalho. A diferença é que na configuração em circuito, o escoamento de líquido e vapor acontece em canais separados, o que evita o arraste provocado na interface líquido-vapor, presente nos dispositivos convencionais com fluxos contracorrente.

A Figura 2.12 ilustra os princípios de funcionamento de um tubo de calor em circuito. Calor é aplicado no evaporador e o fluido de trabalho, que está espalhado na estrutura porosa, é vaporizado. O vapor é transportado em direção à linha de vapor por pequenos canais localizados entre o meio poroso e o invólucro externo do evaporador. A diferença de pressão

provocada pelo meio poroso faz com que o vapor se desloque pela linha de vapor até chegar ao condensador, onde rejeita calor latente para a região externa do tubo e condensa. Há uma câmara de compensação ou reservatório que acumula líquido, fisicamente interligada ao evaporador por um meio poroso secundário, que tem a função de manter o meio poroso do evaporador constantemente encharcado de fluido, proporcionando as condições de início de operação. As pressões provocadas pelo meio poroso (localizado no evaporador) são também responsáveis pela circulação do condensado, do condensador à câmara de compensação. Este mecanismo permite uma autorregulação do reservatório de líquido presente nesses dispositivos [56].

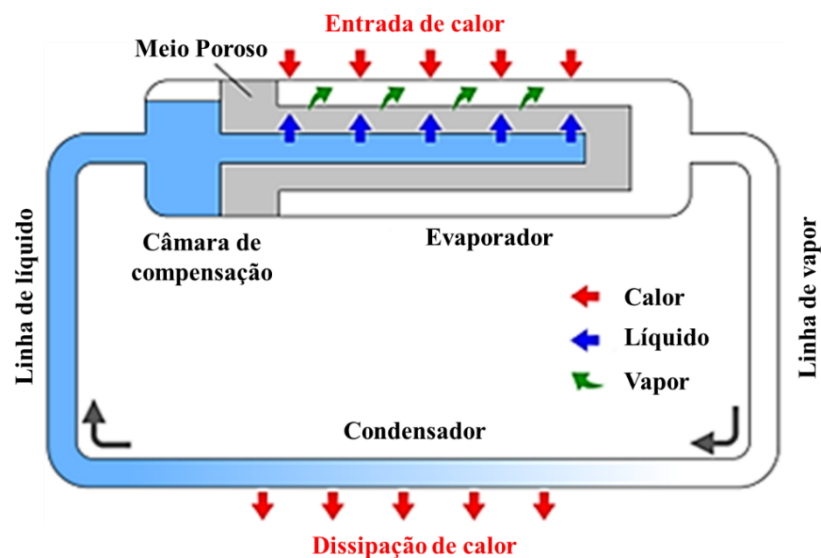


Figura 2.12: Esquema de um tubo de calor em circuito. Fonte: Adaptado Yamada et al.[48].

Na maioria dos tubos de calor em circuito, somente o evaporador e a câmara de compensação contêm estruturas capilares, sendo que o restante do circuito pode ser fabricado a partir de tubos lisos [56], o que facilita o transporte do fluido de trabalho por distâncias maiores [48]. Segundo Yamada et al. [48], um bom projeto do evaporador é crítico para garantir o bom desempenho dos tubos de calor em circuito.

A estrutura capilar primária, localizada no evaporador, normalmente é composta por um meio poroso (normalmente sinterizado) de baixa porosidade, que promove alta pressão capilar, enquanto que a secundária, presente na câmara de compensação, conecta o evaporador e o reservatório, de forma que, durante o *start up* e em operação, líquido é suprido à estrutura

capilar primária [56]. Além disto, um cilindro que cobre todo o diâmetro interno do invólucro do evaporador, feito do mesmo meio poroso sinterizado, delimita a câmara de compensação, separando-a do restante do evaporador, servindo também de barreira térmica, que dificulta o caminho do calor na direção da câmara de compensação. Se houvesse mudança de fase na câmara de compensação, vapor poderia se deslocar pela linha de líquido, bloqueando o escoamento e impedindo o correto funcionar. Por este motivo, materiais de baixa condutividade térmica são preferíveis para as estruturas capilares.

2.2.1.2 Estado da arte

Desde o primeiro sistema de tubo de calor em circuito desenvolvido [45], muitos trabalhos vem sendo desenvolvidos a respeito desta tecnologia, objetivando, principalmente, sua miniaturização para a refrigeração de componentes eletrônicos, que exigem alta remoção de calor em espaços cada vez menores. Nesta seção, apresenta-se uma revisão bibliográfica a respeito de mini tubos de calor em circuito, destacando também seu estado da arte.

Hong et al. [55] desenvolveram um tipo de tubo de calor ultrafino (*ultra-thin looped heat pipe* - ULHP) de 1.5mm de espessura, com evaporador plano e sem meio poroso, que pode ser aplicado em sistemas de gerenciamento térmico de baterias. O protótipo do ULHP é feito em cobre, com evaporador e condensador medindo 160mm de comprimento, e linhas de vapor e líquido que, somadas, medem 394,05mm de comprimento. A Figura 2.13 apresenta o protótipo fabricado. Na ausência da estrutura capilar, o evaporador conta com micro ranhuras de 1mm de diâmetro hidráulico. Água foi escolhida como fluido de trabalho.

Resultados experimentais mostraram que o protótipo funcionou efetivamente durante toda a faixa aplicada de calor, entre 20W e 120W, iniciando rapidamente e com baixa temperatura. A menor resistência térmica alcançada foi de 0,097 K/W e a temperatura máxima do evaporador e condensador não ultrapassou 60°C e 35°C, respectivamente. O sistema ULHP foi considerado, pelos autores, como eficaz e adotável para gerenciamento térmico de baterias.

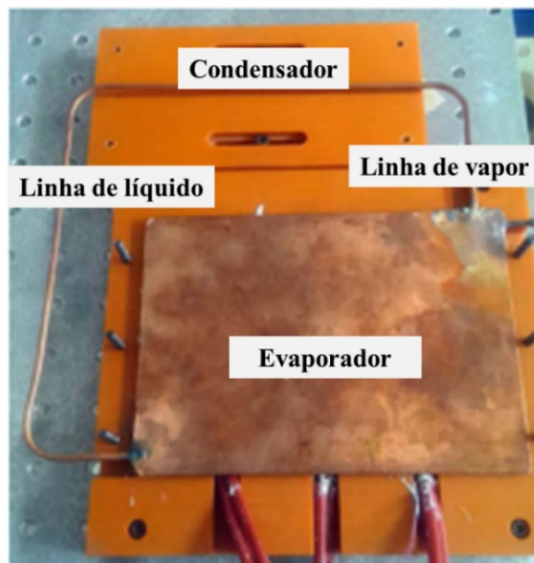


Figura 2.13: Protótipo do tubo de calor em circuito ultrafino. Fonte: Adaptado de Hong et al. [55].

De acordo com Murshed e Castro [2], um estudo realizado por Agostine et al. [57], revelou dificuldades da indústria de micro-eletrônica de potência para remover fluxos altos de calor (cerca de 300 W/cm^2), mantendo a temperatura dos componentes abaixo de 85°C . Nesse sentido, Zhou et al. [53] desenvolveram um mini tubo de calor em circuito (*miniature loop heat pipe* - mLHP), fabricado em cobre, para refrigerar *tablets* e *smartphones*. O dispositivo contava com um evaporador plano de 60mm de comprimento e 1.2mm de espessura; linhas de vapor e líquido com 105mm de comprimento e 1.00mm de espessura cada, e um condensador de 125mm de comprimento e 1.00mm de espessura. O mLHP empregou duas estruturas porosas, uma no evaporador (0.2mm de espessura) e outra ao longo da linha de líquido (0.43mm de espessura) conectada à estrutura porosa do evaporador, para garantir o retorno do fluido de trabalho ao evaporador. A Figura 2.14 apresenta o dispositivo fabricado.

Água deionizada foi utilizada como fluido de trabalho e os testes foram conduzidos sob condição de convecção natural, e em 3 orientações distintas. Resultados experimentais mostraram capacidade de inicialização de operação mesmo com baixa potência térmica (cerca de 2 W) na orientação horizontal (evaporador e condensador no mesmo nível), mantendo a temperatura da base do evaporador em torno de $43,9^\circ\text{C}$, valor coerente com o relatado por Agostine et al. [57]. O mLHP transportou até 12W de potência térmica com eficiência, e alcançou $0,111^\circ\text{C/W}$ de resistência térmica mínima. Além disso, o protótipo apresentou boa

capacidade de operação antigravidade, representando uma solução de gerenciamento térmico promissora para refrigeração de eletrônicos móveis, como *tablets* e *smartphones*.

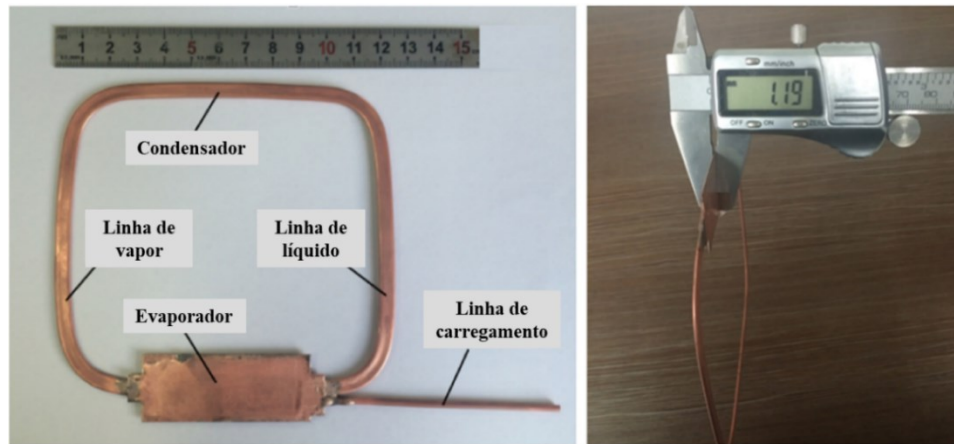


Figura 2.14: Protótipo do mini tubo de calor em circuito. Fonte: Adaptado de Zhou et al. [53].

Ramasamy et al. [58] desenvolveram um mini tubo de calor em circuito (mLHP) em aço inoxidável, preenchido com amônia como fluido de trabalho, para utilização em aplicações terrestres, como por exemplo, resfriamento de eletrônicos e computadores pessoais. As dimensões do dispositivo desenvolvido estão na ordem de milímetros, sendo seu elemento de maior comprimento a linha de vapor, com 370mm, e elemento de maior diâmetro, a câmara de compensação, com 4,7mm. O dispositivo foi testado em diferentes inclinações. Resultados experimentais mostraram que o sistema iniciou sem qualquer dificuldade, mostrando ser bastante adequado para implantação no gerenciamento térmico em aplicações terrestres, uma vez que seu desempenho térmico é independente de sua orientação operacional. A resistência térmica, no geral, foi bastante baixa, na faixa de 0,05 K/W a 0,5K/W e a carga térmica máxima dissipada foi cerca de 225W.

Anand et al. [59], fabricaram um tubo de calor em circuito com evaporador plano, para aplicação em aeronaves, com previsão de variação de temperatura ambiente entre -20°C e 0°C . O protótipo foi testado com quatro tipos diferentes de fluidos de trabalho (acetona, metanol, n-pentano e etanol) e em diversos patamares de potência, iniciando em 25W. A Figura 2.15 apresenta a imagem do dispositivo desenvolvido, onde a câmara de compensação foi fabricada em aço inoxidável (25cm^3), o evaporador em liga de alumínio (com ranhuras e estrutura capilar

do evaporador em níquel poroso), as linhas de líquido e vapor (ambas com 260mm de comprimento) e o condensador, em aço inoxidável.

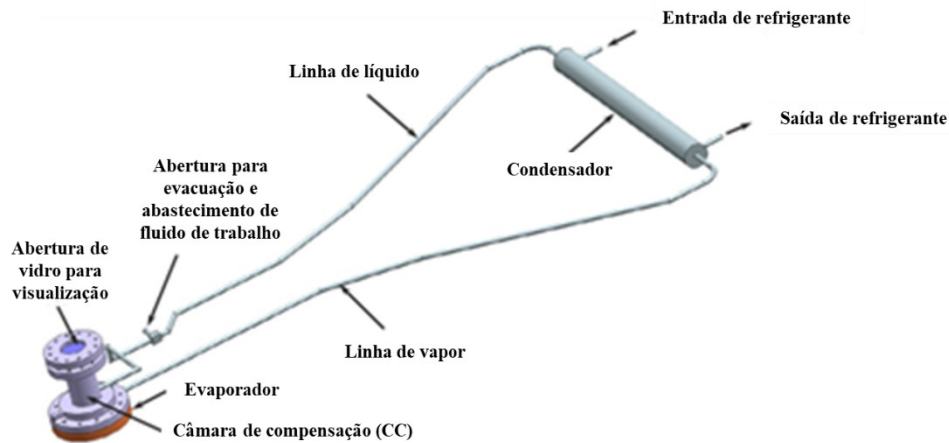


Figura 2.15: Tubo de calor em circuito com evaporador plano. Fonte: Adaptado de Anand et al. [59].

Resultados experimentais mostraram que o dispositivo com n-pentano apresentou temperaturas operacionais mais baixas, enquanto o metanol alcança maiores taxa de transferência de calor. Na temperatura de resfriamento de -20°C , o fluxo de calor máximo no evaporador antes da degradação foi de $7.2\text{W}/\text{cm}^2$ para o n-pentano e $11.9\text{W}/\text{cm}^2$ para o metanol, que foi o fluido que mostrou maior capacidade de transporte de calor, seguido da acetona, etanol e n-pentano.

Bai et al. [5] desenvolveram um sistema de refrigeração, baseado em tubos de calor em circuito, com alta capacidade de transferência de calor em longas distâncias onde amônia foi empregada como fluido de trabalho. O sistema era composto principalmente por três partes: um invólucro de alumínio como a fonte de calor; o tubo de calor em circuito, em aço inoxidável, e um radiador com aletas, como mostra a Figura 2.16. As linhas de vapor e líquido tinham comprimentos de 1050mm cada uma, a serpentina do condensador 2500mm e o evaporador 136mm. Resultados experimentais mostraram excelente inicialização do dispositivo com baixas cargas térmicas, adaptabilidade em toda a faixa de potência de 0-150W e capacidade de funcionamento antigravitacional.

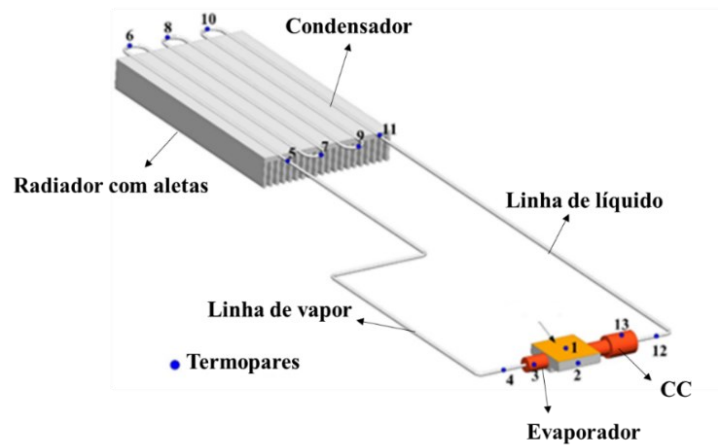


Figura 2.16: Sistema de refrigeração com tubo de calor em circuito acoplado em um radiador aletado. Fonte: Adaptado de Bai et al. [5].

Shioga et al. [60] desenvolveram um sistema de refrigeração para controle térmico de dispositivos eletrônicos, utilizando um tubo de calor circuito ultra fino, com um evaporador de espessura 0.6mm (6 chapas de cobre de 0.1mm de espessura). O protótipo foi usinado via ataque químico e as partes componentes unidas através do processo de união por difusão. A Figura 2.17 ilustra, à esquerda, o conceito de gerenciamento térmico proposto para a aplicação de um tubo de calor em circuito em um *smartphone*, e à direita, uma foto do exterior do protótipo fabricado, com suas dimensões.



Figura 2.17: Conceito de um smartphone equipado com um tubo de calor em circuito (à esquerda) e o protótipo do tubo de calor em circuito fabricado (à direita). Fonte: Adaptado de Shioga et al. [60].

A Figura 2.18 apresenta uma das chapas internas do dispositivo. Resultados experimentais mostraram que o tubo de calor alcançou resistências térmicas em torno de

0.03K/W, para potências aplicadas de 20W. Foi possível comprovar que a influência da orientação do dispositivo em sua operação é mínima e que o sistema proposto pode ser considerado promissor para o controle térmico de eletrônicos.



Figura 2.18: Chapa intermediária usinada por ataque químico. Fonte : Adaptado de Shioga et al. [60].

Tian et al. [61] desenvolveram um mini tubo de calor em circuito (*miniature loop heat pipe* - mLHP) com o evaporador do tipo disco plano, de 4.5mm de espessura. A estrutura capilar era composta de pó de níquel sinterizado e carbonato de sódio, instalado excêntricamente na cavidade do evaporador para formar, simultaneamente, a região de evaporação e a câmara de compensação. A Figura 2.19 apresenta um desenho do evaporador.

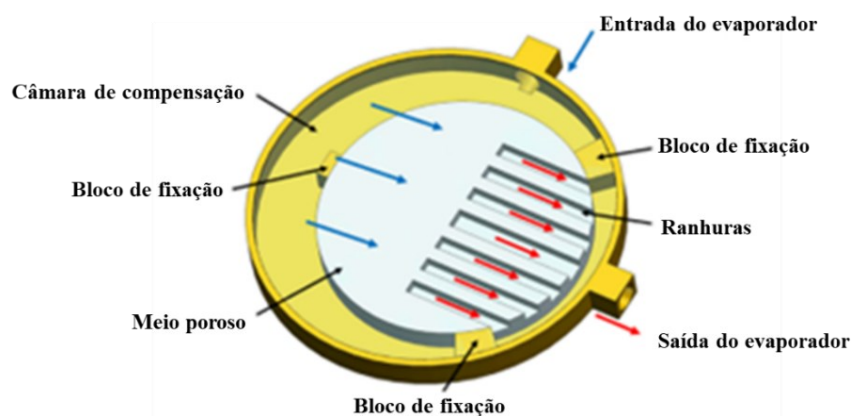


Figura 2.19: Estrutura do evaporador. Fonte: Adaptado de Tian et al. [61].

Resultados experimentais mostraram que o mLHP de Tian et al. [61] iniciou a operação com sucesso, operando em baixas potências térmicas (2W) e sendo capaz de transportar até 60W, alcançando resistência térmica mínima de $0.8^{\circ}\text{C}/\text{W}$.

A Figura 2.20 apresenta um sistema de refrigeração híbrido ativo-passivo, desenvolvido e testado por Zilio et al. [62], que combinava um mini tubo de calor em circuito compacto (mLHP) e um mini sistema de ciclo de vapor refrigerado a ar (*mini-Vapor Cycle System* - mini-VCS), este último dedicado à rejeição de calor.



Figura 2.20: Foto do Módulo Aviônico Integrado (IMA) testado. Fonte: Zilio et al. [62].

O sistema foi desenvolvido para resfriar um Módulo Aviônico Integrado (*Integrated Modular Avionics* - IMA), que rejeita calor para um dissipador através de um mini VCS. O IMA representa um sistema de rede de computadores aerotransportado, consistindo de vários módulos computacionais, dissipando diferentes cargas térmicas.

O dispositivo de Zilio et al.[62] é composto de um evaporador e condensador de cobre em formato cilíndrico, e linhas de vapor e líquido com 2mm e 1,5mm de diâmetros internos, respectivamente. A Figura 2.21 (a) mostra o desenho do protótipo em detalhes e a Figura 2.21 (b) uma foto do sistema já instalado na placa de eletrônicos. Resultados experimentais mostraram que a resistência total do protótipo diminuiu drasticamente à medida que a carga térmica aumentava, tornando-se quase constante em torno de $0,16^{\circ}\text{C}/\text{W}$, para potências maiores que 30W.

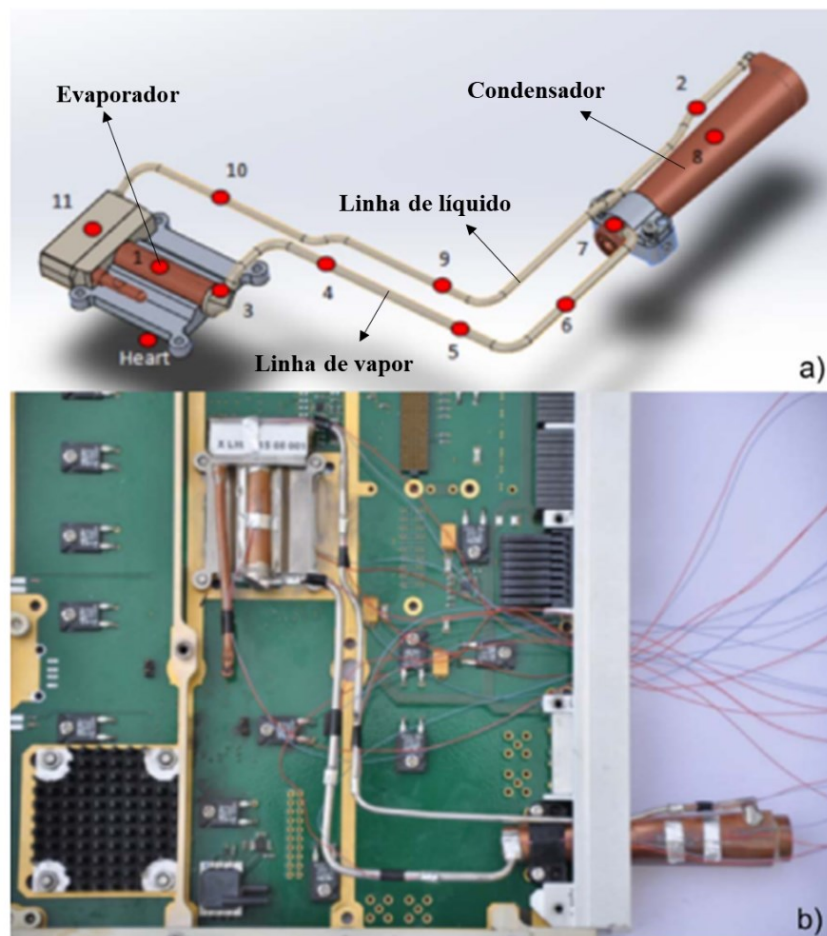


Figura 2.21: (a) Posição dos termopares no LHP. (b) Foto da placa de eletrônicos equipada. Fonte: Adaptado de Zilio et al.[62].

2.2.2 Termossifões em circuito

Assim como em tubos de calor, termossifões convencionais também apresentam limitações na capacidade de transporte de calor por longas distâncias. A configuração em circuito é uma alternativa quando se tem a fonte de calor significativamente longe da fonte fria.

Por se tratarem de sistemas passivos bifásicos de pequena escala, termossifões em miniatura podem ser tornar uma solução eficiente e compacta, interessante para a transferência de calor em sistemas de refrigeração, especialmente quando as fontes quente e fria estão separadas entre si por distâncias consideráveis [63].

Como já observado, a principal diferença na operação de termossifões em circuito está justamente no uso da gravidade para o transporte do fluido de trabalho ao longo do dispositivo.

Sendo a gravidade, a princípio, mais eficiente que o bombeamento capilar, estes dispositivos normalmente possuem maior capacidade de transporte térmico e apresentam maiores limites de transferência de calor em comparação com tubos de calor ou termossifões convencionais [64]. Porém, em geral, ambos os circuitos de resfriamento fechados têm a vantagem de operar passivamente, não sendo necessária a entrada de energia adicional e exigem baixas diferenças de temperatura e pressão entre o evaporador e o condensador para seu funcionamento [63].

Apesar das vantagens mencionadas, termossifões em circuito só podem ser aplicados quando o condensador puder ser localizado acima do evaporador, para permitir a ação da gravidade. No caso de termossifões com mini evaporadores, as pequenas dimensões do dispositivo podem provocar grandes quedas de pressão, aumentando as resistências térmicas dos dispositivos [11].

2.2.2.1 Princípios de funcionamento

O funcionamento de termossifões em circuito, ilustrado na Figura 2.22, é muito semelhante ao dos tubos de calor em circuito. Note-se que, na maioria das aplicações, as principais resistências térmicas associadas ao funcionamento de termossifões em circuito são as externas. Desta forma é aconselhável projetar as estruturas externas do evaporador e condensador para facilitar o aporte de calor ao dispositivo, normalmente por condução de calor por contato direto. Convecção de calor com gases ou líquidos ou radiação térmica também podem estar presentes principalmente na região externa do condensador. Internamente, pode-se adicionar estruturas capilares, principalmente no evaporador, porém com o objetivo primordial de favorecer a evaporação do fluido de trabalho e facilitar a inicialização, além auxiliar na redução de oscilações de temperatura [64].

Em termossifões em circuito, o fluido de trabalho contido no evaporador entra em processo de ebulição, ao receber energia através das paredes. O vapor formado percorre o canal de vapor em direção ao condensador, liberando calor latente nesta região, que se mantém resfriadas através de algum mecanismo externo de troca de calor (convecção forçada ou natural, dentro outros mecanismos). Após o processo de condensação, o fluido retorna ao evaporador através da linha de líquido, fechando este circuito.

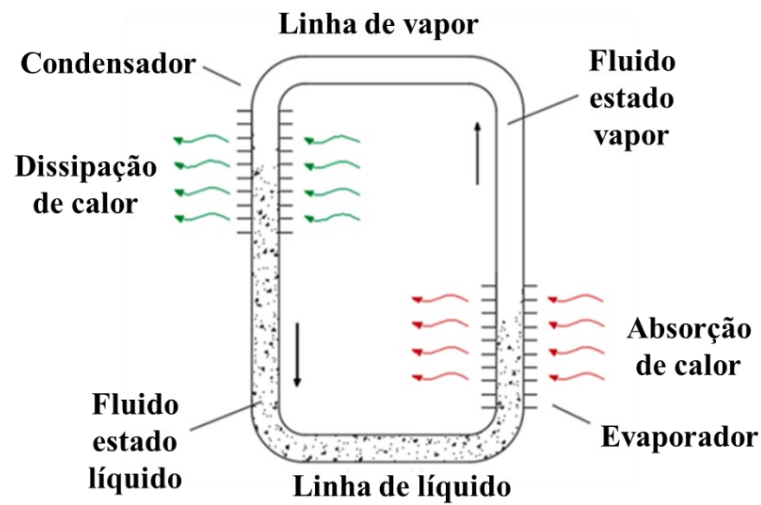


Figura 2.22: Esquema de um termostato em circuito. Fonte: Adaptado de Cao et al. [64].

Como explicam Milanez e Mantelli [65], o escoamento do fluido de trabalho em termostatos em circuito está associado à uma queda de pressão. Quanto maior a taxa de transferência de calor deste dispositivo, maior será a velocidade do fluido e, por consequência, maior a queda de pressão, a qual deve ser compensada por uma diferença de altura h entre o evaporador e o condensador, sendo $h_{m\acute{a}x}$ a diferença máxima permitida (ver Figura 2.23).

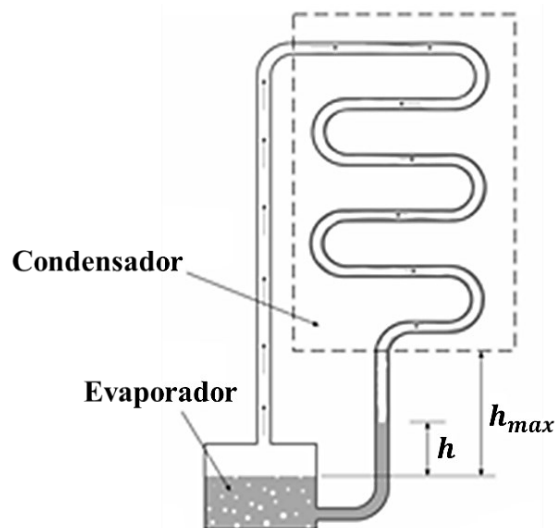


Figura 2.23: Diferença de altura h entre o evaporador e o condensador em um termostato em circuito.

Fonte: Adaptado de Milanez e Mantelli [65].

A Figura 2.24 apresenta a situação quando $h > h_{m\acute{a}x}$, fazendo com que o termosifão ultrapasse seu limite de transferência de calor, denominado “limite de transferência de calor por queda de pressão”. Qualquer aumento na taxa de transferência de calor faz com que o nível de condensado preencha parte do condensador, bloqueando parcial ou totalmente a transferência de calor no condensador, levando eventualmente à falha total do sistema.

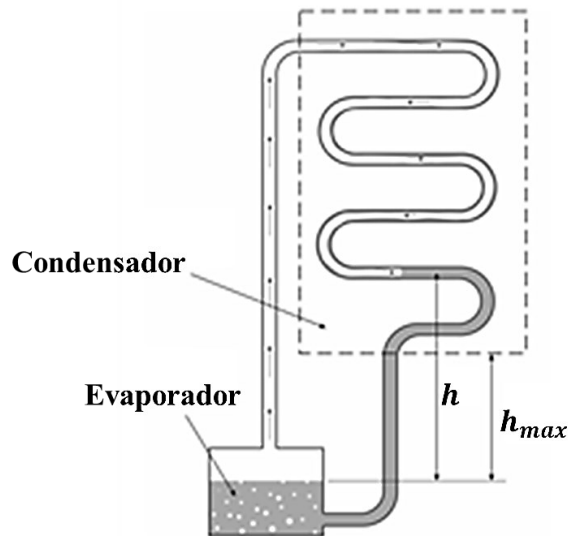


Figura 2.24: Termossifão em circuito operando além do limite de queda de pressão. Fonte: Adaptado de Milanez e Mantelli [65].

A queda de pressão total ΔP_t do escoamento está relacionada à diferença de altura h através da seguinte expressão:

$$\Delta P_t = (\rho_l - \rho_v)gh \quad (2.3)$$

onde $g = 9,81m/s^2$ é a aceleração da gravidade e $\rho_l[kg/m^3]$ e $\rho_v[kg/m^3]$ são as densidades de líquido e vapor do fluido de trabalho, respectivamente. Entretanto, a queda de pressão total ΔP_t também é o somatório das perdas de carga no evaporador ΔP_e , na linha de vapor ΔP_v , no condensador ΔP_c e na linha de líquido ΔP_l , dada por:

$$\Delta P_t = \Delta P_e + \Delta P_v + \Delta P_c + \Delta P_l \quad (2.4)$$

Portanto, para que o bombeamento hidráulico seja superior à queda de pressão total do sistema, a queda de pressão dada pela Equação (2.4) não deve ultrapassar à prevista pela Equação (2.3), caso contrário o termossifão atinge o limite de transferência de calor.

2.2.2.2 Estado da arte – Termossifões em circuito

O interesse em termossifões em circuito se iniciou por volta de 1970, quando McDonald, da Universidade de Windsor, estudou a sua operação, verificando o grande potencial de transferência de calor da tecnologia [66]. Desde então, muitos estudos experimentais e de simulação têm sido realizados para discutir as características de transferência de calor e possíveis aplicações [64]. Esta seção é dedicada ao levantamento do estado da arte desta tecnologia.

Khodabandeh e Furberg [67] desenvolveram um termossifão em circuito utilizando R134A como fluido de trabalho. A fim de comparar com um evaporador de superfície lisa, os autores acrescentaram uma estrutura capilar de nano e micropartículas de cobre (fixada nesta região via eletrodeposição). A Figura 2.25 apresenta o esquema do termossifão em circuito desenvolvido, com suas dimensões em milímetros. O condensador de tubo coaxial tinha 1m de comprimento e ambas as linhas de vapor e líquido, 9,5mm de diâmetro. Resultados experimentais mostraram os termossifões assistidos por meios porosos apresentaram nítida redução das oscilações de temperatura em toda a faixa de potência aplicada, além de aumentar o coeficiente de transferência de calor devido à maior densidade de nucleação e frequência da presença de bolhas.

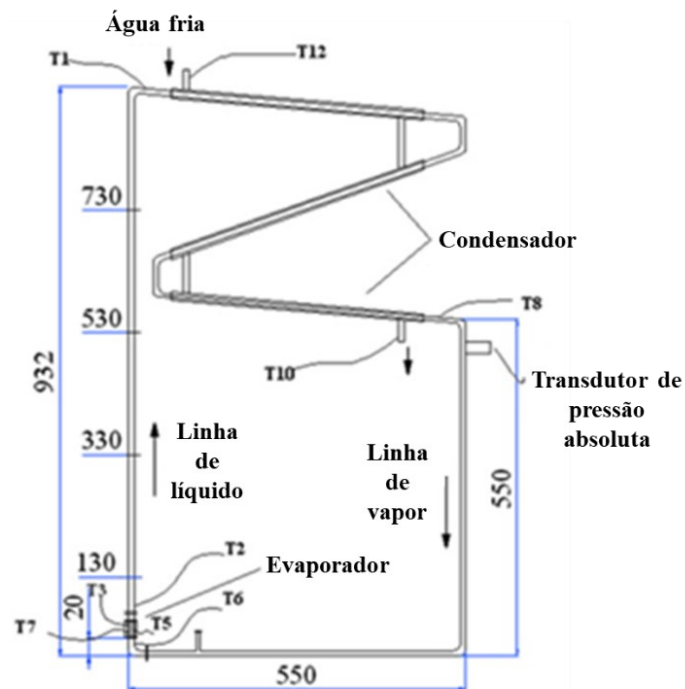


Figura 2.25: Esquema do termostato em circuito. Fonte: Adaptado de Khodabandeh e Furberg [67].

Ling et al. [68] pesquisaram um termostato em circuito, chamado pelos autores de *tubos de calor separados com micro canal*, desenvolvido para reduzir o consumo de energia de refrigeração de estações de telecomunicações (Figura 2.26). As seções do evaporador e condensador eram compostas por micro canais de seção retangular com 1,09mm de diâmetro hidráulico e as linhas de vapor e líquido apresentavam 19 e 16mm de diâmetro, e 3,66 e 4,37m de comprimento, respectivamente. Testes foram realizados para determinar a temperatura máxima de funcionamento do evaporador e a potência térmica máxima de resfriamento, que dependiam da temperatura mínima do ar de saída e do superaquecimento mínimo da seção do evaporador. Resultados experimentais mostraram que foi possível promover uma capacidade máxima de resfriamento, com temperatura mínima do ar de saída e superaquecimento mínimo da seção do evaporador.

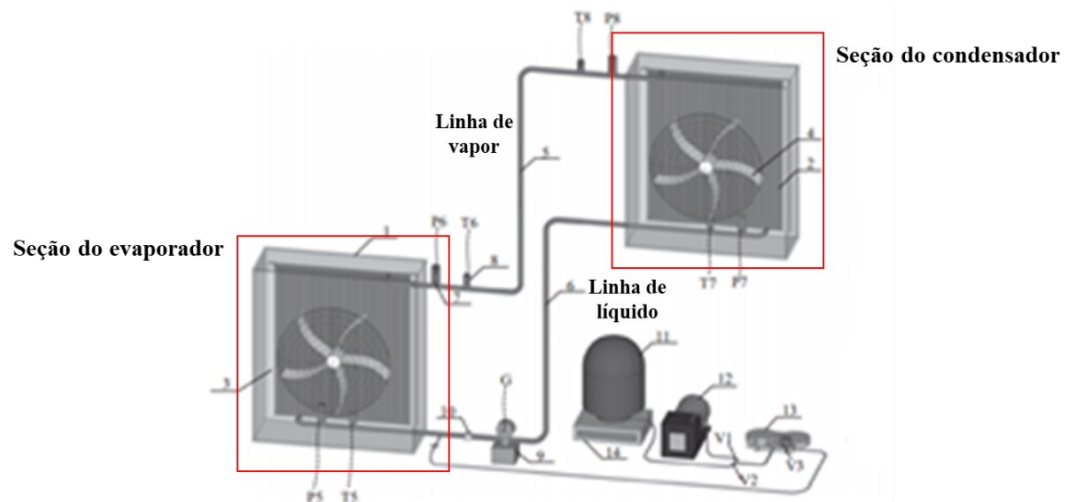


Figura 2.26: Tubos de calor separados com micro canal. Fonte: Adaptado de Ling et al. [68].

Oliveira et al. [69] desenvolveram um termossifão em circuito, avaliado experimentalmente em uma aeronave com testes em solo e em voo experimental, sob condições reais de operação. O protótipo foi adaptado na fuselagem e no sistema de ar-condicionado da aeronave, os quais fizeram o papel de dissipadores de calor dos condensadores. O protótipo consistia em dois condensadores, conectados à um evaporador composto por dois termossifões paralelos em circuito, como apresentado na Figura 2.27.

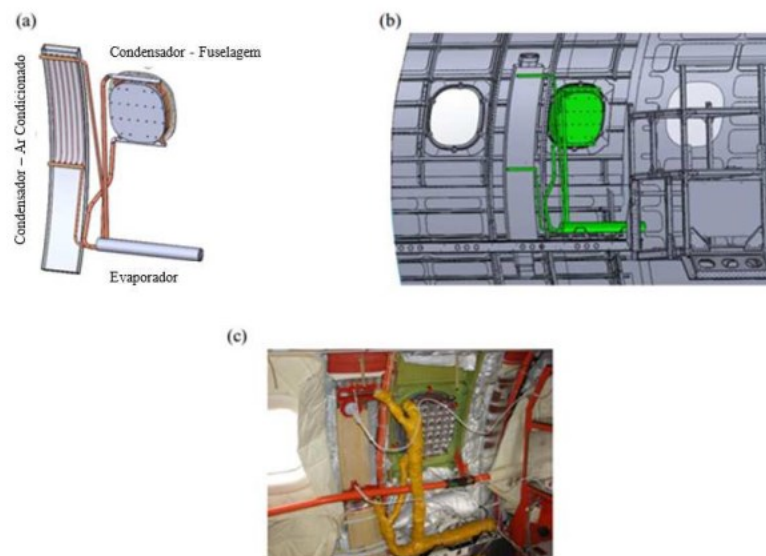


Figura 2.27: Ilustração do protótipo; b) esquema do protótipo integrado à aeronave; c) protótipo integrado à aeronave. Fonte: Oliveira et al. [69].

Resultados experimentais mostraram que o dispositivo conseguiu dissipar potências de entrada de até 850W. O trabalho também mostrou que a fuselagem foi responsável por 99% da remoção de calor do dissipador, indicando a redução significativa das cargas de resfriamento do sistema de ar-condicionado da aeronave.

A Figura 2.28 apresenta um termossifão bifásico em circuito para controle térmico passivo de componentes eletrônicos visando aplicações veiculares, desenvolvido por Simas [42].

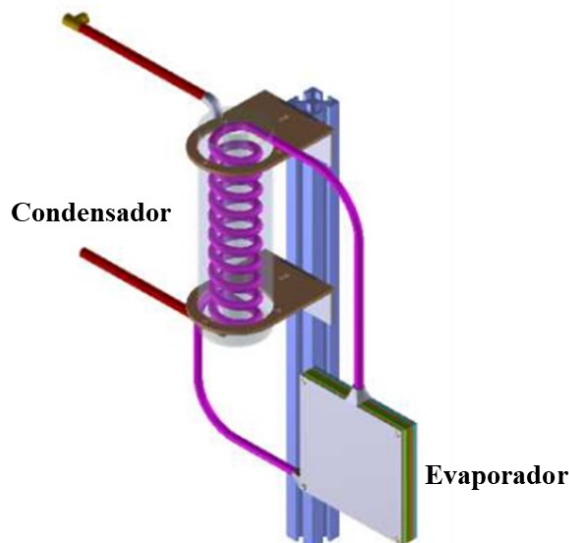


Figura 2.28: Termossifão em circuito com destaque para o condensador helicoidal. Fonte: Adaptado de Simas [42].

A autora projetou e construiu um evaporador plano, composto por dez placas de cobre empilhadas e unidas por difusão, como mostra a Figura 2.29. A performance do dispositivo, sujeito às fontes de calor concentradas e distribuídas na superfície do evaporador foi avaliada, e evaporadores com e sem tela metálica foram comparados a fim de avaliar a influência do meio poroso no funcionamento do dispositivo. Como resultado, Simas [42] relatou que o emprego da estrutura capilar no evaporador impactou positivamente a performance térmica do termossifão em circuito e que a tela metálica, além favorecer o espalhamento do fluido de trabalho na parede interna do evaporador, foi capaz também de conduzi-lo até o local de aplicação da fonte quente. Além disso, o formato da tela permitiu a criação de mais sítios de nucleação, favorecendo o desenvolvimento de bolhas e, conseqüentemente, o processo de ebulição.

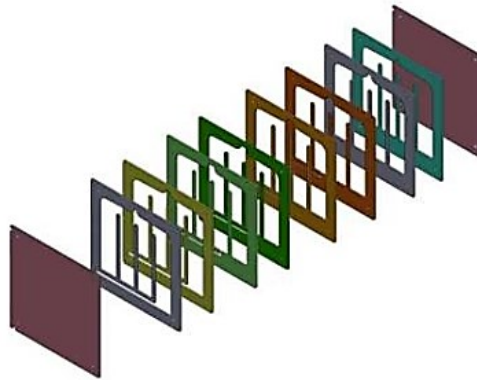


Figura 2.29: Visão explodida do evaporador. Fonte: Simas [42].

Lamaison et al. [10], modelaram e validaram experimentalmente um sistema de refrigeração composto por mini termossifões bifásicos em circuito. A Figura 2.30 apresenta o dispositivo.

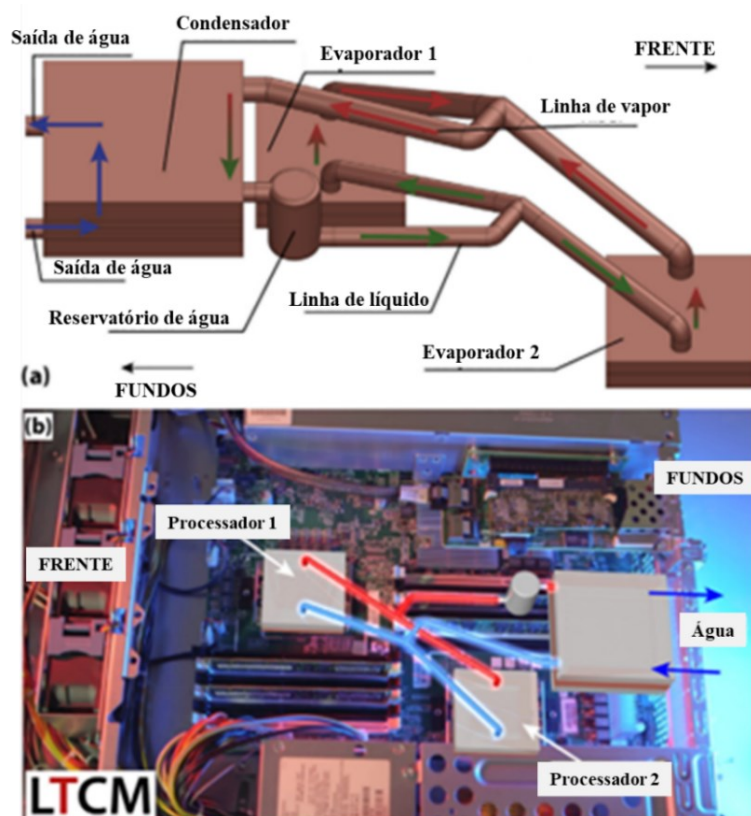


Figura 2.30: Mini-termossifão bifásico em circuito previsto para o resfriamento dos processadores (a) e desenho 3D (b). Fonte: Adaptado de Lamaison et al. [10].

O sistema de Lamaison et al. [10] foi projetado para refrigeração de duas CPUs (Unidade de Processamento Central) de um servidor, com dissipação térmica máxima de 80W cada uma, em uma densidade de aproximadamente $7\text{W}/\text{cm}^2$. Resultados experimentais mostraram que a temperatura média dos *chips* permaneceu abaixo do limite operacional que, segundo Madhour et al. [70], era de 85°C .

Zhu et al. [71] desenvolveram um novo tipo de mini termossifão em circuito, capaz de dissipar $364\text{ W}/\text{cm}^2$. O protótipo contava com um evaporador de 97,6mm de diâmetro e linhas de líquido e vapor medindo 150 e 225mm de comprimento, respectivamente (ver Figura 2.31). Um meio poroso de aço inox funcionava como uma câmara de compensação do evaporador e, ao mesmo tempo que reabastecia essa região, prevenia que o vapor entrasse na linha de líquido. Resultados experimentais mostraram, para a temperatura do líquido de arrefecimento de 18°C , que a temperatura do evaporador foi de 77°C ; o tempo de *start-up* (1000s); a resistência térmica ($0,29\text{K}/\text{W}$) e o coeficiente de transferência de calor ($3,1 \times 10^4\text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$).

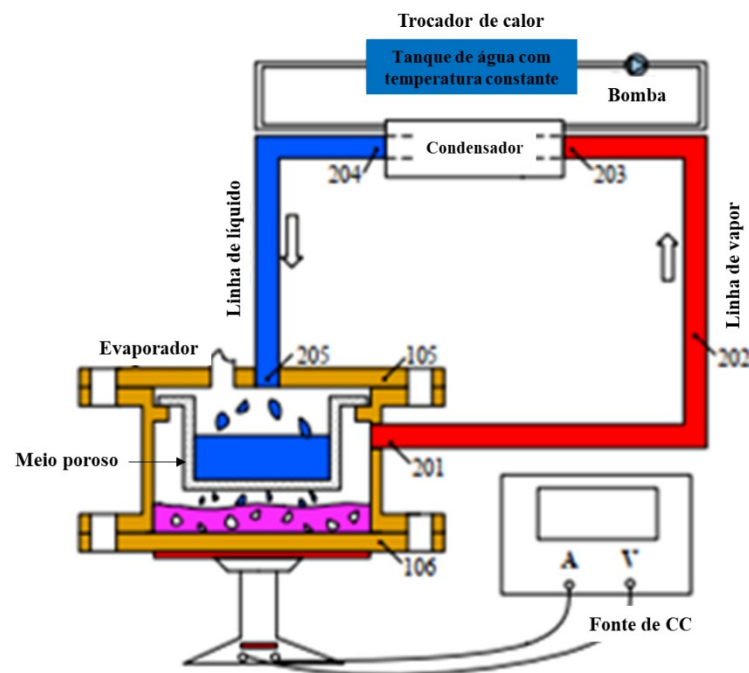


Figura 2.31: Mini termossifão em circuito. Fonte: Adaptado de Zhu et al. [71].

Vasiliev et al [72] avaliaram experimentalmente um novo tipo de termossifão em circuito, com evaporador horizontal de 130mm de comprimento e 10mm de diâmetro interno, assistido por uma estrutura capilar (1mm de pó de cobre sinterizado) e condensador nessa

mesma orientação. O dispositivo tinha a capacidade de lidar com diversas fontes de calor (chips, emissores de LED etc.) localizadas simultaneamente ao longo de uma única superfície do evaporador. O dispositivo, que está apresentado na Figura 2.32, demonstrou capacidade de prevenção da ocorrência de fenômenos de secagem e reduziu significativamente a temperatura do evaporador. Além disso, o revestimento poroso minimizou flutuações de temperatura, de pressão e o ruído e aumentou a intensidade de transferência de calor em duas a três vezes em comparação com a transferência de calor por ebulição em piscina do termossifão em circuito cujo evaporador apresentava parede lisa. O sistema atingiu uma taxa máxima de transferência de calor de 140 W com uma resistência térmica geral de 0,36 K / W, correspondendo a um fluxo de calor de 18,9 W/cm².

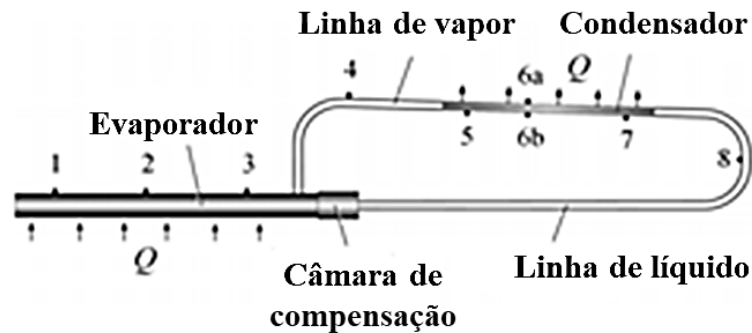


Figura 2.32: Termossifão em circuito com evaporador horizontal, câmara de compensação e condensador. Fonte: Adaptado de Vasiliev et al. [72].

3 PROJETO DOS MINI TERMOSSIFÕES HÍBRIDOS EM CIRCUITO

Este capítulo destina-se à apresentação dos dissipadores de calor fabricados no presente trabalho, detalhando sua estrutura e princípio de funcionamento. Além disso, descreve-se o modelo teórico desenvolvido para prever as resistências térmicas dos mini termossifões híbridos em circuito desenvolvidos. A rotina de cálculo foi implementada no *software* Matlab e é apresentada ao final deste capítulo.

3.1 DISSIPADORES DE CALOR PROPOSTOS

Na presente dissertação, foram propostos e fabricados quatro mini termossifões híbridos em circuito de seção transversal quadrada e inéditos na literatura. Os dispositivos térmicos são provenientes de um projeto do LABTUCAL em parceria com uma empresa privada, onde oito modelos, entre tubos de calor e termossifões foram projetados, fabricados e testados. Dois desses modelos foram estudados neste trabalho, cada um com duas versões, que variam apenas em dimensões geométricas e quantidades de fluido de trabalho utilizadas, mas todos fabricados em cobre. O objetivo da segunda versão desses protótipos era o de compactá-los, por isso, foram utilizadas chapas menores e menos espessas que, ao mesmo tempo que os tornaram mais leve, dificultavam a transferência de calor por condução no material, favorecendo a mudança de fase do fluido de trabalho no interior dos dispositivos.

Requisitos de projeto levaram à construção desses protótipos com curvas bem definidas, como se pode perceber na Figura 3.1, que apresenta os desenhos em AutoCAD (à esquerda) e seus respectivos protótipos (à direita). O material escolhido foi o cobre, devido à sua alta espalhabilidade de calor e flexibilidade à conformação de dobras.

Sendo assim, a nomenclatura dada aos dispositivos é composta pela sigla MTHC (Mini Termossifão Híbrido em Circuito), pelo modelo (1 ou 2) e pela versão (primeira ou segunda). Por exemplo, o dispositivo MTHC1.1 é o modelo 1 na sua primeira versão.

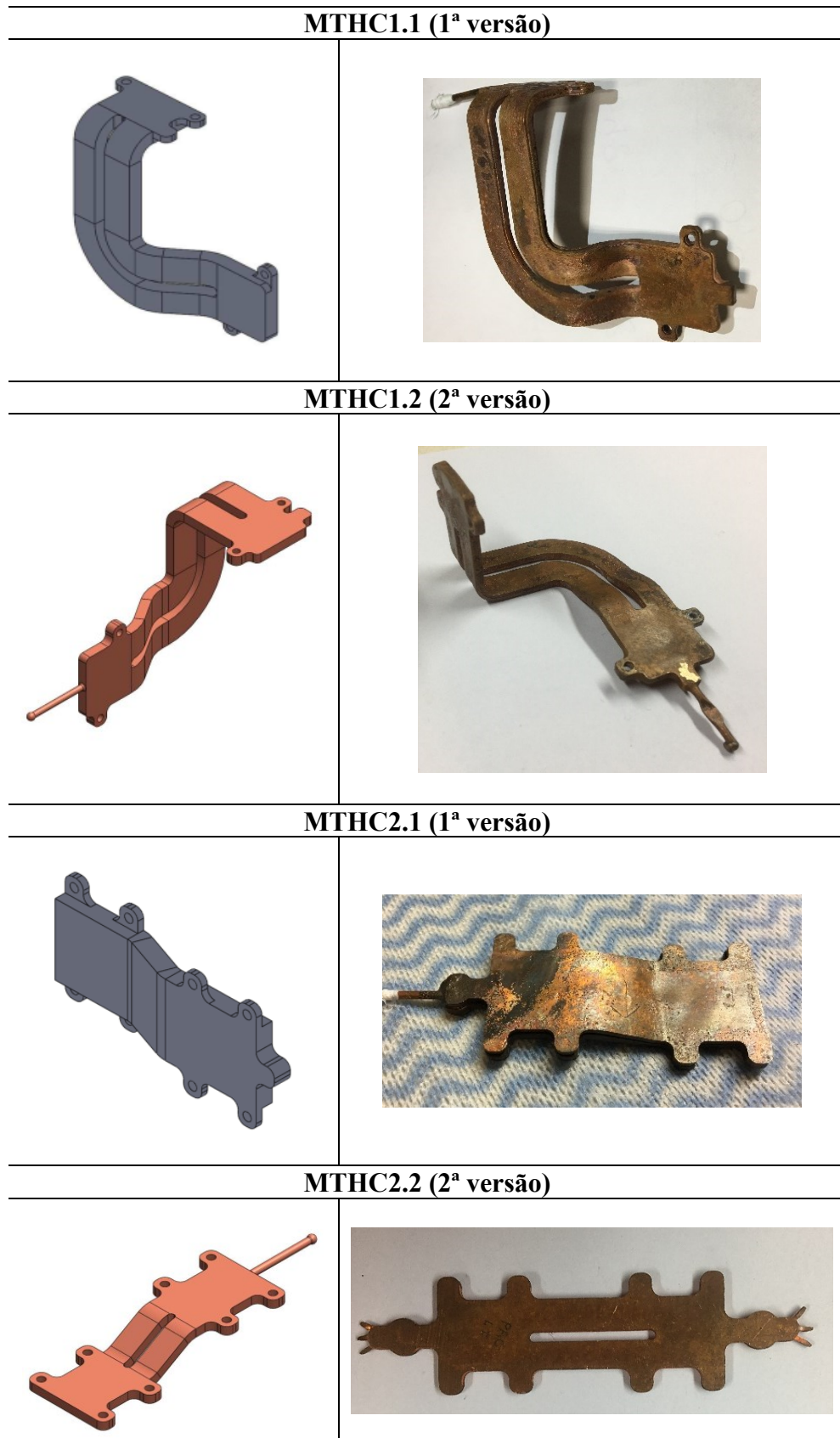


Figura 3.1: MTHCs desenvolvidos.

Os dispositivos térmicos foram fabricados através do processo de união por difusão de quatro chapas de cobre usinadas, cada uma com a sua função: chapa base, chapa da linha de líquido, chapa da linha de vapor e uma chapa de fechamento. A Figura 3.2 apresenta uma vista explodida de um dos dispositivos fabricados, a fim de se visualizar a geometria das chapas que o compõe, sendo que esta composição é similar a todos os dispositivos desenvolvidos neste trabalho, variando apenas as dimensões geométricas. Desta forma, todo dispositivo a ser apresentado tem uma chapa base, uma chapa para linha de vapor e outra para linha de líquido, e, por fim, uma tampa de fechamento.

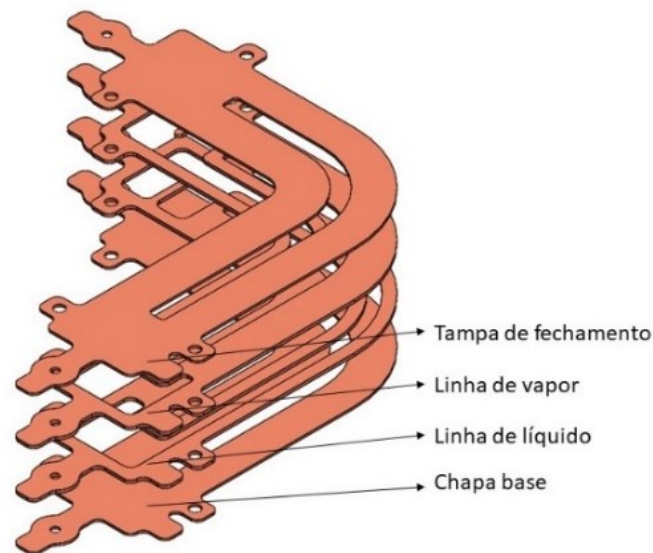


Figura 3.2: Chapas de composição estrutural do dispositivo MTHC1.2.

Esses dissipadores de calor são compostos por quatro regiões, são elas: evaporador, linhas de vapor, linhas de líquido e condensador. A região do evaporador deve ser acoplada à superfície eletrônica que se pretende resfriar, para que o calor provoque a ebulição do fluido de trabalho, que se espalha em um meio poroso que cobre a base do evaporador. O fluido evapora e o vapor entra no canal de escoamento seguindo até o condensador do dispositivo. Nesta região, um trocador de calor é acoplado, a fim de retirar o calor que foi absorvido pelo fluido de trabalho. Por fim, após liberar calor latente para a parede fria do condensador, o fluido condensa e retorna ao evaporador através da linha de líquido.

A grande contribuição da tecnologia desenvolvida neste trabalho está na capacidade do dispositivo de se adaptar geometricamente às necessidades da aplicação, tanto no que diz

respeito à presença de curvas, quanto à possibilidade de sua miniaturização. Nos termosifões desenvolvidos nesse trabalho, apesar do fato de que as linhas de vapor e líquido, estão em “andares” diferentes, o dispositivo em si forma uma placa única, o que é um avanço com relação a outros tubos de calor e termosifões em circuito convencionais, onde o evaporador, o condensador, as linhas de líquido e de vapor são elementos separados (Lamaison et al. [10]).

3.2 CATEGORIZAÇÃO DO DISPOSITIVO TÉRMICO

Como explica Morteau [38], fenômenos físicos presentes no processo de transferência de calor, em dispositivos térmicos cujo fluido escoar por mini ou micro canais, são considerados complexos, e por esse motivo são objetos de pesquisa. Trocadores de calor de pequenas dimensões, podem ser classificados de acordo com o diâmetro hidráulico de seus canais (D_h), da seguinte maneira (Kandlikar [73]):

- Canais convencionais: $D_h > 3mm$
- Mini canais: $200\mu m < D_h < 3mm$
- Micro canais: $10\mu m < D_h < 200\mu m$

Sendo assim, com base nos diâmetros hidráulicos dos canais de vapor e líquido dos dispositivos deste trabalho, é possível classificá-los na categoria de mini canais, sendo, portanto, denominados de *Mini Termossifões Híbridos em Circuito*.

Nesta dissertação, propõe-se um modelo teórico para mini termosifões híbridos em circuito, com canais de seção transversal quadrada, com o objetivo de prever o desempenho térmico deste tipo de dispositivo.

3.3 DESCRIÇÃO DO MODELO FÍSICO

Antes de apresentar a modelagem teórica dos dispositivos, é necessário descrever sua operação. Calor é imposto ao evaporador por sua parede inferior, atravessando-a e atingindo o meio poroso, que se encontra encharcado com o fluido de trabalho, espalhado no evaporador pela ação da estrutura capilar. O fluido absorve calor e muda de fase, por hipótese, por

mecanismos de ebulição nucleada em piscina. O vapor formado percorre o canal de vapor até chegar ao condensador do dispositivo, onde rejeita calor latente para a parede superior desta região, a qual está acoplada a um trocador de calor resfriado por convecção forçada a água, e condensa, retornando ao evaporador através do canal de líquido e finalizando o ciclo. Esse processo se repetirá enquanto o fluido de trabalho for capaz de absorver o calor imposto no evaporador. A Figura 3.3, referente à solução MTHC1.2, ilustra o processo descrito, que é o mesmo para todos os dispositivos deste trabalho, variando apenas os parâmetros geométricos e o fluido de trabalho.

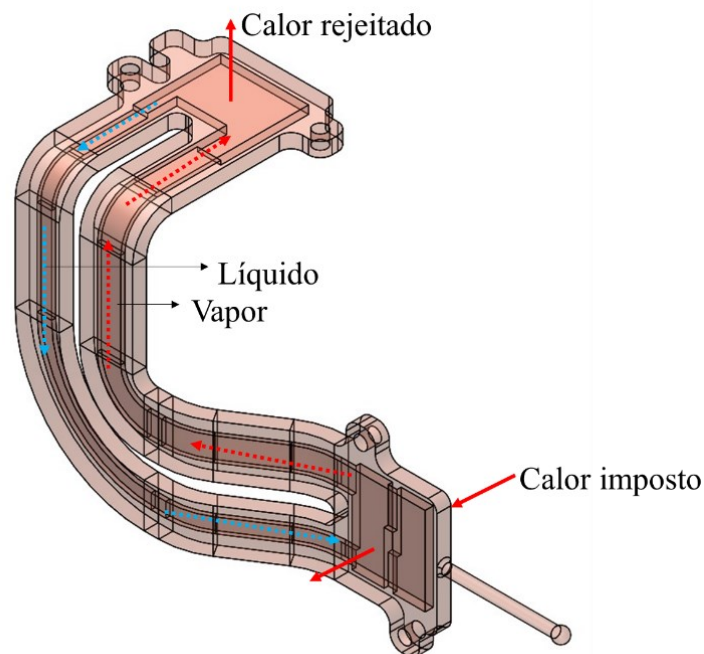


Figura 3.3: Circuito termo hidráulico do fluido de trabalho em um MTHC.

A Figura 3.4 apresenta uma vista explodida do dispositivo MTHC1.2, que é a versão menos espessa do modelo MTHC1.1, mostrando as camadas que o compõe. Este e todos os demais dissipadores fabricados neste trabalho são compostos por 4 chapas de cobre, sendo elas, na sequência: chapa base, chapa da linha de líquido, chapa da linha de vapor e uma chapa de fechamento.

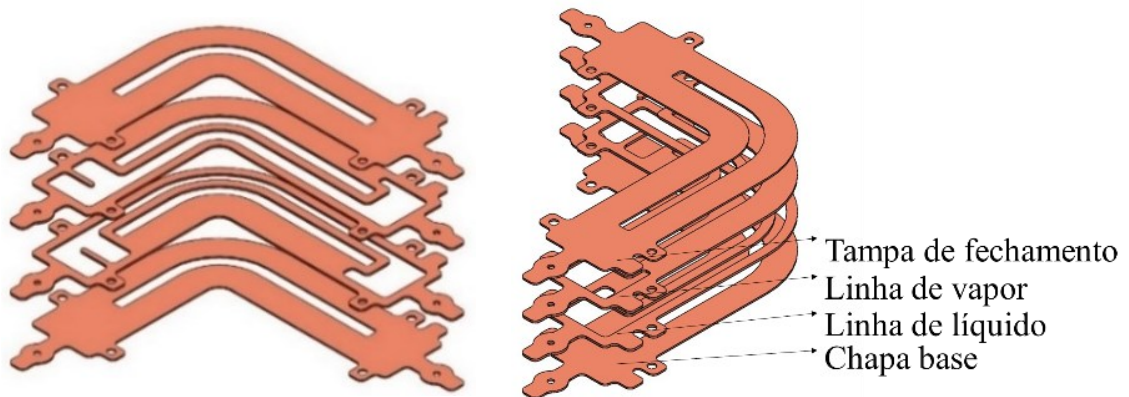


Figura 3.4: Desenho em CAD das chapas de composição da solução MTHC1.2.

Ainda utilizando a solução MTHC1.2 como exemplo, na Figura 3.5 apresenta-se a nomenclatura dos principais parâmetros geométricos dos dispositivos, empregadas no modelo teórico. Esta nomenclatura é válida para todos os MTHCs deste trabalho.

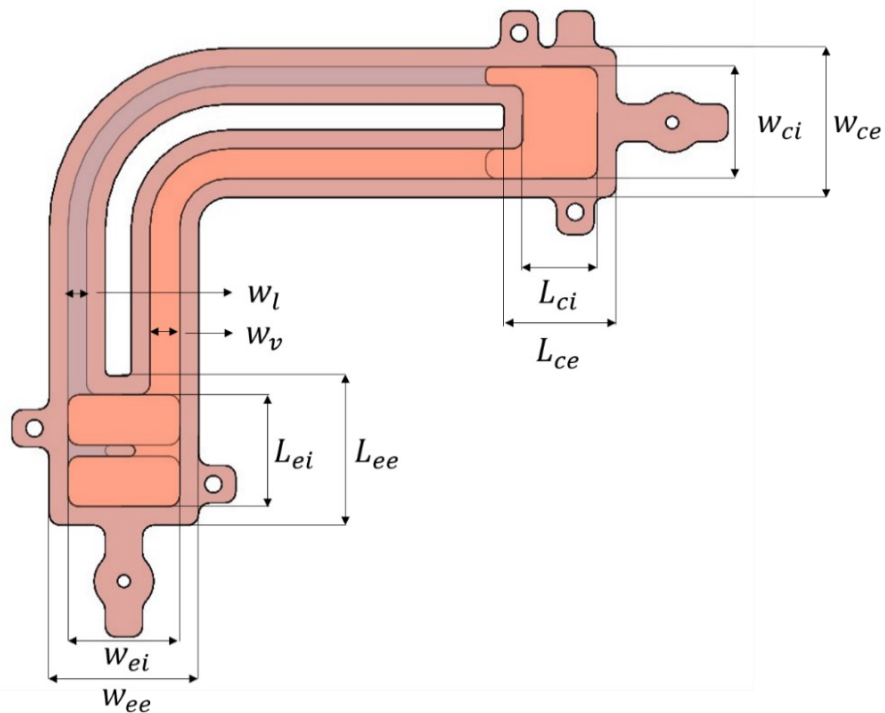


Figura 3.5: Parâmetros geométricos da solução MTHC1.2.

Os parâmetros geométricos apresentados na Figura 3.5 são:

w_{ee} :	Largura externa do evaporador
w_{ei} :	Largura interna do evaporador
L_{ee} :	Comprimento externo do evaporador
L_{ei} :	Comprimento interno do evaporador
w_v :	Largura da linha de vapor
w_l :	Largura da linha de líquido
w_{ce} :	Largura externa do condensador
w_{ci} :	Largura interna do condensador
L_{ce} :	Comprimento externo do condensador
L_{ci} :	Comprimento interno do condensador

A Tabela 3.1 mostra os valores dos parâmetros geométricos destacados na Figura 3.5.

Tabela 3.1: Parâmetros geométricos dos MTHCs.

Parâmetros geométricos [mm]	MTHC1.1	MTHC1.2	MTHC2.1	MTHC2.2
Espessura das chapas base e da tampa	0,7	0,5	0,7	0,5
Espessura das chapas das linhas de vapor e líquido	1,5	0,7	1,5	0,7
Espessura total do dispositivo	4,4	2,4	4,4	2,4
Comprimento externo do evaporador	17,5	17,5	20,0	20,0
Largura externa do evaporador	20	20,0	20,0	15,0
Espessura do meio poroso	1,5	0,7	1,5	0,7
Comprimento interno do evaporador	15,0	12,5	15,0	15,0
Largura interna do evaporador	15,0	15,0	15,0	11,0
Área de seção transversal da linha de vapor	6,0	2,8	12,0	2,1
Comprimento da linha de vapor	88,15	79,75	15,75	26,58
Área de seção transversal da linha de líquido	3,8	1,75	6,75	1,4
Comprimento da linha de líquido	70,28	97,12	15,75	26,58
Comprimento externo do condensador	15,0	28,4	25,0	25,0
Largura externa do condensador	20,0	20,0	20,0	15,0
Comprimento interno do condensador	10,0	10,0	15,0	15,0
Largura interna do condensador	15,0	15,0	15,0	11,0

Nota-se a diferença na largura dos canais de líquido e vapor, sendo a largura do canal de líquido menor que a largura do canal de vapor, assim estabelecido com o intuito de facilitar

a passagem do vapor (que ocupa um volume cerca de 1000 vezes maior que o líquido para a mesma massa de fluido), diminuindo a perda de carga oferecida, além de dificultar a entrada acidental de vapor no canal de líquido. Nota-se ainda a diferença nas espessuras das chapas componentes do dispositivo: as chapas de base e tampa são sempre menos espessas que as das linhas de líquido e vapor, com o objetivo de diminuir a condução de calor pelas chapas base e de fechamento e garantir uma diferença de altura suficiente entre os canais de líquido e vapor, para permitir a ação da gravidade.

Yovanovich e Muzychka [74] *apud* Muzychka e Yovanovich [75], propuseram o cálculo do diâmetro hidráulico de canais não circulares, baseado na raiz quadrada da área da seção transversal dos canais. Esta estratégia tem dado bons resultados nos modelos desenvolvidos pelo LABTUCAL e será também empregada no presente modelo. Desta forma, o diâmetro hidráulico (D_h) das linhas de vapor e líquido, é calculado por:

$$D_h = \sqrt[2]{A_{canal}} \quad (3.1)$$

onde A_{canal} é a área de seção transversal de cada canal.

3.4 MODELAGEM DAS RESISTÊNCIAS TÉRMICAS

A determinação da transferência de calor em um tubo de calor ou termossifão pode ser obtida a partir de modelagem baseada no circuito térmico equivalente a um circuito elétrico: o calor é análogo a corrente elétrica, e a dificuldade deste transporte de calor devido aos diversos mecanismos de transferência de calor são associadas a resistências térmicas. Esta análise é muito aplicada com sucesso na modelagem de dispositivos de mudança de fase, encontradas na literatura.

Por resistência térmica total de um tubo de calor ou termossifão, entende-se a razão entre a diferença de temperaturas que representam o evaporador e o condensador, e a potência térmica imposta ao dispositivo. Este parâmetro permite determinar a capacidade do dispositivo em transportar calor, de forma que, quanto maior a resistência total do dispositivo, maior será a dificuldade do sistema em transportar energia térmica, exigindo grandes diferenças de temperatura entre o evaporador e o condensador para este transporte.

A Figura 3.6 apresenta a localização das resistências térmicas que o calor atravessa ao longo do MTHC, as quais são identificadas por números, cuja ordem crescente equivale ao caminho natural percorrido pelo calor ao longo do dispositivo.

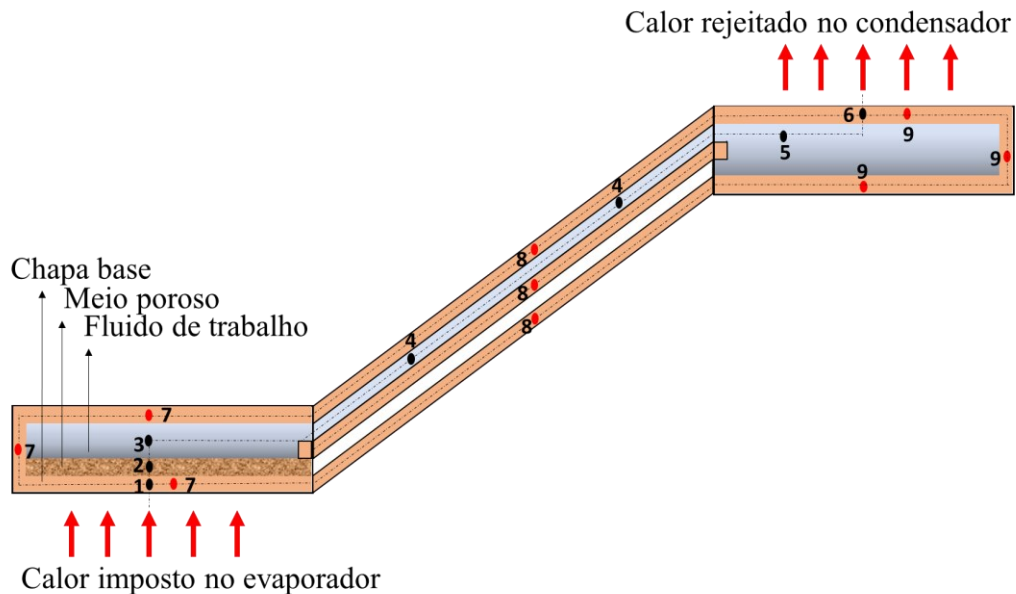


Figura 3.6: Modelo físico do MTHCs.

As resistências térmicas apresentadas na Figura 3.6 estão listadas na Tabela 3.2.

Tabela 3.2: Resistências térmicas

1	R_{pe}	Resistência de condução transversal na parede externa do evaporador
2	R_w	Resistência de condução transversal no meio poroso
3	R_{ebu}	Resistência de transferência de calor na mudança de fase no evaporador
4	R_{vapor}	Resistência do vapor
5	R_{cond}	Resistência de transferência de calor na mudança de fase no condensador
6	R_{pc}	Resistência de condução transversal na parede externa do condensador
7	R_{ke}	Resistência de condução axial no evaporador
8	R_{kloop}	Resistência de condução axial na seção adiabática
9	R_{kc}	Resistência de condução axial no condensador

Uma vez que o calor entra em contato com a parede do evaporador, existem duas possibilidades de caminhos em paralelo: condução transversal (R_{pe}) ou axial (R_{ke}) através da parede do evaporador. Ou seja, o calor pode atravessar, transversalmente, a parede do

evaporador, atingindo, por consequência, o fluido de trabalho, ou ainda, que vem a ser a situação menos desejada, pode seguir por condução pelo material que compõe as chapas, no sentido axial ao longo do dispositivo.

Conforme apresentado na Figura 3.6, o circuito transversal é composto da combinação, em série, das resistências 1, 2, 3, 4, 5 e 6. Após atravessar a parede externa do evaporador (resistência R_{pe}), o calor alcança a estrutura capilar, encontrando a resistência de condução no meio poroso (R_w). A próxima resistência a ser ultrapassada é a resistência de transferência de calor na mudança de fase do fluido de trabalho no evaporador (R_{ebu}), que, por hipótese ocorre por processo de ebulição. O fluido evapora e o vapor segue pelo canal de vapor, onde sofre perdas de carga distribuídas e localizadas, representadas por uma resistência (R_{vapor}). Ao sair deste canal, o fluido alcança o condensador do dispositivo, enfrentando novamente uma resistência de transferência de calor de mudança de fase, mas desta vez, de condensação (R_{cond}). Calor latente atravessa, por condução, a parede do condensador (R_{pc}), sendo dissipado pela parede externa superior desta região, onde um trocador de calor, refrigerado com água em temperatura prescrita, é acoplado.

O circuito axial é composto pela combinação, em série, das resistências por condução 7, 8 e 9. Neste caminho, considera-se que o calor atravessa, axialmente, a parte sólida dos MTHCs, em alcançar o fluido de trabalho. Para fins de modelagem, dividiu-se a resistência de condução axial em três resistências associadas em série: resistência de condução axial no evaporador (R_{ke}), resistência de condução axial nas linhas de vapor e líquido (R_{kloop}) (também denominada de seção adiabática, uma vez que estes canais são isolados e não transferem calor), e por fim, a resistência de condução axial no condensador (R_{kc}). A Figura 3.7 apresenta o circuito térmico proposto.

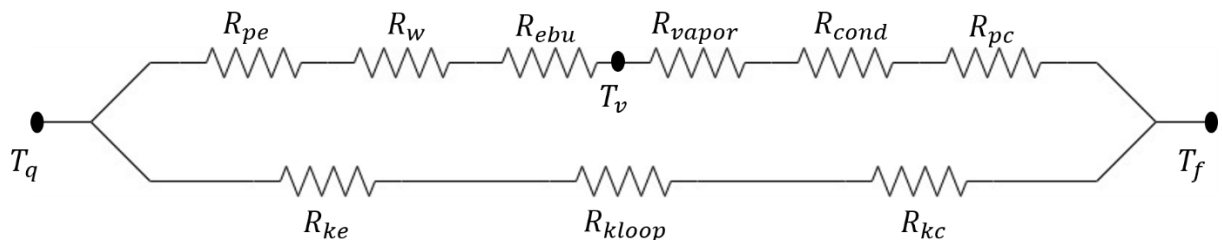


Figura 3.7: Circuito térmico.

A temperatura T_q representa a temperatura da fonte quente no evaporador; T_v é a temperatura de vapor do fluido de trabalho, após o processo de ebulição, e por fim, T_f representa a temperatura da fonte fria, que neste caso, a temperatura da água do trocador de calor acoplado ao condensador do dispositivo. Sendo assim, a resistência térmica total do circuito térmico é definida como:

$$R_t = \frac{\Delta T}{q} = \frac{(T_q - T_f)}{q} \quad (3.2)$$

onde, ΔT é a diferença de temperatura entre o evaporador (fonte quente) e condensador (fonte fria) e q é a taxa de calor transferida pelo dispositivo. Associando-se as resistências térmicas do circuito apresentado na Figura 3.7, a equação para a resistência térmica total dos MTHCs deste trabalho, é dada pela expressão:

$$R_t = \frac{(R_{pe} + R_w + R_{ebu} + R_{vapor} + R_{cond} + R_{pc}) * (R_{ktot})}{(R_{pe} + R_w + R_{ebu} + R_{vapor} + R_{cond} + R_{pc}) + (R_{ktot})} \quad (3.3)$$

onde, $R_{ktot} = R_{ke} + R_{kloop} + R_{kc}$. Portanto, é necessário determinar modelos teóricos para cada resistência, adotando as seguintes hipóteses simplificadoras:

- Fluido de trabalho incompressível;
- Regime permanente;
- Escoamento laminar;
- Fluxo de calor uniforme;
- Canais de vapor e líquido adiabáticos;
- Escoamento monofásico em cada canal;
- Ebulição nucleada em piscina no evaporador;
- Condensação em parede no condensador.

3.5 MODELOS TEÓRICOS DAS RESISTÊNCIAS TÉRMICAS DO CIRCUITO

Nesta seção, serão descritos os modelos utilizados para a determinação das resistências térmicas, os quais serão apresentadas, sequencialmente, conforme ordem numérica da Tabela 3.2.

3.5.1 Resistência de condução transversal na parede externa do evaporador

A resistência térmica de condução na parede externa inferior do evaporador, considerando-se que o calor atravessa transversalmente a parede plana, é obtida a partir da Lei de Fourier, sendo dada por:

$$R_{pe} = \frac{t_p}{k_{cobre} \cdot A_e} \quad (3.4)$$

onde t_p é a espessura da parede externa do evaporador, k_{cobre} a condutividade do material e A_e é a área da base externa do evaporador, na qual ocorre a troca térmica.

3.5.2 Resistência de condução transversal no meio poroso

A resistência térmica no meio poroso é obtida em função da espessura de sua camada (t_w), de sua área (A_w) e da condutividade efetiva do material utilizado (k_{eff}), pela expressão:

$$R_w = \frac{t_w}{k_{eff} \cdot A_w} \quad (3.5)$$

Neste projeto, utilizou-se pó de cobre sinterizado como estrutura capilar, com porosidade de aproximadamente 50%. Este material foi o mesmo utilizado por Mera [32] em seu trabalho, também desenvolvido no LABTUCAL. O autor desenvolveu um modelo teórico para determinação da condutividade térmica de um meio poroso fabricado a partir de pós de cobre, que considerou as resistências equivalentes à duas partículas de cobre em formato hemisférico unidas através de um pescoço (*neck*), considerando-se que o fluido de trabalho está

uniformemente espalhado ao seu redor. Validou-se o modelo experimentalmente, obtendo um valor para a condutividade efetiva do meio poroso saturado (k_{eff}) de 43 [W/mK]. Este valor será utilizado na modelagem matemática deste trabalho.

3.5.3 Resistência de transferência de calor na mudança de fase no evaporador

Devido à geometria do evaporador dos MTHCs aqui tratados, é possível modelar o evaporador como mini câmaras de vapor, com pó de cobre sinterizado em sua base. Michels [15] analisou um dissipador térmico do tipo câmara de vapor com aletas ocas, e levantou algumas correlações, tendo como ebulição nucleada em piscina o regime de mudança de fase. Portanto, baseado nos resultados da autora, utilizou-se neste trabalho, a correlação de Kutateladze [76], estudada por Kaminaga et al. [77], para a determinação do coeficiente de transferência de calor de mudança de fase (h_{ebu}), que leva em consideração o tamanho da bolha (l_b), formada no processo de ebulição nucleada, sendo este dado pela equação:

$$h_{ebu} = 0,0007 \left(\frac{k_l}{l_b} \right) Pr_l^{0,35} \left(\frac{q'' l_b}{\rho_v h_{lv} \nu_l} \right)^{0,7} \left(\frac{p_{sat} l_b}{\sigma} \right)^{0,7} \quad (3.6)$$

onde ν_l é a viscosidade cinemática do fluido de trabalho, p_{sat} a pressão de saturação, q'' o fluxo de calor, h_{lv} o calor latente de vaporização, k_l a condutividade térmica do líquido, ρ_v a densidade do vapor e σ a tensão superficial do fluido.

O comprimento característico da bolha é dado por:

$$l_b = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \quad (3.7)$$

onde g é a aceleração da gravidade e ρ_l a densidade do líquido. A resistência de transferência de calor na mudança de fase no processo de ebulição nucleada é dada então por,

$$R_{ebu} = \frac{1}{h_{ebu} \cdot A_{ei}} \quad (3.8)$$

onde A_{ei} é a área interna do evaporador, considerada a própria área de meio poroso, visto que é nesta região onde ocorre a ebulição do fluido de trabalho.

3.5.4 Resistência de vapor

Para a modelagem matemática da resistência térmica causada pelas perdas de cargas no vapor, utiliza-se a equação abaixo, proposta por Peterson [78], baseada no modelo de gás ideal:

$$R_{vapor} = \frac{T_v \Delta p_v}{h_{lv} \rho_v q_{loop}} \quad (3.9)$$

onde Δp_v é a queda de pressão no vapor ao longo da linha de vapor e q_{loop} o calor absorvido pelo fluido de trabalho que percorre o circuito. Neste modelo, assume-se que não há líquido na linha de vapor, assim como não há vapor na linha de líquido, ou seja, o escoamento é monofásico em cada canal.

A queda de pressão ΔP_v no escoamento de vapor é obtida a partir do somatório das perdas de carga localizadas e distribuídas ao longo da linha de vapor. A queda de pressão distribuída está associada ao comprimento total do canal. Já as localizadas, levam em consideração as perdas de carga pontuais, provocadas pela presença de curvas.

A queda de pressão distribuída, como proposta por Bejan [79], pode ser estimada através da seguinte equação:

$$\Delta P_{vD} = \frac{F_v \rho_v u_v^2 L_v}{2 D_{hv}} \quad (3.10)$$

onde F_v é o fator de atrito para o fluido no estado vapor, L_v o comprimento equivalente do canal de vapor, levando em consideração as curvas existentes nesta seção, u_v é a velocidade do escoamento de vapor e D_{hv} é o diâmetro hidráulico do canal de vapor. Como explica Bejan [79], o produto $F_v Re_{D_h}$ é um número que depende unicamente da geometria do canal de

escoamento. A este número é dado o nome de *Número de Poiseuille*, o qual, para seções transversais quadradas, é igual a 14,2. Portanto, o coeficiente de atrito (F_v) é dado por:

$$F_v = \frac{14,2}{Re_{D_h}} \quad (3.11)$$

onde o número de Reynolds é baseado no diâmetro hidráulico do canal e é dado por:

$$Re_{D_{hv}} = \frac{\rho_v u_v D_{hv}}{\mu_v} \quad (3.12)$$

sendo μ_v a viscosidade dinâmica do fluido de trabalho na fase vapor. A velocidade do escoamento de vapor é obtida através da equação:

$$u_v = \frac{\dot{m}}{\rho_v A_v} \quad (3.13)$$

onde A_v é a área de seção transversal da linha de vapor. Finalmente, a vazão mássica é calculada através da relação:

$$\dot{m} = \frac{q_{loop}}{h_{lv}} \quad (3.14)$$

Como explica Munson et al. [80], quedas de pressão localizadas são usualmente contabilizadas através do uso de um coeficiente de perda (k_{loss}), que é função da geometria e do ângulo de curvas existentes no canal. Essas curvas podem ser cotovelos, retornos ou até mesmo bifurcações de canais, como as uniões em T. Segundo o autor, a queda de pressão localizada pode ser calculada a partir da seguinte equação:

$$\Delta P_{vL} = k_{loss} \frac{u_v^2}{2g} \quad (3.15)$$

Os valores dos coeficientes de perda de carga em tubos são tabelados e podem ser encontrados em Munson et al. [80]. No caso do MTHC1.1 e MTHC1.2, consideram-se duas curvas (cotovelos) de 90° e duas de 45°, cujos coeficientes de perda são $K_{loss} = 1,5$ e $K_{loss} = 0,4$, respectivamente. Já para os dispositivos MTHC2.1 e MTHC2.2, consideram-se dois cotovelos de 45°, com $K_{loss} = 0.4$. A queda de pressão total de vapor é dada então pelo somatório das quedas de pressão localizadas e distribuída, ou seja:

$$\Delta P_v = \sum \Delta P_{vL} + \Delta P_{vD} \quad (3.16)$$

A perda de carga localizada também é provocada quando o fluido atravessa regiões de transição, nas quais o diâmetro de uma tubulação muda de uma seção para outra. Tais mudanças podem ocorrer de forma abrupta ou bastante suave, mas qualquer mudança na área de escoamento contribui com perdas que não são contabilizadas pelo cálculo de perda de carga para escoamentos plenamente desenvolvido. Os casos extremos de mudança de área envolvem um escoamento saindo de um tubo e entrando em um reservatório (expansão) e saindo de um reservatório e entrando em um tubo (contração) [80].

Nos dispositivos térmicos desenvolvidos neste trabalho, o vapor, ao sair do evaporador e entrar no canal de vapor, sofre uma contração, gerando uma perda de carga do escoamento. Sendo assim, a queda de pressão provocada pela contração do fluido, pode ser calculada da mesma forma que na Equação (3.15), mas neste caso, o coeficiente de perda K_{loss} é baseado na relação entre as áreas de seção transversal da região de entrada e saída do fluido. A Figura 3.8 mostra um gráfico que apresenta coeficiente de perda de carga por contração K_c em função da relação entre as áreas de transição.

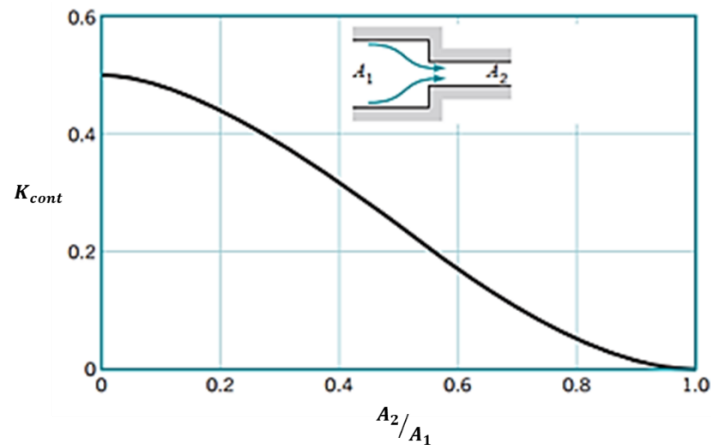


Figura 3.8: Coeficiente de perda para uma contração abrupta. Fonte: Adaptado de Munson et al. [80].

Calculando a razão entre as áreas de seção transversal do evaporador e canal de vapor, pode-se encontrar o valor de K_c . A Tabela 3.3 apresenta os valores da relação entre as áreas e seus respectivos coeficientes de perda de carga.

Tabela 3.3: Razão entre áreas e coeficiente de perda de carga por contração.

	MTHC1.1	MTHC1.2	MTHC2.1	MTHC2.2
A_2/A_1	0,133	0,133	0,267	0,137
K_c	0,48	0,48	0,40	0,48

Percebe-se que, se A_2/A_1 tender a zero, o coeficiente de perda é máximo e igual a 0,5.

Já se essa razão for igual a 1, ou seja, não houver diferença nas dimensões das áreas de transição do escoamento, $K_c = 0$, ou seja, não há perda de carga, visto que não há contração.

3.5.5 Resistência de transferência de calor na mudança de fase no condensador

As resistências térmicas no evaporador e condensador estão relacionadas ao processo de evaporação e condensação do fluido de trabalho, respectivamente. Para o cálculo da resistência de transferência de calor na mudança de fase no condensador, utiliza-se a expressão:

$$R_{cond} = \frac{1}{h_{cond} \cdot A_{ci}} \quad (3.17)$$

onde, h_{cond} é o coeficiente de transferência de calor no condensador e A_{ci} a área interna do condensador.

Neste trabalho, considerou-se que a condensação do fluido ocorre ao entrar em contato com a parede fria do condensador. Sendo assim, é necessário que se leve em consideração parâmetros geométricos como a largura e o comprimento desta região, bem como a posição da parede em relação ao escoamento: vertical ou horizontal. Nos dispositivos MTHC1.1 e MTHC1.2, o vapor encontra a parede do condensador na posição horizontal. Já nas soluções MTHC2.1 e MTHC2.2, o fluido condensa em uma parede vertical.

Em ambos os casos, utiliza-se a Teoria de Nusselt para resolução do problema de transferência de calor, considerando para o MTHC1.1 e o MTHC1.2 uma parede horizontal com a face fria voltada para baixo e, para o MTHC2.1 e MTHC2.2, a condensação em uma parede vertical.

3.5.5.1 Parede vertical

Segundo Bejan [79], a condensação em paredes verticais provocam um escoamento na direção vertical para baixo, devido a ação da gravidade no filme de condensado que se forma sobre uma superfície resfriada, podendo desta forma, apresentar três regiões distintas: região laminar; uma região de transição chamada de *wavy flow*, devido à presença de ondulações bem definidas; e região de turbulência, onde as ondulações tornam-se irregulares no espaço e no tempo. A Figura 3.9 ilustra o filme formado pelo condensado em uma parede vertical.

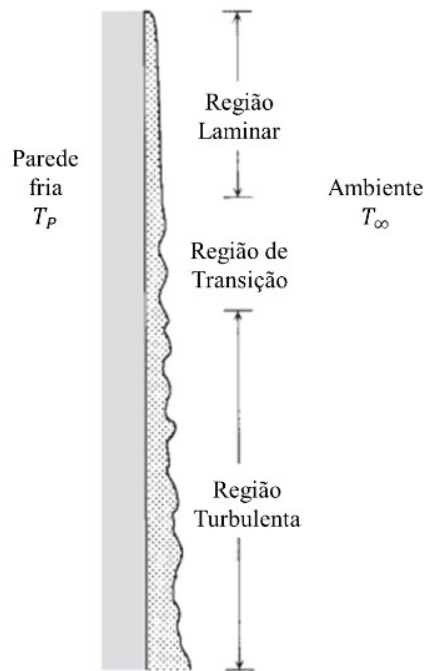


Figura 3.9: Regiões de um filme condensado em uma parede vertical resfriada. Fonte: Adaptado de Bejan [79].

Baseado no modelo físico mostrado na Figura 3.9, e considerando L_c como o comprimento total da parede do condensador, é possível calcular o coeficiente de transferência de calor local h_{cond} utilizando a Teoria de Nusselt, dada pela expressão:

$$h_{cond} = \frac{q_p''}{T_{sat} - T_p} = \frac{k_l}{\delta} = \left[\frac{k_l^3 h'_{lv} g (\rho_l - \rho_v)}{4 d v_l (T_v - T_f)} \right]^{1/4} \quad (3.18)$$

onde q_p'' é o fluxo de calor na parede do condensador; T_{sat} a temperatura de saturação do fluido de trabalho, que neste modelo é considerada como a temperatura de vapor (T_v); T_p a temperatura da parede, igual à temperatura da fonte fria (T_f); δ é a espessura da camada limite; v_l é o volume específico do líquido; d é a altura da parede do condensador e h'_{lv} é o calor latente de vaporização modificado. Rohsenow [81] *apud* Bejan [79] encontrou um perfil de temperatura para o filme de condensado cuja curvatura aumenta com o grau de resfriamento do líquido $C_{p,l}(T_v - T_f)$. Sendo assim, o autor recomenda a utilização da equação abaixo para o cálculo do calor latente de vaporização modificado.

$$h'_{lv} = h_{lv} + 0,68C_{p,l}(T_v - T_f) \quad (3.19)$$

onde, $C_{p,l}$ é o calor específico do fluido de trabalho na fase líquida. O calor latente de vaporização modificado representa o aumento do calor latente de condensação, incluindo o calor latente real (h_{fg}) e uma parcela de contribuição de calor sensível relativo ao arrefecimento do condensado até uma temperatura entre T_v e T_f .

Para a altura total da parede interna do condensador, ou seja, quando $d = L_{ci}$, o coeficiente médio de transferência de calor é calculado, segundo Bejan [79], a partir da expressão:

$$\bar{h}_{L_{ci}} = \frac{4}{3} h_{d=L_{ci}} \quad (3.20)$$

O número de Nusselt médio, baseado na altura total da parede interna do condensador, e, portanto, no coeficiente médio de transferência de calor, é dado por:

$$\overline{Nu}_{L_{ci}} = \frac{\bar{h}_{L_{ci}} L_{ci}}{k_l} = 0,943 \left[\frac{L_{ci}^3 h'_{lv} g (\rho_l - \rho_v)}{k_l \nu_l (T_v - T_f)} \right]^{1/4} \quad (3.21)$$

Isolando $\bar{h}_{L_{ci}}$ na Equação (3.21), obtém-se uma correlação para o coeficiente de transferência de calor no condensador com parede vertical, levando em consideração a altura da região onde ocorre a troca térmica:

$$\bar{h}_{L_{ci}} = h_{cond} = 0,943 \left[\frac{k_l^3 h'_{lv} g (\rho_l - \rho_v)}{\nu_l (T_v - T_f) L_{ci}} \right]^{1/4} \quad (3.22)$$

Substituindo a Equação (3.22) na Equação (3.17), é possível calcular a resistência térmica relativa à mudança de fase no condensador, para parede vertical.

3.5.5.2 Parede horizontal

Para modelar a transferência de calor no condensador, utilizou-se um coeficiente de transferência de calor para uma parede horizontal com a face fria voltada para baixo, onde o número de Nusselt é baseado no número de Rayleigh, dado pela expressão abaixo (Lloyd e Moran [82] *apud* Bejan [79]):

$$\overline{Nu}_{L_{ci}} = \begin{cases} 0,54Ra_{L_{ci}}^{1/4}, & 10^4 < Ra_{L_{ci}} < 10^7 \\ 0,15Ra_{L_{ci}}^{1/3}, & 10^7 < Ra_{L_{ci}} < 10^9 \end{cases} \quad (3.23)$$

onde o número de Rayleigh é obtido através da expressão:

$$Ra_{L_{ci}} = \frac{g\beta d^3(T_v - T_f)}{\alpha\nu} \quad (3.24)$$

onde β é o fator de compressibilidade, ν a viscosidade cinemática e α a difusividade térmica do fluido de trabalho. Desta forma, o coeficiente de transferência de calor pode ser determinado através do modelo de Nusselt, onde:

$$\overline{Nu}_{L_{ci}} = \frac{\bar{h}_{L_{ci}}L_{ci}}{k_l} \quad (3.25)$$

Isolando $\bar{h}_{L_{ci}}$ na Equação (3.25), obtém-se uma correlação para o coeficiente de transferência de calor no condensador com parede horizontal, levando em consideração o comprimento da região onde ocorre a troca térmica:

$$\bar{h}_{L_{ci}} = \frac{\overline{Nu}_{L_{ci}}k_l}{L_{ci}} \quad (3.26)$$

Substituindo a Equação (3.26) na Equação (3.17), é possível calcular a resistência térmica relativa à transferência de calor para uma parede horizontal com face fria voltada para

baixo. O coeficiente de transferência de calor utilizado nesta modelagem para calcular as trocas térmicas entre o fluido e a parede do condensador, é normalmente empregado para problemas de convecção natural em uma parede horizontal. Ainda assim, na presente análise, esse coeficiente ofereceu bons resultados.

3.5.6 Resistência de condução transversal na parede externa do condensador

A resistência térmica de condução de calor transversal à parede superior do condensador, é obtida empregando-se a Lei de Fourier, sendo dada por:

$$R_{pc} = \frac{t_p}{k_{cobre} \cdot A_c} \quad (3.27)$$

onde t_p é a espessura da parede superior do condensador e A_c é a área externa desta região, onde ocorre a troca térmica.

3.5.7 Resistência de condução axial no evaporador

Antes da descrição das resistências térmicas axiais de condução, é necessário introduzir o conceito de comprimento efetivo de um tubo de calor ou termossifão. Segundo Mantelli [12], devido à natureza linear do aumento da massa de vapor no evaporador e de sua diminuição no condensador, a distância que o fluido de trabalho percorre ao longo do dispositivo, pode ser considerada equivalente à distância entre a metade do comprimento do evaporador ($L_{ee}/2$) até a metade do comprimento do condensador ($L_{ce}/2$). Sendo assim, o comprimento efetivo de um tubo de calor ou termossifão L_{ef} é dado por:

$$L_{ef} = \frac{L_{ee}}{2} + L_a + \frac{L_{ce}}{2} \quad (3.28)$$

onde L_a é o comprimento equivalente da seção adiabática, relativa à região que inclui os canais de vapor e líquido.

A resistência térmica de condução axial no evaporador é obtida considerando que o calor se difunde no material desta região, no sentido axial e em direção ao condensador do dispositivo. A partir da Lei de Fourier, é possível calcular essa resistência:

$$R_{ke} = \frac{L_{ee}/2}{k_{cobre} \cdot At_{ke}} \quad (3.29)$$

onde $L_{ee}/2$ é o comprimento efetivo externo do evaporador e At_{ke} é a área de seção transversal (sentido axial) do evaporador, calculada da seguinte maneira:

$$At_{ke} = (w_{ee} \cdot e_t) - (At_{ei}) \quad (3.30)$$

onde w_{ee} é a largura total do evaporador, e_t é a espessura total do MTHC e At_{ei} é a área de seção transversal interna do evaporador, medida no sentido axial do dispositivo (ocupada pelo fluido de trabalho e meio poroso). Neste cálculo, basicamente, subtrai-se, da área total da seção transversal, a área de vazio (At_{ei}) da região do evaporador.

3.5.8 Resistência de condução axial na seção adiabática

A resistência térmica no sentido axial às linhas de vapor e líquido (seção adiabática do dispositivo) é obtida considerando que o calor deixa a parte sólida da seção do evaporador e atravessa toda a região sólida das linhas de vapor e líquido, em direção ao condensador. A partir da Lei de Fourier, é possível calcular essa resistência pela expressão:

$$R_{kloop} = \frac{L_a}{k_{cobre} \cdot At_{kl}} \quad (3.31)$$

onde L_a é o comprimento equivalente da seção adiabática. Como os canais de vapor e líquido possuem comprimentos diferentes nas soluções MTHC1.1 e MTHC1.2, utilizou-se a média dessas dimensões como o comprimento da seção adiabática. Já para as soluções MTHC2.1 e MTHC2.2, L_a é o comprimento tanto da linha de vapor quanto da linha líquido, visto que esses

canais possuem o mesmo comprimento. A área de seção transversal da parte sólida das linhas de vapor e líquido (At_{kl}) é calculada descontando da área de seção transversal total do dispositivo, a área de seção transversal interna desses canais, ou seja, a área ocupada pelo fluido de trabalho, empregando-se a seguinte equação:

$$At_{kl} = (w_{ee} \cdot e_t) - (At_v) - (At_l) \quad (3.32)$$

onde, At_v e At_l são as áreas de seção transversal interna da linha de vapor e líquido, respectivamente. Sabendo que a largura total do dispositivo é a mesma que a do evaporador e condensador, utilizou-se o parâmetro (w_{ee}) na Equação (3.32).

3.5.9 Resistência de condução axial no condensador

Assim como no evaporador, a resistência térmica de condução axial no condensador é obtida considerando que o calor percorre a parte sólida desta região no sentido axial, até que seja absorvido pelo trocador de calor acoplado na parede externa do condensador. Para o cálculo desta resistência, emprega-se a seguinte expressão, baseada na Lei de Fourier:

$$R_{kc} = \frac{L_{ce}/2}{k_{cobre} \cdot At_{kc}} \quad (3.33)$$

onde $L_{ce}/2$ é o comprimento efetivo do condensador e At_{kc} é a área de seção transversal (sentido axial) do condensador, que, da mesma forma que para o evaporador e seção adiabática, é obtida subtraindo-se a área ocupada pelo fluido de trabalho (área de vazio) da área de seção transversal total do condensador. Para este cálculo, a seguinte equação é utilizada:

$$At_{kc} = (w_{ce} \cdot e_t) - (At_{ci}) \quad (3.34)$$

onde w_{ce} é a largura externa do condensador, e_t é a espessura total do dispositivo e At_{ci} é a área de seção transversal interna do condensador, no sentido axial, ocupada pelo fluido.

3.6 ROTINA DE CÁLCULO

Inicia-se a rotina de cálculo empregando-se o modelo teórico desenvolvido nesse trabalho, adotando, como parâmetro de entrada, a potência aplicada (q_t) nos dispositivos, a qual varia de 1 a 100W, com passo de 1W. Como descrito anteriormente, a temperatura da fonte fria (T_f) é considerada como sendo a temperatura do banho térmico. Seu valor inicial é de 20°C, acrescido de 2°C, devido ao possível aquecimento da linha de refrigeração, na qual o líquido refrigerante percorre. A temperatura inicial do vapor (T_{vi}) é admitida, por hipótese, como 30°C.

A primeira hipótese a ser assumida é que, no início de operação, a maior parte do calor dissipado no evaporador é transferido por condução ao longo do dispositivo. Ou seja, assume-se que no início da operação, apenas uma parcela pequena da potência térmica é absorvida pelo fluido de trabalho. No caso dos MTHCs da primeira versão (MTHC1.1 e MTHC2.1), considera-se que aproximadamente 100% do calor é transferido por condução, já nos dispositivos da segunda versão (MTHC1.2 e MTHC2.2), assume-se que pelo menos 10% do calor alcançou o fluido de trabalho. Essa diferenciação se dá pelo fato de que os dispositivos da primeira versão serem mais espessos que os da segunda, o que acarreta uma maior massa de cobre para absorver o calor. Assim, para o primeiro patamar de potência, $q_{loop} = 0,01\% \cdot q_t$ para MTHC1.1 e MTHC2.1 e, $q_{loop} = 10\% \cdot q_t$ para MTHC1.2 e MTHC2.2, onde q_{loop} é o calor absorvido pelo fluido de trabalho.

A partir dessas hipóteses, é possível determinar as propriedades termo físicas do fluido de trabalho, as quais, juntamente com as dimensões geométricas dos dispositivos apresentados na Tabela 3.1 e com os demais dados de entrada, são utilizados para estimar as resistências térmicas, descritas na Seção 3.5, para o primeiro patamar de potência.

A Tabela 3.4 apresenta os parâmetros termo físicos do fluido de trabalho, bem como os dados de entrada utilizados no modelo teórico. Dentre eles, alguns são considerados fixos e outros variáveis com a temperatura de vapor (T_v). Para a faixa de operação dos MTHCs, que no modelo varia entre 20 e 100°C, os valores de viscosidade dinâmica e cinemática, juntamente com os de difusividade térmica do fluido de trabalho, não variam significativamente. Por esse motivo, determina-se uma média dos valores dessas propriedades dentro dessa faixa de temperatura.

Tabela 3.4: Dados de entrada do modelo teórico e parâmetros termo físicos do fluido de trabalho e do material dos MTHCs.

Parâmetros variáveis	Parâmetros fixos	Dados de entrada
Calor específico (C_p)		Potência inserida no evaporador (q_t)
Condutividade na fase líquida (k_l)		Temperatura de vapor: $T_{vi}(1W) = 30^\circ C$
Densidade na fase líquida (ρ_l)		Temperatura da fonte fria: $T_f(1W) = 22^\circ C$
Densidade na fase vapor (ρ_v)	Viscosidade dinâmica (μ)	Hipótese inicial:
Tensão superficial (σ)	Viscosidade cinemática (ν)	$q_{loop} = 0,01\% \cdot q_t$
Entalpia na fase líquida (h_l)	Difusividade térmica (α)	(MTHC1.1 e MTHC2.1)
Entalpia na fase vapor (h_v)		$q_{loop} = 10\% \cdot q_t$
Calor latente de vaporização (h_{lv})		(MTHC1.2 e MTHC2.2)
Condutividade do cobre (k_{cobre})		

A partir da resistência térmica total dos dispositivos, calculada a partir das hipóteses iniciais mencionadas e dos dados de entrada, obtém-se a temperatura da fonte quente (T_q), pela Equação (3.2), como mostra a expressão abaixo:

$$T_q = (q_t \cdot R_t) + T_f \quad (3.35)$$

Definida a temperatura da fonte quente e com a hipótese inicial adotada para a temperatura da fonte fria (T_f), pode-se determinar a parcela de calor transferida apenas por condução nas chapas de cobre do dispositivo (q_k), através da equação:

$$q_k = \frac{T_q - T_f}{R_{ktot}} \quad (3.36)$$

A resistência R_{ktot} é também chamada de “resistência térmica de condução pura”, visto que se considera que todo o calor aplicado ao evaporador, alcança o condensador apenas por condução térmica através do material do dispositivo, sem o auxílio da mudança de fase do fluido de trabalho. Em resumo, é a resistência térmica do tubo de calor quando operando sem fluido de trabalho.

Tendo conhecimento da potência térmica transferida por condução pura, é possível determinar o calor que de fato é transferido ao fluido de trabalho (q_{loop}) da seguinte maneira:

$$q_{loop} = q_t - q_k \quad (3.37)$$

onde subtrai-se a parcela de calor que foi transferida por condução (q_k), da potência total aplicada no dispositivo (q_t). De posse deste novo dado, determina-se a nova temperatura de vapor (T_{v_novo}) a partir da seguinte equação:

$$T_{v_novo} = (q_{loop} * R_{loop}) + T_f \quad (3.38)$$

A resistência R_{loop} , é a resistência térmica do dispositivo quando opera com mudança de fase do fluido de trabalho, e é dada através da associação em série das resistências térmicas R_{pe} , R_w , R_{ebu} , R_{vapor} , R_{cond} e R_{pc} .

A rotina de cálculo empregada permite que a temperatura de vapor seja calculada até que o erro entre a nova temperatura (T_{v_novo}) e a antiga (T_{vi}), seja menor que 10^{-3} . Com a nova temperatura de vapor, atualizam-se as propriedades termo físicas do fluido de trabalho e calcula-se a resistência térmica total (R_t) para cada patamar de potência aplicada, segundo Equação (3.2).

Este modelo teórico é capaz de prever valores de resistência térmica de condução pura e de operação (via mudança de fase do fluido de trabalho) dos MTHCs. Um fluxograma, apresentando a sequência dos cálculos empregados para a determinação dessas resistências térmicas, pode ser observado na Figura 3.10 e o algoritmo da rotina de cálculo está apresentado no APÊNDICE C.

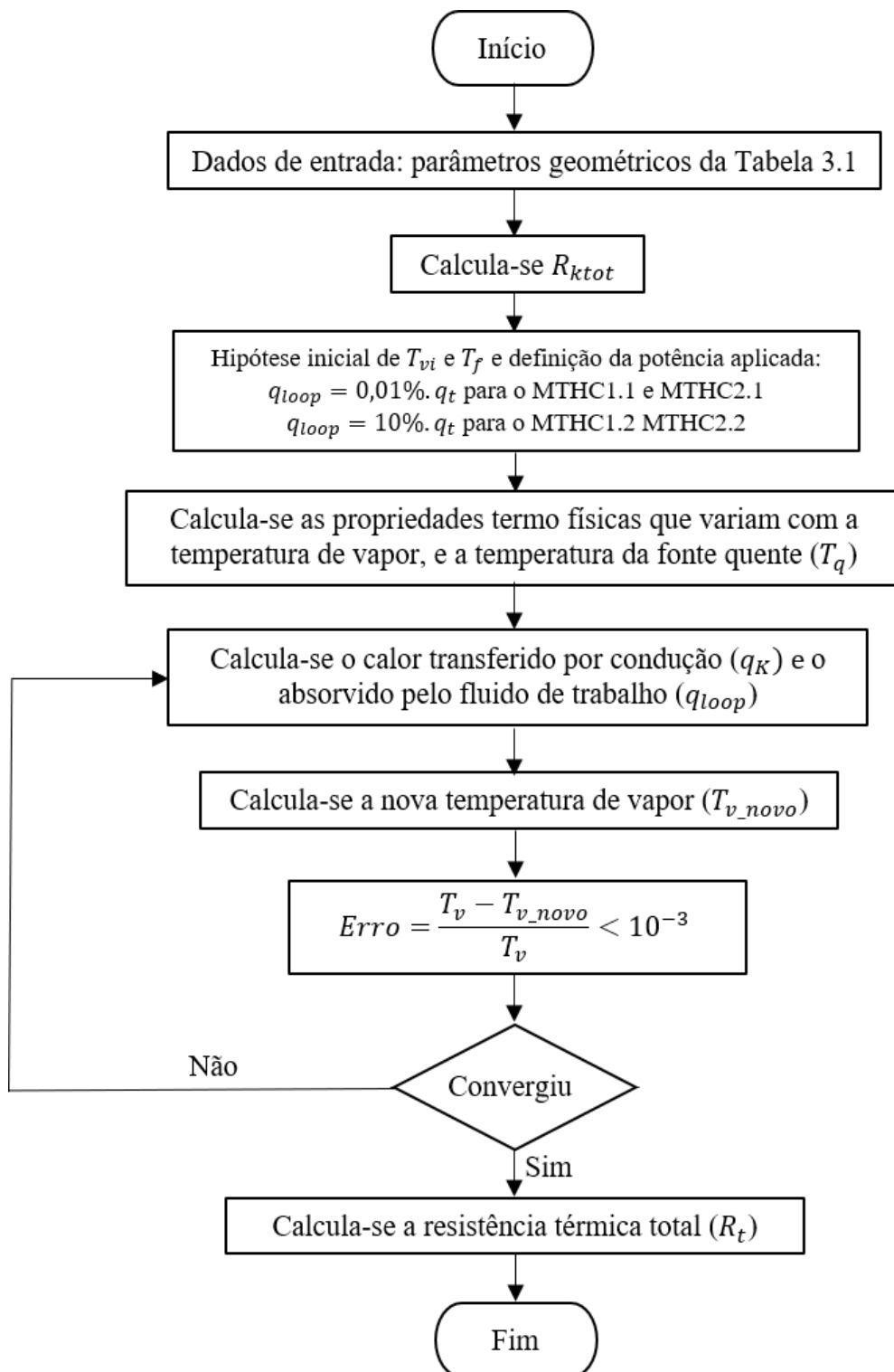


Figura 3.10: Fluxograma para o cálculo da resistência térmica total dos MTHCs.

4 ESTUDO EXPERIMENTAL

Este capítulo apresenta a descrição detalhada do processo de fabricação dos mini termossifões híbridos em circuito desenvolvidos neste trabalho, bem como a metodologia de testes aplicada. Todo o processo experimental foi desenvolvido nas instalações do LABTUCAL/UFSC.

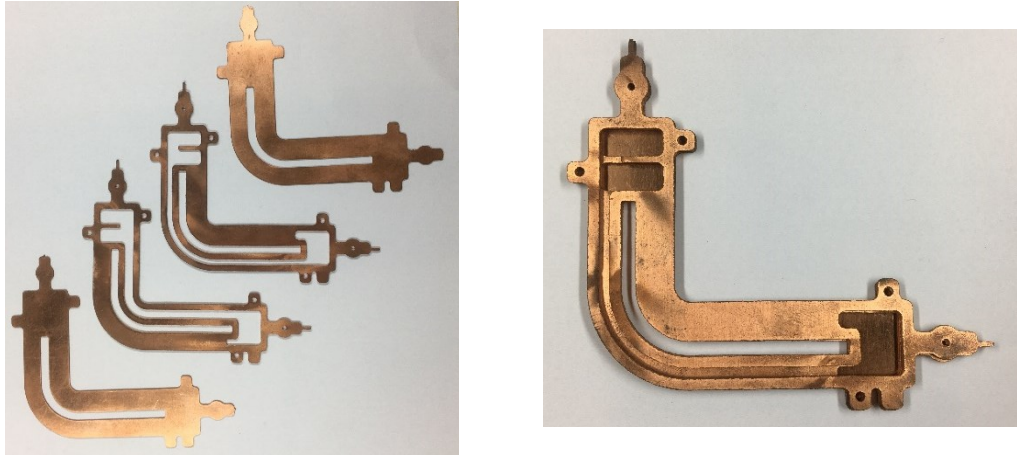
Os testes realizados tiveram como objetivo analisar o desempenho térmico dos dispositivos, a partir da medida das suas resistências térmicas, que variam em função da potência aplicada.

4.1 DESCRIÇÃO DO APARATO EXPERIMENTAL

Os quatro mini termossifões híbridos em circuito fabricados estão apresentados na Figura 3.1, e suas dimensões estão especificadas na Tabela 3.1.

Cada dispositivo é composto por quatro chapas de cobre, que variam em espessura, dependendo da posição que ocupam. De um modo geral, foram utilizadas chapas de 0.5, 0.7, 1.0 e 1.5mm, sendo dispostas conforme detalhado na Tabela 3.1. A Figura 4.1 apresenta as camadas (à esquerda) e o empilhamento (à direita) das chapas dos dispositivos MTHC1.1 e MTHC2.1. Nas imagens à direita, os dispositivos estão sem a tampa de fechamento para que seja possível a visualização da região interna.

MTHC1.1



MTHC2.1

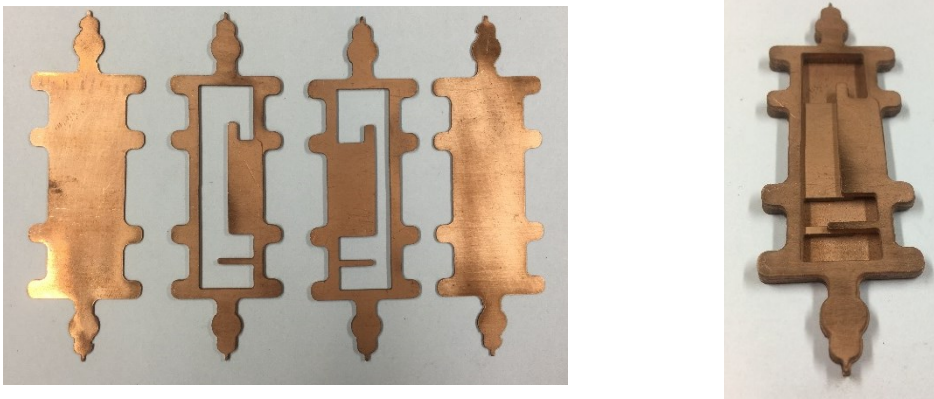


Figura 4.1: Camadas expostas (à esquerda) e empilhadas (à direita).

4.2 FABRICAÇÃO

Nesta seção, será apresentado o processo de fabricação dos MTHCs desenvolvidos neste trabalho.

Como já mencionado, qualquer dispositivo fabricado neste trabalho é composto por 4 chapas de cobre, sendo elas, em sequência: chapa da base, chapa da linha de líquido, chapa da linha de vapor e uma chapa de fechamento. Cada camada foi projetada no *software* AutoCAD e em seguida enviada à equipe técnica do LABTUCAL, para serem usinadas com o equipamento de corte por Jato D'água (FLOW-M2c-2030). A Figura 4.2 apresenta as camadas do tubo MTHC1.2 em *CAD*, bem como a maneira com que as peças deixam o Jato D'água após o processo de usinagem. As imagens se referem ao MTHC1.2, que é a versão menos espessa

do modelo 1, mas todos os outros dispositivos passaram pelo mesmo procedimento de projeto e usinagem.

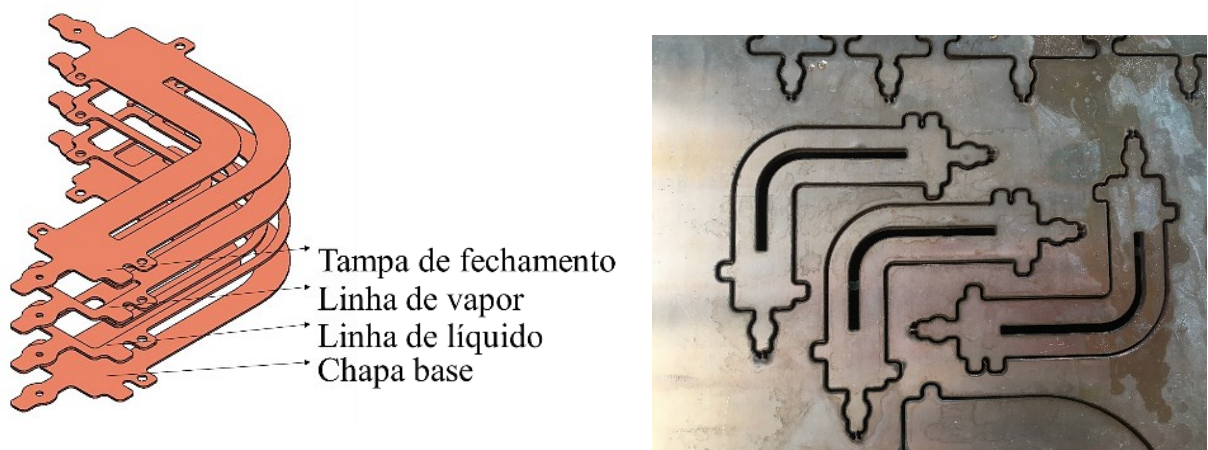


Figura 4.2: Chapas em projeto (esquerda) e usinagem (direita).

A Figura 4.3 apresenta a máquina de corte com Jato D'água utilizado para usinar as chapas de cobre utilizadas na composição dos dispositivos. Esta máquina é baseada na tecnologia de corte através de um jato de uma mistura de água e abrasivo, que incide sobre a superfície do material.

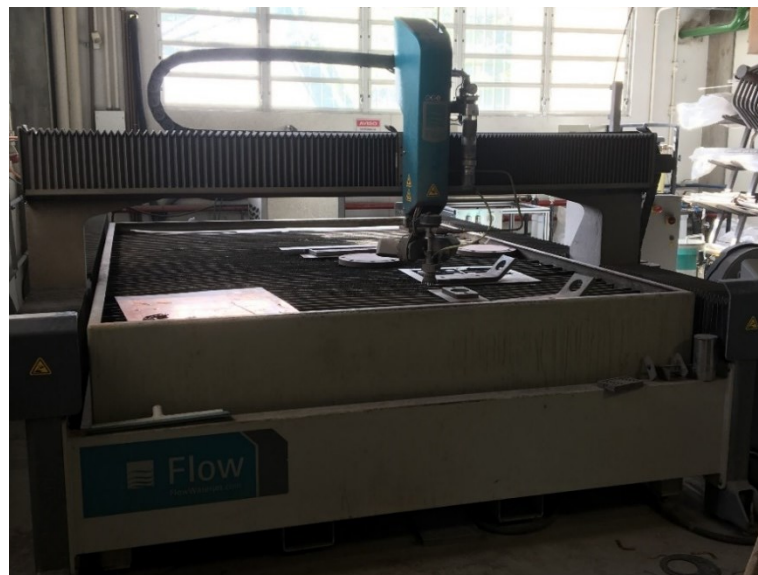


Figura 4.3: Equipamento de usinagem da marca FLOW e modelo M2c-2030.

4.2.1 Limpeza

Após a usinagem das chapas de cobre, inicia-se a etapa de limpeza do material. O processo de usinagem utilizado deixa rebarbas nas bordas das peças, que comprometem o processo de união por difusão. Para eliminá-las, lixa-se as peças com uma lixa de granulometria 600, como apresentado na Figura 4.4. A imagem toma como exemplo uma das chapas componentes da solução térmica MTHC1.2, entretanto, este procedimento é realizado com todas as quatro chapas de cada MTHC.



Figura 4.4: Utilização de lixa para eliminação de rebarbas na peça.

Após a eliminação das rebarbas pós-usinagem, inicia-se a etapa de limpeza, conforme os passos descritos a seguir:

- 1) Limpeza com esponja convencional e detergente para desgordurar as chapas;
- 2) Imersão das chapas por dez minutos em solução de 10% de ácido sulfúrico diluído em água destilada, com a fricção de um pincel na superfície do material para retirar qualquer camada de óxido que possa ter sido formada (ver Figura 4.5);
- 3) Secagem das peças com soprador de ar quente.



Figura 4.5: Chapa de cobre imersa em solução de ácido sulfúrico 10%.

4.2.2 Deposição de pó de cobre

Finalizada a etapa de limpeza, as chapas de cobre são separadas em dois conjuntos. O primeiro (conjunto 1), é formado pelas chapas base e da linha de líquido, já o segundo (conjunto 2), é composto pelas chapas da linha de vapor e tampa de fechamento. A junção dos Conjuntos 1 e 2, dá origem ao mini termossifão híbrido em circuito. Para que não haja deslizamento entre as chapas de cada conjunto, no momento da deposição do meio poroso e do processo de união por difusão, cada par é fixado por meio de solda ponto, procedimento que promove a união de dois ou mais metais, a partir da aplicação de pressão, calor e corrente elétrica.

Após fixadas as chapas de cada conjunto, é realizada a deposição do meio poroso na região do evaporador do conjunto 1 de cada dispositivo. O pó de cobre, que é utilizado como a estrutura capilar, é depositado com o auxílio de uma espátula, sendo necessário nivelar sua espessura, de acordo com o volume máximo do evaporador no conjunto 1. A fim de exemplificar, a Figura 4.6 apresenta o meio poroso nivelado na região do evaporador da solução

térmica MTHC2.1, antes da sua sinterização. Pode-se perceber a partir da imagem, que uma quantidade mínima de pó de cobre foi depositada no início da linha de líquido, para promover uma barreira térmica, que ofereça resistência à passagem de vapor pelo canal de líquido.

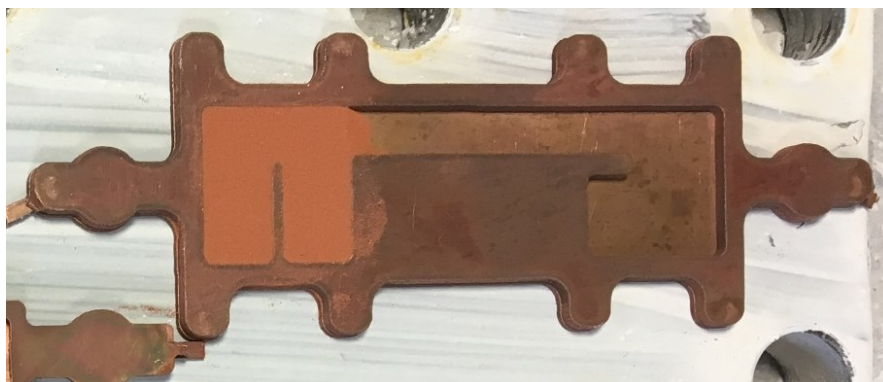


Figura 4.6: Conjunto 1 do MTHC2.1 antes da sinterização do meio poroso.

Precedendo a união por difusão dos dois conjuntos de chapas, há o processo de sinterização do meio poroso. Por isso, o conjunto 1 é submetido à um processo de aquecimento em atmosfera controlada em um forno elétrico, a fim de promover a sinterização do meio poroso, bem como a fixação entre as chapas desse conjunto

A Figura 4.7 apresenta a imagem do tubo MTHC2.1 após o processo de sinterização do meio poroso. Pode-se observar que, ao sinterizar, a estrutura capilar sofre uma leve contração. Este fenômeno foi observado em todos os dispositivos fabricados nesse trabalho.

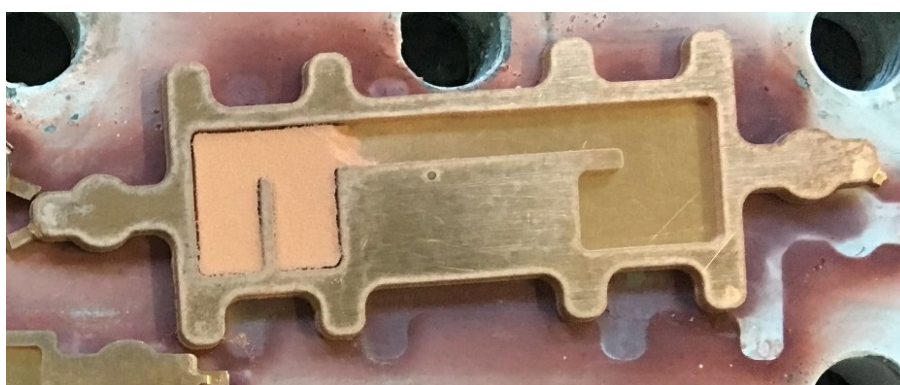


Figura 4.7: Solução térmica MTHC2.1 após a sinterização do meio poroso.

4.2.3 União por difusão

Após a sinterização do meio poroso, o conjunto 2 (chapa da linha de vapor e tampa de fechamento) é sobreposto ao conjunto 1 de cada dispositivo, para finalmente serem levados ao processo de união por difusão, realizado em um forno de alto vácuo com atmosfera controlada. A Figura 4.8 mostra todos os dissipadores térmicos fabricados para o projeto do qual essa dissertação faz parte, com destaque para às soluções MTHC1.2 e MTHC2.2, que são as segundas versões dos modelos 1 e 2, respectivamente. As peças são dispostas em uma placa de aço inox, coberta por pasta de alumina (alumina em pó + água) para evitar a união por difusão entre a placa e os dissipadores de calor. Outra placa de aço inox, também coberta por pasta de alumina, é sobreposta aos dispositivos, formando um “sanduíche” de placas, que é levado ao equipamento de união por difusão.

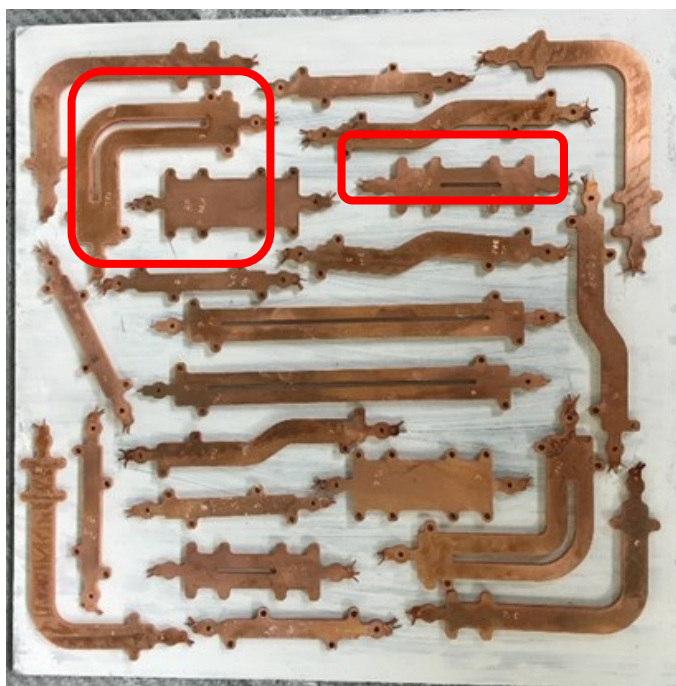


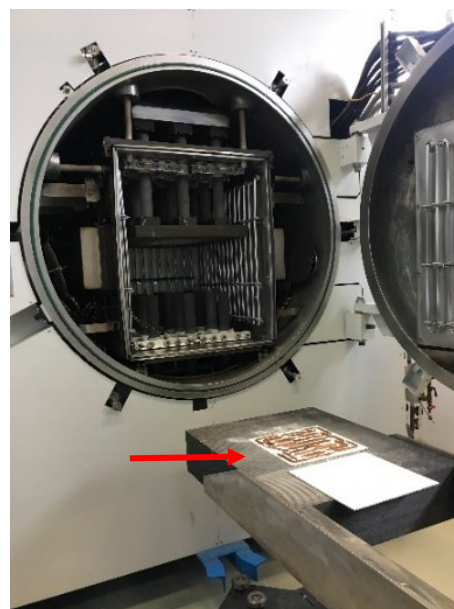
Figura 4.8: Mini tubos de calor e termossifões híbridos em circuito dispostos em uma placa de inox, revestida por pasta de alumina.

A Figura 4.9 apresenta o forno prensa de alto vácuo PVA Tepla MOV 653 HP, disponível no LABTUCAL/UFSC, utilizado na união por difusão dos dispositivos desenvolvidas nesse trabalho. A figura mostra em (a), o forno utilizado; em (b), as peças

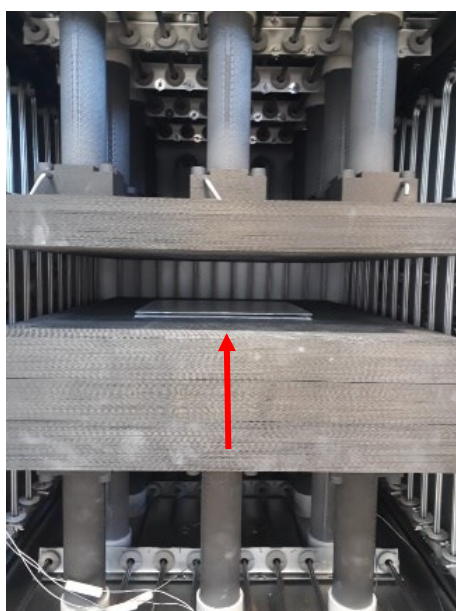
dispostas na chapa de aço inox revestido de alumina, antes de entrarem para o forno prensa; em (c), os dispositivos cobertos com a chapa de aço inox superior dentro do equipamento e por fim, em (d), a prensa do forno envolvendo o “sanduíche” de placas, que contém os MTHCs.



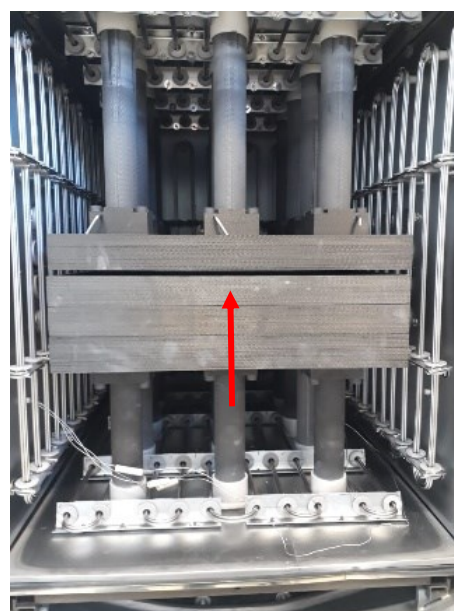
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 4.9: Utilização do forno prensa de alto vácuo PVA Tepla MOV 653 HP para o processo de união por difusão.

A Figura 4.10 apresenta, como exemplo, o MTHC2.1, após o processo de união por difusão.



Figura 4.10: MTHC2.1 após o processo de união por difusão.

4.2.4 Instalação do umbilical e conformação das dobras

Para carregamento dos MTHCs com fluido de trabalho, é necessária a instalação de um canal, também de cobre, na região do evaporador de cada dispositivo, que dá acesso interno ao dispositivo. Esse canal é comumente chamado de “umbilical”, sendo assim tratado neste trabalho.

Após a etapa de união por difusão, realiza-se um furo de 2mm de diâmetro na região do evaporador para que, após a conformação das dobras no dispositivo, seja fixado um umbilical dessa mesma dimensão, via brasagem com *foscoper*, que é uma liga de cobre, fósforo e estanho.

As dobras foram realizadas com o auxílio do equipamento apresentado na Figura 4.11, desenvolvido no LABTUCAL/UFSC, especialmente para o projeto do qual originou essa dissertação.



Figura 4.11: Conformado de dobras.

4.2.5 Teste de estanqueidade

Com o umbilical instalado e as dobras conformadas, verifica-se a existência de algum vazamento no dispositivo. Como as bordas das chapas são muito finas (cerca de 2mm) e o dispositivo, de um modo geral, possui pouca área disponível para a união por difusão, é provável que haja algum tipo de vazamento entre as camadas, resultante da soldagem propriamente dita, ou ainda, da conformação das dobras.

O vazamento em um tubo de calor ou termossifão, interfere diretamente na qualidade do vácuo em seu interior, condição primordial para o bom funcionamento deste tipo de dispositivo térmico. A fim de verificar a estanqueidade dos MTHCs, primeiramente evacua-se o aparato, através de uma bomba de alto vácuo de anel líquido, capaz de reter líquidos e impurezas (Figura 4.12). Em seguida, realiza-se outro processo de evacuação mais refinado em uma bomba difusora, apresentada na Figura 4.13.



Figura 4.12: Bomba de alto vácuo de anel líquido.



Figura 4.13: Bomba difusora.

Quando a qualidade do vácuo atinge uma pressão de aproximadamente $10^{-6}mbar$ na bomba difusora, o dispositivo é transferido para um outro equipamento detector de vazamentos (marca Edwards, modelo Espectron 5000), para identificar eventuais vazamentos. O teste de vazamento é realizado da seguinte maneira: o dispositivo é colocado no detector de vazamentos,

da maneira como apresentado na Figura 4.14. O equipamento evacua o tubo até estabilizar em 10^{-8} mbar . Neste ponto faz-se percorrer ao redor do dispositivo, uma pistola de ponta na forma de agulha, conectada à um cilindro de gás hélio. Se o detector de vazamentos acusar diminuição da pressão interna do dispositivo, significa que o gás conseguiu penetrar no dispositivo exatamente no ponto em que a agulha se localiza, de forma que se pode afirmar a presença e a localização do vazamento.



Figura 4.14: Teste de estanqueidade no detector de vazamentos da marca Edwards – Espectron 5000.

4.2.6 Selamento

Após o teste de estanqueidade, caso seja identificado alguma região com sinal de vazamento, é necessário realizar o selamento desta área com *foscoper*. Realizado esse procedimento, o dispositivo retorna ao teste de estanqueidade, passando por todo o procedimento novamente (bombas de anel líquido, difusora, e detector de vazamentos), até que não seja identificado mais nenhum ponto com sinal de vazamento.

4.3 CARREGAMENTO DO FLUIDO DE TRABALHO

O funcionamento adequado de tubos de calor e termossifões, é baseado na mínima resistência térmica que o dissipador pode alcançar através do processo de mudança de fase do fluido de trabalho, maximizando assim, o fluxo de calor transportado. Portanto, é necessário que se determine uma quantidade ótima de fluido para realizar esse transporte. Nesta seção, será detalhada a metodologia aplicada para a determinação da quantidade ótima de fluido de trabalho a ser inserida nos dispositivos, bem como a apresentação da técnica de carregamento.

4.3.1 Critério de carregamento

A razão de enchimento é definida como a razão entre o volume de fluido de trabalho (V_{ft}) e o volume total do evaporador (V_t), conforme equação abaixo.

$$\text{Razão de enchimento} = \frac{V_{ft}}{V_t} \quad (4.1)$$

A quantidade ótima de fluido de trabalho para os MTHCs foi obtida experimentalmente e baseada em três testes com diferentes volumes. Foi definido como volume total (V_t) disponível para a ocupação do fluido de trabalho, o somatório do volume do evaporador (V_e) e de alguma porcentagem x de volume da linha de líquido (V_{ll}), variando de 30 a 100% deste canal. Como as dimensões dos dispositivos eram muito pequenas, concluiu-se que apenas o volume do evaporador poderia não ser suficiente. Por esse motivo, decidiu-se considerar também o volume disponível da linha de líquido, utilizando 30, 50 e até 100% da sua capacidade. O preenchimento máximo deste canal objetivava a análise dos dispositivos quando trabalhando praticamente “afogados”. A expressão abaixo apresenta o cálculo utilizado:

$$V_t = V_e + xV_{ll} \quad (4.2)$$

O volume do evaporador leva em consideração o espaço que o fluido de trabalho ocupa no meio poroso e o espaço vazio acima dessa estrutura. O volume de pó de cobre (V_w) ocupa a

base do evaporador e tem a mesma espessura da chapa da linha de líquido. Já o espaço vazio, é dado pelo produto da área da base do evaporador pela espessura da chapa da linha de vapor, ($A_e e_{lv}$). Sendo assim, para o cálculo do volume de líquido no evaporador, utiliza-se a equação:

$$V_e = A_e e_{lv} + V_w \quad (4.3)$$

onde A_e é a área da base do evaporador, e_{lv} é a espessura da chapa da linha de vapor e V_w é o volume que o fluido ocupa no meio poroso, definido por:

$$V_w = \varepsilon A_e e_{ll} \quad (4.4)$$

onde ε é a porosidade do pó de cobre, que para este trabalho tem o valor de 52%, e e_{ll} é a espessura da chapa da linha de líquido. O volume da linha de líquido é calculado simplesmente pelo volume interno deste canal.

A Figura 4.15 mostra as dimensões utilizadas para o cálculo do volume do evaporador, utilizando como exemplo o MTHC2.1. As setas em vermelho representam as espessuras das chapas das linhas de vapor e líquido e as linhas em azul, indica a área da base do evaporador.

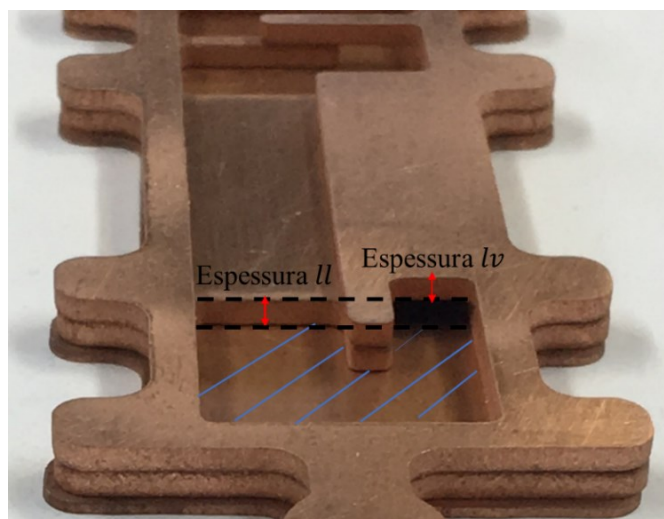


Figura 4.15: Ilustração das dimensões utilizadas no cálculo do volume do evaporador dos MTHCs.

Foram definidas três razões de enchimento para cada MTHC, sempre baseadas na porcentagem de preenchimento da linha de líquido, visto que todo o volume disponível no evaporador deve ser ocupado pelo fluido de trabalho. As três opções foram definidas da seguinte maneira:

- 100% do volume do evaporador + 30% do volume da linha de líquido;
- 100% do volume do evaporador + 50% do volume da linha de líquido;
- 100% do volume do evaporador + 100% do volume da linha de líquido.

Optou-se por se preencher alguma porcentagem da linha de líquido com o objetivo de analisar o comportamento dos dispositivos com uma quantidade maior de fluido de trabalho, visto que o volume do evaporador é pequeno, além de também servir como um bloqueio térmico para a passagem de vapor no canal de líquido.

4.3.2 Técnica de carregamento

Estes volumes de fluido de trabalho calculados na seção anterior são, na realidade, muito baixos, dificultando a precisão do carregamento, visto que esse procedimento é realizado a olho nu. Ainda assim, a técnica explicada a seguir é realizada com sucesso.

Com o auxílio de uma pipeta de vidro, preenchia-se totalmente uma mangueira de silicone, já acoplada ao umbilical do dispositivo. O volume do carregamento é medido observando-se o volume de líquido que diminuí da pipeta. Assim, se o volume desejado é de 0,8ml, então preenche-se a pipeta com, por exemplo 5 ml, e injeta-se o fluido no dispositivo até que o nível do líquido na pipeta desça de 5 para 4,2ml, de forma que 0,8ml do líquido tenha entrado no dispositivo.

Foram testados, no presente trabalho, dois fluidos de trabalho: água destilada e álcool etílico. Como cada fluido foi testado em três razões de enchimento, cada MTHC foi testado 6 vezes. Os resultados experimentais dessa primeira fase de teste, serviram principalmente para determinar qual o melhor fluido de trabalho e o volume com que deveriam ser preenchidos nos dispositivos.

4.4 INSTALAÇÃO DOS TERMOPARES

Termopares tipo T da marca Omega® foram instalados nas regiões de interesse dos MTHCs, para a medição da variação transiente de temperaturas ao longo dos testes, cujos sinais foram captados por um sistema de aquisição de dados da *National Instruments* (sistema CompactRIO – NI9213), como apresentado na Figura 4.16.



Figura 4.16: Módulos de entrada de temperatura do sistema de aquisição de dados da *National Instruments*.

Para a instalação dos termopares nos MTHCs, primeiramente, isolou-se a extremidade de medição de cada termopar com fita *kapton*, a fim de evitar a interação elétrica do sensor de temperatura com a superfície dos dispositivos, como mostra a Figura 4.17.



Figura 4.17: Fita Kapton nos termopares da solução térmica MTHC2.1.

Para fixação dos termopares nos dispositivos, utilizou-se uma fita metálica, conforme apresentado nas imagens das Figura 4.18, Figura 4.19, Figura 4.20 e Figura 4.21.

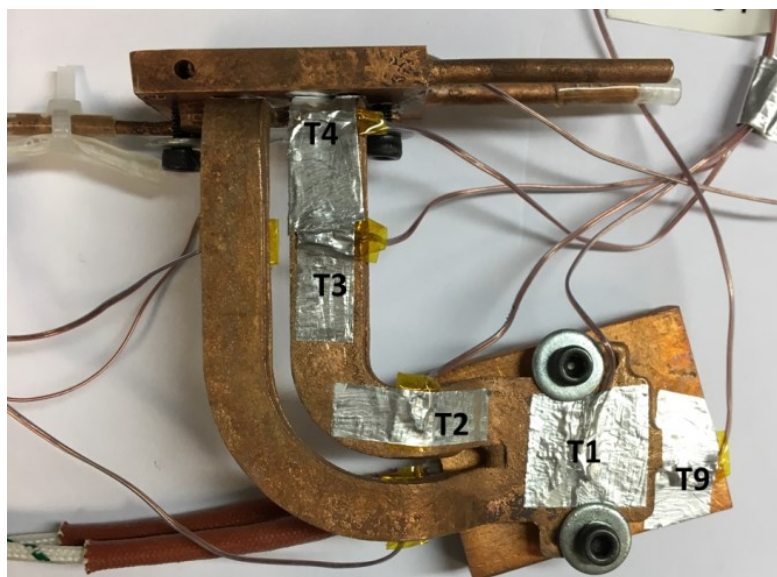


Figura 4.18 - Termopares na linha de vapor, bloco aquecedor de cobre e evaporador – MTHC1.1.

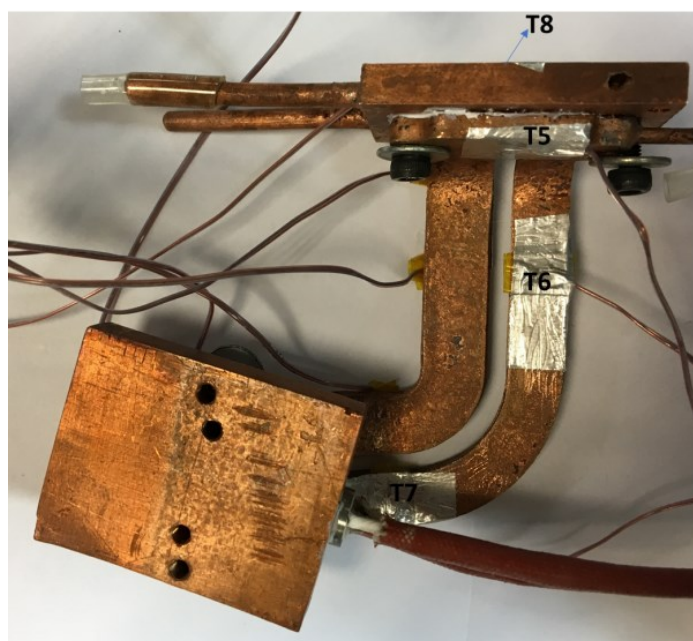


Figura 4.19 - Termopares no trocador de calor da fonte fria, na linha de líquido e condensador – MTHC1.1.

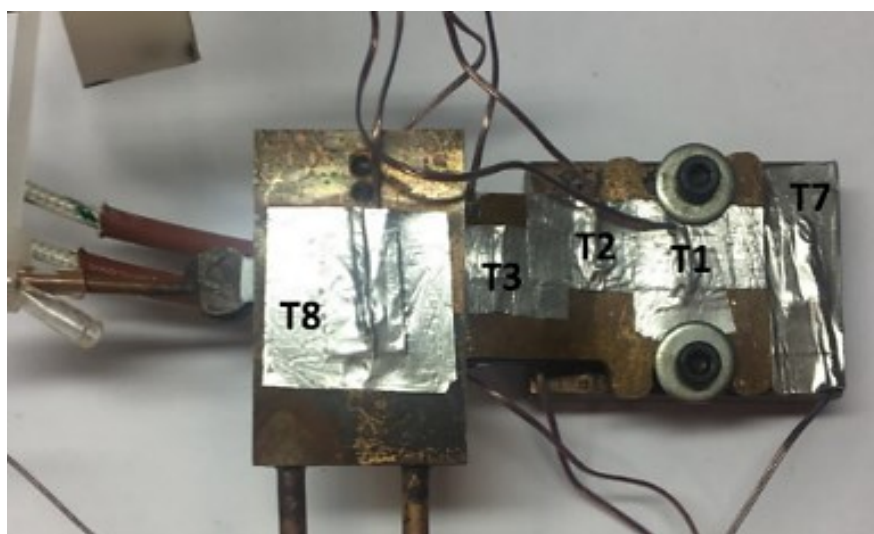


Figura 4.20 - Termopares no evaporador, linha de vapor, bloco aquecedor de cobre e trocador de calor da fonte fria - MTHC2.1.

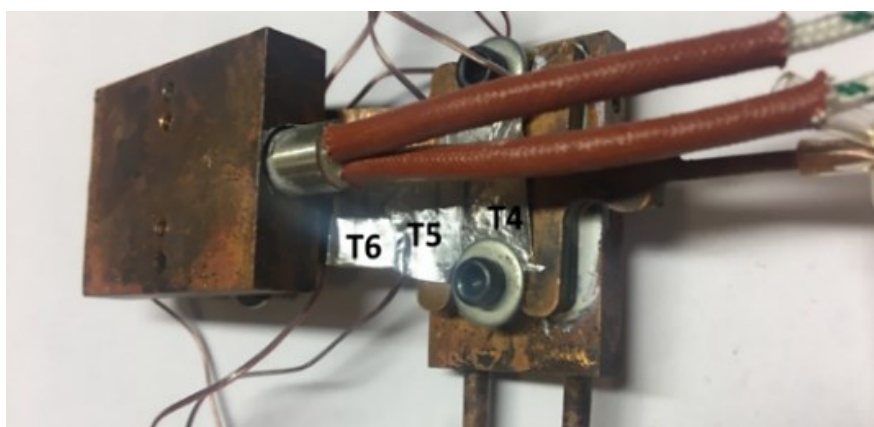


Figura 4.21 - Termopares no condensador e na linha de líquido - MTHC2.1.

Os termopares foram distribuídos ao longo do dispositivo de maneira lógica. O primeiro sensor captava a temperatura do evaporador; em seguida, eram dispostos alguns termopares na linha de líquido, em direção ao condensador; para captar a temperatura do fluido após liberar calor latente, instalou-se um termopar no condensador, seguido de mais alguns ao longo da linha de vapor, em direção ao evaporador. Essa sequência foi muito importante para o entendimento do transiente de temperaturas ao longo dos MTHCs e para a realização do cálculo da resistência térmica, que leva em consideração a diferença de temperatura entre o evaporador e condensador.

O número de termopares instalados nos dispositivos, varia para cada modelo e versão, conforme apresentado na Figura 4.22. Um total de 9 termopares tipo T foram instalados na superfície do MTHC MTHC1.1 e 8 no dispositivo MTHC2.1.

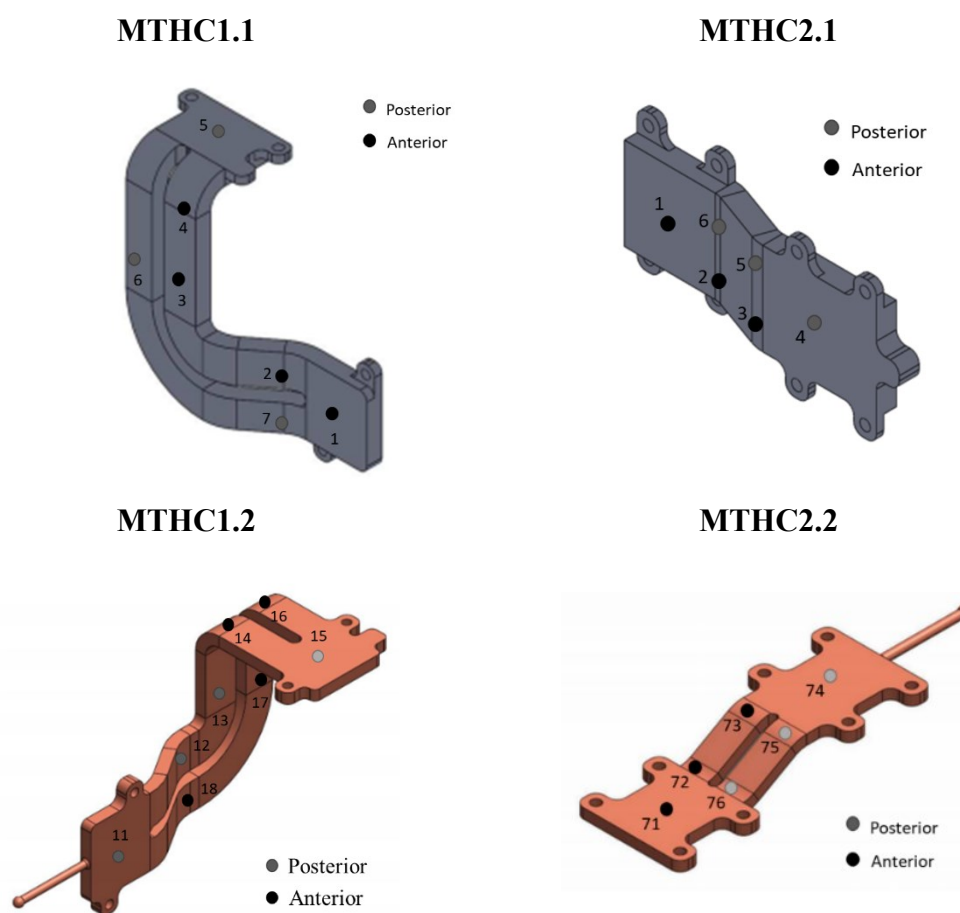


Figura 4.22: Posicionamento dos termopares em CAD (esquerda) e nos protótipos (direita).

A Tabela 4.1 apresenta a distribuição desses sensores ao longo dos mini termossifões em circuito, bem como os termopares utilizados para o cálculo da resistência térmica como se verá no próximo capítulo.

Tabela 4.1: Posicionamento dos termopares noMTHC1.1 e MTHC2.1.

	MTHC1.1	MTHC2.1
Bloco de aquecimento de cobre	T9	T7
Evaporador	T1	T1
Linha de vapor	T2, T3 e T4	T2 e T3
Condensador	T5	T4
Linha de líquido	T6 e T7	T5 e T6
Trocador de calor da fonte fria	T8	T8
Resistência térmica	T1 - T5	T1 - T4

No MTHC1.1, os termopares T2 e T4 fornecem as temperaturas do início e fim da linha de vapor, respectivamente. O termopar T6 mede a temperatura em uma região um pouco depois do início da linha de líquido e T7 fornece a temperatura do final deste canal. No MTHC2.1, termopares T2 e T3 marcam as temperaturas de início e fim da linha de vapor, respectivamente, assim como os termopares T5 e T6 que fornecem as temperaturas do início e fim da linha de líquido, respectivamente. A distribuição dos termopares ao longo dos dispositivos MTHC1.1 e MTHC2.1 está apresentado na Figura 4.18 e Figura 4.19, e Figura 4.20 e Figura 4.21, respectivamente.

4.5 BANCADA EXPERIMENTAL

Os testes com os MTHCs foram realizados em duas fases. A primeira, consistia em testes individuais, ou seja, toda a bancada experimental estava a serviço de um único dispositivo. Essa etapa foi destinada, principalmente, à determinação do melhor volume e fluido de trabalho para cada mini termossifão. Na segunda fase de testes, integrou-se todos os dispositivos fabricados para este trabalho, e para o projeto como um todo, em uma placa de resistores, que simula condições reais de funcionamento de uma placa eletrônica. Por esse motivo, deu-se o nome de “testes integrados”. Sendo assim, esta seção objetiva detalhar a composição das bancadas e dos procedimentos de testes individuais e integrados.

4.5.1 Testes individuais

A bancada experimental individual era composta por um MTHC, um bloco de cobre (com resistência térmica em cartucho acoplada em seu interior), um trocador de calor

interligado ao banho térmico (modelo LAUDA-PROLINE RP 855), uma fonte de potência com corrente contínua (modelo TDKLambda-MD-GEN300-5-IEMD), termopares do tipo T instalados para medição das temperaturas, um sistema de aquisição de dados *National Instruments* – CompactRIO-NI9213 e um computador.

O bloco de cobre cumpria o papel de fonte de calor, sendo assim acoplado ao evaporador dos dispositivos. Já o trocador de calor fazia o papel da fonte fria e, ligado ao banho térmico, tinha função de resfriar os MTHCs e, por esse motivo, foi fixado na região do condensador. A Figura 4.23 mostra o trocador e calor utilizado, onde as setas em azul e vermelho, representam a água refrigerada pelo banho térmico entrando no trocador de calor e saindo aquecida pelo MTHC, respectivamente.



Figura 4.23: Trocador de calor para refrigeração do condensador dos tubos de calor em circuito.

A Figura 4.24 apresenta a bancada experimental individual de testes, onde é possível observar o isolamento do dispositivo com o ambiente externo, empregando lã de vidro e a Figura 4.25 detalha a disposição do bloco aquecedor e do trocador de calor em relação a um MTHC a ser testado.

Os dispositivos foram testados individualmente, para entendimento do seu comportamento térmico e determinação do volume ótimo de enchimento. Após a análise dos dados, definiu-se qual o melhor fluido de trabalho a ser empregado e seu respectivo volume ideal, fechando o umbilical de carregamento de maneira definitiva, para então avançar para a segunda etapa de testes com as soluções térmicas integradas à placa de resistores.

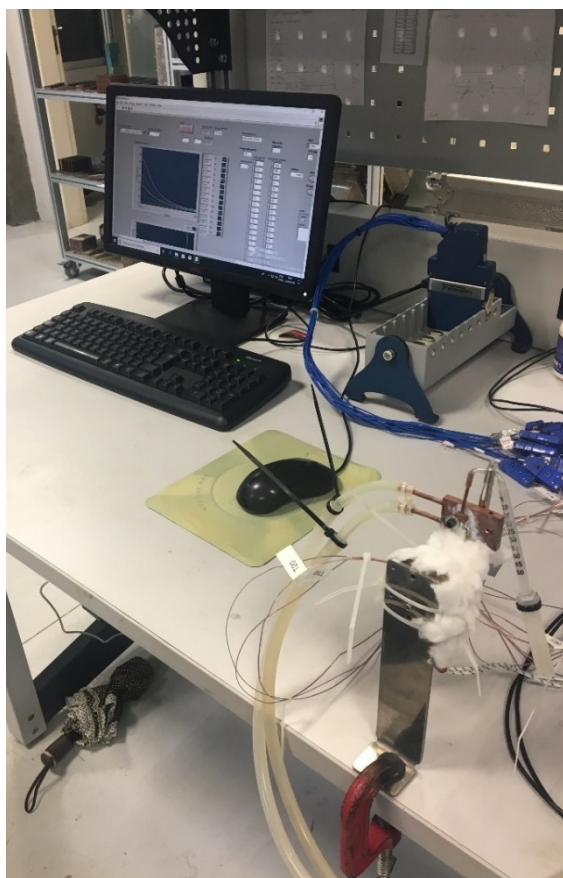


Figura 4.24: Bancada individual de testes.

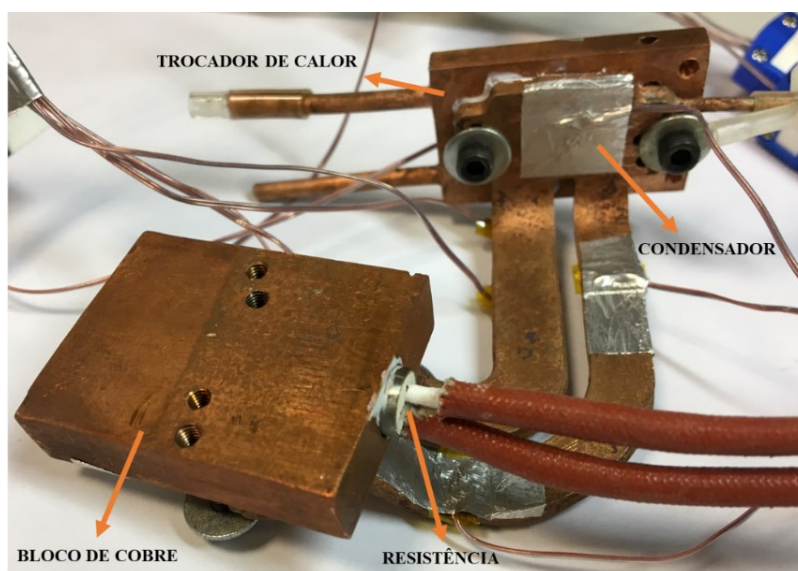


Figura 4.25: Detalhamento do acoplamento do bloco aquecedor e trocador de calor no tubo, tomando como exemplo a solução térmica MTHC1.1.

4.5.2 Testes integrados

Após realizados os testes individuais, os MTHCs foram dispostos em placas de fibra de vidro laminada (FR4), com resistores do tipo TO-247 e D2PAK acoplados em sua superfície, com o objetivo de simular uma fonte real de calor. Como este trabalho faz parte de um projeto mais global, outros dispositivos também foram testados nessas placas. A fim de ilustração, a Figura 4.26 mostra uma das placas com o MTHC1.1 instalado.

Nos testes integrados, a potência fornecida aos resistores e, conseqüentemente, aos dispositivos, era controlada por um módulo de geração de calor com modulação PWM, e gerenciada através de uma interface desenvolvida no *software* LabView. Esta bancada experimental era então composta pelas três placas de resistores; 8 dispositivos térmicos (entre mini tubos de calor e termossifões); sistema de aquisição de dados *National Instruments* NI-9148; um banho térmico LAUDA-PROLINE RP 855 e, por fim, um computador para o tratamento dos dados. Termopares do tipo T também foram instalados para medição das temperaturas (ver Figura 4.22).

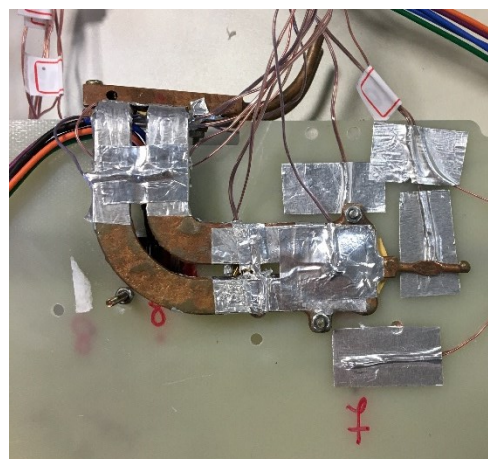
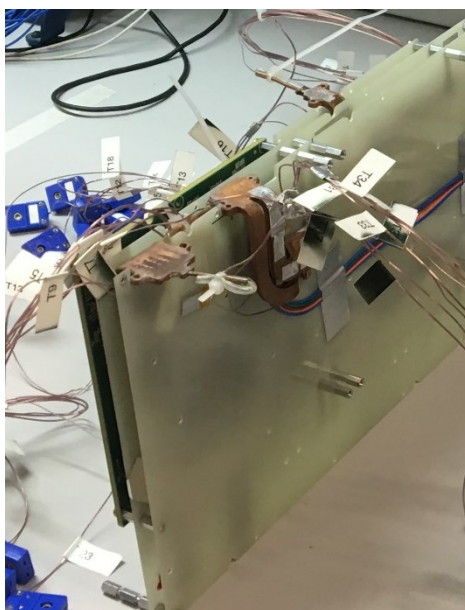


Figura 4.26: MTHC1.1 instalado em uma das placas de resistores.

A Figura 4.27 apresenta a bancada experimental de testes integrados e a Figura 4.28 mostra em detalhes, o sistema hidráulico de refrigeração dos trocadores de calor, composto de

mangueiras de silicone, que estavam conectadas ao banho térmico e ao trocador de calor de cada dispositivo. A Figura 4.29 mostra o sistema hidráulico de refrigeração, quando o banho térmico operava a -25°C .

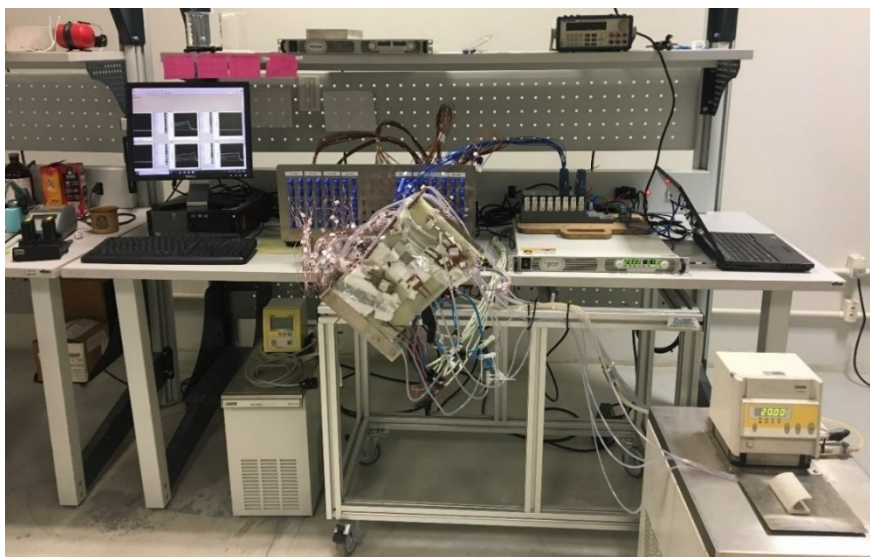


Figura 4.27: Bancada experimental de testes integrados.

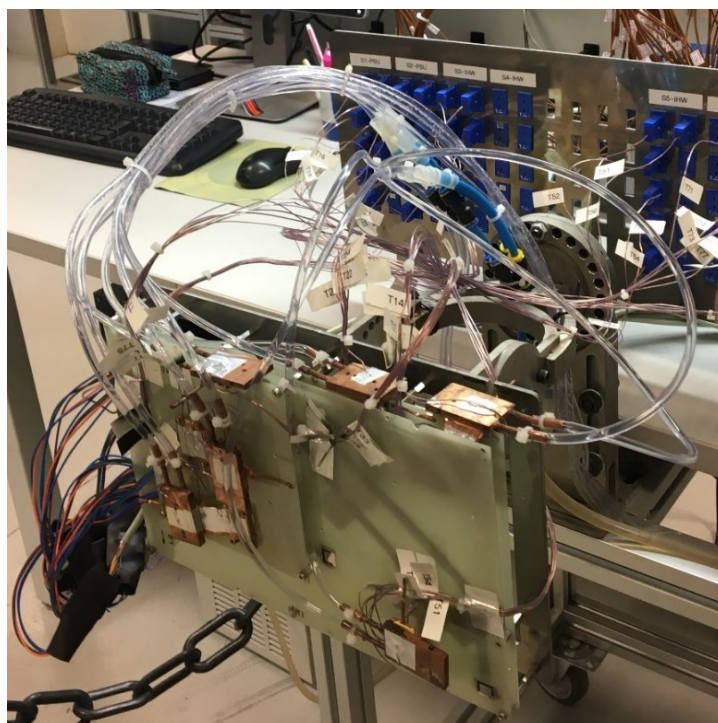


Figura 4.28: Detalhamento do sistema hidráulico para refrigeração dos MTHCs.



Figura 4.29: Sistema hidráulico operando a -25°C .

4.6 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Os testes individuais e integrados não foram conduzidos da mesma maneira, visto que os objetivos de cada um diferiam entre si. O experimento individual buscou determinar o volume ótimo do fluido de trabalho, enquanto o integrado tinha como objetivo analisar o desempenho térmico dos MTHCs para diferentes inclinações e temperatura de banho térmico.

É importante destacar que os testes individuais foram realizados apenas com os dispositivos da primeira versão, enquanto nos integrados, as duas versões de cada mini termossifão foram analisadas.

4.6.1 Testes individuais

Nos testes individuais, os dispositivos foram testados com dois tipos de fluidos de trabalho e três razões de enchimento, como definidas na Seção 4.3. A Tabela 4.2 apresenta o programa de testes realizado, relacionando os patamares de potência aplicados e o tipo e volume de fluido de trabalho testados nos dispositivos. A variável x nesta tabela representa a porcentagem da linha de líquido preenchida.

Tabela 4.2: Programa dos testes individuais.

MTHC	Potência aplicada [W]	Fluido de trabalho	Volume [ml]
MTHC1.1	1, 2, 3, 4, 5, 8, 10, 12, 15, 20, 25, 30, 35 e 40	Água	0,30 ($x = 30\%$)
		Álcool etílico	0,50 ($x = 50\%$) 0,70 ($x = 100\%$)
MTHC2.1	1, 2, 3, 4, 5, 8, 10, 12, 15, 20, 25, 30, 35 e 40	Água	0,20 ($x = 30\%$) 0,30 ($x = 50\%$) 0,60 ($x = 100\%$)
		Álcool etílico	0,20 ($x = 30\%$) 0,30 ($x = 50\%$) 0,40 ($x = 67\%$) 0,50 ($x = 83\%$)

O dispositivo foi mantido por 500 segundos para cada potência aplicada, tempo inicialmente sugerido para a garantir a estabilidade térmica. No início da operação, ou em potências mais elevadas, 500 segundos não foram suficientes para obtenção do equilíbrio térmico. Nestes casos, o tempo de avaliação do patamar variou entre 1000 ou 1500 segundos.

Na Solução MTHC2.1, para álcool etílico como fluido de trabalho, decidiu-se testar razões de enchimento que representassem 67 e 83% da capacidade volumétrica da linha de líquido, ao invés da capacidade máxima do canal. Optou-se por testar essas quantidades para observar como o dispositivo se comportava em condições próximas da capacidade máxima da linha de líquido, mas sem preenchê-la completamente.

Sendo assim, foram realizados um total de 12 testes, 6 para cada MTHC. É importante salientar que, em todos os testes individuais, os dispositivos permaneceram na posição vertical e a temperatura do banho térmico se manteve em 20°C.

4.6.1.1 Seleção do tipo e volume ótimos de fluido de trabalho

Realizados os testes individuais, definiu-se o volume e tipo de fluido de trabalho mais adequados para o funcionamento dos dispositivos. O critério de decisão foi baseado na menor resistência térmica que uma determinada combinação de fluido e volume ofereciam ao MTHC.

A cada novo teste, todo o procedimento de evacuação e carregamento dos tubos, com as quantidades ideais do fluido escolhido, foi repetido, e em seguida o umbilical era amassado com um alicate e vedado com *foscoper*.

4.6.2 Testes integrados

Os dispositivos térmicos da segunda versão dos MTHC foram testados diretamente nas placas de resistores, com o fluido de trabalho e o seu volume de enchimento, definidos com base nos resultados dos MTHCs da primeira versão. Por exemplo, o tubo MTHC1.1 obteve melhor desempenho térmico com água destilada e $x = 50\%$, então, a sua segunda versão, o MTHC1.2, foi também carregada com água destilada e $x = 50\%$. Sendo assim, determinou-se o volume de fluido de trabalho para os dispositivos da segunda versão, da seguinte maneira:

$$V_{ft} = V_e + xV_{ll} \quad (4.5)$$

onde a variável x deve ser a mesma que a encontrada como ideal nos testes individuais, alterando apenas o volume do evaporador (V_e) e da linha de líquido (V_{ll}).

O objetivo desta segunda fase de testes, agora com todos os dispositivos integrados às placas de resistores, era determinar seus desempenhos térmicos, operando à diferentes inclinações e temperaturas de banho térmico. A Tabela 4.3 apresenta o programa realizados envolvendo os testes integrados.

Tabela 4.3: Programa dos testes integrados.

Potência [W]	Inclinações	Banho térmico [°C]
1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 10, 12, 15, 20, 25 e 30	Vertical	
	Rotação em $-45^\circ x$	-25
	Rotação em $+45^\circ x$	20
	Rotação em $+45^\circ y$	70
	Rotação em $-45^\circ y$	

A Figura 4.30 apresenta o sistema de coordenadas adotado para determinar as inclinações dos dispositivos integrados às placas de resistores. Nos testes integrados, o conjunto de placas era direcionado $\pm 45^\circ$ ao redor dos eixos x e y , configurando 4 testes, e na posição vertical ($0x-0y-0z$), configurando mais um teste.

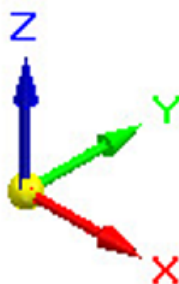


Figura 4.30: Sistema de coordenadas para a orientação das placas de resistores.

Para avaliar a performance térmica dos MTHCs quando integrados às placas de resistores, posicionou-se cada um deles sobre seus respectivos resistores. A dissipação de calor dos condensadores de cada solução, foi realizada da mesma forma que nos testes individuais, entretanto, com o banho térmico variando de temperatura conforme Tabela 4.3. O procedimento dos testes integrados se deu da seguinte maneira:

- 1) Definição da inclinação de teste conforme Tabela 4.3;
- 2) Programação do banho térmico para uma temperatura de 20 °C e espera da estabilização;
- 3) Aguardo da estabilização das temperaturas, verificada pelas medidas dos termopares dos dispositivos;
- 4) Acionamento do sistema de aquisição de dados, dando início ao registro das temperaturas;
- 5) Acionamento dos resistores através de uma rotina programada no *software* LabVIEW, conforme sequência de potências apresentada na Tabela 4.3;
- 6) Registro, por 500 segundos, das temperaturas para cada patamar de potência.

Após a realização dos testes com o banho térmico na temperatura de 20°C e em todas as inclinações programadas, repetia-se os 6 passos descritos anteriormente, para as temperaturas de 70°C e -25°C de banho térmico. Utilizou-se álcool no banho térmico para operações com a temperatura negativa.

Um termopar de segurança foi instalado na interface dispositivo-resistor. Quando a temperatura medida por este sensor alcançava 100°C, o programa automaticamente cancelava

o fornecimento de potência para aquele resistor. Sendo assim, os testes poderiam durar no máximo 2 horas (500 segundos por patamar de potência) ou até que o termopar da segurança alcançasse 100°C.

4.7 CÁLCULO DA RESISTÊNCIA TÉRMICA EXPERIMENTAL

O parâmetro de avaliação da performance térmica dos dispositivos é a resistência térmica experimental, definida como:

$$R_{exp} = \frac{\Delta T_{exp}}{q_{exp}} = \frac{T_e - T_c}{q_{exp}} \quad (4.6)$$

onde q_{exp} é a potência experimental aplicada e ΔT_{exp} é a diferença de temperatura medida experimentalmente entre o evaporador e condensador de cada mini termossifão.

Para tratamento dos dados provenientes dos testes individuais, utilizou-se o *software* Excel. No caso dos testes integrados, os dados de temperaturas foram tratados através de uma rotina de cálculo desenvolvida no *Software* MATLAB.

Os resultados experimentais serão apresentados no formato de gráficos de resistência térmica versus potência ($R_T \times Q_{exp}$), com o objetivo de analisar o desempenho térmico dos dispositivos. Para cada MTHC, a resistência térmica de operação será comparada à sua resistência de condução pura, a fim de verificar o funcionamento do dispositivo via mudança de fase do fluido de trabalho. Mais detalhes da metodologia de análise dos resultados experimentais serão apresentados no Capítulo 5.

4.8 ANÁLISE DAS INCERTEZAS EXPERIMENTAIS

Para verificar a confiabilidade dos resultados de desempenho térmico dos MTHCs medidos através da resistência térmica global do dispositivo, foi empregada uma análise de incerteza experimental, baseada no método proposto pelo INMETRO [83], e nos procedimentos seguidos por Paiva [84], Facin [43], Arboleda [44] e Hulse [41] em seus trabalhos. A metodologia completa de análise empregada é discutida no APÊNDICE A

A medida da resistência térmica dos dispositivos é indireta e, portanto, sua incerteza é o resultado da combinação das incertezas associadas às medições dos termopares, dos equipamentos usados para medir a energia elétrica gerada pelas fontes de potência e pelas medições das resistências elétricas dos resistores.

Os termopares foram calibrados em um banho térmico, com temperaturas de 15, 20, 40, 60 e 80°C durante 150 segundos. Juntamente com os termopares, foi inserido um termômetro de bulbo da marca Omega® (utilizado como temperatura de referência) com menor escala de divisão de 0,1 °C. O erro máximo apresentado pelos termopares para a faixa de temperatura testada, e, portanto, a incerteza desse instrumento, foi de $\pm 1,39^\circ\text{C}$.

A potência dissipada através das resistências em cartucho (testes individuais) é o produto da tensão (U) pela corrente (i), conforme a expressão:

$$Q_{ind} = Ui \quad (4.7)$$

Já para os resistores utilizados nos testes integrados, a potência dissipada é dada pelo quociente da tensão (U) fornecida pela fonte e a resistência do resistor (r_{el}), como mostra a equação abaixo:

$$Q_{int} = \frac{U}{r_{el}} \quad (4.8)$$

Foi possível determinar a incerteza para as potências aplicadas nos testes individuais e integrados, e, juntamente com a incerteza das temperaturas medidas, inferir valores de incertezas para as resistências térmicas dos dispositivos.

Vale lembrar que a incerteza experimental da resistência térmica varia conforme a potência aplicada. Como as medidas de incertezas são representadas por barras de erros localizadas sobre pontos experimentais em gráficos, espera-se que, diferentes barras de erros resultem para diferentes patamares de potências aplicadas.

5 RESULTADOS

Neste capítulo, são apresentados e discutidos os resultados experimentais e teóricos dos MTHCs, obtidos através dos testes individuais e integrados e que serão comparados com previsões teóricas do modelo teórico desenvolvido, a fim de validá-lo.

5.1 RESULTADOS EXPERIMENTAIS – TESTES INDIVIDUAIS

Esta seção destina-se à apresentação dos resultados experimentais obtidos a partir dos testes individuais realizados com os dispositivos MTHC1.1 e MTHC2.1, cujo desempenho térmico é avaliado através da comparação entre as resistências térmicas de operação e de condução pura. Para identificar o funcionamento adequado dos dispositivos como um tubo de calor ou termossifão, é necessário que seja observada a redução da resistência térmica com o aumento da potência aplicada, indicando transferência de calor por mudança de fase do fluido de trabalho e não apenas por condução no material. Portanto, os testes individuais têm por objetivo analisar e identificar o fluido de trabalho e volume de enchimento, que proporcionou melhor desempenho térmico aos dissipadores de calor.

5.1.1 Resistência térmica de condução pura

Pôde-se constatar, através dos testes realizados com o MTHC1.1 e MTHC2.1 sem fluido de trabalho, ou seja, em condução pura, que as resistências térmicas de condução pura foram de $3,71^{\circ}\text{C}/\text{W}$ e $1,16^{\circ}\text{C}/\text{W}$, respectivamente. As Figura 5.1 e Figura 5.2 mostram, respectivamente, o comportamento das temperaturas com o aumento de potência para os dispositivos MTHC1.1 e MTHC2.1.

Percebe-se que para o MTHC1.1 (Figura 5.1), a temperatura da fonte quente ($T_{\text{Fonte Q.}}$), que mede a temperatura do bloco de cobre, está menor que a temperatura do evaporador (T_1). Isso acontece devido ao posicionamento dos termopares pois, o termopar T_1 está exatamente sobre o evaporador e mais próximo da resistência em cartucho, diferente do termopar $T_{\text{Fonte Q.}}$, que está localizado em um canto do bloco aquecedor e, por consequência, mais afastado da fonte de calor propriamente dita. Para melhor análise, é necessário analisar a Figura 4.18, onde o termopar T_9 representa o $T_{\text{Fonte Q.}}$.

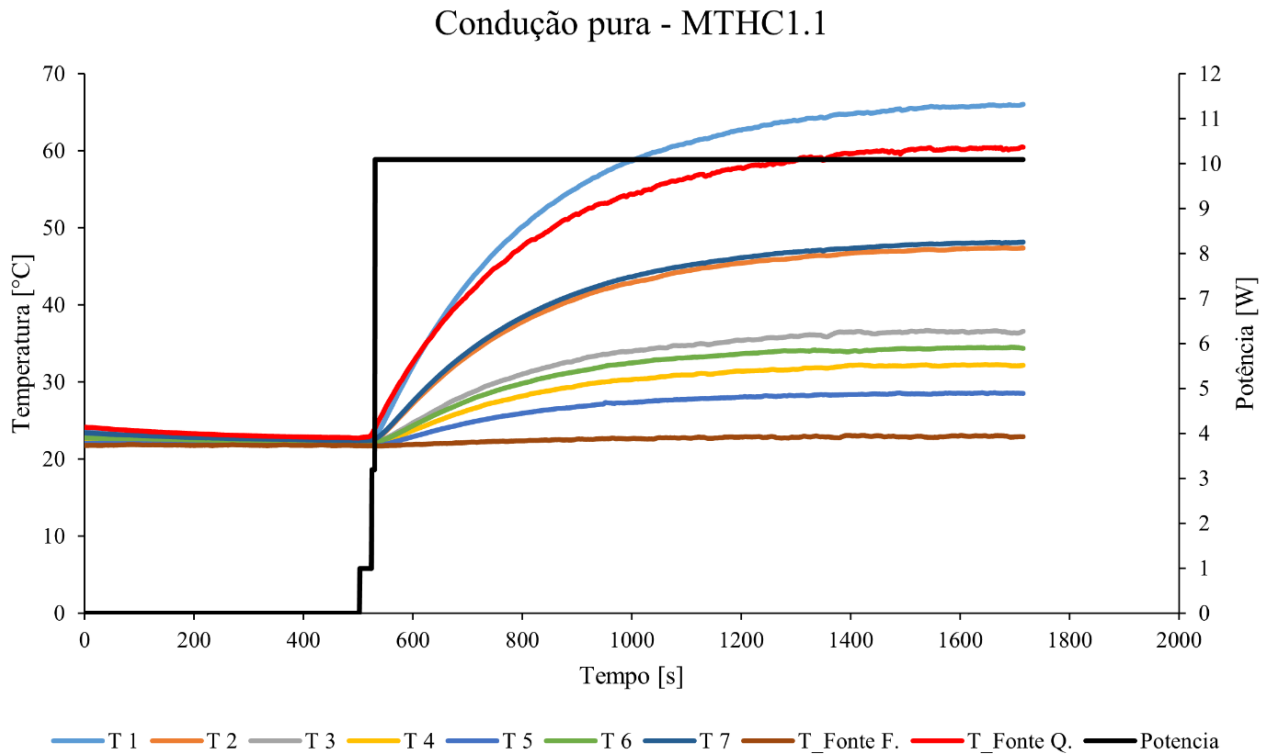


Figura 5.1: Variação da temperatura em função da potência aplicada do MTHC1.1 em condução pura.

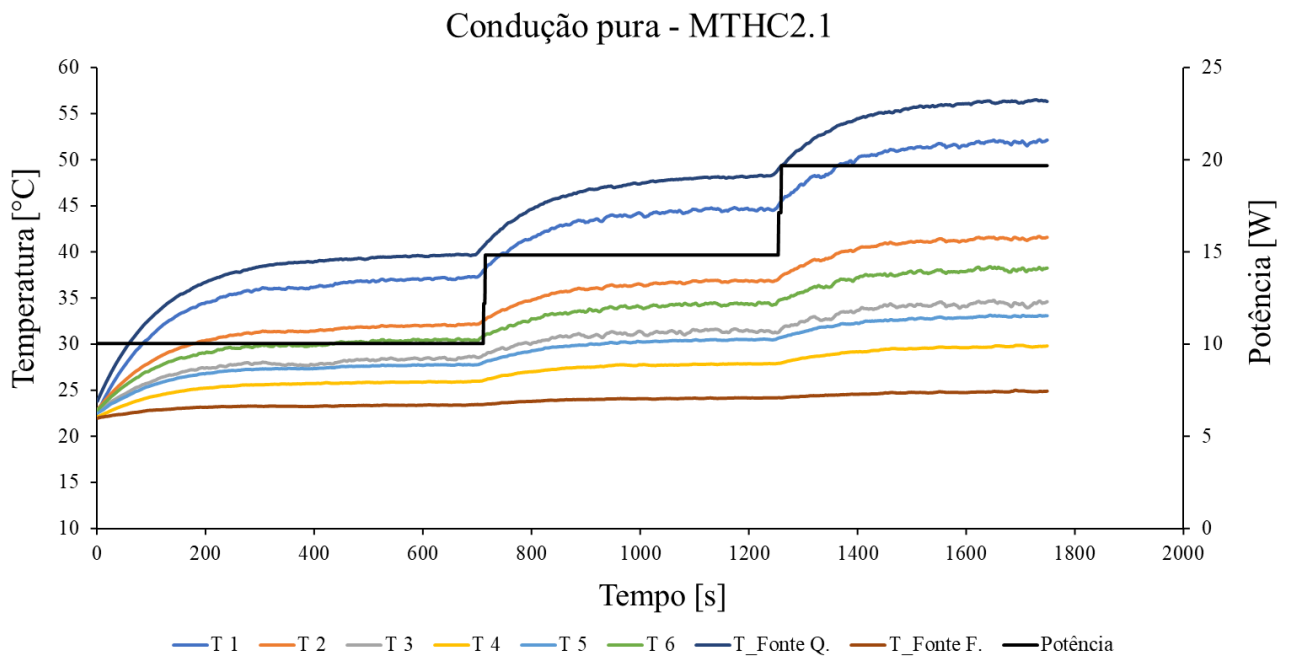


Figura 5.2: Variação da temperatura em função da potência aplicada do MTHC2.1 em condução pura.

5.1.2 Resultados do MTHC1.1

A Figura 5.3 apresenta, em um só gráfico, as resistências térmicas obtidas através dos testes com o MTHC1.1 com três diferentes volumes de enchimento de água destilada (0,3, 0,5 e 0,7 ml), em função da potência aplicada. A linha contínua na cor preta, representa a resistência térmica de condução pura do dispositivo.

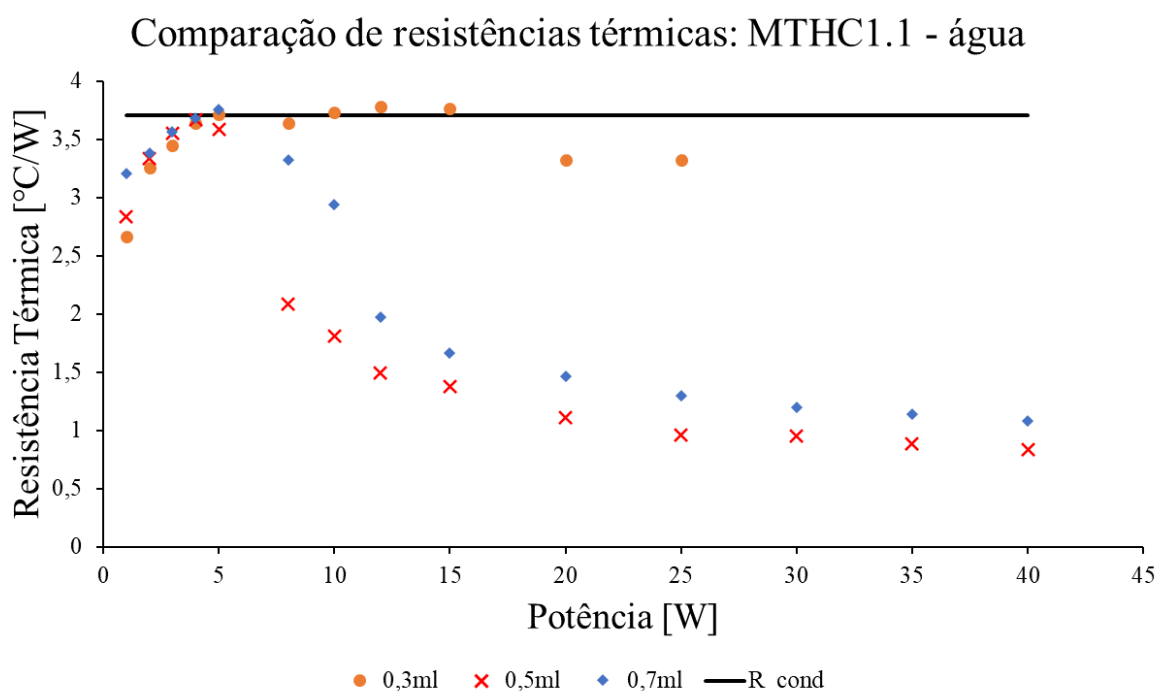


Figura 5.3: Comparação das resistências térmicas do MTHC1.1 com água destilada como fluido de trabalho.

Através da análise da Figura 5.3, pode-se observar que o dispositivo, quando preenchido com 0,5 e 0,7ml de água destilada, apresentou desempenhos térmicos satisfatórios, uma vez que a resistência térmica de operação se mostrou bastante inferior à de condução pura. Entretanto, 0,3ml do fluido de trabalho, não ofereceu bons resultados, sendo que, para potências superiores a 5W, sua resistência térmica de operação se aproximou à de resistência de condução pura, mostrando ter havido secagem do dispositivo e transferência de calor apenas por condução. O gráfico da Figura 5.4 mostra a variação de temperatura do MTHC1.1 com o aumento da potência aplicada, quando operando com 0,3ml de água destilada. A partir do

patamar de 8W, o termopar T3, instalado no meio da linha de vapor, começou a dar indícios de falha. Como a temperatura desta região não influenciava significativamente na análise do desempenho térmico do dispositivo, optou-se por não interromper o teste e apenas desconsiderar a leitura desse termopar. O comportamento das temperaturas até 15W aplicados, mostrou que o dispositivo operou praticamente por condução pura. Entre 15 e 20W, observa-se oscilações bruscas nas temperaturas, indicando mudança de fase do fluido de trabalho, o que ocasionou uma leve redução na resistência térmica. Entretanto, quando adicionados mais 5W (25W), ocorre a secagem do fluido de trabalho no evaporador e as temperaturas começam a subir drasticamente, levando à finalização do teste por questões de segurança.

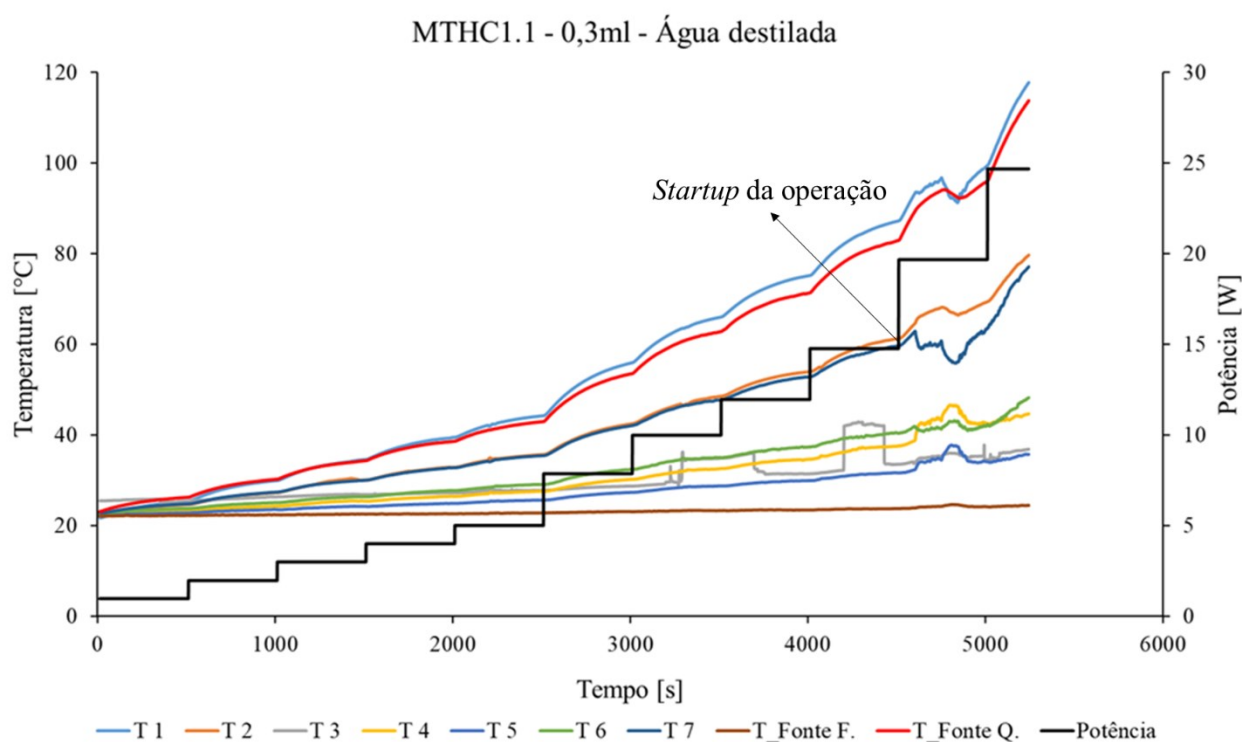


Figura 5.4: Variação da temperatura em função da potência aplicada para o MTHC1.1 operando com 0,3ml de água destilada.

Percebe-se que a menor resistência térmica de operação do MTHC1.1, quando operando com água destilada, foi alcançada com 0,5ml do fluido, sendo este volume considerado como ótimo, uma vez que foi verificada a queda na resistência térmica do dispositivo de até 77% com relação à sua resistência térmica de condução pura.

Os resultados de resistência térmica do MTHC1.1 operando com álcool etílico como fluido de trabalho, estão reunidos na Figura 5.5. Percebe-se que os volumes de 0,3 e 0,5ml proporcionaram desempenho térmico satisfatório, visto a redução da resistência térmica de operação do dispositivo quando comparada com a sua resistência térmica de condução pura. Já a operação com 0,7ml de álcool não ofereceu bons resultados, pois, ainda que a resistência térmica de operação tenha sido ligeiramente inferior à da condução pura, não apresentou queda significativa com o aumento da potência aplicada, mostrando que o dispositivo trabalhou “afogado”.

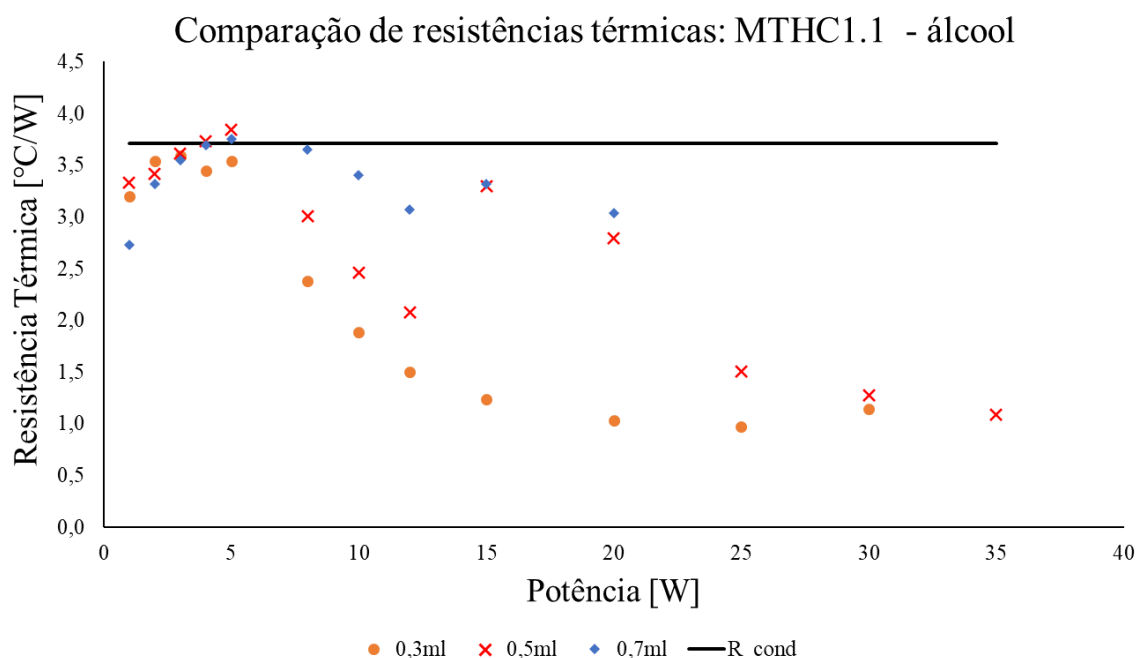


Figura 5.5: Comparação das resistências térmicas do MTHC1.1 com álcool etílico como fluido de trabalho.

Observando ainda o gráfico da Figura 5.5, quando o dispositivo opera com 0,5ml de álcool etílico, percebe-se que a resistência térmica de operação decresce após 5W de potência aplicados, aumenta entre 12 e 15W, e em seguida volta a decrescer, dissipando até 35W. Analisando em conjunto o gráfico da variação de temperatura do MTHC1.1 com o aumento de potência para 0,5ml de álcool etílico (Figura 5.6), observa-se que o *startup* da operação realmente acontece no patamar de 8W, onde as temperaturas T2 e T7 descolam uma da outra e

já não possuem o mesmo valor. Isso acontece porque o vapor, que está a uma temperatura mais alta, ascende à linha de vapor (T2) com mais intensidade que na linha de líquido (T7). Quando aplicados 15W de potência, as linhas de temperaturas T1 e T5 também se afastam uma da outra, ocasionando o aumento da diferença de temperatura entre o evaporador e condensador e, conseqüentemente, o aumento da resistência térmica. O ocorrido se deve ao fato de que não estava havendo reposição de fluido de trabalho no evaporador, podendo ter sido ocasionado por alguma bolha de vapor que obstruiu o canal de líquido. Entretanto, durante o patamar de 15W, observam-se grandes perturbações nas linhas de temperatura, indicando que a bolha tenha sido rompida, permitindo o reabastecimento do evaporador e a mudança de fase do fluido de trabalho, implicando na diminuição da resistência de operação até a finalização do teste.

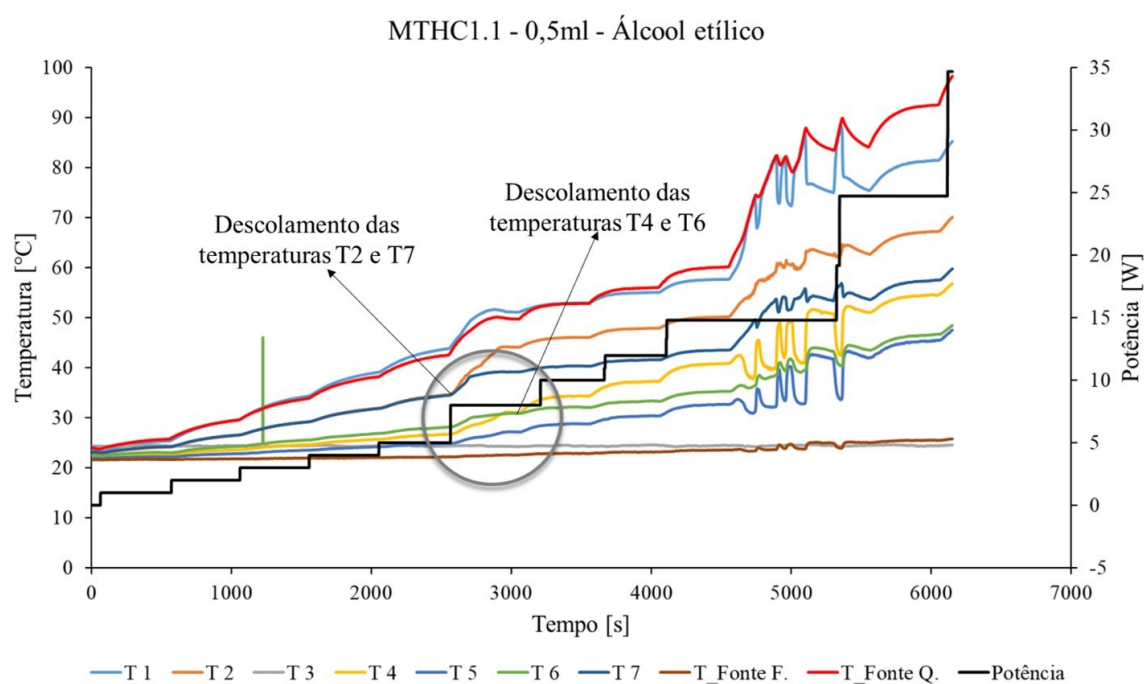


Figura 5.6: Variação da temperatura em função da potência aplicada para o MTHC1.1 operando com 0,5ml de álcool etílico.

A partir da análise do gráfico da Figura 5.7, pode-se perceber que 10W de potência promoveu a mudança de fase de 0,7ml de álcool etílico, ocasionando no descolamento das temperaturas T2 e T7, implicando na queda da resistência térmica de operação, como observado

na Figura 5.5. Entretanto, como as temperaturas da fonte quente ($T_{\text{FonteQ.}}$) e do evaporador (T_1) estavam atingindo 100°C , optou-se por encerrar o teste.

Sendo assim, dentre os volumes de 0,3 e 0,5ml de álcool etílico, a menor resistência térmica ocorre com a primeira quantidade. Este volume foi considerado como ótimo para este fluido noMTHC1.1, uma vez que proporcionou uma queda de até 74% na resistência térmica do dispositivo.

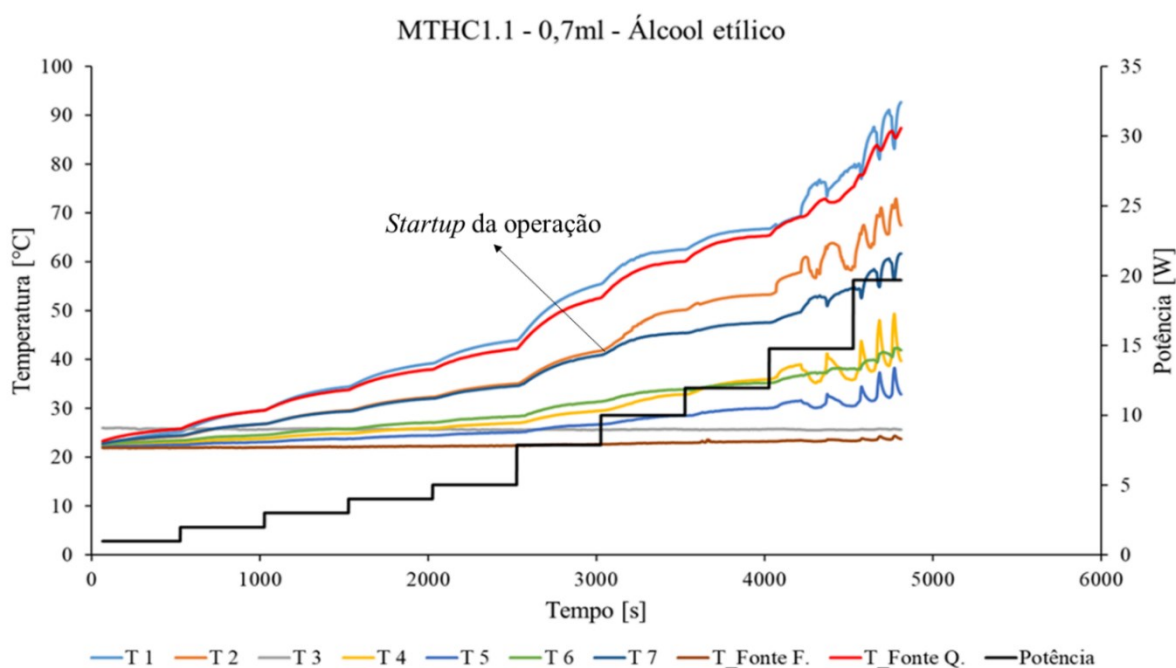


Figura 5.7: Variação da temperatura em função da potência aplicada para o MTHC1.1 operando com 0,7ml de álcool etílico.

5.1.3 Resultados do MTHC2.1

Os resultados de resistência térmica em função da potência aplicada para o MTHC2.1 operando com água destilada, estão reunidos na Figura 5.8. Nota-se que com 0,3ml, a resistência térmica de operação diminui consideravelmente de 4 a 25W, apresentando sinal de secagem do fluido a partir deste último patamar de potência. Dependendo da aplicação, esse resultado pode ser considerado satisfatório, pois o dispositivo operou corretamente dentro desta faixa de potência.

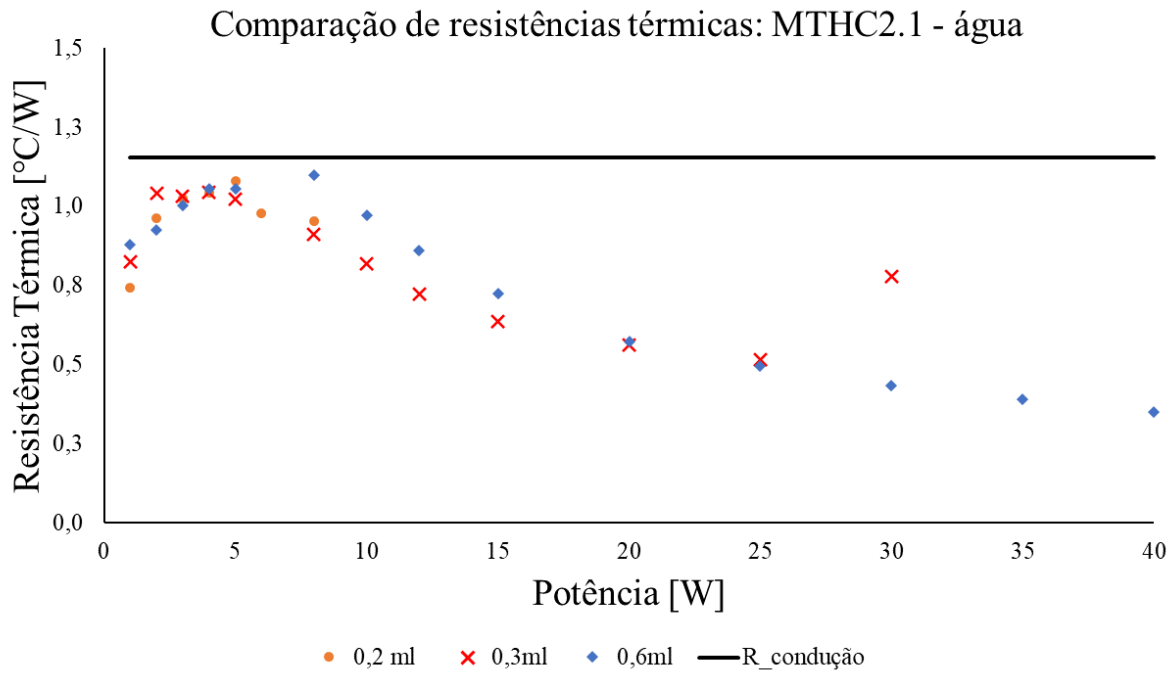


Figura 5.8: Comparação das resistências térmicas do MTHC2.1 com água destilada como fluido de trabalho.

O gráfico da Figura 5.9 mostra o comportamento praticamente condutivo do dispositivo quando operando com 0,2ml de água destilada, o que levou à decisão de interromper o teste por falta de *startup*.

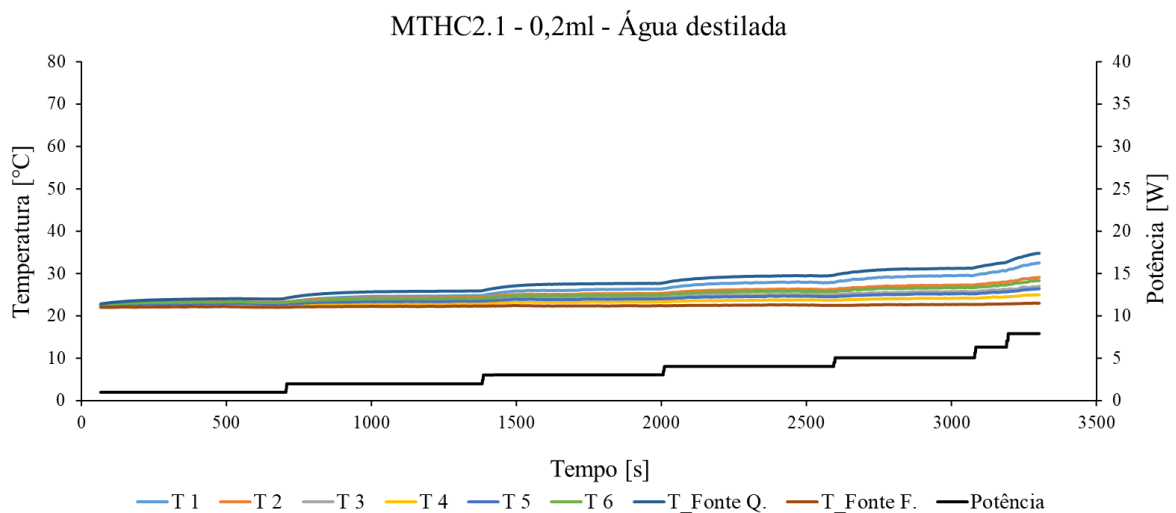


Figura 5.9: Variação da temperatura em função da potência aplicada para o MTHC2.1 operando com 0,2ml de água destilada.

Entretanto, os gráficos das Figura 5.10 e Figura 5.11, que apresentam a operação do dispositivo com 0,3 e 0,6ml de fluido de trabalho, respectivamente, mostram um início de operação muito parecido com o gerado por 0,2ml de água, indicando que, muito provavelmente, o *startup* da operação com esse volume de água, poderia acontecer para potências maiores. Essa hipótese é fortalecida quando observamos na Figura 5.8, a queda da resistência térmica de operação com 0,3 e 0,6ml de fluido de trabalho, após 5 e 8W, respectivamente. Sendo assim, a decisão de interromper o teste com 0,2ml foi precipitada e impediu a observação do comportamento térmico deste dispositivo nessa condição.

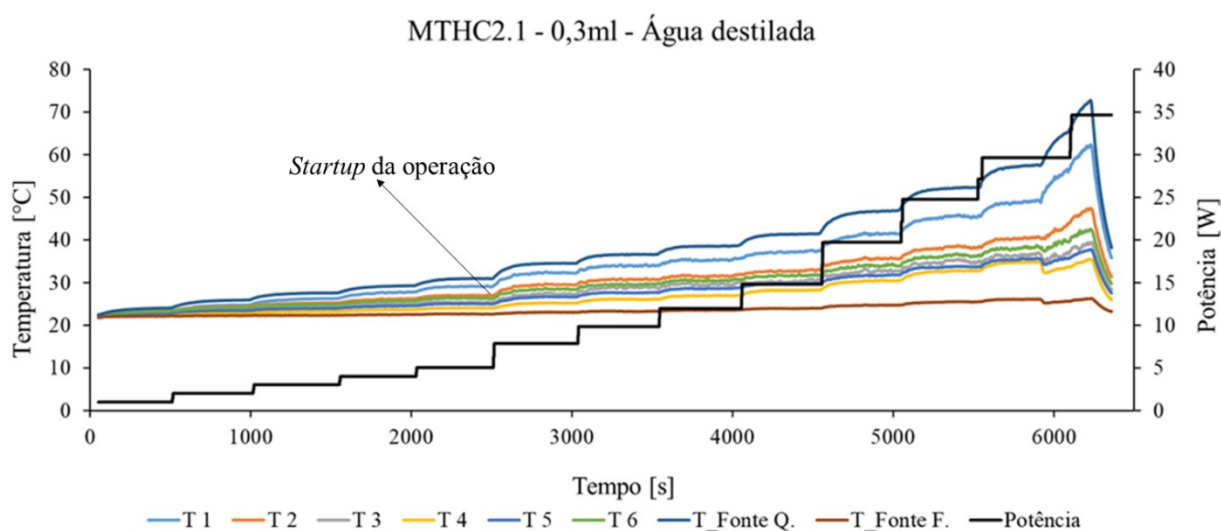


Figura 5.10: Variação da temperatura em função da potência aplicada para o MTHC2.1 operando com 0,3ml de água destilada.

A operação do MTHC2.1 com 0,6ml de água destilada foi considerada satisfatória, ainda que com resistências térmicas um pouco superiores às encontradas com 0,3ml. Porém, com 0,6ml deste fluido de trabalho, o dispositivo foi capaz de dissipar até 40W. Como este dispositivo foi projetado para dissipar menos de 10W de potência, optou-se por definir 0,3ml de água destilada como o volume ótimo para o MTHC2.1, quando operando com água destilada. Este volume proporcionou uma queda na resistência térmica do dispositivo de até 53% em relação à sua resistência térmica de condução pura.

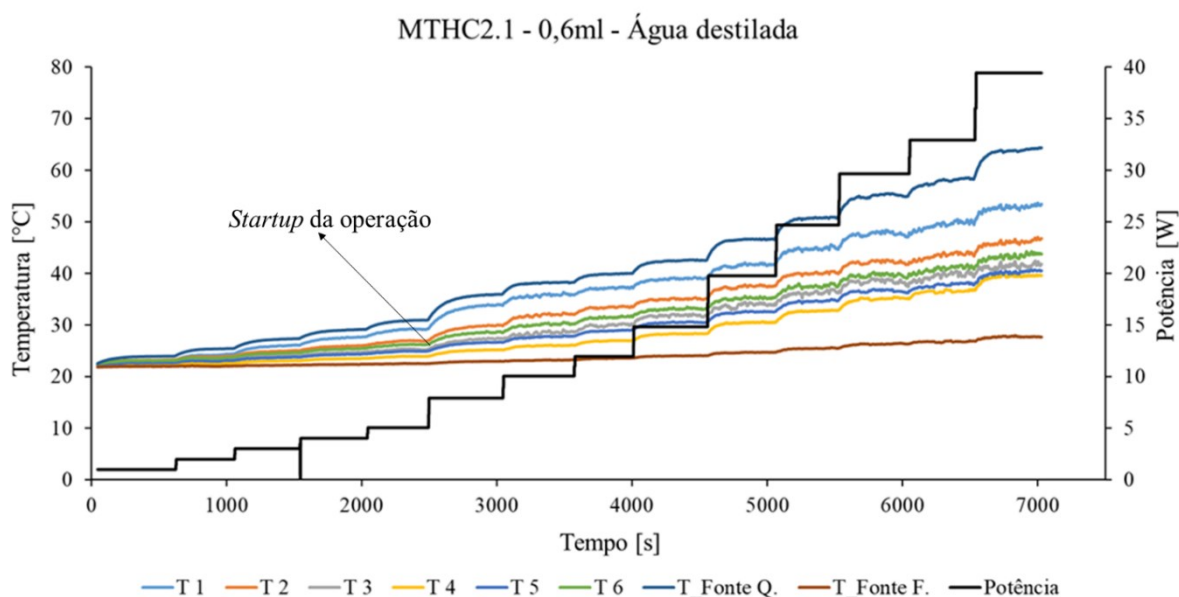


Figura 5.11: Variação da temperatura em função da potência aplicada para o MTHC2.1 operando com 0,6ml de água destilada.

Os resultados de desempenho térmico dos testes realizados com álcool etílico, estão compilados Figura 5.12. Pode-se observar que, quando o volume foi de 0,2ml, a resistência térmica decresceu entre 5 e 20W de potência, aumentando seu valor suavemente até 35W, indicando a secagem do evaporador.

Os outros volumes deste fluido de trabalho também proporcionaram desempenhos térmicos satisfatórios, não apresentando sinal de secagem até pelo menos 30W. Dentre as configurações testadas, analisando a faixa de operação entre 5 e 25W de potência, o MTHC2.1 com 0,2ml de álcool etílico foi o que apresentou a menor resistência térmica de operação, diminuindo-a em até 40% quando comparada à de condução pura. Como a faixa de aplicação desejada para o dispositivo não ultrapassa 10W de potência, o volume de 0,2ml foi considerado ótimo para esse dispositivo, quando operando com álcool etílico.

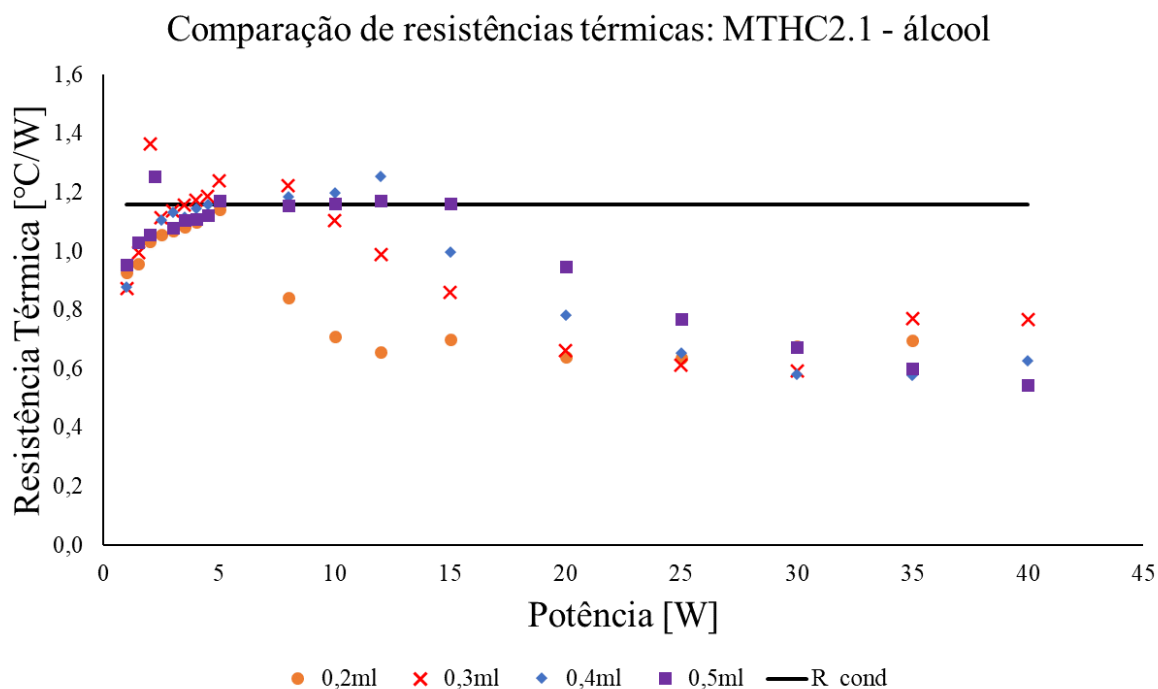


Figura 5.12: Comparação das resistências térmicas do MTHC2.1 com álcool etílico como fluido de trabalho.

5.1.4 Conclusões dos testes individuais

Os dispositivos térmicos desenvolvidos neste trabalho são desafiadores física e geometricamente, pois, para sua composição, são necessárias quatro camadas de cobre que formam os caminhos preferenciais para o fluido de trabalho percorrer, operando então em circuito. Esta grande massa de cobre facilita a troca térmica condutiva, o que pode ser prejudicial para o funcionamento dos MTHCs, visto que foram projetados para transferir calor por mudança de fase e não por condução.

Os MTHCs devem ser projetados para garantir que o vapor formado da ebulição do fluido de trabalho no evaporador, siga pela linha de vapor até atingir o condensador, onde libera calor latente e condensa, retornando ao evaporador através da linha de líquido. Os dispositivos só operam corretamente em circuito, se esta sequência de eventos for seguida.

Entretanto, a análise da variação das temperaturas em função da potência aplicada, possibilitou a observação da operação dos dispositivos como dois tubos de calor independentes em paralelo, onde a capilaridade dos cantos dos canais de vapor e líquido bombeavam o líquido

do condensador ao evaporador, funcionando como um meio poroso. Nesse caso, o vapor gerado no evaporador percorre, simultaneamente, os canais de líquido e vapor, perdendo calor no condensador, ou antes mesmo de chegar nessa região, e retornando ao evaporador pelos cantos vivos dos canais.

Outra característica de operação também observada, foi o comportamento condutivo para potências mais baixas, geralmente entre 1 e 5W. Nessa situação, a transferência de calor por condução levou ao aumento da resistência térmica de operação, como é notado nos gráficos da Figura 5.3, Figura 5.5, Figura 5.8 e Figura 5.12. Acima de 5W aplicados, pode-se perceber que os dispositivos começam a operar como termossifão em circuito ou tubos de calor em paralelo. A análise da distribuição de temperaturas ao longo do dispositivo ajuda a entender sua operação, podendo indicar o momento em que os dispositivos funcionaram em paralelo ou em circuito.

Para identificar se os dispositivos estão operando em paralelo, as temperaturas das linhas de líquido e vapor devem ser iguais, senão, muito próximas umas das outras. Por exemplo, analisando o MTHC1.1 (ver Figura 4.18 e Figura 4.19), as temperaturas medidas pelos termopares T2 e T7 deveriam estar muito próximas, assim como as temperaturas T3 e T6, indicando que o fluido estaria ascendo à esses canais simultaneamente. Como o termopar T3 teve suas leituras danificadas durante os testes, optou-se por comparar a temperatura T4, instalada no final da linha de vapor, com a temperatura T6, localizada um pouco após a entrada da linha de líquido. No caso do MTHC2.1 (ver Figura 4.20 e Figura 4.21) operando em paralelo, as temperaturas deveriam seguir a seguinte lógica para configurar uma operação em paralelo: $T2 \sim T6$ e $T3 \sim T5$.

O funcionamento em paralelo foi observado com mais frequência nos testes do MTHC2.1 realizados com água destilada e, analisando os gráficos das Figura 5.10 e Figura 5.11, percebe-se que os valores das temperaturas T2 e T6 são muito próximos, assim como as temperaturas T3 e T5. Ainda assim, a linha de vapor é ligeiramente mais quente que a linha de líquido, indicando maior quantidade de vapor escoando neste canal, o que faz sentido, levando em consideração que a linha de vapor possui área de seção transversal maior que a da linha de líquido.

Por outro lado, para que o circuito seja realizado, é necessário não apenas que as temperaturas da linha de vapor sejam significativamente maiores que as da linha de líquido,

mas também que cumpram uma ordem lógica de variação da temperatura ao longo do dispositivo. No MTHC1.1, os termopares T2 e T4, que medem as temperaturas de entrada e saída da linha de vapor, respectivamente, devem ser maiores que as temperaturas fornecidas pelos sensores T6 e T7, que medem o início (aproximado) e fim, respectivamente, da linha de líquido. Mais precisamente, para garantir um circuito, a ordem decrescente de temperaturas deve ser: $T2 > T4 > T6 > T7$. Entretanto, em alguns casos se observou a sequência: $T2 > T7 > T4 > T6$, e em outros a sequência: $T2 > T4 > T7 > T6$. No caso do MTHC2.1, operando em circuito, a ordem lógica para as temperaturas indicarem que o fluido de trabalho está cumprindo o circuito térmico deve ser: $T2 > T3 > T5 > T6$. Mas o que também se observou em alguns testes foi a sequência: $T2 > T6 > T3 > T5$. As temperaturas T7 para o MTHC1.1 e T6 para o MTHC2.1 foram destacadas por serem os sensores localizados no final da linha de líquido, ou seja, na entrada do evaporador.

Para o MTHC1.1 funcionando na sequência $T2 > T7 > T4 > T6$, tem-se a seguinte operação: o fluido de trabalho deixa o evaporador a uma temperatura T2, chega a uma temperatura menor T4 no condensador (indicando alguma perda térmica durante o escoamento na linha de vapor), resfria no condensador e atinge uma temperatura ainda menor na região de entrada da linha de líquido, medida pelo termopar T6. No final da linha de líquido, ou seja, próximo à entrada do evaporador, a temperatura T7 é maior que no início deste canal (T6), e maior que a temperatura de saída do canal de vapor (T4), o que não deveria acontecer, visto que o fluido deve aquecer novamente apenas no evaporador. O gráfico da Figura 5.4 representa este tipo de operação. Percebe-se que, até o fim do patamar de 15W de potência, o comportamento do MTHC1.1 é praticamente condutivo, visto que as temperaturas próximas ao evaporador (T2 e T7) estão consideravelmente maiores que o restante do tubo. Com o incremento de 5W (20W), há o descolamento das temperaturas T2 e T7 e das temperaturas T4 e T6, indicando o *startup* da operação e o processo de mudança de fase, e a permanência da sequência $T2 > T7 > T4 > T6$ até o fim do patamar de 20W. Com 25W de potência aplicados, já é possível observar a secagem do dispositivo, refletida no aumento intenso das temperaturas. Essa sequência de temperaturas também é observada com o MTHC1.1 operando com os três volumes de álcool etílico (Figura B 4, Figura B 5 e Figura B 6 do APÊNDICE B)

No caso da sequência $T2 > T4 > T7 > T6$ realizada no MTHC1.1, a temperatura do fluido no final da linha de líquido já não é mais alta que na saída da linha de vapor, o que faz

mais sentido fisicamente, visto que o vapor deve estar mais quente que o líquido. Ainda assim, a temperatura T7 continua maior que a temperatura T6, o que novamente contraria a lógica do circuito. Nos testes realizados com 0,5 e 0,7ml de água destilada, é possível observar esse tipo de comportamento. Tomando como exemplo o gráfico da Figura 5.13, que mostra o funcionamento do MTHC1.1 com 0,5ml de água destilada, observa-se que o *sturtup* da operação ocorreu em torno 8W de potência, mantendo, até o fim do patamar de 15W, a sequência de temperaturas: $T2 > T7 > T4 > T6$. Com o incremento de 5W, ou seja, ao mudar para o patamar de 20W, a temperatura T4 supera ligeiramente a temperatura T7, indicando que mais vapor estaria chegando ao final da linha de vapor. Entre a faixa de 20 a 40W de potência, a sequência de temperaturas $T2 > T4 > T7 > T6$ se mantém.

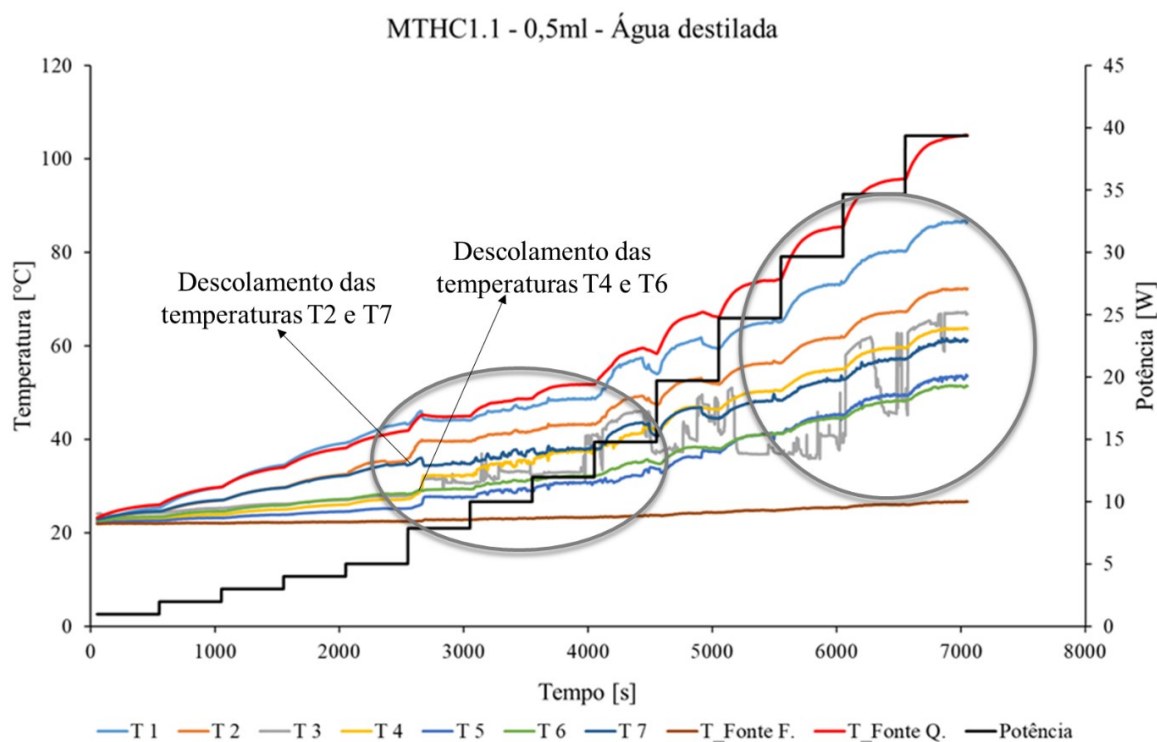


Figura 5.13: Variação da temperatura em função da potência aplicada para o MTHC1.1 operando com 0,5ml de água destilada.

Uma hipótese levantada para a temperatura T7 ser maior que a do início da linha de líquido ($T7 > T6$) e algumas vezes até maior que o final da linha de vapor ($T7 > T4$), é que, devido às pequenas dimensões do dispositivo, o final da linha de líquido, que é muito próximo da

entrada do evaporador e, por consequência, próximo da fonte de calor, é aquecido por condução no cobre, transferindo calor ao fluido de trabalho, que por sua vez, evapora antes mesmo de retornar ao evaporador. Sendo assim, uma parte do fluido de trabalho retorna do condensador ao evaporador por capilaridade, através dos cantos vivos do canal do líquido, e uma outra parcela de líquido é reaquecida ainda na linha de líquido. Nos casos em que não é observada a secagem do evaporador (maioria dos testes realizados), tudo indica que o escoamento de líquido pelos cantos vivos da linha líquido superou a parcela de fluido que entra em ebulição neste canal, tendo em vista que, se não houve secagem, então o evaporador foi devidamente reabastecido. O que acontece na linha de líquido, nada mais é do que o próprio funcionamento de um tubo de calor convencional, onde o fluido ascende pelo interior do tubo e retorna, por capilaridade de alguma estrutura capilar, ao evaporador. No caso dos MTHCs desenvolvidos nesse trabalho, a capilaridade nos canais de líquido é devida à presença dos cantos vivos provenientes de sua geometria.

A mesma situação pode ser observada no MTHC2.1, principalmente com os testes realizados com álcool etílico. Tomando o teste com 0,5ml de álcool como exemplo (ver Figura 5.14), observa-se que após o *startup*, ocorrido por volta de 8W, as linhas de temperatura começam a se deslocar e se mantêm na sequência $T2 > T6 > T3 > T5$, indicando que a temperatura da saída da linha de líquido (T6) era maior que a temperatura na saída da linha de vapor (T3) e que a entrada da linha de líquido (T5), o que implica em um circuito menos pronunciado, mas existente, ainda que com reaquecimento do fluido de trabalho no canal de líquido.

Sendo assim, tanto para o MTHC1.1 quanto o MTHC2.1, conclui-se que o circuito é parcialmente realizado, ou seja, o fluido é capaz de percorrer o caminho correto até aproximadamente a metade da linha líquido. A partir desse ponto, uma parcela do líquido retorna ao evaporador por capilaridade dos cantos vivos, e o restante é reaquecido e evaporava ainda neste canal. Essa operação configura um comportamento híbrido aos dispositivos, onde um circuito é realizado ao mesmo tempo que região final da linha de líquido opera como um tubo de calor convencional.

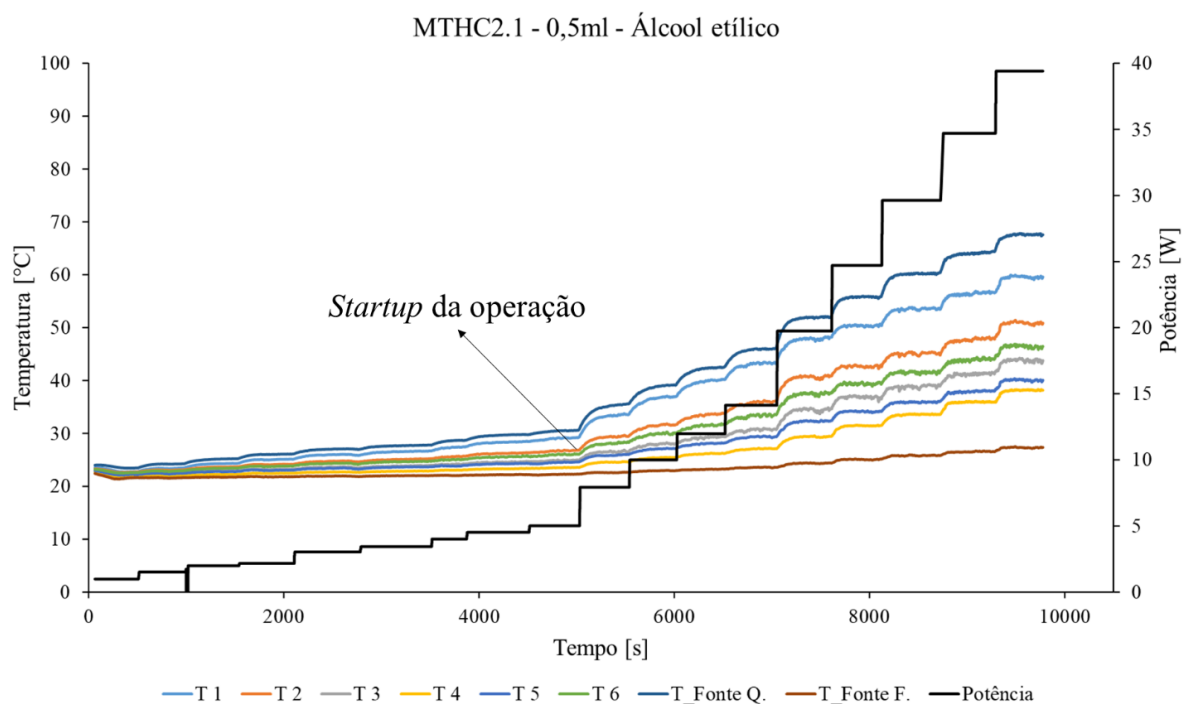


Figura 5.14: Variação da temperatura em função da potência aplicada para o MTHC2.1 operando com 0,5ml de álcool etílico.

Outro caso observado foi a operação do MTHC1.1 em paralelo e em circuito em um mesmo teste. Esse caso aconteceu para os volumes de 0,7ml de água destilada (Figura B 3) e 0,5 e 0,7ml de álcool etílico. Na Figura B 3, é possível observar que entre 8 e 15W de potência, as temperaturas T4 e T6 são muito próximas, sugerindo que o vapor ascendia à essa região simultaneamente. Após 15W de potência, as temperaturas T4 e T6 descolam uma da outra e a temperatura T4 permanece maior que T6, indicando o circuito na sequência $T2 > T4 > T6 > T7$, ou seja: havia mais vapor alcançando o final da linha de vapor, que vapor sendo formado no final do canal de líquido. A mesma situação ocorre para o MTHC1.1 com 0,5ml de álcool etílico representado pela Figura 5.6. Nesse caso, o *startup* da operação acontece por volta de 8W de potência, descolando as temperaturas T2 e T7 uma da outra, ou seja: vapor escoava mais no canal de vapor que no canal de líquido. Entretanto, durante quase todo o patamar de potência de 8W, as temperaturas T4 e T6 permaneceram iguais, indicando o alcance de vapor simultâneo à essas regiões, e funcionamento em paralelo do dispositivo. Somente ao final dos 8W aplicados é que acontece o descolamento dessas linhas de temperatura, dando origem ao circuito de sequência $T2 > T4 > T6 > T7$.

O APÊNDICE B apresenta todos os gráficos da variação de temperatura em função do aumento de potência, para os dispositivos MTHC1.1 e MTHC2.1 testados individualmente e operando com todos os volumes de fluido de trabalho programados.

O fato dos MTHCs desenvolvidos neste trabalho operarem ora como termossifões em circuito, ora como dois tubos de calor em paralelo, ou ainda como termossifão em circuito simultaneamente com um tubo de calor convencional, não prejudica em nada o seu funcionamento, ao contrário, mostra a versatilidade do dispositivo e configura a característica híbrida traduzida em sua nomenclatura.

5.1.5 Volume de enchimento ótimo para os MTHC1.1 e MTHC2.1

De todos os resultados apresentados nas seções anteriores, o MTHC1.1 preenchido com 0,5ml de água destilada apresentou melhor desempenho térmico, com queda na resistência térmica do dispositivo de até 77% em relação à sua resistência térmica de condução pura. No caso do MTHC2.1, o volume de 0,3ml de água destilada, apresentou a menor resistência térmica, que foi até 53% menor que a resistência de condução pura.

A Tabela 5.1 resume os fluidos de trabalho escolhidos e seus respectivos volumes ótimos de enchimento para cada dispositivo, lembrando que o parâmetro x representa a porcentagem da linha de líquido preenchida que, em ambos os casos, foi de 50%.

Tabela 5.1: Volume de enchimento ótimo para os MTHCs.

MTHC	Fluido de trabalho	Volume de enchimento ótimo [ml]
MTHC1.1	Água destilada	0,50: $x = 50\%$
MTHC2.1	Água destilada	0,30: $x = 50\%$

5.2 RESULTADOS EXPERIMENTAIS – TESTES INTEGRADOS

Nesta seção, são apresentados os resultados experimentais dos testes integrados para os dispositivos preenchidos com os valores de enchimento ótimos de fluido de trabalho, nas temperaturas de banho térmico e inclinações aplicadas, conforme descrito na Tabela 4.3. Lembrando que o fluido de trabalho utilizado nos quatro modelos de MTHC foi água destilada

e que o volume de enchimento ótimo para os dispositivos da segunda versão, foi definido conforme Equação (4.5), com definição de $x = 50\%$, conforme descrito na Tabela 5.1.

No decorrer das análises, percebe-se que alguns testes foram finalizados em potências consideravelmente baixas, em torno de 6 a 8W. Por isso, é importante salientar que, na maior parte dos casos, esses testes eram finalizados por motivo de segurança, ou seja, quando o sensor de temperatura da interface entre o MTHC e o resistor acusava 100°C.

As subseções a seguir, e consequentemente as análises, serão divididas por temperaturas de banho térmico (-25, 20 e 70°C).

5.2.1 Banho térmico a -25°C

A Figura 5.15, a Figura 5.16, a Figura 5.17 e a Figura 5.18, apresentam, respectivamente, as resistências térmicas dos dispositivos MTHC1.1, MTHC1.2, MTHC2.1 e MTHC2.2 testados em todas as inclinações, na temperatura de banho térmico de -25°C. Os símbolos nos gráficos indicam as resistências térmicas de operação medidas para as 5 inclinações testadas. Já a linha contínua na cor azul representa a resistência térmica experimental por condução pura dos dispositivos, que para as soluções MTHC1.1 e MTHC2.1 foram medidas experimentalmente, com valores de 3,71 e 1,59 °C/W, respectivamente. Devido à ausência de testes sem fluido de trabalho com os MTHCs da segunda versão, determinou-se a resistência térmica de condução pura dos dispositivos MTHC1.2 e MTHC2.2 através de uma simulação térmica no *software* ANSYS, que resultou em valores de 7,4 e 4,21°C/W, respectivamente.

O dispositivo MTHC1.1 (Figura 5.15) não apresentou desempenho térmico satisfatório, visto que, apesar de ter alcançado resistências térmicas abaixo da resistência térmica de condução pura, não possibilitou a queda constante e significativa deste parâmetro com o aumento da potência. A mínima resistência térmica alcançada foi com 15W de potência aplicados, que proporcionou uma resistência térmica média de operação de 2,81°C/W, valor apenas 24% abaixo da resistência térmica de condução pura deste dispositivo.

Ao longo das análises realizadas nesta seção, será muito mencionado o termo “resistência térmica média de operação”. Portanto, é pertinente a explicação conceitual deste termo. A resistência térmica média de operação dos dispositivos será dada pela média das resistências térmicas em um patamar de potência, na situação em que esses valores se

encontram sobrepostos, ou seja, onde a mudança de inclinação não afeta a operação adequada. No caso do MTHC1.1 a -25°C , a resistência térmica média de operação com 15W aplicados, é resultado da média das resistências térmicas nas 5 inclinações, visto que esses dados se encontram praticamente sobrepostos.

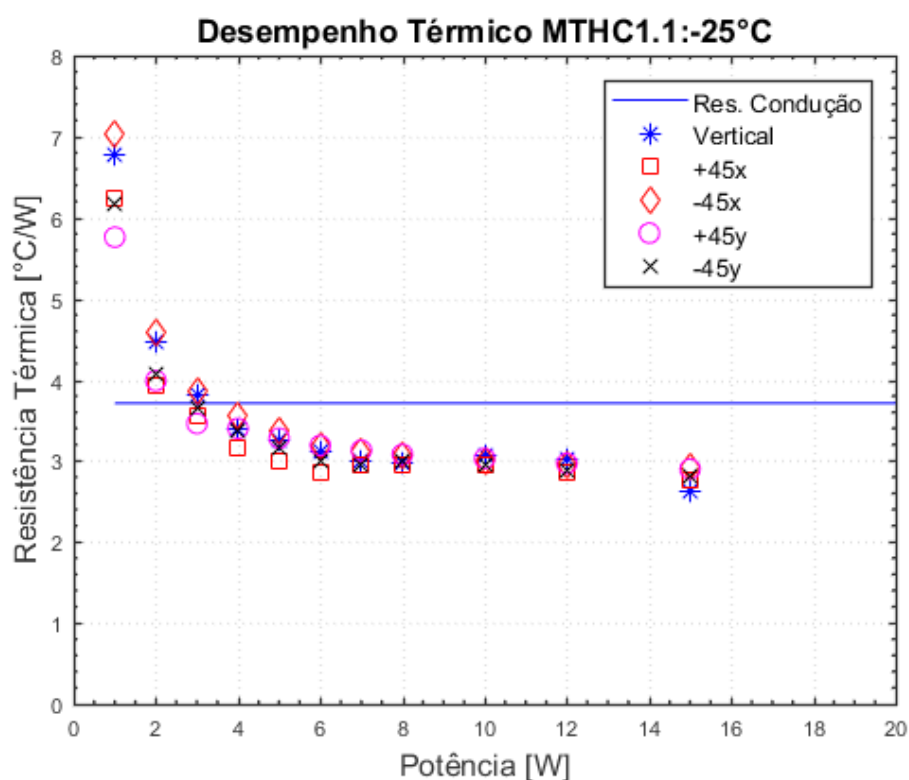


Figura 5.15: MTHC1.1 em teste integrado e banho térmico a -25°C .

Comparado ao MTHC1.1, o MTHC1.2 (Figura 5.16) operou de maneira mais satisfatória, proporcionando maiores quedas na resistência térmica do dispositivo. O MTHC1.2 funcionou em todas as inclinações, até 10W aplicados, alcançando uma resistência térmica média de operação de $3,98^{\circ}\text{C/W}$ neste patamar de potência, o que representa uma queda de, aproximadamente, 46% em relação à resistência de condução pura. As menores resistências térmicas foram alcançadas quando aplicados 12W de potência, entretanto, apenas nas inclinações vertical e +45x. Nesse caso, a resistência térmica média de operação foi de $3,85^{\circ}\text{C/W}$, ou seja, 48% menor que a resistência térmica de condução pura.

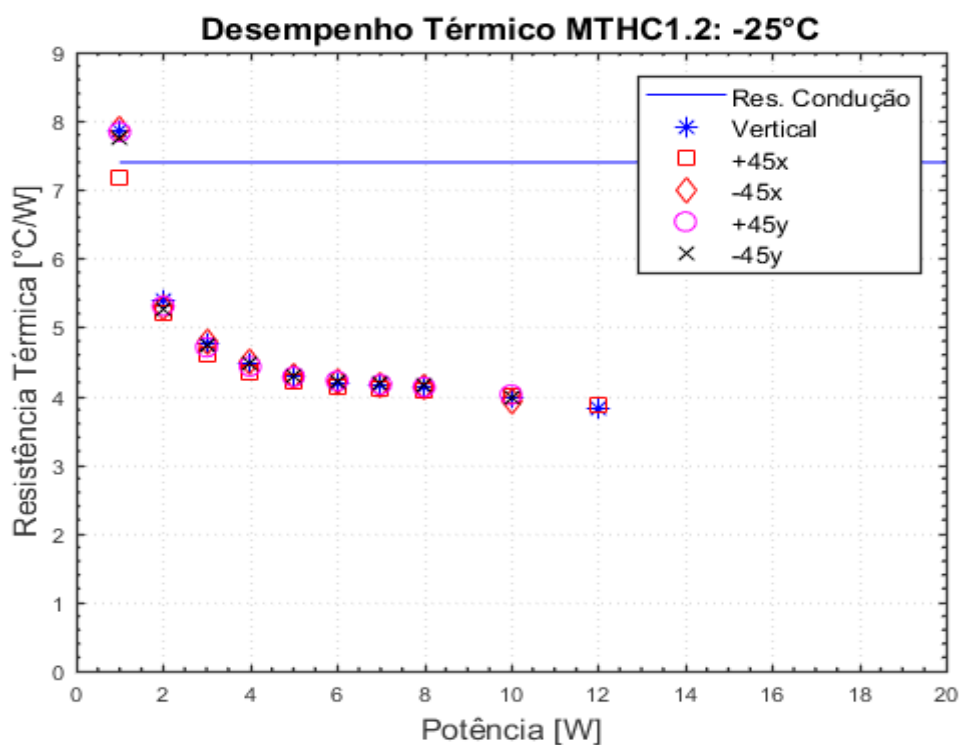


Figura 5.16: MTHC1.2 em teste integrado e banho térmico a -25°C.

O MTHC2.1 e o MTHC2.2, Figura 5.17 e Figura 5.18, respectivamente, atingiram desempenhos térmicos também satisfatórios, sendo que, novamente, a segunda versão do dispositivo apresentou melhores resultados. Na inclinação vertical, o MTHC2.1 alcançou 1,04°C/W quando aplicados 20W de potência, valor 35% menor que a resistência térmica de condução pura deste dispositivo. Nas outras inclinações, as menores resistências térmicas foram alcançadas com 15W de potência aplicados, o que proporcionou uma resistência térmica média de operação de 0,87°C/W, valor 45% menor que da resistência de condução pura.

Já o MTHC2.2 operou em todas as inclinações até o patamar de 15W de potência, alcançando uma resistência térmica média de 2,26°C/W, 46% menor que a resistência de condução pura do dispositivo. As inclinações Vertical, -45x e +45y, dissiparam até 20W de potência, com uma resistência térmica média de operação de 1,79°C/W, valor 57% abaixo da resistência térmica de condução pura.

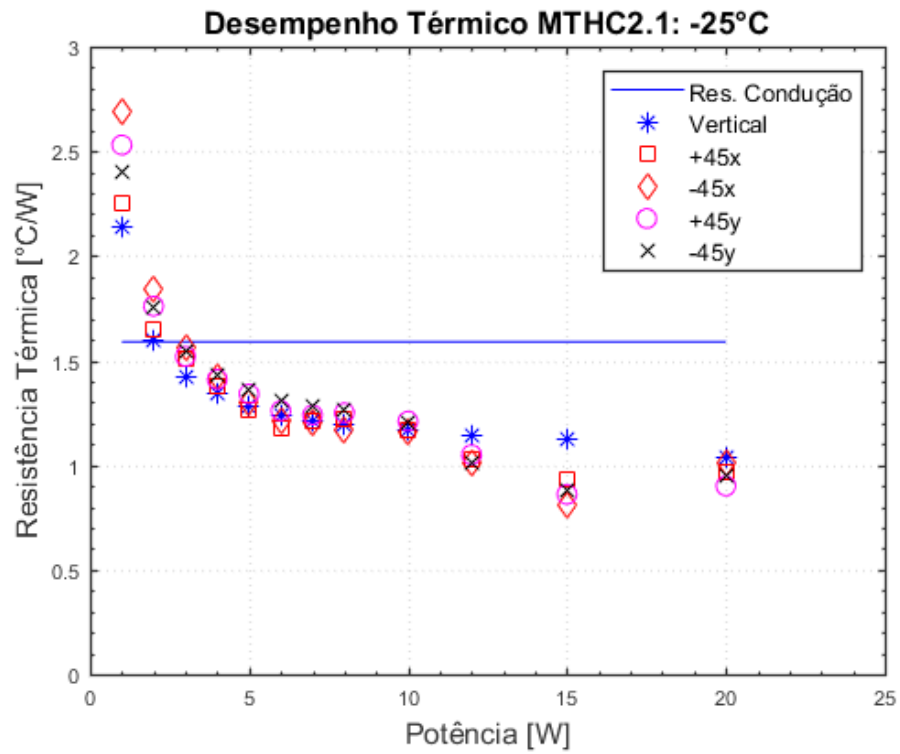


Figura 5.17: MTHC2.1 em teste integrado e banho térmico a -25°C.

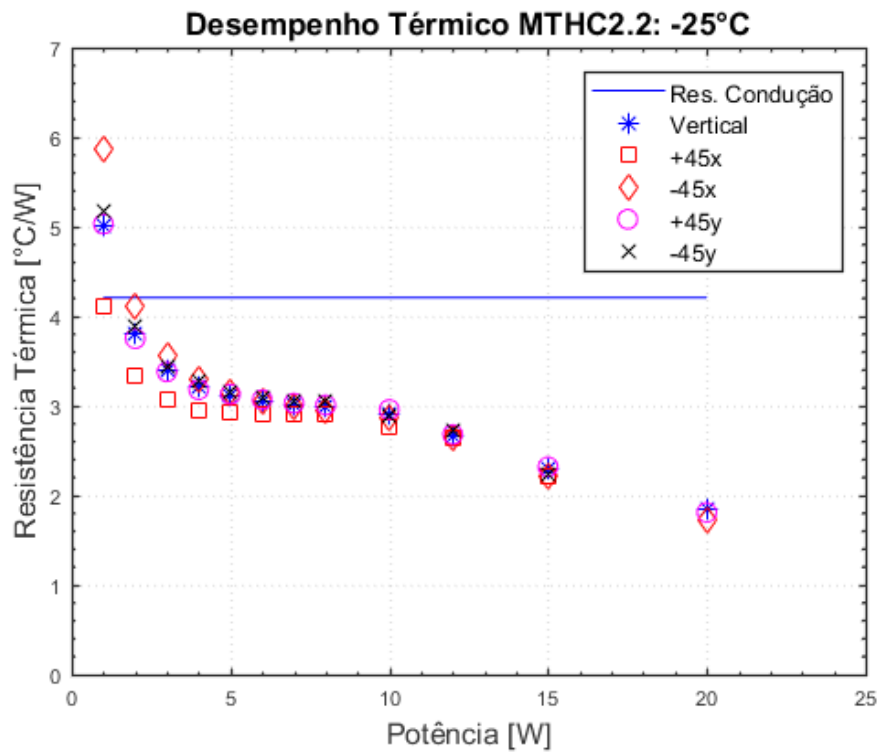


Figura 5.18: MTHC2.2 em teste integrado e banho térmico a -25°C.

Os quatro MTHCs testados na temperatura de -25°C de banho térmico, apresentaram perfis iniciais muito semelhantes para todas as inclinações aplicadas. Em todos os casos, a resistência térmica de operação iniciou com valores acima da resistência de condução pura, decaindo com o aumento de potência aplicada. Essa situação é fisicamente impossível de acontecer pois, o valor da resistência térmica de condução pura é o maior valor que um tubo de calor ou termossifão podem alcançar. Como os valores da resistência térmica de condução pura foram obtidos nos testes individuais, sem fluido de trabalho e sem níveis baixos de temperatura de fonte fria, este efeito não foi observado. Após investigações, concluiu-se que a diferença de temperatura entre o evaporador e condensador nos testes a -25°C era maior do que a que seria observada no funcionamento sob condução pura.

Para compreender este fenômeno, compara-se o funcionamento dos dispositivos em condução pura e a 20°C de temperatura de fonte fria, com o teste sob -25°C na fonte fria e operação com mudança de fase (com fluido de trabalho). Essa comparação é possível pois, visto que a resistência térmica de condução pura de um tubo de calor ou termossifão é um parâmetro que, em regime permanente, é constante, este valor deve representar a máxima resistência térmica que um tubo deve alcançar.

Tomando como exemplo o MTHC1.1, constatou-se que, em condições de condução pura, sua resistência térmica é de $3,71^{\circ}\text{C}/\text{W}$, portanto, independente da temperatura da fonte fria ou potência aplicada, o valor desta resistência térmica deve permanecer constante. Sendo assim, sob condições de -25°C de temperatura de fonte fria e para 1W de potência aplicada, segundo a Equação (3.2), a temperatura do evaporador deveria ser de $-21,29^{\circ}\text{C}$, implicando em um $\Delta T = 3,71^{\circ}\text{C}$. Entretanto, ao se observar o gráfico da resistência térmica de operação em função da potência aplicada (ver Figura 5.15), percebe-se que a resistência térmica para 1W de potência é de, aproximadamente, $6,8^{\circ}\text{C}/\text{W}$, valor ocasionado pela temperatura do evaporador estar mais elevada que na condição de condução pura. Realizando o cálculo reverso, para uma resistência térmica de $6,8^{\circ}\text{C}/\text{W}$, potência aplicada de 1W e temperatura da fonte fria a -25°C , a temperatura do evaporador foi na realidade de $-15,2^{\circ}\text{C}$, implicando em um $\Delta T = 9,8^{\circ}\text{C}$.

Estendendo a comparação para 2W de potência aplicada a uma resistência de $3,71^{\circ}\text{C}/\text{W}$, a temperatura do evaporador deveria estar a $-17,58^{\circ}\text{C}$, mas o que se encontra no teste sob -25°C de fonte fria é uma resistência de $4,4^{\circ}\text{C}/\text{W}$, ocasionada por uma temperatura do

evaporador de, aproximadamente, $-16,2^{\circ}\text{C}$, implicando em um $\Delta T = 8,8^{\circ}\text{C}$. A Tabela 5.2 resume esta análise para melhor compreensão.

Tabela 5.2: Comparação teórica-experimental dos parâmetros resistência térmica e temperatura do MTHC1.1 operando a -25°C de fonte fria.

Análise	Resistência térmica [$^{\circ}\text{C}/\text{W}$]	Potência aplicada [W]	Temperatura do Evaporador [$^{\circ}\text{C}$]	ΔT [$^{\circ}\text{C}$]
Teórica	3,71	1	-21,29	3,71
Experimental	6,80	1	-15,20	9,80
Teórica	3,71	2	-17,58	7,42
Experimental	4,40	2	-16,20	8,80

Após esta análise, quando a temperatura do evaporador sob -25°C de fonte fria é comparada à temperatura desta região no teste de condução pura a 20°C , percebe-se que foi maior que a esperada. Tendo em vista que a resistência de condução é uma característica do dispositivo, a relação da diferença de temperatura entre o evaporador e o condensador pela potência aplicada, deveria se manter nas duas condições de fonte fria, caso estivessem operando apenas por condução. Entretanto, a temperatura elevada do evaporador implicou em um ΔT também maior quando o dispositivo foi testado a -25°C , o que elevou a resistência térmica de operação nas primeiras potências do teste.

O aumento exagerado da temperatura do evaporador pode ser explicado da seguinte maneira: no início da operação, antes mesmo de calor ser fornecido, todo o dispositivo está a uma temperatura negativa, muito próxima da ajustada no banho térmico. Dessa forma, quando iniciado o teste, em baixos níveis de potência térmica, além de absorver a energia imposta no evaporador, o dispositivo absorveu também calor do ambiente, aumentando a temperatura dessa região. Sendo assim, a potência que foi aplicada no dispositivo é na realidade, maior que a dissipada pelo resistor, pois somada à esta, tem-se que considerar o ganho de calor do ambiente externo, chamado neste trabalho de antifuga. Utilizando novamente a Equação (3.2) e considerando que existe uma resistência térmica de condução com o ambiente ($R_{ambiente}$), mantendo este valor constante e considerando o calor transferido do ambiente para o dispositivo ($q_{antifuga}$), a conclusão que se chega é que esse fenômeno implica no aumento da temperatura do evaporador. A Figura 5.19 ilustra a lógica matemática deste fenômeno.

$$R_{\text{ambiente}}^{\text{constante}} = \frac{(T_{\text{ambiente}}^{\text{constante}} - T_{\text{evaporador}} \uparrow)}{q_{\text{antifuga}} \uparrow}$$

Figura 5.19: Fenômeno antifuga do calor fornecido pelo ambiente.

Portanto, no início da operação, a temperatura do evaporador, como já demonstrado, é maior que a esperada, devido ao aumento de potência absorvida pelos dispositivos, o que explica os altos valores da resistência térmica. Somente para potências mais elevadas é que o calor vence a resistência de condução nas paredes do evaporador, atingindo o fluido de trabalho e promovendo a mudança de fase. Somado a isso, as incertezas experimentais, que para potências baixas é significativa, potencializa o resultado experimental alto de resistência térmica.

5.2.2 Banho térmico a 20°C

A Figura 5.20, a Figura 5.21, a Figura 5.22 e a Figura 5.23 apresentam, respectivamente, as resistências térmicas dos dispositivos MTHC1.1, MTHC1.2, MTHC2.1 e MTHC2.2 testados em todas as inclinações, na temperatura de banho térmico de 20°C.

Na Figura 5.20 é possível observar que, para todas as inclinações aplicadas ao dispositivo MTHC1.1, a resistência térmica de operação se manteve constante e abaixo da de condução pura, com exceção da orientação em -45°, que proporcionou a queda deste parâmetro com o aumento da potência aplicada. Nesta inclinação, o dispositivo chegou a alcançar 1,81°C/W e 1,89°C/W, com 10 e 12W aplicados, respectivamente. Uma redução de até 51% na resistência térmica do dispositivo.

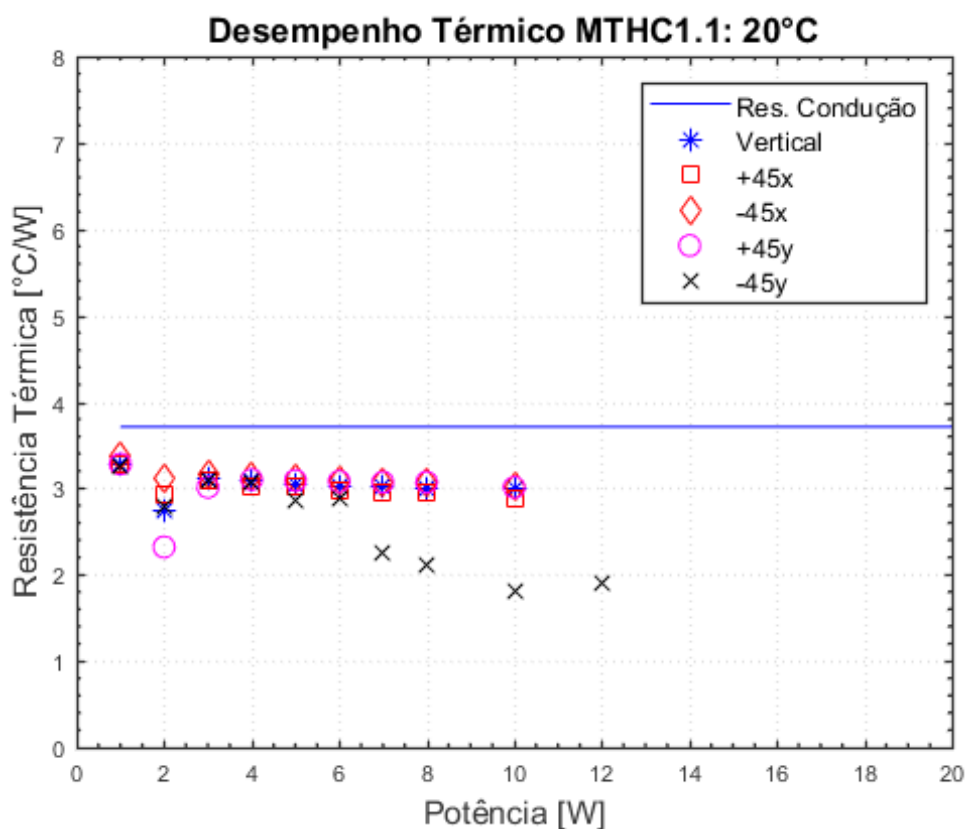


Figura 5.20: MTHC1.1 em teste integrado e banho térmico a 20°C.

Para o MTHC1.2, cujo desempenho térmico está apresentado na Figura 5.21, percebe-se que a resistência térmica de operação se manteve constante e abaixo da de condução pura, mas sem apresentar queda ao longo do teste. Seu desempenho térmico ficou aquém das expectativas, uma vez que não se observou a diminuição consistente da resistência térmica com o aumento da potência térmica aplicada. Além disso, é possível notar que a operação deste dispositivo é praticamente insensível às diferentes inclinações aplicadas, uma vez que os pontos experimentais estão praticamente sobrepostos.

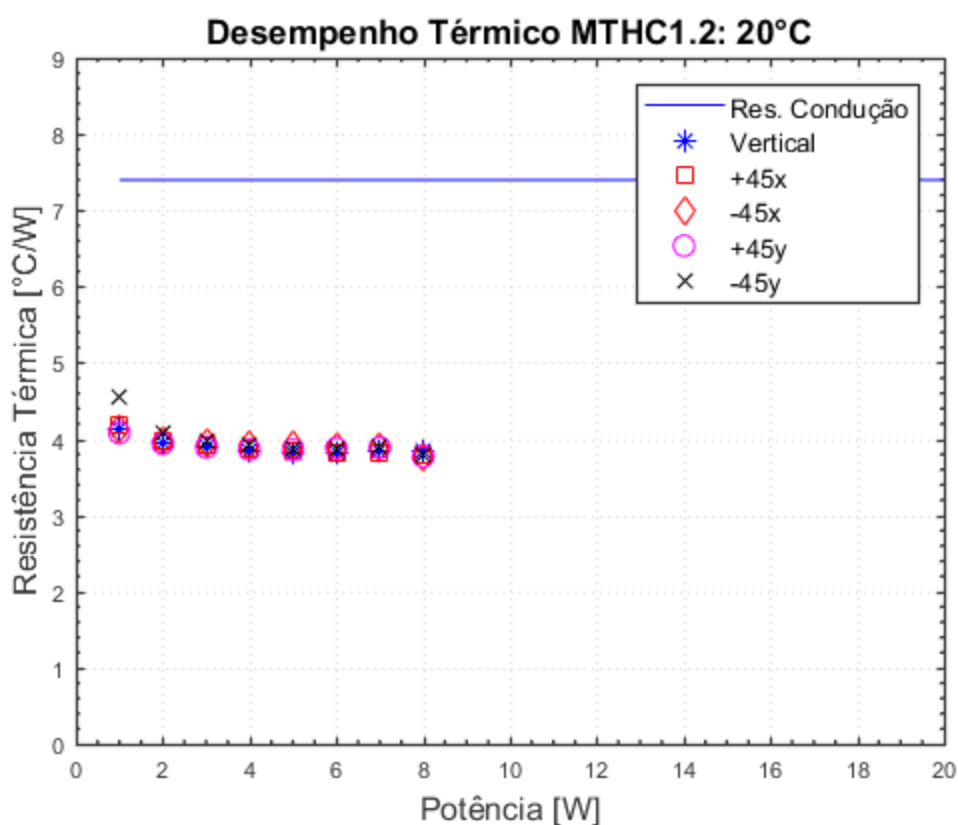


Figura 5.21: MTHC1.2 em teste integrado e banho térmico a 20°C.

É importante destacar de que a insensibilidade do dispositivo à alteração das inclinações pode indicar um comportamento condutivo (como no caso do MTHC1.2), que acontece quando as resistências térmicas permanecem sobrepostas, mas constantes com o aumento de potência aplicada, mas também pode indicar o funcionamento adequado do dispositivo como um tubo de calor, onde a posição na qual se encontra não impede o retorno do fluido de trabalho ao evaporador. Nesse caso, os valores de resistência térmica em diferentes inclinações se sobrepõem, mas decrescem com o aumento da potência. Essa situação pode ser observada no MTHC2.1, cujos resultados experimentais estão apresentados na Figura 5.22 e mostram que a resistência térmica de operação do dispositivo, mesmo para pequenos níveis de potência aplicada, apresentou valores abaixo da resistência de condução pura, seguindo em queda até 20W de potência aplicados, com exceção da inclinação de +45x, que apresentou aumento da resistência térmica e, conseqüentemente, a secagem do fluido de trabalho a partir de 8W. Neste caso, a transferência de calor gradativamente deixa de ser realizada através da mudança de fase, passando a dominar a condução pelas chapas de cobre. Já nas inclinações

vertical, -45x e +45y, o dispositivo apresentou quedas de mais de 80% na sua resistência térmica em relação à resistência térmica de condução pura, quando aplicada uma potência de 20W, apresentando funcionamento adequado.

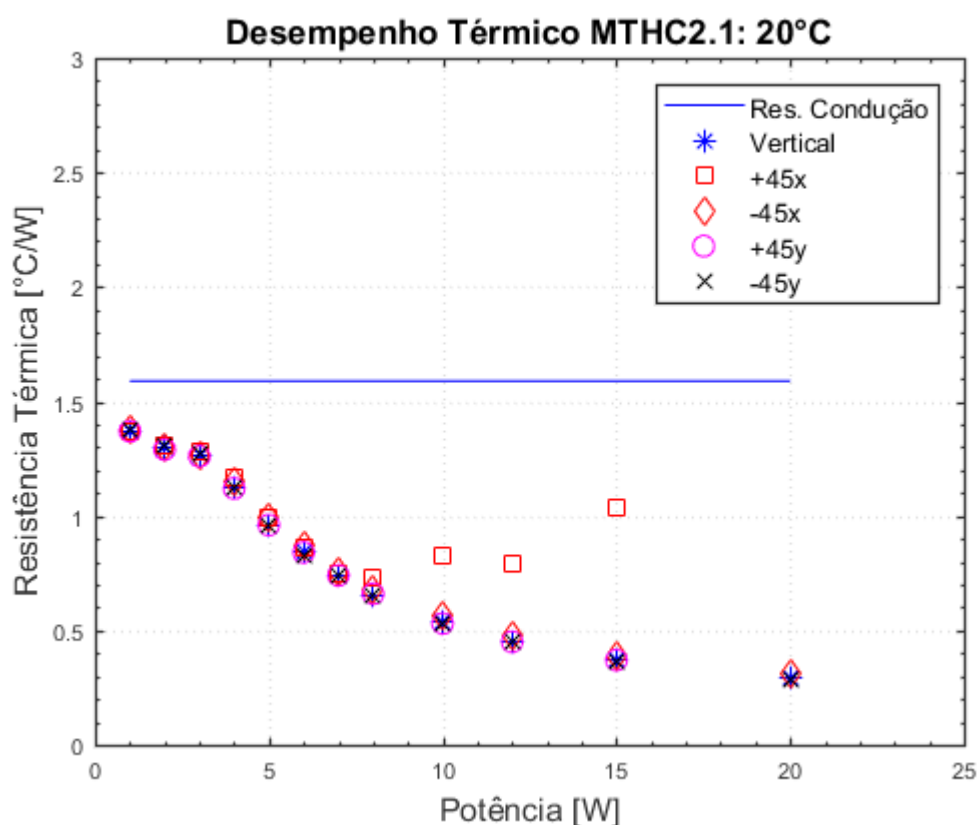


Figura 5.22: MTHC2.1 em teste integrado e banho térmico a 20°C.

Por fim, a Figura 5.23 mostra que para o MTHC2.2, a resistência térmica de operação inicia com valores abaixo da de condução pura, seguindo em queda até 15W de potência. Na inclinação vertical o dispositivo apresentou comportamento instável, mas ainda assim operou com queda da resistência térmica 8W aplicados, proporcionando uma redução de até 78% no valor da resistência térmica do dispositivo. Neste patamar de potência, o teste foi finalizado pelo programa de fornecimento de energia aos resistores, devido à temperatura de interface entre o MTHC e o resistor ter atingido 100°C. Percebe-se também que o *startup* da operação na inclinação de +45y só acontece com 8W de potência aplicada, após esse patamar, a resistência térmica segue em queda até 15W. Com exceção da inclinação vertical, o MTHC2.2

foi capaz de dissipar até 15W, alcançando uma resistência térmica média de operação nesse patamar de potência de $1,49^{\circ}\text{C}/\text{W}$, valor 65% menor que a resistência térmica deste dispositivo.

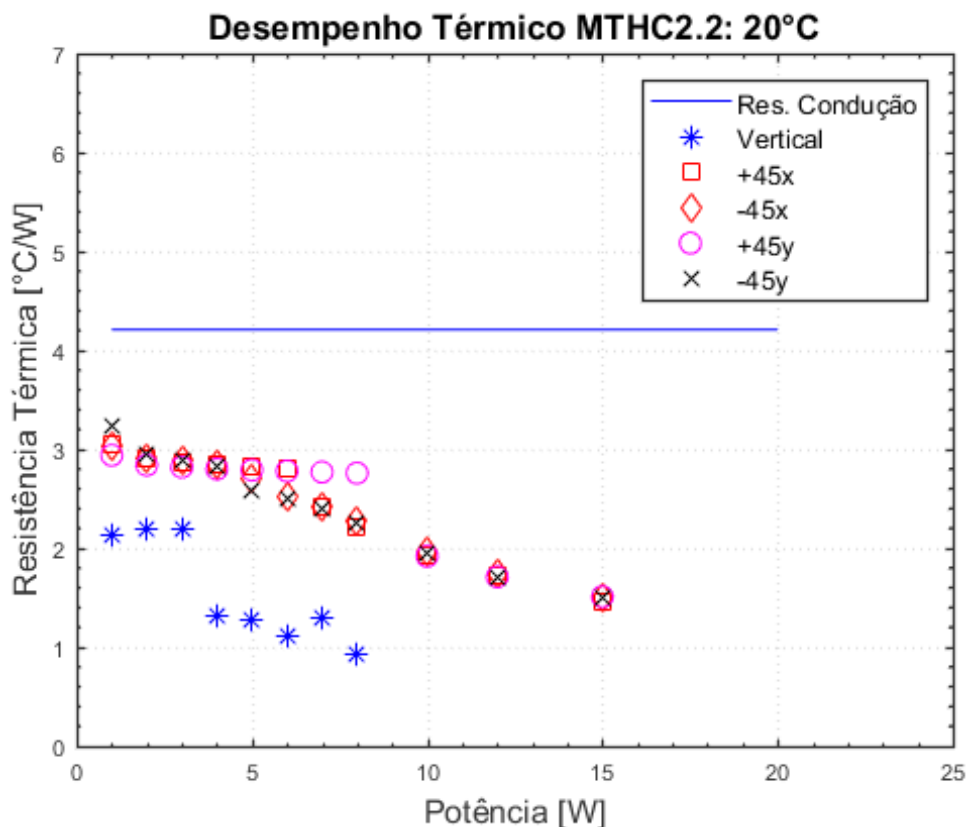


Figura 5.23: MTHC2.2 em teste integrado e banho térmico a 20°C.

5.2.3 Banho térmico a 70°C

A Figura 5.24, a Figura 5.26, a Figura 5.27 e a Figura 5.28 apresentam, respectivamente, as resistências térmicas dos dispositivos MTHC1.1, MTHC1.2, MTHC2.1 e MTHC2.2 testados em todas as inclinações, na temperatura de banho térmico de 70°C.

A Figura 5.24 apresenta os resultados experimentais do MTHC1.1, onde observa-se que, em todos os casos, a resistência térmica de operação foi significativamente menor que a de condução pura. As inclinações vertical e +45y proporcionaram o aumento da resistência térmica com o aumento da potência aplicada, o que significa que o fluido não foi capaz de transferir calor do evaporador ao condensador de maneira eficiente, permitindo o aumento de temperatura do evaporador. Nestas inclinações, os testes foram encerrados em 5W por motivo

de segurança. Já com as inclinações +45x, -45x e -45y, o dispositivo apresentou comportamento térmico adequado, com queda na resistência térmica ao longo do teste, sendo capaz de dissipar de 6 a 8W. Na inclinação de -45y, o MTHC1.1 alcançou 0,29°C/W de resistência térmica, representando uma queda de 92% de redução da resistência térmica do dispositivo.

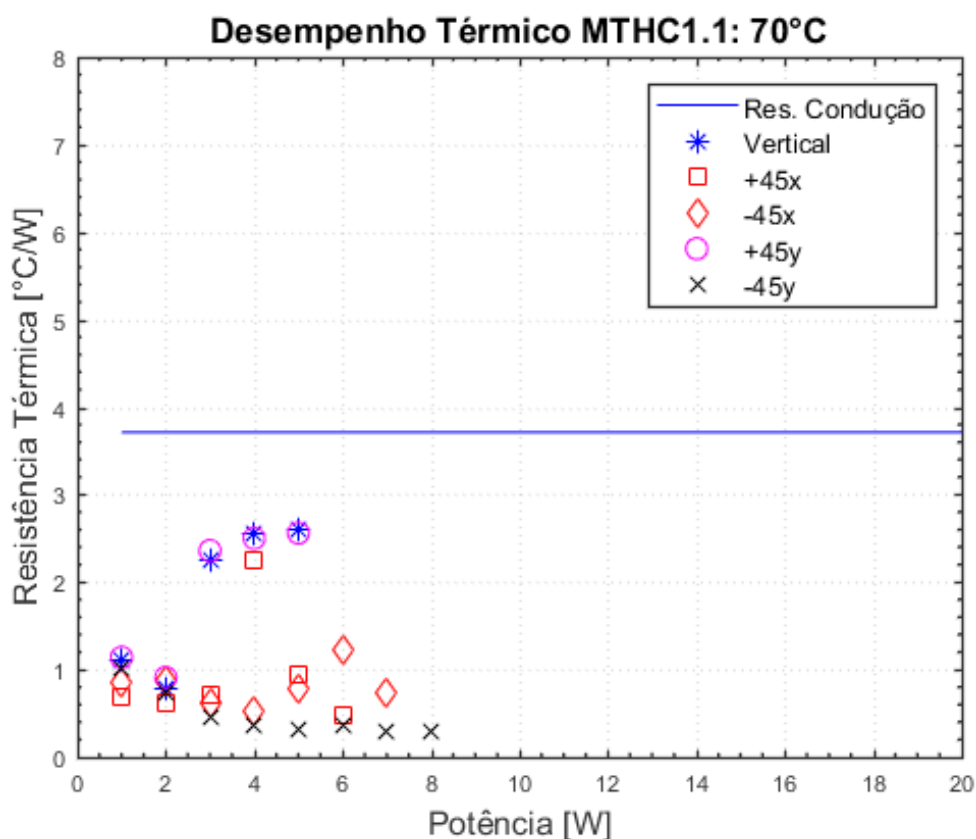


Figura 5.24: MTHC1.1 em teste integrado e banho térmico a 70°C.

Os baixos valores de resistência térmica percebidos, não somente no início da operação, mas no teste como um todo, é decorrente da pequena diferença de temperatura encontrada entre o evaporador e condensador. Antes mesmo do início da operação, como o banho térmico está a 70°C, praticamente todo o dispositivo está também nesta temperatura. Conforme a potência aplicada cresce, a diferença de temperatura entre o evaporador e condensador pode aumentar ou reduzir ainda mais. Caso aumente, significa que ocorreu um acúmulo de calor no evaporador, decorrente da ausência de transferência de calor por mudança de fase, como foi o caso das inclinações vertical e +45y. No entanto, se a resistência térmica decrescer com o aumento de potência aplicada, como acontece com a inclinação de -45y,

significa que o fluido de trabalho absorveu calor do evaporador, transportando-o ao condensador do dispositivo. O comportamento bifásico do fluido acarreta na manutenção da diferença de temperatura entre o evaporador e condensador, mesmo com o aumento de potência aplicada, implicando na diminuição da resistência térmica de operação. A Figura 5.25 ilustra essa lógica.

$$\downarrow R_{\text{operação}} = \frac{\overset{\text{constante}}{\Delta T}}{q_{\text{aplicada}} \uparrow}$$

Figura 5.25: Diminuição da resistência térmica de operação em função da manutenção da temperatura do dispositivo.

Além disso, o fato dos MTHCs estarem a uma temperatura maior que a do ambiente, implica na transferência de calor para esse meio, o que também reduz a temperatura do dispositivo como um todo.

Analisando a Figura 5.26, que apresenta os resultados experimentais para o MTHC1.2, observa-se que a resistência térmica de operação aumentou com o aumento de potência, indicando secagem do fluido de trabalho e a incapacidade de transferência de calor via mudança de fase, permitindo o aumento de temperatura do evaporador. Nota-se que, para 1W, o gráfico mostra apenas os valores de resistência térmica na inclinação de -45° . Isso porque, no início da operação, o dispositivo se comportou de maneira inversa, onde o condensador permaneceu mais aquecido que o evaporador, implicando em uma diferença de temperatura negativa entre essas duas regiões, o que, conseqüentemente, provocou uma resistência térmica também negativa. Para não causar estranheza na análise gráfica, optou-se por retirar estes pontos do gráfico. Ainda que o dispositivo não tenha indicado operação via mudança de fase, os valores de resistência térmica foram significativamente baixos, mas em função da baixa diferença de temperatura entre o evaporador e condensador já mencionada anteriormente, e não necessariamente por algum funcionamento bifásico.

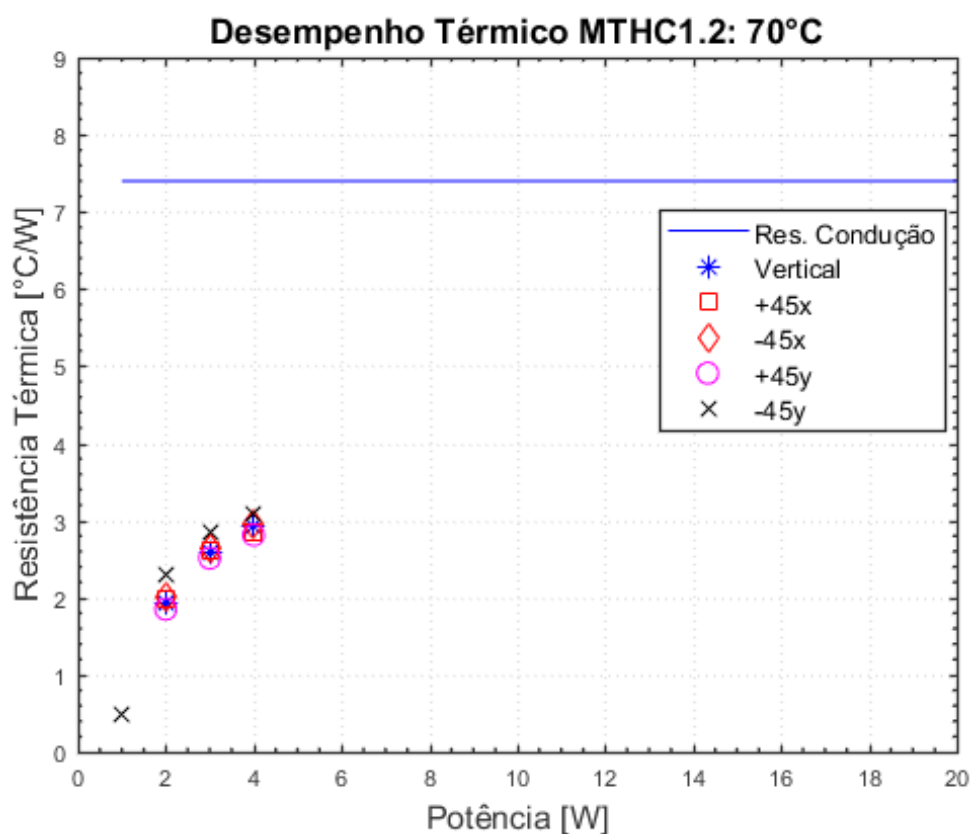


Figura 5.26: MTHC1.2 em teste integrado e banho térmico a 70°C.

O dispositivo MTHC2.1, cujo desempenho térmico está apresentado na Figura 5.27, apresentou resistências de operação abaixo das de condução pura, desde o primeiro patamar de potência, seguindo levemente em queda até 20W, com exceção da inclinação de +45x, que provocou a secagem do fluido de trabalho e por consequência, aumento da resistência térmica entre 1 e 2W, mantendo-se constante até 6W, onde o teste foi finalizado automaticamente por segurança. Para as outras inclinações, a resistência de operação diminuiu suavemente até o patamar de 7W, e nas posições +45y e -45x, o dispositivo foi capaz de transferir até 8W de potência com uma resistência térmica média de operação 0,095°C/W, 95% menor que a resistência térmica de condução pura. Este valor extremamente baixo é reflexo da transferência de calor via mudança de fase, que permitiu a manutenção da diferença de temperatura entre evaporador e condensador.

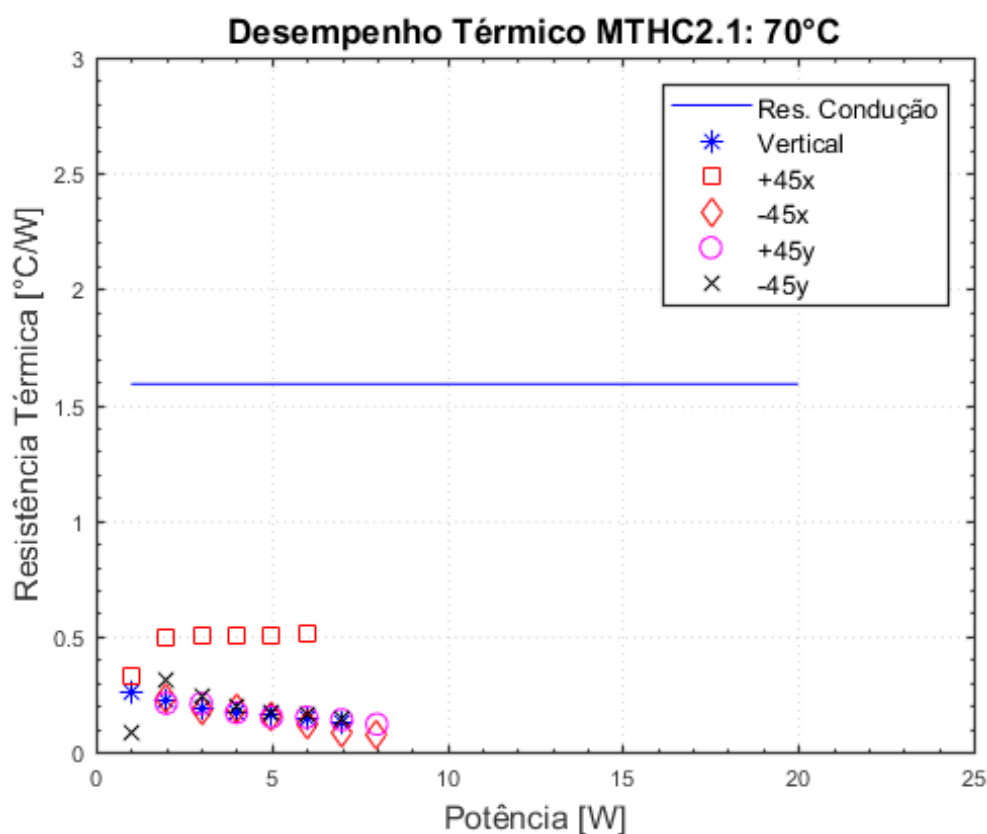


Figura 5.27: MTHC2.1 em teste integrado e banho térmico a 70°C.

Por fim, a Figura 5.28 apresenta os resultados do MTHC2.2. De uma maneira geral, o desempenho térmico do dispositivo não foi afetado pelas diferentes inclinações impostas ao teste, apresentando comportamento adequado à um tubo de calor, com queda da resistência térmica em função do aumento de potência aplicada. A inclinação vertical acarretou na dissipação de 5W de potência, enquanto que nas outras posições o dispositivo foi capaz de transferir um total de 7W. A resistência térmica média de operação nesse último patamar de potência foi de 1,08°C/W, o que representa uma redução da resistência térmica do dispositivo de, aproximadamente, 75%.

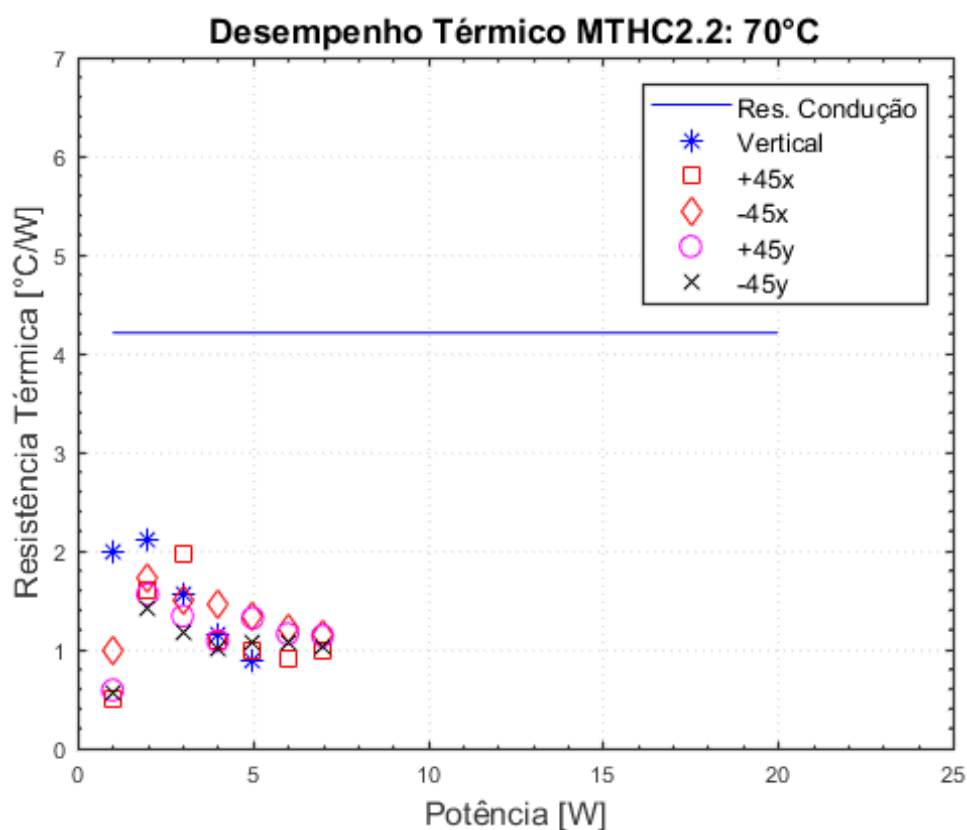


Figura 5.28: MTHC2.2 em teste integrado e banho térmico a 70°C.

5.2.4 Conclusão dos testes integrados

Salvo algumas exceções, o MTHC1.1 não apresentou desempenho térmico satisfatório. Em alguns casos, como no teste sob -25°C de temperatura de banho térmico, o dispositivo sequer apresentou indícios de mudança de fase, implicando na linearidade da resistência térmica ao longo do teste. Na condição de 20°C de fonte fria, a única inclinação que provocou o funcionamento adequado do dispositivo foi a de -45y, possibilitando a dissipação de 12W com uma resistência térmica de 1,89°C/W, 49% menor que a resistência térmica de condução pura. Para as outras inclinações, o tubo operou somente por condução. Comparando o resultado deste teste (20°C de fonte fria) na inclinação vertical com o obtido no teste individual (ver Figura 5.3), verificam-se comportamentos diferentes, o que não era esperado, visto que se trata do mesmo dispositivo, operando sob as mesmas condições. Uma hipótese levantada para o ocorrido foi a de que, com a manipulação excessiva do dispositivo durante a instalação na placa de resistores, tenha ocorrido vazamentos em sua estrutura, provocando a

diminuição da qualidade do vácuo, condição primordial para o bom funcionamento de um tubo de calor ou termosifão. Entretanto, ao observar o comportamento do MTHC1.1 com o banho térmico a 70°C, observa-se a operação adequada sob as inclinações de -45y, +45x e -45x. Sendo assim, outra hipótese levantada para o funcionamento apenas em determinadas posições é que, mesmo com a degradação do vácuo, algumas inclinações favoreceram o retorno fluido de trabalho ao evaporador tornando possível a transferência de calor por mudança de fase.

Com relação à versão mais fina do modelo 1, o MTHC1.2, concluiu-se que os resultados obtidos com banho térmico a -25°C foram os que mais se aproximaram de um comportamento via mudança de fase. Sob as condições de 20 e 70°C, o comportamento pôde ser considerado condutivo. Ainda assim, a resistência térmica de operação apresentou valores abaixo da de condução pura em todos os testes realizados, o que pode ser explicado pela atuação do fluido de trabalho como um meio extra de condução de calor, ocasionando na redução da resistência térmica do dispositivo.

A análise dos resultados do MTHC2.1 mostrou que, para a temperatura de -25°C de banho térmico, o dispositivo apresentou uma leve queda na resistência térmica, alcançando 1,04°C/W quando aplicados 20W de potência na inclinação vertical. Sob a condição de 20°C de banho térmico, com exceção da inclinação de +45x que indicou secagem do fluido de trabalho a partir de 8W, o dispositivo apresentou resultados bastantes satisfatórios, com queda significativa na resistência térmica de operação em função do aumento de potência aplicada, levando à dissipação de 20W de potência a 0,29°C/W de resistência térmica. Já para a temperatura de 70°C na fonte fria, com exceção da inclinação +45x, observou-se a redução da resistência térmica em até 95% quando dissipados 8W de potência.

Por fim, com base na discussão dos resultados para o MTHC2.2, que é a versão menos espessa do modelo 2, foi possível observar que, de um modo geral, o dispositivo operou adequadamente em todas as combinações entre temperaturas de banho térmico e inclinações. Em -25°C, as inclinações vertical, -45x e +45y dissiparam até 20W com resistência térmica de 1,79°C. Já a 20°C no banho térmico, a resistência mínima alcançada foi na posição vertical com um valor de 0,92°C/W. No entanto, foi nas outras quatro inclinações (+45x, -45x, -45y e -45y) que o dispositivo dissipou até 15W de potência. Sob a condição de 70°C de banho térmico, o MTHC2.2 dissipou entre 5 e 7W, a depender da inclinação. Sendo a menor resistência térmica alcançada na posição vertical, com valor de 0,88°C/W, representando uma redução de 79%.

De um modo geral, a depender das condições de teste, os dispositivos proporcionaram resultados satisfatórios. Os MTHCs operaram em diferentes inclinações, mesmo quando em condições adversas à ação da gravidade. Na maior parte dos casos, os dados de resistência térmica permaneceram sobrepostos uns aos outros, indicando a insensibilidade do funcionamento do dispositivo às mudanças de inclinação impostas. Nos casos em que não houve a queda da resistência, o fluido de trabalho atuou como um meio extra de condução de calor. Já a situação em que os valores de resistência térmica estiveram sobrepostos e em queda com o aumento de potência, indicou que o dispositivo operou como um tubo de calor, pois proporcionou o retorno do fluido de trabalho ao evaporador mesmo sem o auxílio da gravidade.

A Tabela 5.3 tem o objetivo de sintetizar os resultados obtidos com os testes integrados.

Tabela 5.3: Síntese dos resultados dos testes integrados.

Dispositivo	Banho térmico [°C]	Pot. máxima dissipada [W]	Inclinação (Pot. Máxima)	Resistência de condução pura [°C/W]	Resistência de operação mínima [°C/W]	Condições da Resistência de operação mínima	Redução da Resistência térmica
MTHC1.1	-25	15	Todas	3,71	2,8	Média das 5 inclinações	24%
	20°C	12	-45y	3,71	1,81	Resultado da inclinação -45y	51%
	70°C	8	-45y	3,71	0,29	Resultado da inclinação -45y	92%
MTHC1.2	-25°C	12	Vertical e +45x	7,4	3,85	Média das inclinações vertical e +45x	48%
	20°C	8	Todas	7,4	3,8	Média das 5 inclinações	48%
	70°C	4	Todas	7,4	2,92	Média das 5 inclinações	60%
MTHC2.1	-25°C	20	Vertical	1,59	0,87	Média das inclinações +45x, -45x, +45y e -45y	45%
	20°C	20	Vertical, -45x, +45y	1,59	0,29	Média das inclinações vertical, -45x, +45y	81%
	70°C	8	+45y e -45x	1,59	0,095	Média das inclinações +45y e -45x	95%
MTHC2.2	-25°C	20	Vertical, -45x e +45y	4,21	1,79	Média das inclinações vertical, -45x e +45y	57%
	20°C	15W	+45x, -45x, +45y e -45y	4,21	0,92	Vertical	78%
	70°C	7W	+45x, -45x, +45y e -45y	4,21	0,88	Vertical	79%

5.3 RESULTADOS TEÓRICOS E VALIDAÇÃO DO MODELO TEÓRICO

Nesta seção, apresentam-se os resultados teóricos de desempenho térmico dos MTHCs, bem como a comparação com os dados experimentais, a fim de validar o modelo teórico desenvolvido.

5.3.1 Resultados teóricos

A Figura 5.29 e a Figura 5.30 apresentam as curvas de resistência térmica de condução pura e de operação em função da potência aplicada, obtidas a partir do modelo teórico desenvolvido para as duas versões de cada MTHC. Percebe-se que o comportamento da resistência térmica é muito semelhante nos quatro casos, notando que, na segunda versão de cada dispositivo, há maior afastamento dos valores de resistência térmica de operação da resistência térmica de condução pura, indicando melhor funcionamento. Além disso, no início da operação dos dispositivos da segunda versão (MTHC1.2 e MTHC2.2), a resistência térmica de operação inicia com valores bastantes inferiores à de condução pura. A explicação para este comportamento é dada na Seção 5.3.2.

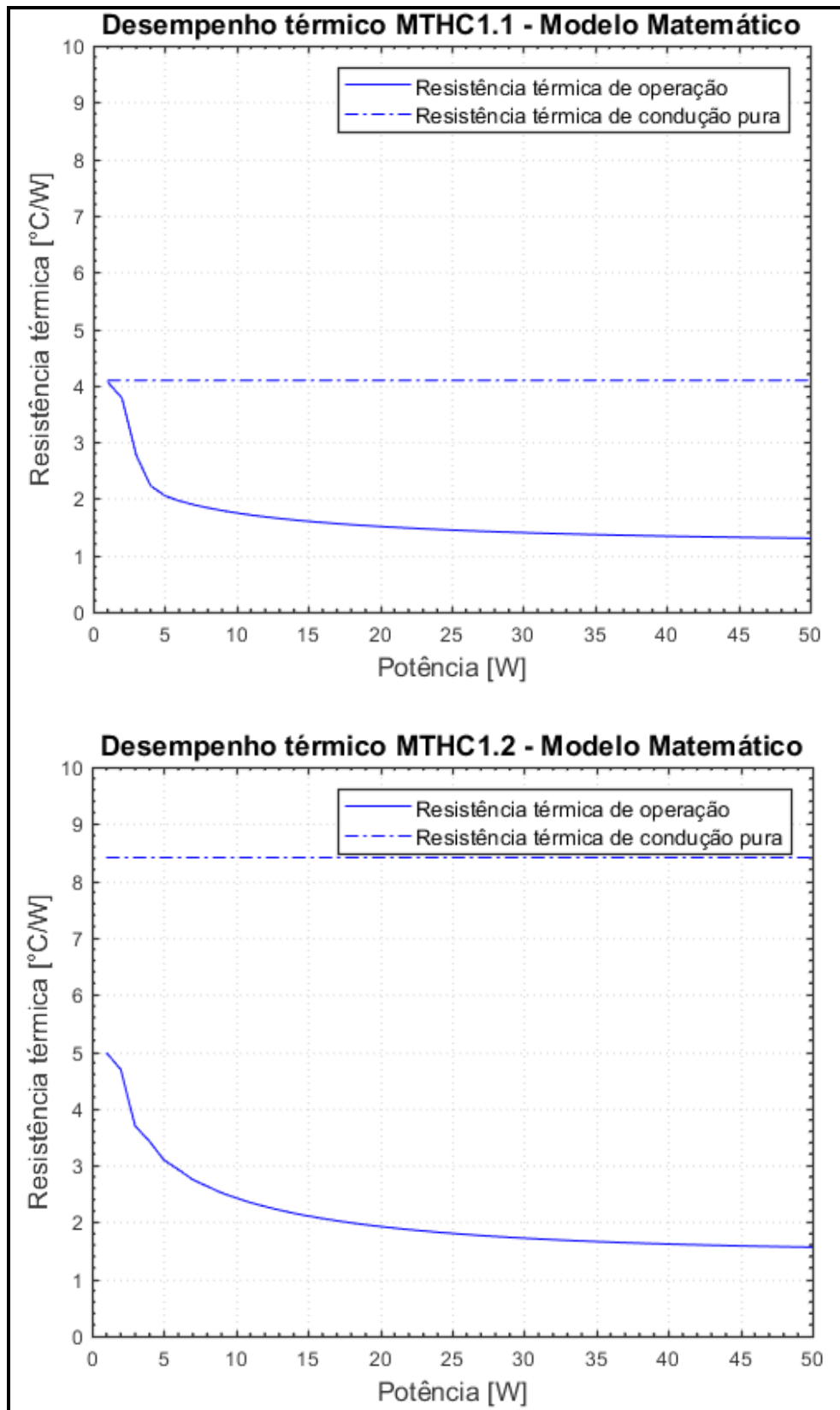


Figura 5.29: Desempenho térmico teórico do MTHC1.1 e MTHC1.2.

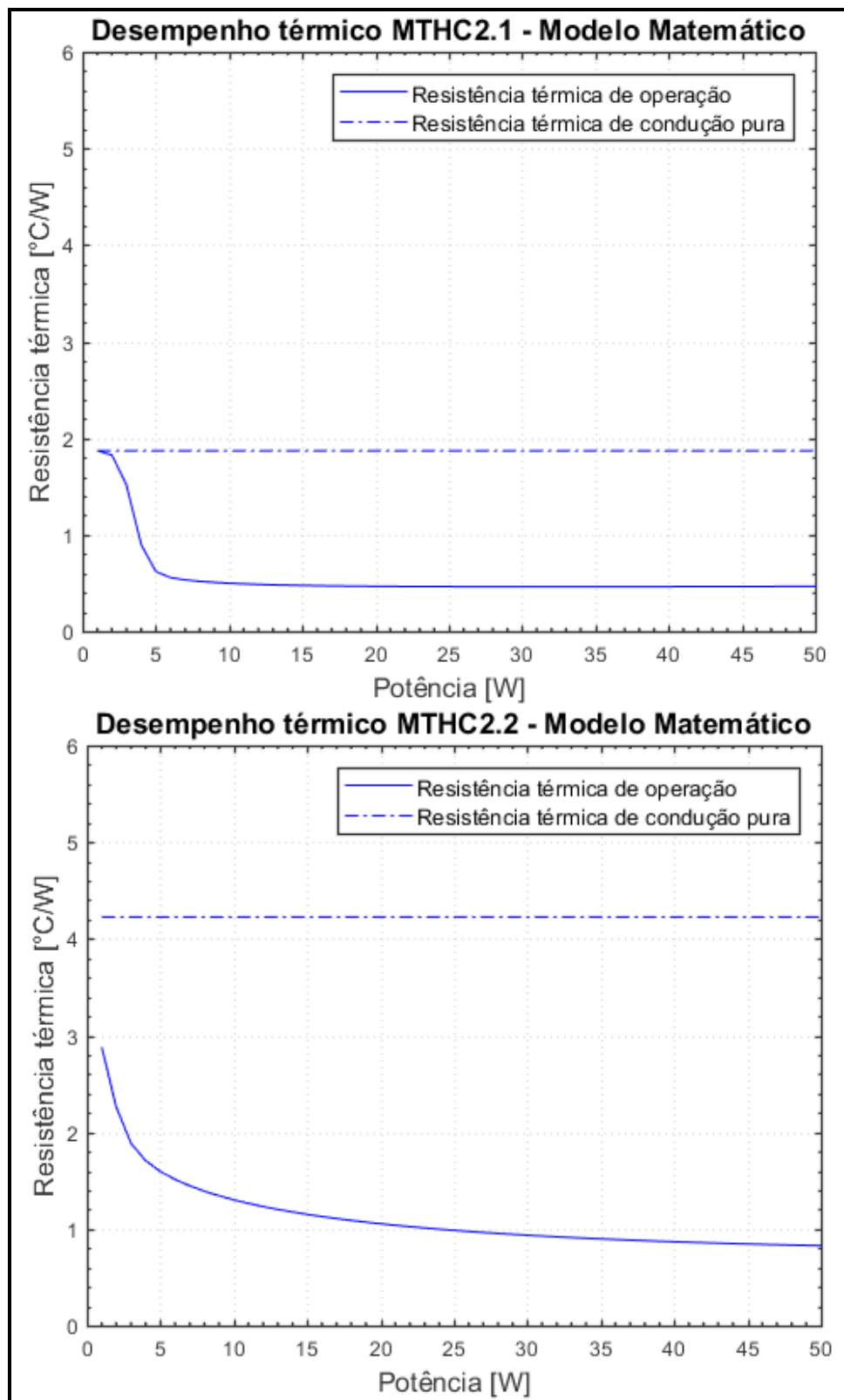


Figura 5.30: Desempenho térmico teórico do MTHC2.1 e MTHC2.2.

A fim de analisar a queda na resistência térmica teórica dos MTHCs, provocada pela transferência de calor por mudança de fase, comparou-se a resistência térmica de condução pura (R_{cond_t}) com a de operação mínima (R_{op_min}), dada pela menor resistência térmica teórica que o dispositivo alcança para a faixa de operação que está submetido. A Tabela 5.4 apresenta os resultados e confirma a indicação de que a segunda versão dos dispositivos apresenta maior redução na resistência térmica, quando comparados aos da primeira versão.

Tabela 5.4: Redução da resistência térmica teórica dos dispositivos.

MTHC	R_{cond_t} [°C/W]	R_{op_min} [°C/W]	Redução (%)
MTHC1.1	4,09	1,30	68,22
MTHC1.2	8,41	1,56	81,45
MTHC2.1	1,87	0,47	75,40
MTHC2.2	4,22	0,83	80,33

5.3.2 Comparação dos resultados teóricos e experimentais

O modelo teórico foi desenvolvido considerando a operação dos dispositivos na inclinação vertical. Por este motivo, os resultados teóricos serão comparados apenas com os resultados experimentais testados nesta inclinação e com 20°C de temperatura de banho térmico, visto que os testes individuais foram realizados apenas sob essa condição.

Como já discutido nas análises dos testes integrados, o resultado experimental do MTHC1.1 na placa de resistores, não correspondeu ao funcionamento adequado encontrado nos testes individuais. Por esse motivo, a comparação teórica-experimental para este dispositivo testado de maneira integrada, não é passível de apresentação.

A comparação teórica-experimental do MTHC1.2 também não será realizada, visto que esse dispositivo não operou de maneira adequada na inclinação vertical e a 20°C de temperatura de banho térmico. Sendo assim, apenas os resultados experimentais dos dispositivos MTHC1.1 (teste individual), MTHC2.1 (teste individual e integrado à placa de resistores) e MTHC2.2 (integrado à placa de resistores), serão comparados com previsões teóricas a partir do modelo teórico desenvolvido.

Os gráficos da Figura 5.31, Figura 5.32, Figura 5.33 e Figura 5.34, apresentam a comparação teórica-experimental dos dispositivos descritos anteriormente.

Comparação teórico-experimental MTHC1.1 - Teste Individual

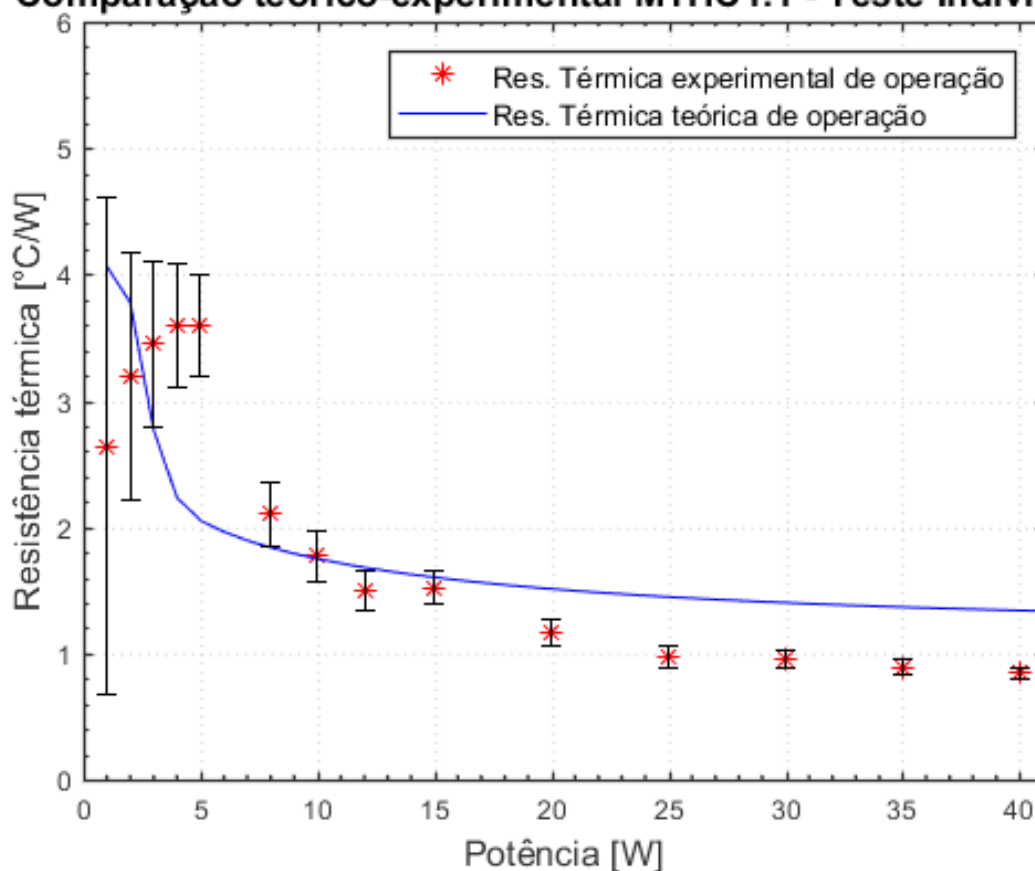


Figura 5.31: Comparação dos resultados teóricos e experimentais (teste individual, inclinação vertical e banho térmico a 20°C).

A Figura 5.31 apresenta a comparação entre os dados teóricos e experimentais (individuais) do MTHC1.1. Percebe-se que a resistência térmica de operação experimental apresenta a mesma tendência da resistência térmica teórica, apenas a partir de 8W de potência aplicada. Os dados de resistência térmica para potências mais baixas (entre 1 e 5W) mostram um aumento deste parâmetro com o incremento da potência, o que contraria as previsões do modelo, em que a resistência térmica deve diminuir com o aumento da potência aplicada. Essa mesma situação ocorre para o MTHC2.1 testado individualmente, cuja comparação teórica-experimental está apresentada na Figura 5.32.

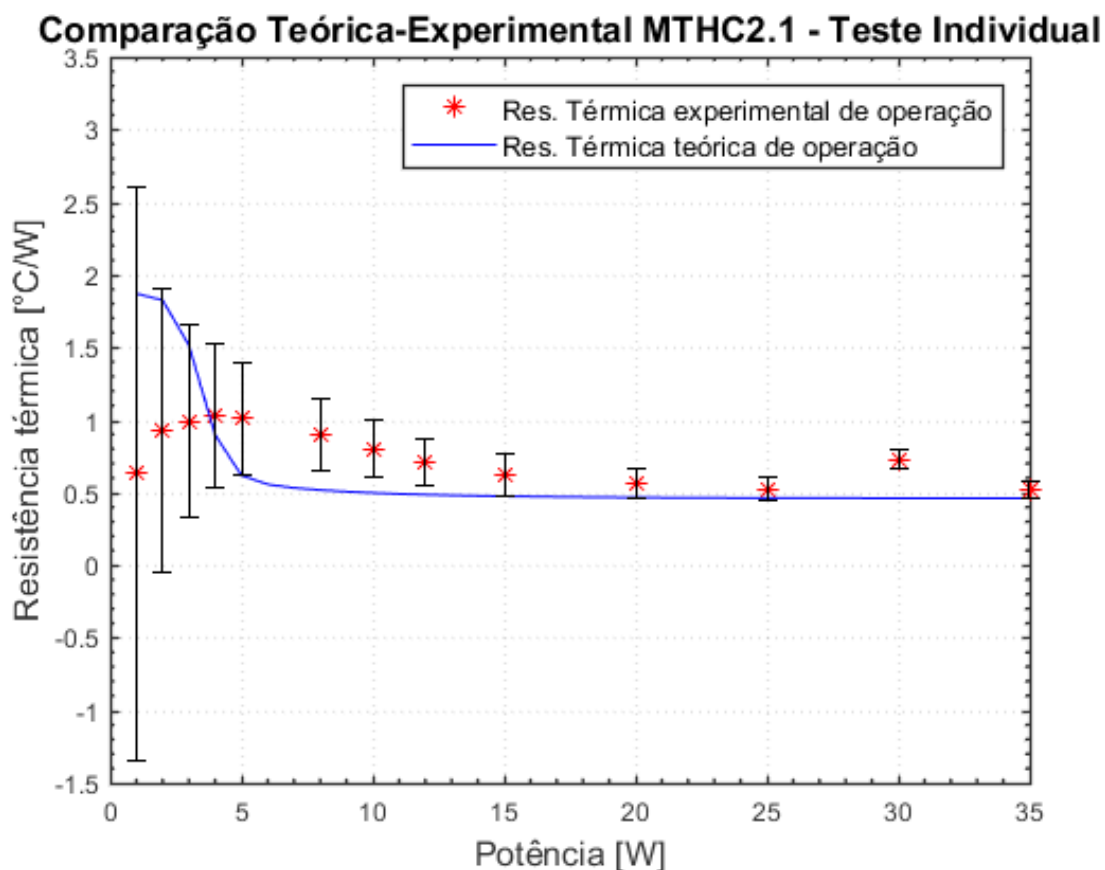


Figura 5.32: Comparação dos resultados teóricos e experimentais (teste individual, inclinação vertical e criostato a 20°C).

Esse fenômeno do aumento da resistência térmica no início da operação, pode ser dar por duas razões: temperatura inicial uniforme em todo o dispositivo e resistência à passagem de calor transversalmente ao evaporador. Inicialmente, todo o dispositivo se encontra na temperatura aproximada à do banho térmico, que nesses casos é de 20°C. Quanto menor a diferença de temperatura entre o evaporador e condensador, menor a resistência térmica do dispositivo, e é por este motivo que as resistências térmicas de operação são inclusive menores que as de condução pura dos dispositivos. À medida que o calor é imposto na região do evaporador, a diferença de temperatura entre essas duas regiões cresce, aumentando também a resistência térmica de operação.

A segunda razão do comportamento crescente da resistência térmica no início da operação, é o fato de que, para potência baixas e iniciais, o calor se dissipa apenas por condução na região do evaporador, não alcançando o interior do dispositivo e, por consequência, o fluido

de trabalho. Enquanto não há calor suficiente para provocar a ebulição do líquido, a região do evaporador aquece cada vez mais, aumentando sua temperatura e ocasionando, por consequência, o aumento da resistência térmica. Quando o calor vence as resistências de condução das paredes do evaporador e é absorvido pelo fluido de trabalho (por volta de 5W), a transferência de calor passa a ser realizada por mudança de fase e a temperatura do evaporador, bem como a resistência térmica do dispositivo, começam a decair com o aumento de potência.

O modelo teórico é predominante bifásico em regime permanente, ou seja, não prevê o comportamento condutivo no início da operação. Por esse motivo, não há uma boa comparação teórico-experimental para potências baixas e iniciais. Com o aumento da potência, o comportamento condutivo se torna desprezível, predominando a transferência de calor por mudança de fase. A fim de representar esse fenômeno, pelo menos em parte, considerou-se no modelo teórico que no início da operação, o calor era transferido por condução no cobre e não por mudança de fase do fluido de trabalho. A depender do dispositivo e da versão, uma determinada parcela de calor era transferida por condução e outra por mudança de fase. Essa discussão foi realizada na Seção 3.6, tendo como conclusão de que, para o primeiro patamar de potência, 100% do calor era transferido por condução nos dispositivos da primeira versão (MTHC1.1 e MTHC2.1) e que pelos menos 10% do calor alcançava o fluido de trabalho nos dispositivos da segunda versão (MTHC1.2 e MTHC2.2).

Comparando a Figura 5.32 e a Figura 5.33, que apresentam, respectivamente, a comparação teórico-experimental do dispositivo MTHC2.1 testado individual e integrado, percebe-se que o fenômeno do aumento de resistência térmica no início da operação tornou-se menos pronunciado quando o MTHC operou acoplado à placa de resistores. A explicação para tal comportamento pode estar relacionada à menor resistência de contato oferecida nos testes integrados. Quando testado na placa de resistores, os dispositivos receberam o fornecimento de potência diretamente dos resistores, havendo apenas um *thermal pad* na interface MTHC-resistor, ao contrário dos testes individuais, onde a resistência em cartucho aquecia o bloco de cobre para então aquecer o dispositivo. Quanto menor a resistência de contato, mais rapidamente o calor atingia o interior do evaporador, diminuindo assim a inércia térmica de aquecimento nesta região no início da operação.

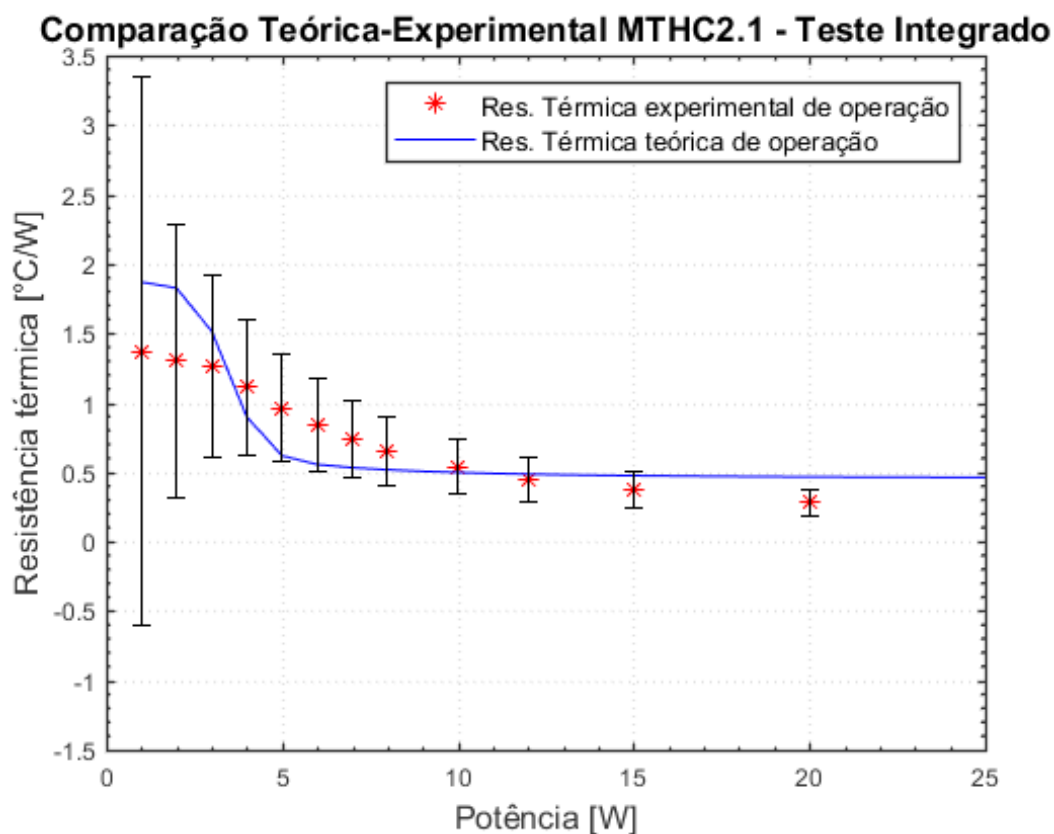


Figura 5.33: Comparação dos resultados teóricos e experimentais (teste integrado, inclinação vertical e criostato a 20°C).

No caso do MTHC2.2, cuja comparação teórico-experimental está apresentada na Figura 5.34, percebe-se também que o fenômeno do aumento de resistência térmica no início da operação não é tanto relevante quanto nos outros dispositivos. Além deste teste ter sido realizado na placa de resistores, com menor resistência de contato entre a fonte de calor e o evaporador do MTHC, existe também o fato dos dispositivos da segunda versão serem compostos por chapas de cobre mais finas, o que proporciona menor resistência à condução de calor transversal, possibilitando assim, uma mudança de fase do fluido de trabalho mais rápida que nos dispositivos da primeira versão, que são compostos por chapas mais espessas.

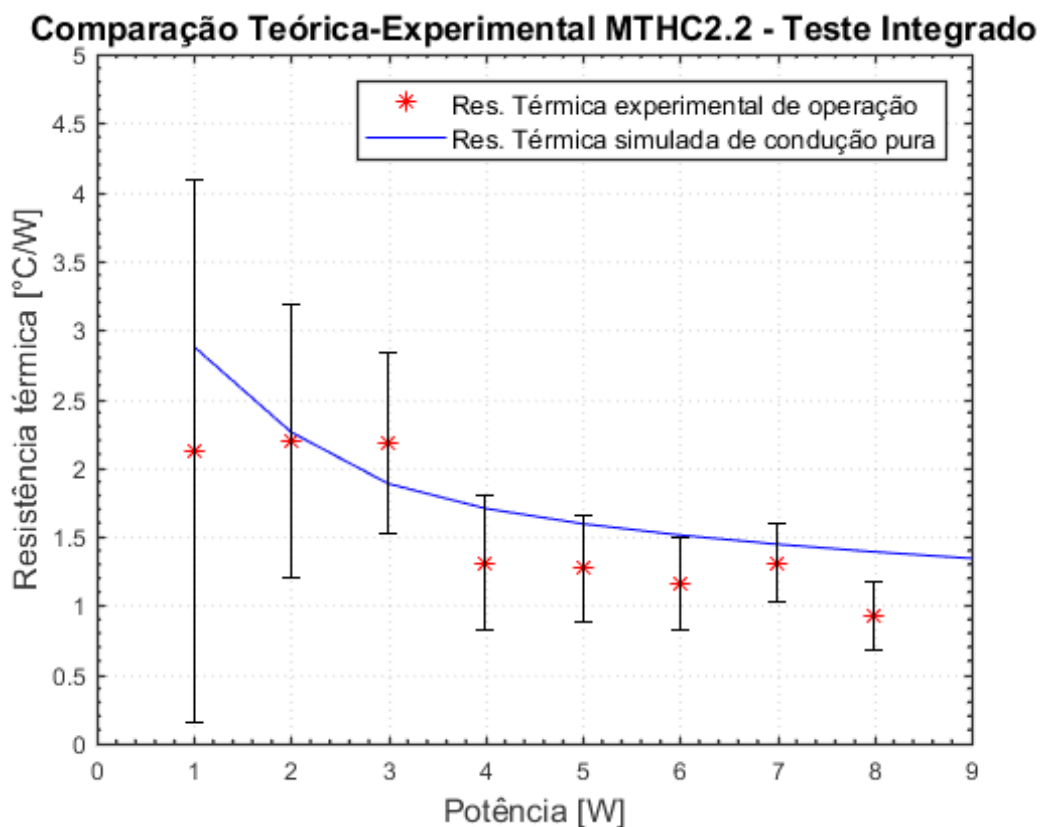


Figura 5.34: Comparação dos resultados teóricos e experimentais (teste integrado, inclinação vertical e criostato a 20°C).

Como o modelo teórico não prevê o transiente condutivo do início de operação, uma comparação teórico-experimental mais justa seria obtida a partir da aplicação de potências que permitissem o início de operação como dispositivos bifásicos. Portanto, na análise estatística das comparações entre o modelo teórico e dados experimentais, considerou-se como potências iniciais de comparação, àquelas que proporcionaram o início da queda da resistência térmica, conforme apresentado na Tabela 5.5.

Tabela 5.5: Potências iniciais para comparação teórico-experimental.

MTHC	MTHC1.1 individual	MTHC2.1 individual	MTHC2.1 integrado	MTHC2.2 integrado
Potência inicial de comparação [W]	8	8	3	3

De maneira geral, percebe-se que há tendência à convergência entre os resultados teóricos e experimentais, e a diferença entre esses dados é quantificada estatisticamente através do cálculo do erro quadrático médio (*EQM*), dado pela equação:

$$EQM = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N \left(\frac{A_i - S_i}{A_i}\right)^2}{N}} \quad (5.1)$$

onde A_i são os dados experimentais, S_i os dados teóricos e N o número de pontos comparados [85]. Como este cálculo leva em consideração o erro entre cada ponto, é comum que os valores do *EQM* sejam altos, caso exista algum ponto experimental muito distante do resultado teórico. Além disso, como se trata de valores pequenos de resistência térmica, qualquer desvio já se torna pronunciado.

A Tabela 5.6 apresenta os erros quadráticos médios para cada dispositivo utilizado na comparação teórico-experimental, sendo o maior erro observado no MTHC1.1 testado individualmente. Os outros dispositivos apresentaram valores satisfatórios, com erros considerados aceitáveis, possibilitando a validação do modelo teórico desenvolvido como ferramenta de projeto. É importante lembrar que os dispositivos estudados são tridimensionais e apresentam diversas curvas, o que os torna difíceis de serem modelados com precisão.

Tabela 5.6: Dados teóricos e experimentais para os tubos de calor da primeira e segunda versão.

MTHC	MTHC1.1 individual	MTHC2.1 individual	MTHC2.1 integrado	MTHC2.2 integrado
EQM	37%	29%	31%	29%

6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

6.1 PRESENTE TRABALHO

Neste trabalho apresenta-se um estudo experimental e teórico de quatro mini termossifões híbridos em circuito (MTHCs) de geometria tridimensional, desenvolvidos no LABTUCAL/UFSC. O procedimento experimental de manufatura foi descrito, incluindo uma breve explicação do processo de união por difusão, que é uma etapa fundamental e inovadora na fabricação destes dispositivos. Em seguida, foram apresentadas as especificidades dos programas dos testes individuais e integrados.

Os resultados experimentais foram analisados com base no desempenho térmico dos dispositivos, que leva em consideração a comparação do perfil de resistência térmica de operação com a resistência térmica de condução pura. Além disso, o desempenho térmico experimental foi comparado com o modelo teórico desenvolvido e, após a análise dos resultados, pode-se concluir que:

- A etapa de fabricação foi desafiadora, tendo em vista as pequenas dimensões dos dispositivos e a complexidade da conformação das dobras nas angulações ideais. Além disso, o carregamento do fluido de trabalho em escala milimétrica, ofereceram dificuldades a serem superadas;
- Os testes individuais indicaram que o melhor volume de enchimento dos MTHCs ocorria quando água destilada era utilizada como fluido de trabalho e o volume total do evaporador era somado a 50% do volume da linha de líquido;
- A análise do comportamento das temperaturas ao longo dos testes individuais, indicou a possibilidade dos dispositivos operarem como termossifões em circuito; como dois tubos de calor em paralelo e ainda, como tubos de calor em circuito simultaneamente à um tubo de calor convencional (representado pelo final da linha de líquido), onde parte do fluido de trabalho era bombeado ao evaporador através dos cantos vivos do canal de líquido e parte era reaquecido antes mesmo de chegar ao evaporador. Além disso, a operação dos dispositivos nos testes integrados, mesmo em situação adversas à ação da gravidade, confirmou à hipótese de que os

termossifões poderiam estar funcionando como tubos de calor em circuito, com os cantos vivos dos canais desempenhando o papel de estrutura capilar;

- Quando comparado o comportamento térmico do MTHC1.1 testado individualmente com o integrado à placa de resistores (ambos na inclinação vertical e a 20°C de banho térmico), percebeu-se um rendimento aquém do esperado nesta última situação. Duas hipóteses foram levantadas para o ocorrido. A primeira foi a de que a manipulação excessiva do dispositivo durante a instalação na placa de resistores, ocasionou em vazamentos na sua estrutura, provocando a diminuição da qualidade de vácuo. Entretanto, como o dispositivo operou adequadamente em outras inclinações, a outra hipótese levantada era a de que, mesmo com a degradação do vácuo, algumas inclinações favoreceram o retorno fluido de trabalho ao evaporador tornando possível a transferência de calor por mudança de fase;
- As dimensões das chapas empregadas nos dispositivos tiveram nítida influência no início de operação dos dispositivos visto que, quanto mais espessa a estrutura, maior a resistência à condução de calor transversalmente à parede do evaporador, e maior o tempo de alcance do calor no fluido de trabalho;
- Nos testes individuais, o dispositivo MTHC1.1 operando com 0,5ml de água destilada e a 20°C de temperatura de banho térmico, apresentou uma redução de 77% na sua resistência térmica. Já o MTHC2.1 operando com 0,3ml também de água destilada, alcançou uma queda na resistência térmica do dispositivo de até 53% em relação à sua resistência térmica de condução pura;
- Nos testes integrados, com exceção do MTHC1.2, os dispositivos podem ser considerados dissipadores térmicos eficientes, visto que em todos os casos houve a transferência de calor do evaporador ao condensador, o que impediu altas temperaturas do resistor e reduziu a resistência térmica dos dispositivos. Como exemplo, pode-se destacar o MTHC2.1, que operou adequadamente nos testes integrados, sob de 20°C de banho térmico, reduzindo sua resistência térmica em até 81%. Outro exemplo é o MTHC2.2 que a 70°C de temperatura no banho térmico, teve sua resistência térmica reduzida em até 79%;
- Mesmo que o sistema não tenha operado em circuito como projetado, observou-se que o calor foi transferido de outra maneira: em paralelo. Esse efeito, que conotou

a nomenclatura *híbrida* ao dispositivo, mostra a versatilidade do sistema pois, quando o calor não é capaz de favorecer a operação em circuito, consegue, ao menos, a transferência de calor como dois tubos de calor em paralelo;

- O modelo teórico baseado na metodologia de resistências térmicas refletiu satisfatoriamente o comportamento bifásico dos dispositivos, tanto dos testes individuais quanto dos integrados, mas não é adequado para a comparação a baixas potências, onde o comportamento condutivo predomina nos MTHCs. Ainda que com valores um pouco altos, os erros quadráticos médios (*EQM*) foram condizentes à uma boa correlação teórico-experimental, tendo em vista que o cálculo torna pronunciado qualquer desvio entre os dados teóricos e experimentais. Sendo assim, considera-se o modelo teórico validado experimentalmente e apto à uso como ferramenta de projeto para mini termossifões híbridos em circuito.

6.2 TRABALHOS FUTUROS

Para trabalhos futuros, sugere-se a fabricação de protótipos sem a presença de curvas e que sejam testados na posição horizontal, objetivando melhor compreensão do seu funcionamento, sem muita interferência estrutural e, para comprovar a ação de bombeamento do fluido de trabalho através dos cantos vivos. Nestas condições, espera-se que a comparação teórico-experimental seja ainda melhor do que a obtida neste trabalho.

Indica-se também a realização de testes sem fluido de trabalho e a uma temperatura de -25°C de fonte fria, a fim de confirmar a hipótese da absorção de calor do ambiente pelo dispositivo, o que ocasionou resistências térmicas de operação maiores que a de condução pura. Além disso, a construção de protótipos com chapas de cobre menos espessas, é sugerida para confirmar a hipótese de que a inicialização do dispositivo é afetada pela sua espessura.

No que tange ao modelo teórico, sugere-se que o acoplamento de uma resistência térmica de condução para o ambiente, em paralelo com as resistências de condução no dispositivo (R_{ktot}), a fim de representar as fugas e antifugas de calor para com o meio. Somado a isso, é interessante que o modelo teórico seja capaz de prever o comportamento dos dispositivos em diferentes inclinações, bem como o transiente condutivo no início da operação.

REFERÊNCIAS

- [1] H. Tang *et al.*, “Review of applications and developments of ultra-thin micro heat pipes for electronic cooling,” *Appl. Energy*, vol. 223, no. April, pp. 383–400, 2018, doi: 10.1016/j.apenergy.2018.04.072.
- [2] S. M. Sohel Murshed and C. A. Nieto de Castro, “A critical review of traditional and emerging techniques and fluids for electronics cooling,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 78, no. February, pp. 821–833, 2017, doi: 10.1016/j.rser.2017.04.112.
- [3] V. Lakshminarayanan and N. Sriraam, “The effect of temperature on the reliability of electronic components,” *IEEE CONECCT 2014 - 2014 IEEE Int. Conf. Electron. Comput. Commun. Technol.*, pp. 1–6, 2014, doi: 10.1109/CONECCT.2014.6740182.
- [4] U. S. Department of Defense, “Reliability prediction of electronic equipment.” MIL-HDBK-2178B, NTIS, Springfield, VA, 1974.
- [5] L. Bai, J. Fu, G. Lin, C. Zhou, and D. Wen, “Quiet power-free cooling system enabled by loop heat pipe,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 155, no. January, pp. 14–23, 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.03.147.
- [6] M. Ellis, W. Anderson, and J. Montgomery, “Passive thermal management for avionics in high temperature environments,” *SAE Tech. Pap.*, vol. 2014-Septe, no. September, 2014, doi: 10.4271/2014-01-2190.
- [7] C. Tecchio, K. V. Paiva, J. L. G. Oliveira, M. B. H. Mantelli, R. Gandolfi, and L. G. S. Ribeiro, “Passive cooling concept for onboard heat sources in aircrafts,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 82, pp. 402–413, 2017, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2016.11.038.
- [8] Q. Su, S. Chang, M. Song, Y. Zhao, and C. Dang, “An experimental study on the heat transfer performance of a loop heat pipe system with ethanol-water mixture as working fluid for aircraft anti-icing,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 139, pp. 280–292, 2019, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.05.015.
- [9] Q. Su, S. Chang, Y. Zhao, H. Zheng, and C. Dang, “A review of loop heat pipes for aircraft anti-icing applications,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 130, pp. 528–540, 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.11.030.
- [10] N. Lamaison, C. L. Ong, J. B. Marcinichen, and J. R. Thome, “Two-phase mini-thermosyphon electronics cooling: Dynamic modeling, experimental validation and

- application to 2U servers,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 110, pp. 481–494, 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.08.198.
- [11] S. Filippeschi, “Comparison between miniature periodic two-phase thermosyphons and miniature LHP applied to electronic cooling equipment,” *Appl. Therm. Eng.*, pp. 795–802, 2011, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2010.10.028.
- [12] M. Mantelli, “Disciplina : Tubos de Calor e Termossifões - Departamento de Engenharia Mecânica,” 2012.
- [13] A. B. Solomon *et al.*, “Application of bio-wick in compact loop heat pipe,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 169, p. 114927, 2020, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.114927.
- [14] Y. Chen, M. Groll, R. Mertz, Y. F. Maydanik, and S. V. Vershinin, “Steady-state and transient performance of a miniature loop heat pipe,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 45, no. 11, pp. 1084–1090, 2006, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2006.02.003.
- [15] V. Michels, “Análise de um dissipador térmico do tipo câmara de vapor com aletas ocas,” Universidade Federal de Santa Catarina, 2007.
- [16] C. W. Chan, E. Siqueiros, J. Ling-Chin, M. Royapoor, and A. P. Roskilly, “Heat utilisation technologies: A critical review of heat pipes,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 50, pp. 615–627, 2015, doi: 10.1016/j.rser.2015.05.028.
- [17] J. Perkins, “UK Patent,” n° 7059, 1836.
- [18] A. Faghri, *HEAT PIPE SCIENCE AND TECHNOLOGY*. Washington, DC, 1995.
- [19] K. V. de Paiva, “Comportamento térmico em gravidade e microgravidade de mini tubos de calor do tipo Fios-Placas,” Universidade Federal de Santa Catarina, 2007.
- [20] G. R., “Heat Transfer Device,” U.S. Patent 2350348, 1944.
- [21] T. L., “On the surface tension pumping of liquids or a possible role of the candlewick in space exploration,” *G.E. Tech. Info., Ser. n° 615 D114*, 1962.
- [22] G. G., “Evaporation-Condensation heat transfer device,” U.S. Patent 3229759, 1966.
- [23] C. T. P., “Theory oh Heat Pipes,” Los Alamos Scientific Laboratory Report n° LA-3246-MS, 1965.
- [24] A. A. M. Junior and M. B. H. Mantelli, “Thermal performance of a novel flat thermosyphon for avionics thermal management,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 202, no. July, p. 112219, 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2019.112219.
- [25] R. Fallahzadeh, L. Aref, N. Gholamiarjenaki, Z. Nonejad, and M. Saghi, “Experimental

- investigation of the effect of using water and ethanol as working fluid on the performance of pyramid-shaped solar still integrated with heat pipe solar collector,” *Sol. Energy*, vol. 207, no. June, pp. 10–21, 2020, doi: 10.1016/j.solener.2020.06.032.
- [26] Y. Guo, G. Lin, J. He, H. Zhang, J. Miao, and J. Li, “Supercritical startup strategy of cryogenic loop heat pipe with different working fluids,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 155, no. August 2018, pp. 267–276, 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.04.008.
- [27] M. B. H. Mantelli, *Thermosyphons and Heat Pipes: Theory and Applications*, 1st ed. Springer International Publishing, 2020.
- [28] D. Reay and P. Kew, *Heat Pipes - Theory, Design and Applications*, 5th ed. Oxford, 2006.
- [29] H. Jouhara and R. Meskimmon, “An investigation into the use of water as a working fluid in wraparound loop heat pipe heat exchanger for applications in energy efficient HVAC systems,” *Energy*, vol. 156, pp. 597–605, 2018, doi: 10.1016/j.energy.2018.05.134.
- [30] A. A. M. Junior, “Desenvolvimento de paredes termicamente ativas para gabinetes de equipamentos eletrônicos,” Universidade Federal de Santa Catarina, 2020.
- [31] B. Zohuri, *Heat Pipe Design and Technology*, Second. Albuquerque, NM, USA, 2016.
- [32] J. P. F. Mera, “Análise da transferência de calor em meios de porosidade variável para tubos de calor,” Universidade Federal de Santa Catarina, 2011.
- [33] C. R. L., “Sintering Crystalline Solids I. Intermediate and Final state Diffusion Models,” *J. Appl. Phys.*, New York, 1960.
- [34] X. Huang and G. Franchi, “Design and fabrication of hybrid bi-modal wick structure for heat pipe application,” *J. Porous Mater.*, pp. 635–642, 2007, doi: 10.1007/s10934-007-9143-1.
- [35] S. B. Dunkerton, “Diffusion Bonding — An Overview,” *Diffus. Bond.* 2, pp. 1–12, 1991, doi: 10.1007/978-94-011-3674-7_1.
- [36] P. da C. Gonçalves, “União por difusão de aço 316L na fabricação de trocadores de calor compacto,” Universidade Federal de Santa Catarina, 2019.
- [37] L. R., *Wege zum Stoffschluss über Schweiss und Lötprozesse*. Düsseldorf, 1998.
- [38] M. V. V. Morteau, “Trocadores de calor compactos soldados por difusão: Fabricação e modelagem,” Universidade Federal de Santa Catarina, 2017.

- [39] M. V. V. Morteau, L. H. R. Cisterna, K. V. Paiva, and M. B. H. Mantelli, “Development of diffusion welded compact heat exchanger technology,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 93, pp. 995–1005, 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.09.021.
- [40] G. Rosinski, “COMPORTAMENTO MECÂNICO DO NÚCLEO DE UM TROCADOR DE CALOR UNIDO POR DIFUSÃO,” Universidade Federal de Santa Catarina, 2018.
- [41] P. M. HULSE, “FABRICAÇÃO E ANÁLISE ESTRUTURAL, MORFOLÓGICA E TERMO HIDRÁULICA DE UM TROCADOR DE CALOR TIPO CIRCUITO IMPRESSO,” Universidade Federal de Santa Catarina, 2020.
- [42] G. C. V. Simas, “Evaporador para termosifão bifásico em circuito fabricado por difusão, visando aplicações veiculares.,” Universidade Federal de Santa Catarina, 2017.
- [43] A. R. Facin, “Influência da geometria do canal em tubos de calor pulsantes unidos por difusão,” p. 145, 2018.
- [44] L. A. B. ARBOLEDA, “FLAT PLATE PULSATING HEAT PIPES: NEW FABRICATION TECHNOLOGIES, EXPERIMENTS AND MODELING,” Universidade Federal de Santa Catarina, 2020.
- [45] Y. Gerasimov and Y. Maydanik, “Heat pipe,” USSR inventors certificate no. 449213, 1974.
- [46] M. Nishikawara, K. Otani, Y. Ueda, and H. Yanada, “Liquid–vapor phase behavior and operating characteristics of the capillary evaporator of a loop heat pipe at start-up,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 129, no. February, pp. 426–433, 2018, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2018.03.023.
- [47] G. Zhou, J. Li, and Z. Jia, “Power-saving exploration for high-end ultra-slim laptop computers with miniature loop heat pipe cooling module,” *Appl. Energy*, vol. 239, no. January, pp. 859–875, 2019, doi: 10.1016/j.apenergy.2019.01.258.
- [48] Y. Yamada, M. Nishikawara, H. Yanada, and Y. Ueda, “Predicting the performance of a loop heat pipe considering evaporation from the meniscus at the three-phase contact line,” *Therm. Sci. Eng. Prog.*, vol. 11, pp. 125–132, 2019, doi: 10.1016/j.tsep.2019.03.022.
- [49] J. V.S., A. Abhijit A., and et al. Jaikumar, V, “Design and testing of an ammonia loop heat pipe,” *Appl. Therm. Eng.* 111, 2017.
- [50] Y. Maydanik, V. Pastukhov, and M. Chernysheva, “Development and investigation of a

- loop heat pipe with a high heat-transfer capacity,” *Appl. Therm. Eng.* 130, 2018.
- [51] J. He, G. Lin, and B. et al. Lizhan, “Effect of non-condensable gas on the operation of a loop heat pipe,” *Int. J. Heat Mass Transf.* 70, 2014.
- [52] P. V.G., M. Yu.F., and V. et al. C.V., “Miniature loop heat pipes for electronics cooling,” *Appl. Therm. Eng.* 23, 2003.
- [53] G. Zhou, J. Li, and L. Lv, “An ultra-thin miniature loop heat pipe cooler for mobile electronics,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 109, pp. 514–523, 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.08.138.
- [54] B.-J. Huang, Y.-H. Chuang, and P.-E. Yang, “Low-cost manufacturing of loop heat pipe for commercial applications,” *Appl. Therm. Eng.* 126, 2017.
- [55] S. Hong, X. Zhang, S. Wang, and Z. Zhang, “Experiment study on heat transfer capability of an innovative gravity assisted ultra-thin looped heat pipe,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 95, pp. 106–114, 2015, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2015.04.003.
- [56] X. Chen, H. Ye, X. Fan, T. Ren, and G. Zhang, “A review of small heat pipes for electronics,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 96, pp. 1–17, 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.11.048.
- [57] B. Agostini, M. Fabbri, J. E. Park, L. Wojtan, J. R. Thome, and B. Michel, “State of the art of high heat flux cooling technologies,” *Heat Transf. Eng.*, vol. 28, no. 4, pp. 258–281, 2007, doi: 10.1080/01457630601117799.
- [58] N. S. Ramasamy, P. Kumar, B. Wangaskar, S. Khandekar, and Y. F. Maydanik, “Miniature ammonia loop heat pipe for terrestrial applications: Experiments and modeling,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 124, no. October 2017, pp. 263–278, 2018, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2017.10.018.
- [59] A. R. Anand, A. Jaiswal, A. Ambirajan, and P. Dutta, “Experimental studies on a miniature loop heat pipe with flat evaporator with various working fluids,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 144, no. August, pp. 495–503, 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.08.092.
- [60] T. Shioga, Y. Mizuno, and H. Nagano, “Operating characteristics of a new ultra-thin loop heat pipe,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 151, p. 119436, 2020, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119436.
- [61] W. Tian, S. He, Z. Liu, and W. Liu, “Experimental investigation of a miniature loop heat

- pipe with eccentric evaporator for cooling electronics,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 159, no. December 2018, p. 113982, 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.113982.
- [62] C. Zilio *et al.*, “Active and passive cooling technologies for thermal management of avionics in helicopters: Loop heat pipes and mini-Vapor Cycle System,” *Therm. Sci. Eng. Prog.*, vol. 5, no. September 2017, pp. 107–116, 2018, doi: 10.1016/j.tsep.2017.11.002.
- [63] A. Samba, H. Louahlia-Gualous, S. Le Masson, and D. Nörterhäuser, “Two-phase thermosyphon loop for cooling outdoor telecommunication equipments,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 50, no. 1, pp. 1351–1360, 2013, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2012.05.023.
- [64] J. Cao *et al.*, “A review on independent and integrated/coupled two-phase loop thermosyphons,” *Appl. Energy*, vol. 280, no. June, p. 115885, 2020, doi: 10.1016/j.apenergy.2020.115885.
- [65] F. Milanez and M. B. H. Mantelli, “Heat Transfer Limit Due To Pressure Drop of a Two-Phase Loop Thermosyphon,” *Heat Pipe Sci. Technol. An Int. J.*, vol. 1, no. 3, pp. 237–250, 2010, doi: 10.1615/heatpipesciotech.2011003082.
- [66] M. T.W., “Development of performance-characteristics of 2-phase thermosiphon loops,” *ASHRAE J-Am Soc Heat Refrig Air-Cond Eng*, 1978.
- [67] R. Khodabandeh and R. Furberg, “Heat transfer, flow regime and instability of a nano- and micro-porous structure evaporator in a two-phase thermosyphon loop,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 49, no. 7, pp. 1183–1192, 2010, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2010.01.016.
- [68] L. Ling, Q. Zhang, Y. Yu, S. Liao, and Z. Sha, “Experimental study on the thermal characteristics of micro channel separate heat pipe respect to different filling ratio,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 102, pp. 375–382, 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.03.016.
- [69] J. L. G. Oliveira, C. Tecchio, K. V. Paiva, M. B. H. Mantelli, R. Gandolfi, and L. G. S. Ribeiro, “In-flight testing of loop thermosyphons for aircraft cooling,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 98, pp. 144–156, 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.12.008.
- [70] Y. Madhour, J. Olivier, E. Costa-Patry, S. Paredes, B. Michel, and J. R. Thome, “Flow boiling of R134a in a multi-microchannel heat sink with hotspot heaters for energy-efficient microelectronic CPU cooling applications,” *IEEE Trans. Components, Packag. Manuf. Technol.*, pp. 873–883, 2011, doi: 10.1109/TCPMT.2011.2123895.
- [71] K. Zhu, X. Li, H. Li, Z. Yang, and Y. Wang, “Experimental investigation on the effect

- of heat sink temperature on operational characteristics of a new-type loop heat pipe,” *Energy Procedia*, vol. 158, pp. 2423–2429, 2019, doi: 10.1016/j.egypro.2019.01.298.
- [72] L. L. Vasiliev, M. I. Rabetsky, L. P. Grakovich, V. K. Kulikouski, A. S. Zhuravlyov, and M. A. Kuzmich, “Loop thermosyphons with porous coatings,” p. 13, 2020.
- [73] S. G. Kandlikar, “Fundamental issues related to flow boiling in minichannels and microchannels,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, pp. 389–407, 2002, doi: 10.1016/S0894-1777(02)00150-4.
- [74] M. M. Yovanovich and Y. S. Muzychka, “Solutions of poisson equation within singly and doubly connected prismatic domains,” *Natl. Heat Transf. Conf. 1997*, 1997, doi: 10.2514/6.1997-3880.
- [75] Y. S. Muzychka and M. M. Yovanovich, “Modeling friction factors in non-circular ducts for developing laminar flow,” *2nd AIAA, Theor. Fluid Mech. Meet.*, 1998.
- [76] S. S. KUTATELADZE, “Heat Transfer in Condensation and Boiling,” *AEC-tr-3770*, 1952.
- [77] O. Y. e S. T. KAMINAGA F., “Study of Boiling on Heat Transfer Correlation in a Closed Two-Phase Thermosyphon,” *8th Int. Heat Pipe Conf. Beijing, China*, 1992.
- [78] G. Peterson, *An Introduction to Heat Pipes: Modeling, Testing, and applications*. 1994.
- [79] A. Bejan, *Convection Heat Transfer*. Hoboken, New Jersey – EUA, 2013.
- [80] B. R. Munson, D. F. Young, T. H. Okiishi, and W. W. Huebsch, *Fundamentals of Fluid Mechanics*, Sixth. EUA, 2009.
- [81] W. M. ROHSENOW, “Heat transfer and temperature distribution in laminar-film condensation,” *Heat Transf. J.*, vol. 78, pp. 1645–1648, 1956.
- [82] J. R. Lloyd and W. R. Moran, “Natural Convection Adjacent to Horizontal Surface of Various Planforms,” *J. Heat Transfer*, vol. 96, no. 4, pp. 443–447, Nov. 1974, doi: 10.1115/1.3450224.
- [83] J. C. Damasceno, J. T. Filho, J. C. V. de Oliveira, and P. R. G. Couto, “Avaliação de dados de medição – Uma introdução ao ‘Guia para a expressão de incerteza de medição’ e a documentos correlatos – INTROGUM 2009,” INMETRO/CICMA/SEPIN, Duque de Caxias, RJ, 2014.
- [84] K. V. DE PAIVA, “COMPORTAMENTO TÉRMICO EM GRAVIDADE E MICROGRAVIDADE DE MINI TUBOS DE CALOR DO TIPO FIOS-PLACAS,”

- Universidade Federal de Santa Catarina, 2007.
- [85] T. Fomby, “SCORING MEASURES FOR PREDICTION PROBLEMS,” Dallas, TX 75275.
- [86] A. Albertazzi and A. R. de Souza, *Fundamentos de metrologia científica e industrial*, 1^a. Barueri, SP, 2008.
- [87] Documento produzido pelo grupo de trabalho do Comitê Conjunto para Guias em Metrologia (Joint Committee for Guides in Metrology JCGM/WG 2), “JCGM 200 : 2008 International vocabulary of metrology — Basic and general concepts and associated terms (VIM),” 2008.
- [88] Documento produzido pelo grupo de trabalho do Comitê Conjunto para Guias em Metrologia (Joint Committee for Guides in Metrology JCGM/WG 1), “Evaluation of measurement data — Guide to the expression of uncertainty in measurement,” 2008.

APÊNDICE A

ANÁLISE DE INCERTEZAS

As análises deste trabalho baseiam-se em resultados obtidos experimentalmente, tanto para avaliação dos dispositivos térmicos, quanto para validação do modelo teórico desenvolvido. Os testes experimentais foram realizados utilizando um sistema, que por si só, não oferece resultados inteiramente corretos dos dados coletados e informados, como é o caso dos termopares e da fonte de potência, respectivamente. Essa situação implica na existência de algum percentual de erro dos dados coletados, e das grandezas medidas a partir deles, como é o caso da resistência térmica, principal parâmetro de avaliação do desempenho dos dispositivos.

Como afirma Albertazzi e Souza [86], as imperfeições do sistema de medição, as limitações do operador e as influências das condições ambientais, são exemplos de fatores que induzem à erros. Negar a existência de um erro de medição, seria outro erro e, desde que sejam entendidas as suas causas e a natureza, é possível obter informações confiáveis de um processo de medição.

A fim de diminuir os erros experimentais, aumentando, por consequência, a confiabilidade dos resultados analisados, baseou-se no método de análise de incerteza do INMETRO [83] e dos procedimentos realizados por Paiva [84], Facin [43], Arboleda [44] e Hulse [41].

O erro de medição pode ser decomposto em duas parcelas: erro sistemático e aleatório. Um erro sistemático (cujas estimativas são conhecidas como *Tendência*), está associado ao fato de que o valor medido de uma grandeza contém um desvio. Já um erro aleatório (analisado em termos da *Repetitividade*) está associado ao fato de que quando uma medição é repetida, fornecerá, geralmente, um valor medido diferente do anterior, ou seja, o próximo valor obtido na medição não pode ser exatamente previsto com base nos valores anteriores [87].

A expressão dos valores de erros sistemáticos e aleatórios obtidos em uma medição, juntamente com a melhor estimativa do mensurando, era uma abordagem frequentemente utilizada antes da introdução do “Guia para a expressão de incerteza de medição e a documentos correlatos”, o GUM [83], que promoveu um modo diferente de pensar a medição, em particular sobre como expressar a qualidade percebida do resultado de uma medição. Ao invés de

expressar o resultado fornecendo uma melhor estimativa do mensurando juntamente com informação sobre os valores dos erros sistemáticos e aleatórios (na forma de uma “análise de erros”), a abordagem do GUM expressa o resultado de uma medição como uma melhor estimativa do mensurando, acompanhada de uma *incerteza de medição associada*.

Uma das premissas básicas da abordagem do GUM refere-se à possibilidade de caracterizar a qualidade de uma medição pelo tratamento dos erros sistemáticos e aleatórios em bases similares. Este método refina a informação que era anteriormente fornecida por uma “análise de erros”, e a coloca em uma base probabilística por meio do conceito de incerteza de medição.

Os itens requeridos por um modelo para definir um mensurando são conhecidos como *grandezas de entrada de um modelo de medição* [87]; a regra ou modelo é referida frequentemente como uma *relação funcional* [88] e a *grandeza de saída de um modelo de medição* é o mensurando [87].

Formalmente, a grandeza de saída, denotada por Y , sobre a qual se requer informação, está frequentemente relacionada a grandezas de entrada, denotadas por X_1, \dots, X_N e sobre as quais existe informação disponível, por intermédio de um modelo de medição na forma de uma função de medição [83].

$$Y = f(X_1, \dots, X_N) \quad (\text{A } 1)$$

Neste trabalho, a grandeza de saída é a resistência térmica dos MTHCs (R), e as grandezas de entrada são:

- Temperatura (T): medida através de termopares;
- Potência (Q): medida, indiretamente, através dos dados de tensão (U) e corrente (i) provenientes das fontes de potência (testes integrados), bem como da resistência elétrica das resistências (r_{el}) em cartucho (testes individuais) e dos resistores tipo TO-247 e D2PAK (testes integrados).

Logo, o modelo de medição de (R) em função das grandezas de entrada, é dado por:

$$R = f(T, Q, V, I, r_{el}) \quad (A 2)$$

O procedimento do cálculo de incerteza de cada grandeza de entrada, bem como do mensurando (R), é detalhado a seguir.

A abordagem de incerteza do GUM [83] utiliza as melhores estimativas x_i das grandezas de entrada X_i , as incertezas-padrão $I(x_i)$ associadas às estimativas x_i , e os coeficientes de sensibilidade c_i , que são iguais às derivadas parciais de primeira ordem da função f , com relação a X_i , para formar uma estimativa y da grandeza de saída Y e a incerteza-padrão associada $I_c(y)$. A Figura A 1 apresenta a metodologia aplicada.

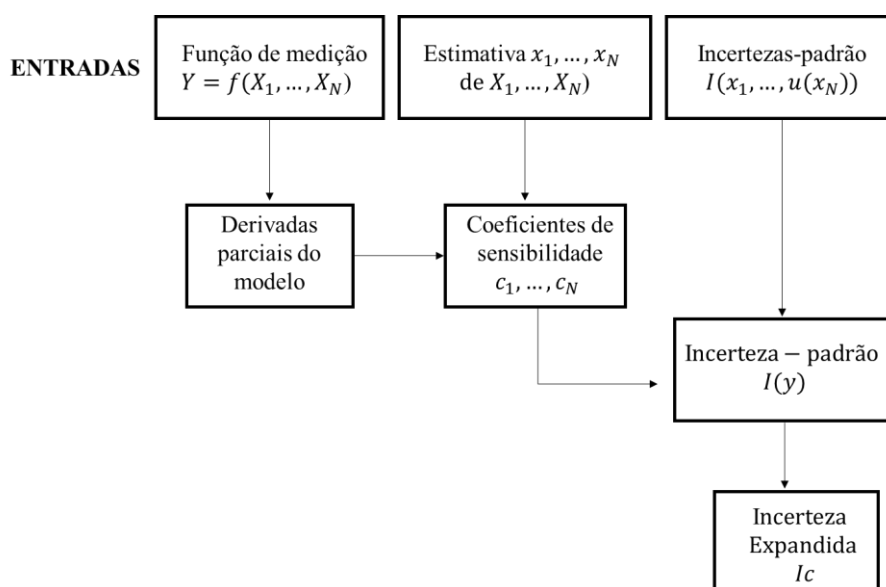


Figura A 1: Metodologia de análise de incertezas. Fonte: Adaptado do Guia para a expressão de incerteza de medição e a documentos correlatos [83].

Em resumo, a incerteza experimental expandida da grandeza de saída R será medida, indiretamente, através da combinação das incertezas-padrão de cada parâmetro de entrada (temperatura, potência, tensão, corrente e resistência elétrica).

Como afirmam Albertazzi e Souza [86], o resultado de uma medição indireta, obtida a partir da combinação de duas ou mais grandezas de entrada não-correlacionadas (como é o caso das grandezas de entrada deste trabalho), pode ser estimado com base na combinação das

incertezas de medições envolvidas. Como não há nenhum tipo de sincronismo entre as incertezas das grandezas de entrada, a forma de combinar esses valores é baseada na lei de combinação das variâncias, válida para variáveis estatisticamente independentes. O valor do mensurando é determinado a partir de operações matemáticas envolvendo duas ou mais medidas associadas a diferentes grandezas de entrada. Este caso é adotado para o cálculo da diferença de temperatura entre o evaporador e condensador e para a determinação da potência fornecidas pelas fontes.

Pode-se demonstrar que a variância da soma, ou subtração, entre duas variáveis aleatórias não-correlacionadas é calculada a partir da soma das variâncias:

$$I_{X+Y}^2 = I_X^2 + I_Y^2 \quad (\text{A } 3)$$

$$I_{X-Y}^2 = I_X^2 + I_Y^2 \quad (\text{A } 4)$$

De uma forma geral, a incerteza padrão de y , onde y é a estimativa do mensurando Y e, portanto, o resultado da medição, é obtida combinando-se apropriadamente as incertezas padrão das estimativas de entrada x_1, \dots, x_N . A incerteza padrão combinada da estimativa y é denotada por $I_c(y)$, resultado da raiz quadrada positiva da variância combinada $I_c^2(y)$, que é dada por:

$$I_c^2(y) = \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 (I(x_i))^2 = \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} I(x_i) \right)^2 \quad (\text{A } 5)$$

A incerteza combinada da resistência térmica R é dada então por:

$$I_c(R) = \sqrt{\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} I(x_i) \right)^2} \quad (\text{A } 6)$$

onde, $I(x_i), i = 1 \dots N$, é a incerteza padrão das grandezas de entrada do modelo $(T, Q, V, I \text{ e } r_e)$. A incerteza padrão combinada $I_c(R)$ é então um desvio padrão estimado, que caracteriza a dispersão dos valores que poderiam ser razoavelmente atribuídos ao mensurando (R) [88].

Conhecida a metodologia utilizada na medição da incerteza experimental dos testes realizados, serão apresentados a seguir, as incertezas relacionadas às seguintes grandezas de entrada:

- A1) Temperatura;
- A2) Diferença das médias de temperatura;
- A3) Tensão, corrente e resistência elétrica;
- A4) Potência;
- A5) Resistência térmica total do protótipo.

A1) Incertezas relacionadas às medições de temperatura

Antes de calcular a incerteza combinada da variação de temperatura entre a região do evaporador e condensador (ΔT), é necessário determinar os erros sistemático e aleatório, para o conjunto de termopares utilizado nos testes experimentais. Por esse motivo, essa seção apresenta a metodologia de calibração aplicada aos termopares e o cálculo da incerteza combinada de ΔT é detalhado na seção A2.

A metodologia utilizada para determinar as incertezas nas medições de temperatura, teve como referência o procedimento realizado por Paiva [84] e Facin [43]. Um total de 65 termopares foram inseridos em banho térmico com água, para calibração de todos os sensores ao mesmo tempo. As pontas de medição dos termopares foram isoladas com fita KAPTON, para que não houvesse interferência eletromagnética entre eles. Juntamente com os termopares, inseriu-se um termômetro de bulbo da marca Omega® (utilizado como temperatura de referência) com menor escala de divisão de 0,1 °C.

Os termopares foram conectados no mesmo módulo de aquisição de dados dos testes integrados, sendo o *software Labview* responsável pela aquisição de dados de temperatura. O banho térmico permitia um *setup* de temperaturas, definidos em: 15, 20, 40, 60 e 80°C, com duração de 150 segundos por patamar de temperatura, após estabilização das temperaturas.

Conforme mencionado, o erro de medição pode ser decomposto em duas parcelas: erro sistemático e aleatório. Para estimar o erro sistemático de um sistema de medição, devem ser efetuadas leituras repetitivas de um mensurando, nesse caso a temperatura, cujo valor

verdadeiro é conhecido [86]. Como não se conhece exatamente o valor verdadeiro da temperatura, realiza-se uma estimativa aproximada do erro sistemático, denominada *Tendência*, definida por:

$$Td = \bar{M} - VVC \quad (A 7)$$

onde, \bar{M} é a média do número finito de medições da temperatura de cada termopar, e *VVC* é o valor verdadeiro convencional da temperatura, dado pelo valor identificado no termômetro de bulbo. O *VVC* é uma estimativa suficientemente próxima do valor verdadeiro do mensurando.

O erro aleatório é trazido para esta análise, em termos de um parâmetro definido como *Repetitividade*. Denomina-se *Repetitividade* a faixa de valores dentro da qual o erro aleatório de um sistema de medição é esperado com uma certa probabilidade [86]. Este parâmetro pode ser calculado a partir do desvio padrão da amostra de dados medida, multiplicado pelo fator “*t*” de *Student*. Este fator é obtido através dos graus de liberdade, estimado como sendo o número de dados utilizados para calcular a média das medições menos um ($n - 1$), e do nível de confiança estipulado. A *Repetitividade* é definida como:

$$Re = DP(T) * t \quad (A 8)$$

onde, $DP(T)$ é o desvio padrão da amostra e *t* é o fator de *Student*. No caso desta calibração, utilizou-se 150 dados de temperaturas, sendo, portanto, o número de graus de liberdade igual a 149 e o nível de confiança igual a 95,45%. Essa combinação de graus de liberdade e nível de confiança, implica em um fator de *Student* igual a 2,017.

Sendo assim, através dos dados obtidos, pode-se elaborar os parâmetros de *Tendência* (*Td*) e *Repetitividade* (*Re*), e, por consequência, inferir o erro para cada termopar. Através da curva de erros pode-se obter o erro máximo, caracterizado pelo maior erro em valor absoluto que o sistema pode cometer nas condições propostas.

A Figura A 2 e a Figura A 3 apresentam, respectivamente, o gráfico de *Tendência* e *Repetitividade* de cada termopar em função da temperatura.

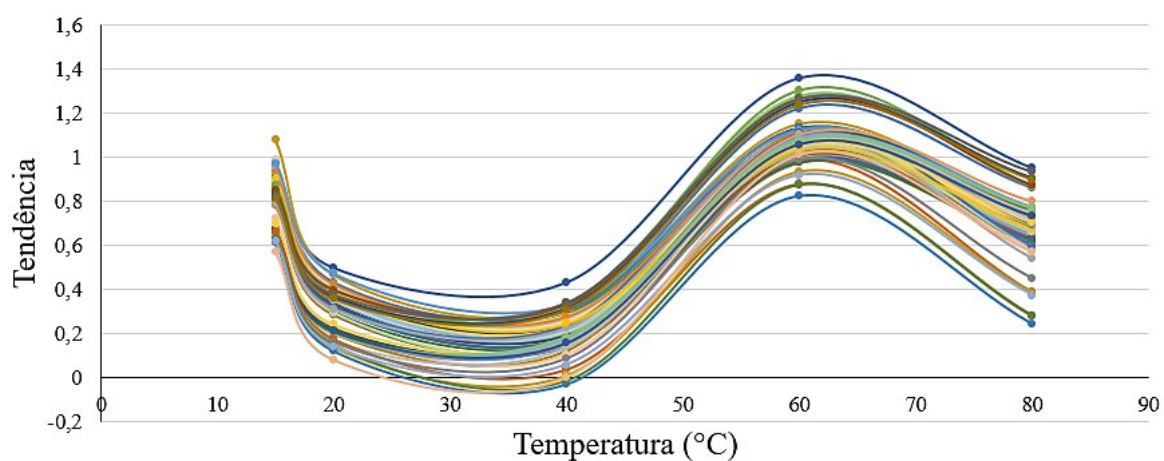


Figura A 2: Medidas de Tendência.

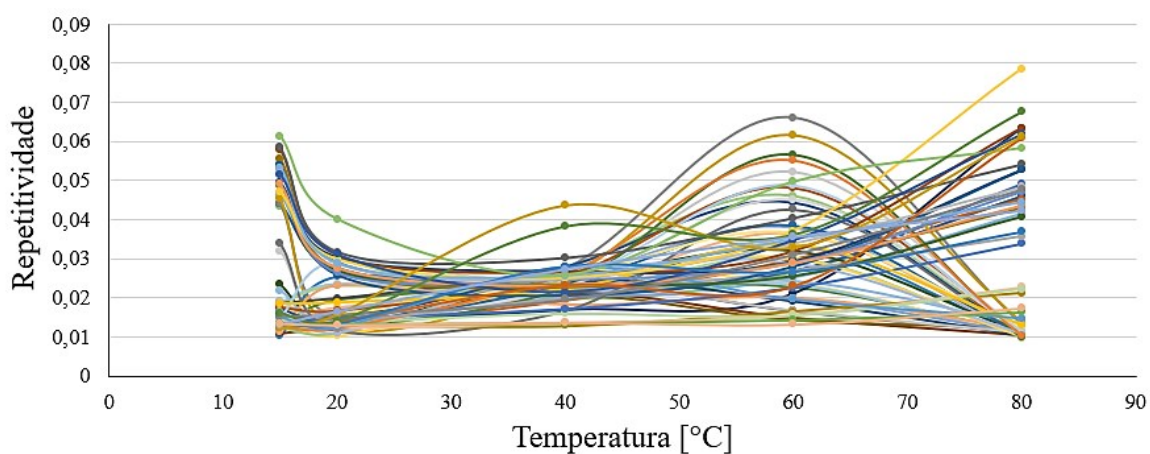


Figura A 3: Medidas de Repetibilidade.

Somando-se aos valores de tendência, os de repetitividade do sistema, pode-se estimar a curva de erro e, conseqüentemente, o erro máximo dos termopares. A Figura A 4 e a Figura A 5 mostram as curvas que representam, respectivamente, o limite superior (T_d+R_e) e inferior (T_d-R_e) deste parâmetro.

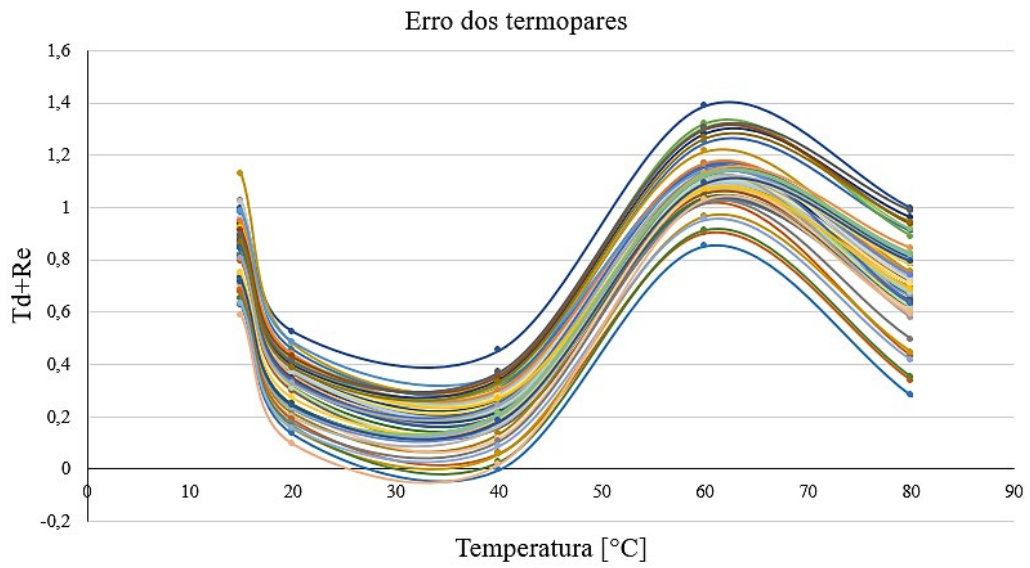


Figura A 4: Tendência + Repetitividade.

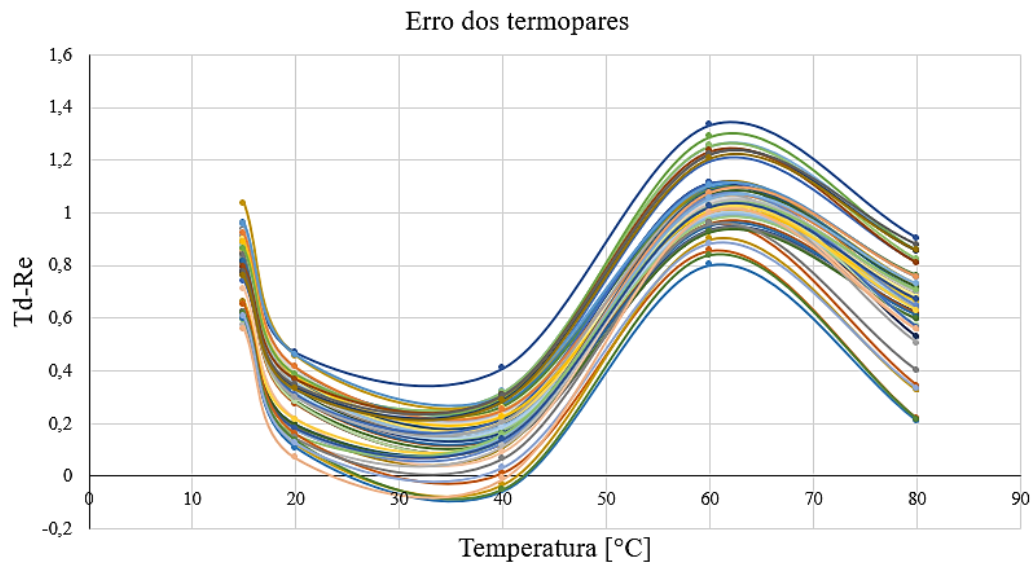


Figura A 5: Tendência - Repetitividade

De todos os sensores calibrados, o maior erro encontrado foi de 1,39°C, para o termopar 29, quando na temperatura de 60°C. Portanto, o erro máximo de medição de temperatura adotado para todo o sistema é de $\pm 1,39^\circ\text{C}$, sendo assim:

$$I(T) = 1,39$$

A2) Incerteza relacionada à variação de temperatura entre o evaporador e condensador

A diferença de temperatura (ΔT) entre a região do evaporador e condensador varia para cada patamar de potência aplicada aos dispositivos e é dada através da equação:

$$\Delta T = \bar{T}_e - \bar{T}_c \quad (\text{A } 9)$$

onde, \bar{T}_e e \bar{T}_c , são as temperaturas médias das regiões do evaporador e condensador. A temperatura de cada região, para cada patamar de potência, é tomada como a média dos últimos 250 dados de medição de temperatura de cada patamar de potência. Sendo assim, a incerteza associada à esta diferença de temperatura é dada através da expressão:

$$I_c(\Delta T) = \sqrt{\left(\frac{\partial \Delta T}{\partial T_e} I(T_e)\right)^2 + \left(\frac{\partial \Delta T}{\partial T_c} I(T_c)\right)^2} \quad (\text{A } 10)$$

onde, $I(T_e)$ e $I(T_c)$, são as incertezas de medição das temperaturas do evaporador e condensador, respectivamente, dadas pelo erro máximo encontrado na calibração:

$$I(T) = I(T_e) = I(T_c) = 1,39$$

Resolvendo as derivadas parciais da Equação (A 10), tem-se:

$$I_c(\Delta T) = \sqrt{(I(T_e))^2 + (-I(T_c))^2} \quad (\text{A } 11)$$

A3) Incertezas relacionadas à medição de tensão e corrente

a) Testes individuais

As incertezas relacionadas às medições de tensão e de corrente foram estipuladas como sendo metade da menor escada do *display* da fonte. Assim:

$$I(i) = 0,005A$$

$$I(U) = 0,05A$$

b) Testes integrados

Nos testes integrados, a incerteza relacionada à medição de tensão foi estipulada em 2% deste valor, e da resistência elétrica em 1% do valor fixo do resistor. Assim:

$$I(U) = 0,02V$$

$$I(r_{el}) = 0,25\Omega$$

A4) Incerteza relacionada à potência aplicada

O fornecimento de energia às resistências elétricas dos testes em bancada, foi proveniente de uma fonte de corrente contínua, para os testes individuais, e uma fonte controlada por modulação PWM, nos testes integrados.

a) Testes individuais

Nos testes individuais foram utilizadas resistências elétricas em cartucho, sendo a potência fornecida dada pelo produto da tensão pela corrente, como segue na equação abaixo.

$$Q_{ind} = Ui \tag{A 12}$$

Logo, a incerteza combinada estimada da potência elétrica para os testes individuais é dada por:

$$Ic(Q_{ind}) = \sqrt{\left(\frac{\partial Q_{ind}}{\partial U} I(U)\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_{ind}}{\partial i} I(i)\right)^2} \tag{A 13}$$

Resolvendo as derivadas parciais da Equação (A 13), tem-se:

$$Ic(Q_{ind}) = \sqrt{(i \cdot I(U))^2 + (U \cdot I(i))^2} \quad (A 14)$$

b) Testes integrados

Nos testes integrados foram utilizados resistores do TO-247 e D2PAK, e a potência elétrica por essa resistência é dada pelo quociente da tensão proveniente da fonte de potência pela resistência do resistor, como segue na equação abaixo.

$$Q_{int} = \frac{U}{r_{el}} \quad (A 15)$$

Logo, a incerteza estimada da potência elétrica para os testes integrados é dada por:

$$Ic(Q_{int}) = \sqrt{\left(\frac{\partial Q_{int}}{\partial U} I(U)\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_{int}}{\partial r_e} I(r_e)\right)^2} \quad (A 16)$$

Resolvendo as derivadas parciais da Equação (A 16), tem-se:

$$Ic(Q_{int}) = \sqrt{\left(\frac{1}{r_e} \cdot I(U)\right)^2 + \left(-\frac{U}{r_e^2} \cdot I(r_e)\right)^2} \quad (A 17)$$

A5) Incerteza relacionada à resistência térmica total dos dispositivos

A resistência térmica total dos dispositivos desenvolvidos neste trabalho, é dada pela razão entre a diferença das temperaturas médias no evaporador e condensador (ΔT) e a potência

inserida nas resistências elétricas (Q). Sendo assim, desconsiderando perdas térmicas, a resistência térmica é dada por:

$$R = \frac{T_e - T_c}{Q} \quad (\text{A } 18)$$

onde, Q é a potência proveniente dos testes individuais ou integrados (Q_{ind} ou Q_{int} , respectivamente), dependendo do dispositivo e teste que se está analisando. Logo, a incerteza estimada da resistência térmica é dada por:

$$I_c(R) = \sqrt{\left(\frac{\partial R}{\partial \Delta T} I(\Delta T)\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial Q} I(Q)\right)^2} \quad (\text{A } 19)$$

Resolvendo as derivadas parciais da Equação (A 19), tem-se:

$$I_c(R) = \sqrt{\left(\frac{1}{Q} \cdot I(\Delta T)\right)^2 + \left(-\frac{\Delta T}{Q^2} \cdot I(Q)\right)^2} \quad (\text{A } 20)$$

onde, $I(\Delta T)$ e $I(Q)$ são as incertezas experimentais calculadas, respectivamente, pelas equações (A 11), (A 14) e (A 17).

APÊNDICE B

TEMPERATURAS EM FUNÇÃO DA POTÊNCIA APLICADA

Os gráficos de temperatura em função do tempo para os testes individuais realizados com os dispositivos MTHC1.1 e MTHC2.1 são apresentados a seguir.

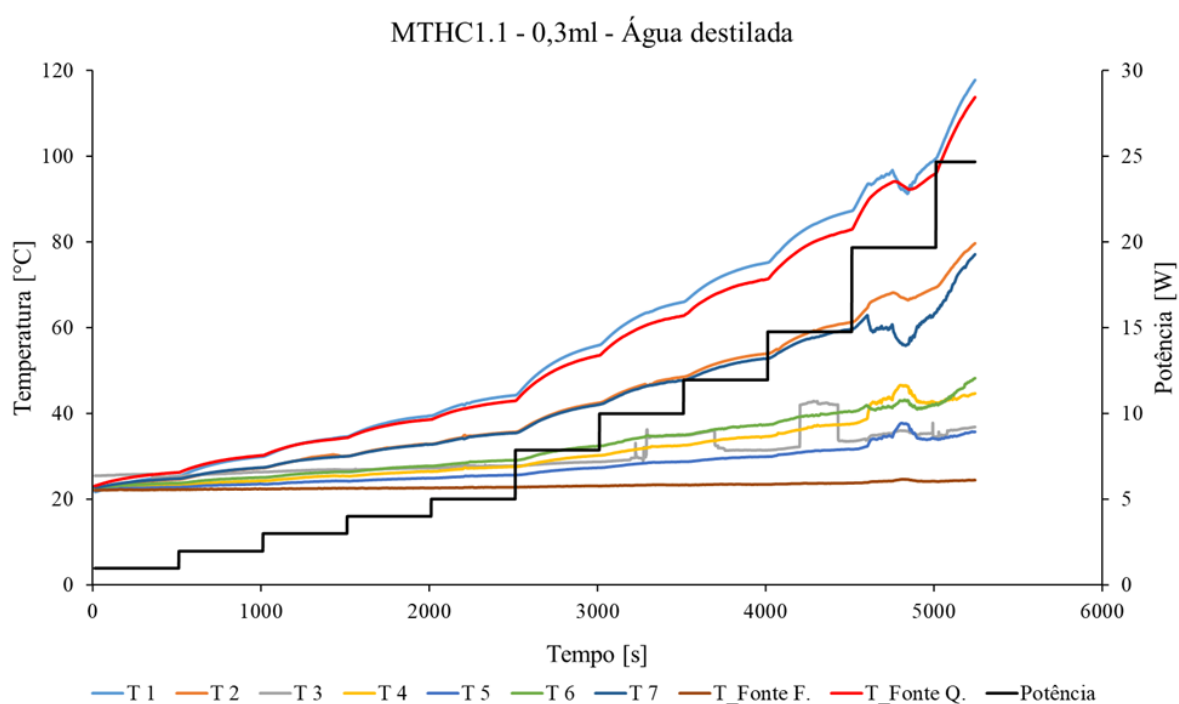


Figura B 1: Variação da temperatura em função da potência aplicada para o MTHC1.1 com 0,3ml de água destilada.

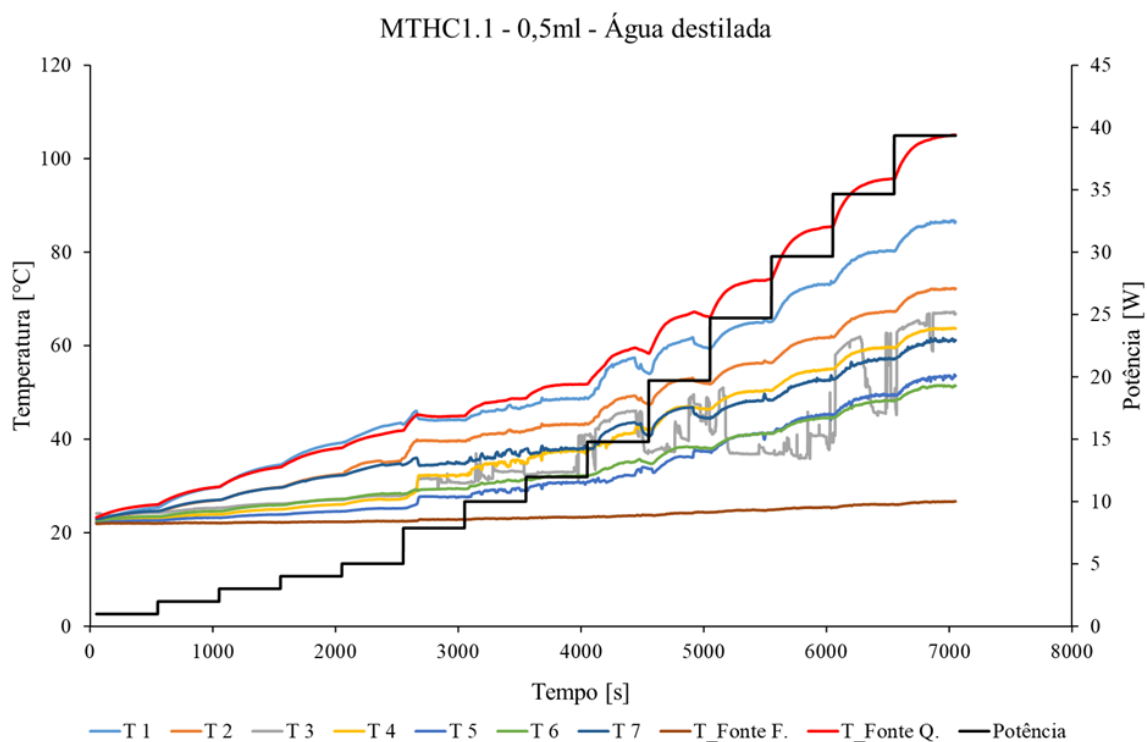


Figura B 2: Variação da temperatura em função da potência aplicada para o MTHC1.1 com 0,5ml de água destilada.

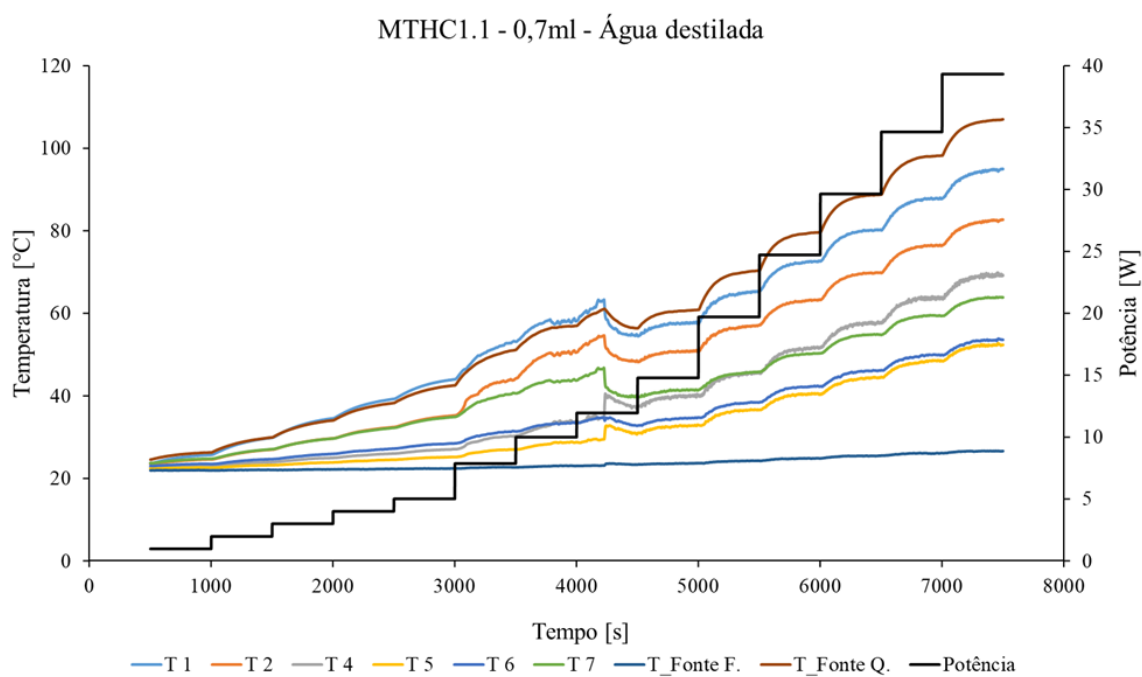


Figura B 3: Variação da temperatura em função da potência aplicada para o MTHC1.1 com 0,7ml de água destilada.

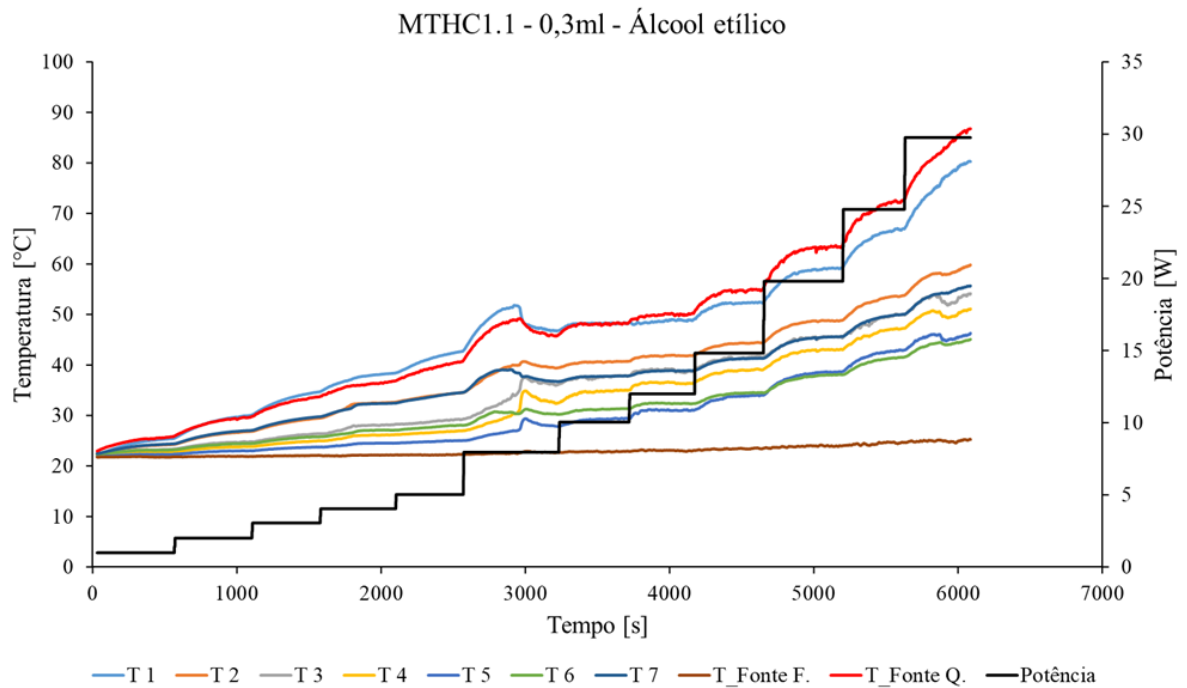


Figura B 4: Variação da temperatura em função da potência aplicada para o MTHC1.1 com 0,3ml de álcool etílico.

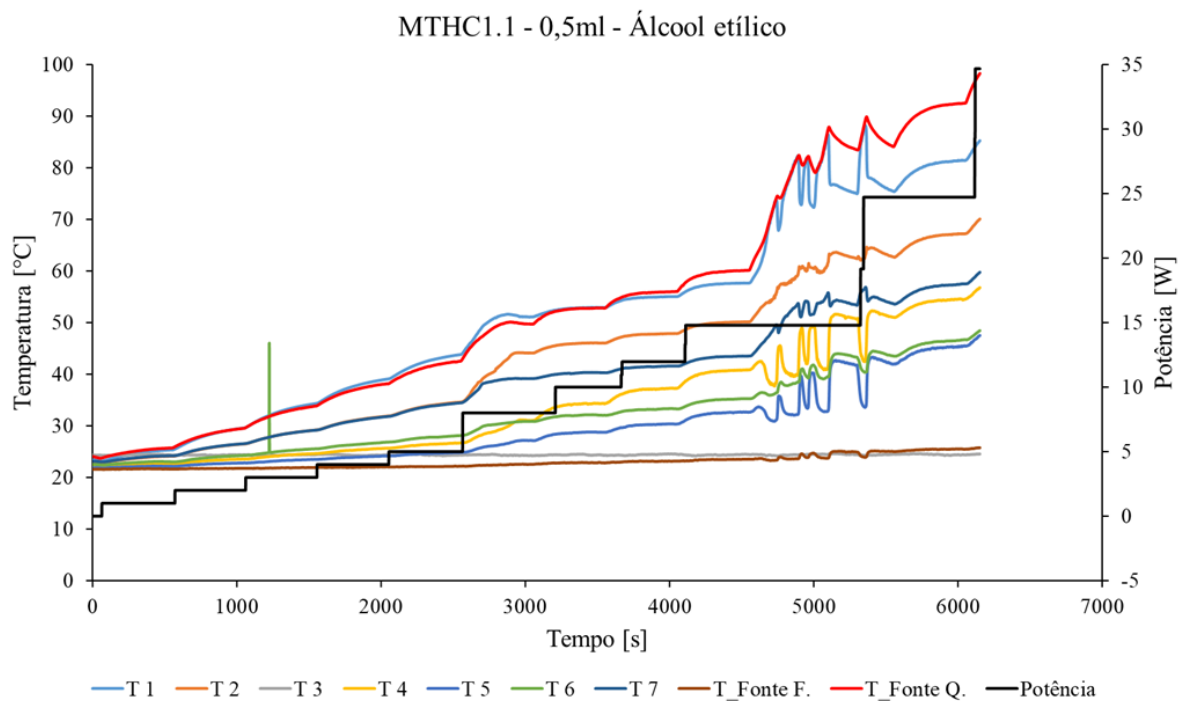


Figura B 5: Variação da temperatura em função da potência aplicada para o MTHC1.1 com 0,5ml de álcool etílico.

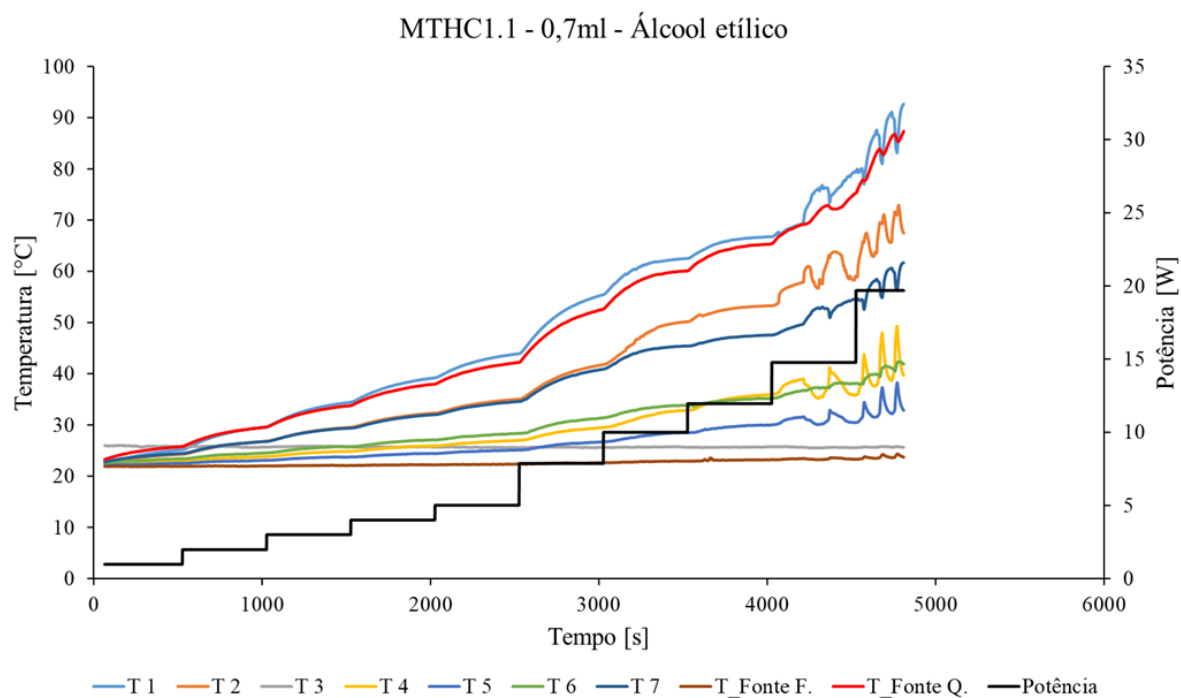


Figura B 6: Variação da temperatura em função da potência aplicada para o MTHC1.1 com 0,7ml de álcool etílico.

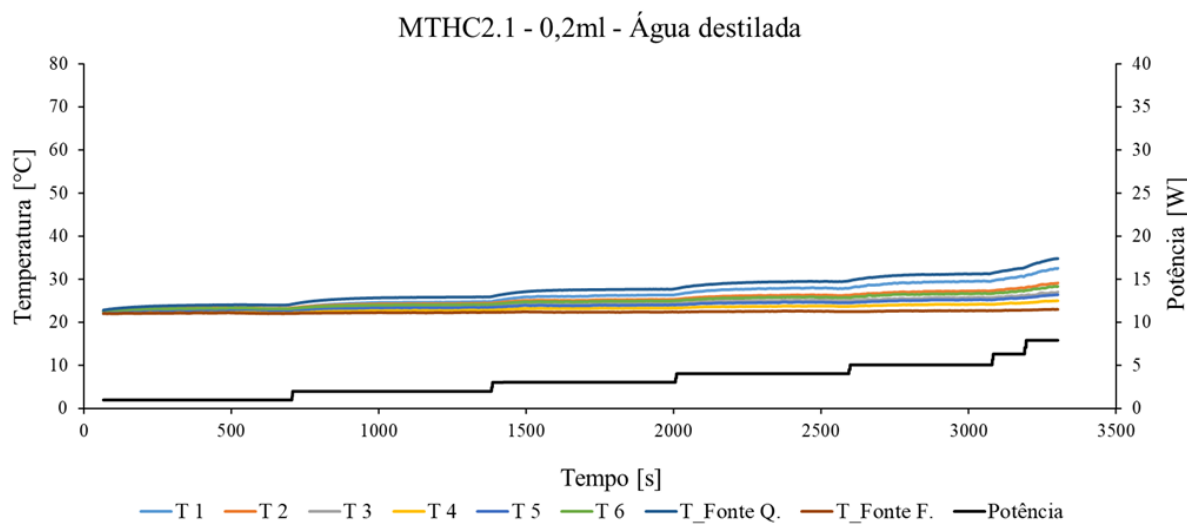


Figura B 7: Variação da temperatura em função da potência aplicada para o MTHC2.1 com 0,2ml de água destilada.

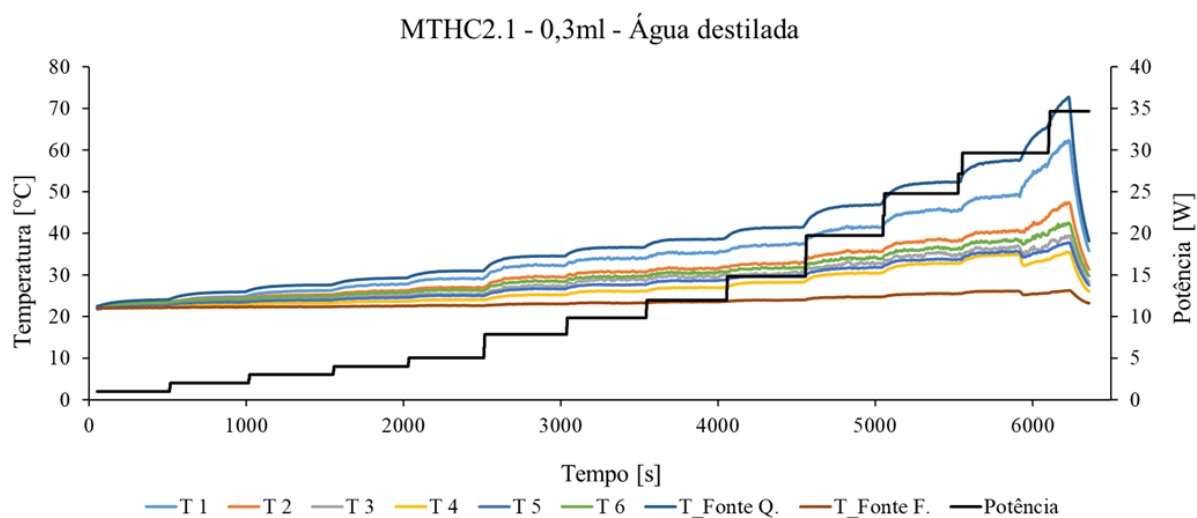


Figura B 8: Variação da temperatura em função da potência aplicada para o MTHC2.1 com 0,3ml de água destilada.

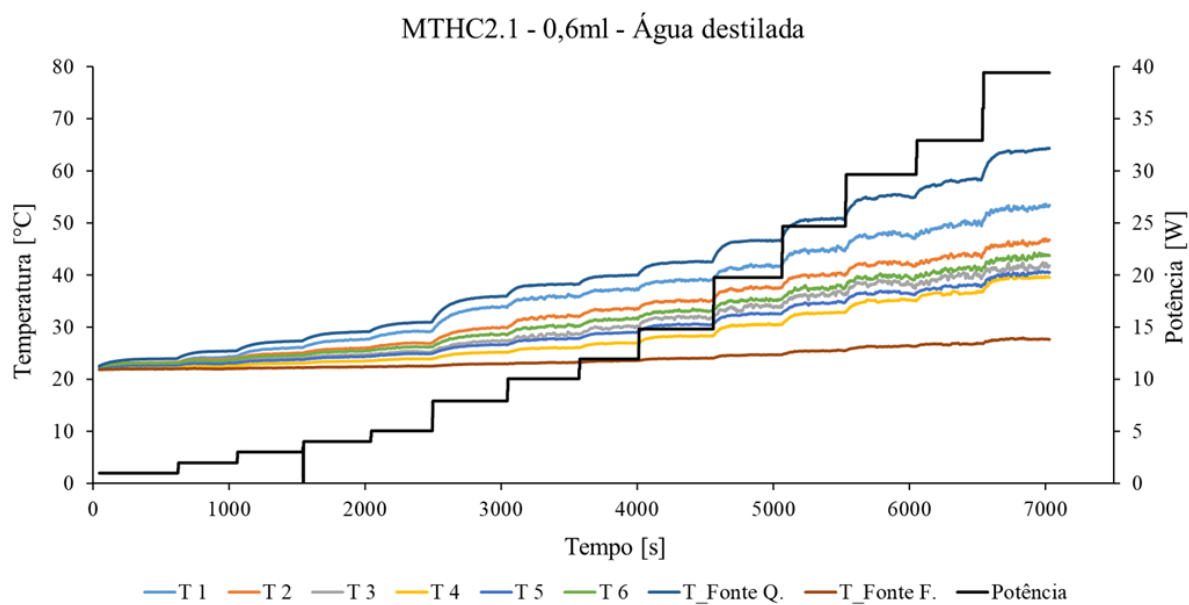


Figura B 9: Variação da temperatura em função da potência aplicada para o MTHC2.1 com 0,6ml de água destilada.

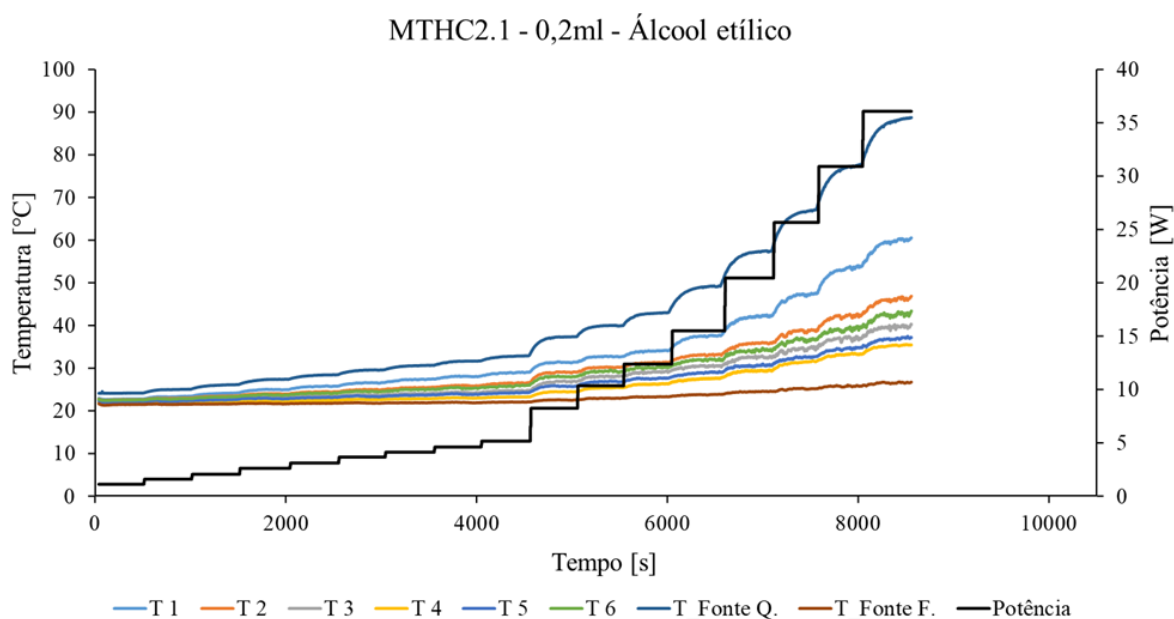


Figura B 10: Variação da temperatura em função da potência aplicada para o MTHC2.1 com 0,2ml de álcool etílico.

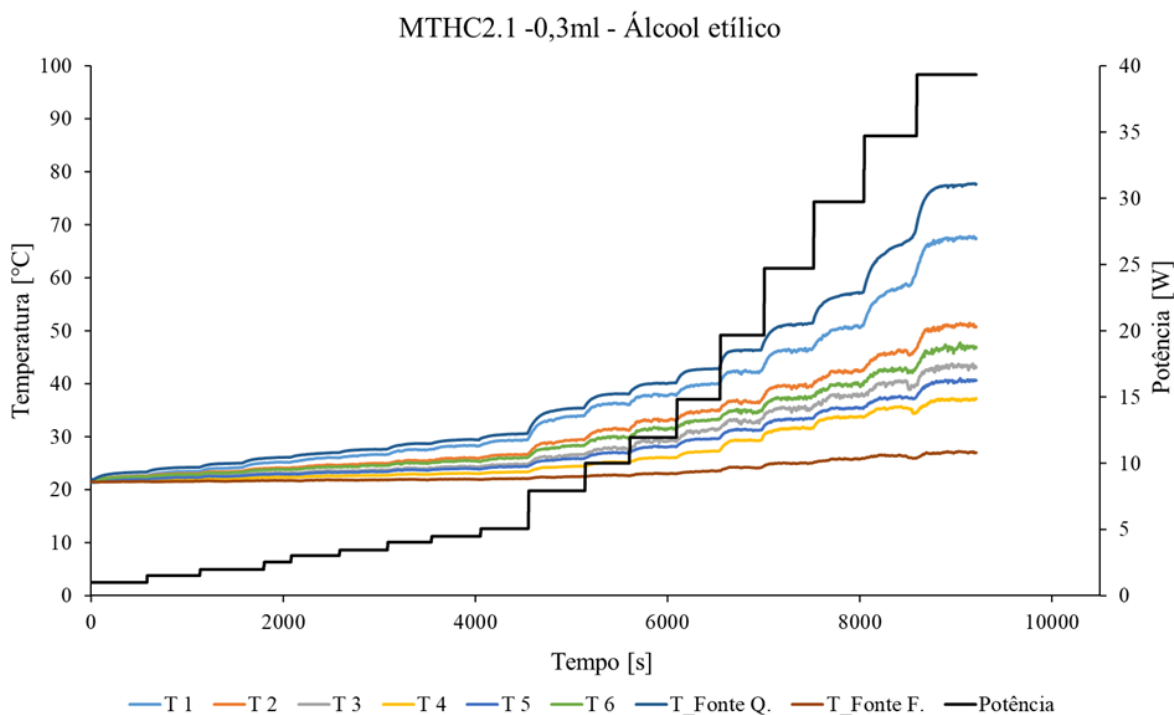


Figura B 11: Variação da temperatura em função da potência aplicada para o MTHC2.1 com 0,3ml de álcool etílico.

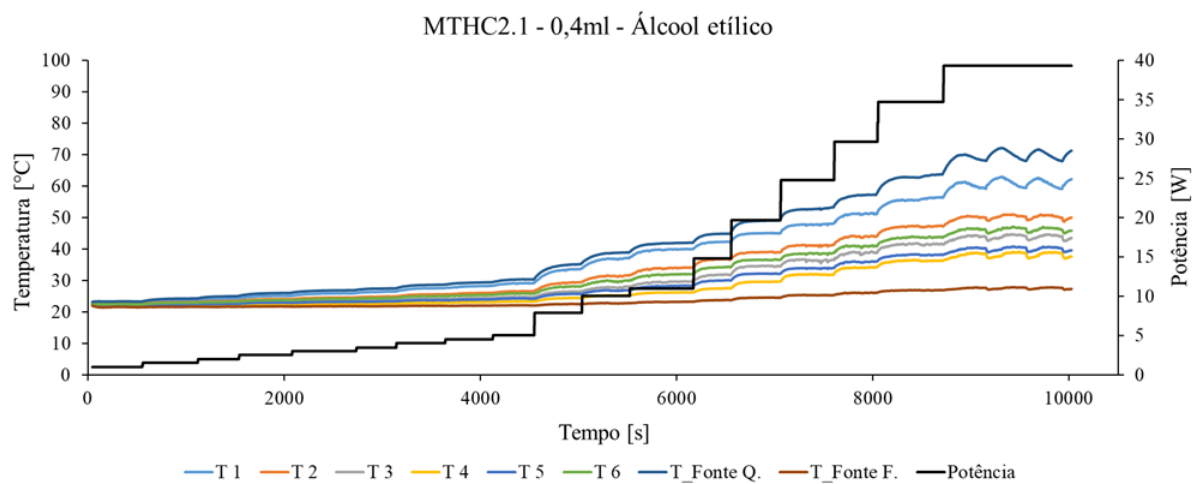


Figura B 12: Variação da temperatura em função da potência aplicada para o MTHC2.1 com 0,4ml de álcool etílico.

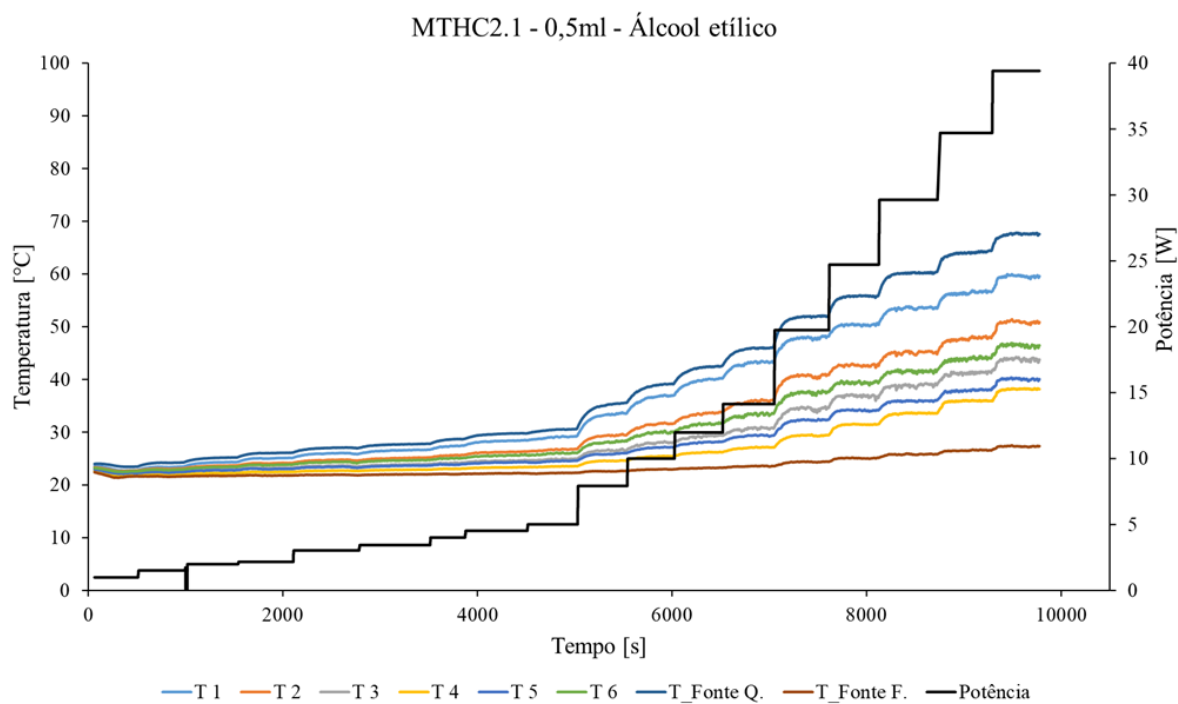


Figura B 13: Variação da temperatura em função da potência aplicada para o MTHC2.1 com 0,5ml de álcool etílico.

APÊNDICE C

ALGORITMO DO MODELO TEÓRICO

A modelagem matemática foi implementada no *Software* MATLAB e o algoritmo utilizado para a determinação das resistências térmicas de condução pura e de operação dos dispositivos é apresentado a seguir.

Contents

- Parâmetros termofísicos do fluido
- Parâmetros termofísicos do tubo
- Cálculo das resistências
- Cálculo do h de condensação
- Plots - MTHC1.1

```
%*****Parâmetros geométricos MTHC1.1*****%

tp      = 7e-4;           %espessura da parede do evaporador e condensador [m]
tp_l    = 0.0015;        %espessura da chapa linha [m]

L_ee    = 0.0175;        %comprimento externo do evaporador [m]
L_ei    = 0.015;         %comprimento interno do evaporador [m]
w_ee    = 0.020;         %largura externa do evaporador [m]
w_ei    = 0.015;         %largura interna do evaporador [m]
A_e     = L_ee*w_ee;      %área externa do evaporador [m²]
A_ei    = L_ei*w_ei;      %área interna do evaporador [m²]
P_ee    = (2*L_ee)+(2*w_ee); %perímetro externo do evaporador [m²]
P_ei    = (2*L_ei)+(2*w_ei); %perímetro externo do evaporador [m²]
At_ei   = w_ei*2*tp_l;    %área de seção transversal do evaporador [m²] (chapa base, sentido axial)
At_ee   = w_ee*tp;        %área de seção transversal do evaporador [m²] (chapa base, sentido axial)
Dh_e    = (w_ei*2*tp_l).^(1/2); %diâmetro hidráulico do evaporador [m] (raiz quadrada da área)
Lef_e   = (A_ei./P_ei);   %comprimento característico do evaporador [m]

tw      = tp_l;           %espessura do meio poroso [m]
A_w     = A_ei;           %área do meio poroso[m²]

L_ce    = 0.015;         %comprimento externo do condensador [m]
L_ci    = 0.010;         %comprimento interno do condensador [m]
w_ce    = 0.020;         %largura externa do condensador [m]
w_ci    = 0.015;         %largura interna do condensador [m]
A_c     = L_ce*w_ce;      %área externa do condensador [m²]
A_ci    = L_ci*w_ci;      %área interna do condensador [m²]
P_c     = (2*L_ce)+(2*w_ce); %perímetro externo do condensador [m²]
P_ci    = (2*L_ci)+(2*w_ci); %perímetro externo do condensador [m²]
At_ce   = w_ce*tp;        %área de seção transversal do condensador [m²] (chapa base, sentido axial)
```

```

At_ci = w_ci*2*tp_l; %área de seção transversal do condensador [m²] (chapa base, sentido axial)
Dh_c = (w_ci*2*tp_l).^(1/2); %diâmetro hidráulico do condensador [m] (raiz quadrada da área)
Lef_c = (A_ci./P_ci); %comprimento característico do condensador [m]

L_v = 0.07028; %comprimento da linha de vapor [m]
L_l = 0.08815; %comprimento da linha de líquido [m]
w_v = 0.004; %largura da linha de vapor
w_l = 0.0025; %largura da linha de líquido
P_v = (2*w_v)+(2*tp_l); %perímetro da seção transversal da linha de vapor [m]
P_l = (2*w_l)+(2*tp_l); %perímetro da seção transversal da linha de líquido [m]
At_v = w_v*tp_l; %área transversal da linha de vapor [m²]
At_l = w_l*tp_l; %área transversal da linha de líquido [m²]

et = 0.0044; %espessura total do dispositivo [m]
borda = 0.0025; %borda do dispositivo [m]

At_ke = (w_ee*et)-(w_ei*2*tp_l); %área transversal total sólida do evaporador [m]
At_kl = ((w_ee-0.0035)*et)-(At_v)-(At_l); %área transversal total sólida das linhas [m]
At_kc = (w_ce*et)-(w_ci*2*tp_l); %área transversal total sólida do condensador [m]

Dh_l = (At_l).^(1/2); %diâmetro hidráulico da linha de líquido [m]
Dh_v = (At_v).^(1/2); %diâmetro hidráulico da linha de vapor [m]
kc = 0.48; %coeficiente de perda de carga por contração

rh_v = At_v/P_v;
reff = 24e-6;

```

Parâmetros termofísicos do fluido

```

beta = 1;
g = 9.81; % [m/s²]
Mi = (5.5e-4); % [kg/m.s]
Ni = (5.6e-7); % [m²/s]
alpha = (1.6e-7); % [m²/s]
p_sat = 101350; % [Pa]
k_loss = 1.5; %coeficiente de perda de carga

```

Parâmetros termofísicos do tubo

```

k_cobre = 401;           %[W/mK]
k_eff   = 43;           %[W/mK] Meio Poroso

```

Cálculo das resistências

```

pot      = 100;          %potência inserida
qt       = 1:1:pot;
qloop(1) = 0.0001*qt(1); %considerando que praticamente 100% do calor imposto vai por condução no primeiro patamar d
e potência
qloop_novo(1) = qloop(1);
q_fluxo(1) = qloop(1)/A_e; %[W/m²]
Tv_novo    = (30+273.3);
Tv(1)     = Tv_novo;    %temperatura de vapor - chute inicial
Tf        = (22+273.3); %temperatura fixa da fonte fria
Tp(1)     = Tf;        %temperatura da parede interna da tampa do condensador
Tp_novo(1) = Tp(1);
foris     = 0;        %contador das iterações

for i=1:numel(qt)
    foris = foris+1;
    wilis = 0;
    R_pe  = (tp./(k_cobre.*A_e)); %Resistência na parede do evaporador
    R_w   = (tw./(k_eff.*A_w));  %Resistência do meio poroso
    R_pc  = (tp./(k_cobre.*A_c));
    erro  = 1;                  %erro inicial
    tol   = 1e-1;              %tolerância do erro
    Tv(i) = Tv_novo;
    qloop(i) = qloop_novo;
    q_fluxo(i) = qloop(i)./A_e;
    Tp(i)    = Tp_novo;

    while erro > tol

```

```

    wilis = wilis+1;

```

```

    ro_v = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('D','T',Tv(i),'Q',1,'Water');
    ro_l = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('D','T',Tv(i),'Q',0,'Water');
    hv   = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H','T',Tv(i),'Q',1,'Water');

```

```

hl      = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H','T',Tv(i),'Q',0,'Water');
hlv     = hv-hl;
tau     = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('I','T',Tv(i),'Q',0,'Water');
kl      = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('L','T',Tv(i),'Q',0,'Water');
Pr      = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('PRANDTL','T',Tv(i),'Q',0,'Water');
Cp      = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('C','T',Tv(i),'Q',0,'Water');

m_ponto = qlloop./hlv;                                %vazão mássica de vapor
delta_T  = (Tv-Tf);
lb       = ((tau)./(g.*(ro_l-ro_v))).^(1./2);          %comprimento característico da bolha

```

Cálculo do h de condensação

```

%Modelo de Nusselt para parede horizontal com face fria voltada para baixo

Ra_L    = (g.*beta.*(abs(Tv(i)-Tp)).*(Lef_c.^3))./(Ni.*alpha);

if      (true(Ra_L > 10^4) & true(Ra_L <= 10^7))
    Nu_L = 0.54.*(Ra_L.^(1./4));
    a=1;
end
if      (true(Ra_L > 10^7) & true(Ra_L <= 10^9))
    Nu_L = 0.15.*((Ra_L).^(1./3));
    a=2;
end

h_cond  = (Nu_L.*kl)./L_ci;                            %h parede horizontal(Modelo de Nusselt)

u_v     = (m_ponto./(ro_v.*At_v));                    %velocidade do vapor
Re_Dh   = (ro_v.*u_v.*Dh_v)./(Mi);                   %Reynolds baseado no Dh
F       = (14.2./Re_Dh);                              %Fator de atrito
delta_pv = ((kc.*(u_v.^2))./(2.*g))+((2.*(k_loss.*(u_v.^2))./(2.*g)))+(2.*(0.4.*(u_v.^2))./(2.*g)))+(F.*L_v.*ro_v.*(u_v.^2))./(2.*Dh_v);
sel pg 422 %queda de pressão por contração + localizada Mussel pg 422 (2 curvas de 45 e 2 de 90) + distribuída (Peterson)Mus

h_ebu   = 0.0007.*((kl./lb).*(Pr.^0.35).*((q_fluxo.*lb)./(ro_v.*hlv.*Ni)).^(0.7)).*((p_sat.*lb)./(tau)).^(0.7));
%correlação de Kutateladze [W/m².K]

R_ebu   = 1./(h_ebu(i).*A_ei);
R_E     = R_pe+R_w+R_ebu;                             %resistência equivalente no evaporador (mesmo sentido do fl

```

```

uxo de calor)
    R_vapor    = (Tv(i).*delta_pv(i))./(hlv.*ro_v.*qloop(i));
    R_cond     = 1./(h_cond(i).*A_ci);
    R_loop     = R_vapor+R_cond+R_pc;                               %resistência equivalente no loop (sentido transversal ao fl
uxo)

    R_Ktot     = ((L_ee./2)./(k_cobre.*At_ke))+((L_v+L_l)/2)./(k_cobre.*At_kl))+((L_ce./2)./(k_cobre.*At_kc));
    %considerando parte total sólida (condução axial)

    R_t(i)     = ((R_loop+R_E).*(R_Ktot))./((R_loop+R_E)+(R_Ktot)); %resistência equivalente paralela do loop

    Tq        = (qt(i).*R_t(i))+Tf;
    qK        = (Tq-Tf)./(R_Ktot);                               %calor que vai por condução no tubo
    qloop_novo = qt(i)-qK;
    Tv_novo   = (qloop_novo.*R_loop)+Tf;
    qt_v      = qloop_novo+qK;                                   %potência total verificada
    Tp_novo   = (qloop_novo.*R_pc)+Tf;

    erro      = abs((Tv(i)-Tv_novo)./Tv(i));

```

```

    end
end

```

Plots - MTHC1.1

```

xp=[1,2,3,4,5,6,7,8];                                           %dados placa
yp=[3.52,3.40,3.37,3.35,3.33,3.32,3.33,3.32];                   %média dos últimos 150 dados
ap=ones(1,numel(xp))*3.71;                                       %resistência de condução pura
ip_S2=[1.97,0.98,0.66,0.49,0.39,0.33,0.28,0.25];               %incerteza experimental

Title = [sprintf("Desempenho térmico MTHC1.1 - Teste Integrado)];
Axes  = ["Potência [W]","Resistência térmica [°C/W]"];
Limits = [[0 12];[0 6]];
Legend = ["Resistência térmica experimental de operação","Resistência térmica experimental de condução pura"];
File   = 'Des_exp_S2_1_placa';
myplot7(xp,yp,xp,ap,Title,Axes,Limits,Legend,File);
hold on
errorbar(xp,yp,ip_S2(1:size(yp,2)),'LineStyle','none','Color','k','HandleVisibility','off');
hold off

```

```

x=[1,2,3,4,5,8,10,12,15,20,25,30,35,40]; %dados individuais
y=[2.64,3.19,3.45,3.60,3.59,2.10,1.77,1.50,1.52,1.16,0.97,0.95,0.89,0.84]; %dados individuais (média dos últimos 150 dados)
aa=ones(1,numel(x))*3.71; %resistência de condução pura
i_S2=[1.97,0.98,0.66,0.49,0.40,0.25,0.20,0.16,0.13,0.10,0.08,0.07,0.06,0.05]; %incerteza experimental

Title = [sprintf("Desempenho térmico MTHC1.1 - Teste Individual)];
Axes = ["Potência [W]","Resistência térmica [°C/W]"];
Limits = [[0 41];[0 6]];
Legend = ["Resistência térmica experimental de operação","Resistência térmica experimental de condução pura"];
File = 'Des_exp_S2_1_indiv';
myplot7(x,y,x,aa,Title,Axes,Limits,Legend,File);
hold on
errorbar(x,y,i_S2(1:size(y,2)),'LineStyle','none','Color','k','HandleVisibility','off');
hold off

bb =ones(1,numel(qt))*4.09;
Title = [sprintf("Desempenho térmico MTHC1.1 - Modelo Matemático)];
Axes = ["Potência [W]","Resistência térmica [°C/W]"];
Limits = [[0 50];[0 10]];
Legend = ["Resistência térmica de operação","Resistência térmica de condução pura"];
File = 'Des_teórico_S2_1';
myplot(qt,R_t,qt,bb,Title,Axes,Limits,Legend,File);

Title = [sprintf("Comparação teórico-experimental MTHC1.1 - Teste Individual)];
Axes = ["Potência [W]","Resistência térmica [°C/W]"];
Limits = [[0 41];[0 6]];
Legend = ["Res. Térmica experimental de operação","Res. Térmica teórica de operação"];
File = 'comp_teo_exp_S2_1_indiv';
myplot5(x,y,qt,R_t,Title,Axes,Limits,Legend,File);
hold on
errorbar(x,y,i_S2(1:size(y,2)),'LineStyle','none','Color','k','HandleVisibility','off');
hold off

Title = [sprintf("Comparação Teórico-Experimental MTHC1.1 - Teste Integrado)];
Axes = ["Potência [W]","Resistência térmica [°C/W]"];
Limits = [[0 12];[0 6]];
Legend = ["Res. Térmica experimental de operação","Res. Térmica teórica de operação"];
File = 'comp_teo_exp_S2_1_placa';
myplot5(xp,yp,qt,R_t,Title,Axes,Limits,Legend,File);
hold on

```

```
errorbar(xp,yp,ip_S2(1:size(yp,2)), 'LineStyle','none','Color','k','HandleVisibility','off');  
hold off
```

Contents

- Parâmetros termofísicos do fluido
- Parâmetros termofísicos do tubo
- Cálculo das resistências
- Cálculo do h de condensação
- Plots - MTHC1.2

```
%*****Parâmetros geométricos MTHC1.2*****%

tp      = 5e-4;           %espessura da parede do evaporador e condensador [m]
tp_l    = 7e-4;           %espessura da chapa linha [m]

L_ee    = 0.0175;        %comprimento externo do evaporador [m]
L_ei    = 0.0125;        %comprimento interno do evaporador [m]
w_ee    = 0.020;         %largura externa do evaporador [m]
w_ei    = 0.015;         %largura interna do evaporador [m]
A_e     = L_ee*w_ee;     %área externa do evaporador [m²]
A_ei    = L_ei*w_ei;     %área interna do evaporador [m²]
P_ee    = (2*L_ee)+(2*w_ee); %perímetro externo do evaporador [m²]
P_ei    = (2*L_ei)+(2*w_ei); %perímetro externo do evaporador [m²]
At_ei   = w_ei*2*tp_l;   %área de seção transversal do evaporador [m²] (chapa base, sentido axial)
At_ee   = w_ee*tp;       %área de seção transversal do evaporador [m²] (chapa base, sentido axial)
Dh_e    = (w_ei*2*tp_l)^(1/2); %diâmetro hidráulico do evaporador [m] (raiz quadrada da área)
Lef_e   = (A_ei./P_ei);  %comprimento característico do evaporador [m]

tw      = tp_l;           %espessura do meio poroso [m]
A_w     = A_ei;           %área do meio poroso[m²]

L_ce    = 0.0284;        %comprimento externo do condensador [m]
L_ci    = 0.010;         %comprimento interno do condensador [m]
w_ce    = 0.020;         %largura externa do condensador [m]
w_ci    = 0.015;         %largura interna do condensador [m]
A_c     = L_ce*w_ce;     %área externa do condensador [m²]
A_ci    = L_ci*w_ci;     %área interna do condensador [m²]
P_c     = (2*L_ce)+(2*w_ce); %perímetro externo do condensador [m²]
P_ci    = (2*L_ci)+(2*w_ci); %perímetro externo do condensador [m²]
At_ce   = w_ce*tp;       %área de seção transversal do condensador [m²] (chapa base, sentido axial)
At_ci   = w_ci*2*tp_l;   %área de seção transversal do condensador [m²] (chapa base, sentido axial)
```



```

Dh_c    = (w_ci*2*tp_l).^(1/2);           %diâmetro hidráulico do condensador [m] (raíz quadrada da área)
Lef_c   = (A_ci./P_ci);                   %comprimento característico do condensador [m]

L_v     = 0.07975;                        %comprimento da linha de vapor [m]
L_l     = 0.09712;                        %comprimento da linha de líquido [m]
w_v     = 0.004;                          %largura da linha de vapor
w_l     = 0.0025;                         %largura da linha de líquido
P_v     = (2*w_v)+(2*tp_l);               %perímetro da seção transversal da linha de vapor [m]
P_l     = (2*w_l)+(2*tp_l);               %perímetro da seção transversal da linha de líquido [m]
At_v    = w_v*tp_l;                       %área transversal da linha de vapor [m²]
At_l    = w_l*tp_l;                       %área transversal da linha de líquido [m²]

et      = 0.0024;                         %espessura total do dispositivo [m]
borda   = 0.0025;                         %borda do dispositivo [m]

At_ke   = (w_ee*et)-(w_ei*2*tp_l);        %área transversal total sólida do evaporador [m]
At_kl   = ((w_ee-0.0035)*et)-(At_v)-(At_l); %área transversal total sólida das linhas [m]
At_kc   = (w_ce*et)-(w_ci*2*tp_l);        %área transversal total sólida do condensador [m]

Dh_l    = (At_l).^(1/2);                  %diâmetro hidráulico da linha de líquido [m]
Dh_v    = (At_v).^(1/2);                  %diâmetro hidráulico da linha de vapor [m]
kc       = 0.48;                          %coeficiente de perda de carga por contração

rh_v    = At_v/P_v;
reff    = 24e-6;

```

Parâmetros termofísicos do fluido

```

beta    = 1;
g        = 9.81;                          % [m/s²]
Mi       = (5.5e-4);                       % [kg/m.s]
Ni       = (5.6e-7);                       % [m²/s]
alpha    = (1.6e-7);                       % [m²/s]
p_sat    = 101350;                         % [Pa]
k_loss   = 1.5;                            %coeficiente de perda de carga

```

Parâmetros termofísicos do tubo

```

k_cobre  = 401;                            % [W/mK]
k_eff    = 43;                              % [W/mK] Meio Poroso

```

Cálculo das resistências

```
pot          = 100;                %potência inserida
qt           = 1:1:pot;
qloop(1)    = 0.1*qt(1);          %considerando que praticamente 100% do calor imposto vai por condução no primeiro
patamar de potência
qloop_novo(1) = qloop(1);
q_fluxo(1)  = qloop(1)/A_e;       %[W/m²]
Tv_novo     = (30+273.3);
Tv(1)       = Tv_novo;           %temperatura de vapor - chute inicial
Tf          = (22+273.3);        %temperatura fixa da fonte fria
Tp(1)       = Tf;                %temperatura da parede interna da tampa do condensador
Tp_novo(1)  = Tp(1);
foris       = 0;                  %contador das iterações

for i=1:numel(qt)
    foris = foris+1;
    wilis = 0;
    R_pe  = (tp./(k_cobre.*A_e));  %Resistência na parede do evaporador
    R_w   = (tw./(k_eff.*A_w));    %Resistência do meio poroso
    R_pc  = (tp./(k_cobre.*A_c));
    erro  = 1;                      %erro inicial
    tol   = 1e-1;                  %tolerância do erro
    Tv(i) = Tv_novo;
    qloop(i) = qloop_novo;
    q_fluxo(i) = qloop(i)./A_e;
    Tp(i)   = Tp_novo;

    while erro > tol
```

```
        wilis = wilis+1;

        ro_v  = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('D','T',Tv(i),'Q',1,'Water');
        ro_l  = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('D','T',Tv(i),'Q',0,'Water');
        hv    = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H','T',Tv(i),'Q',1,'Water');
        hl    = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H','T',Tv(i),'Q',0,'Water');
        hlv   = hv-hl;
        tau   = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('I','T',Tv(i),'Q',0,'Water');
        kl    = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('L','T',Tv(i),'Q',0,'Water');
```

```

Pr      = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('PRANDTL','T',Tv(i),'Q',0,'Water');
Cp      = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('C','T',Tv(i),'Q',0,'Water');

m_ponto = qloop./hlv;                               %vazão mássica de vapor
delta_T = (Tv-Tf);
lb       = ((tau)/(g.*(ro_l-ro_v))).^(1./2);         %comprimento característico da bolha

```

Cálculo do h de condensação

```

% Modelo de Nusselt para parede horizontal com face fria voltada para baixo

Ra_L = (g.*beta.*(abs(Tv(i)-Tp)).*(Lef_c.^3))./(Ni.*alpha);

if (true(Ra_L > 10^4) & true(Ra_L <= 10^7))
    Nu_L = 0.54.*(Ra_L.^(1./4));
    a=1;
end
if (true(Ra_L > 10^7) & true(Ra_L <= 10^9))
    Nu_L = 0.15.*(Ra_L.^(1./3));
    a=2;
end

h_cond = (Nu_L.*kl)./L_ci;                           %h parede horizontal(Modelo de Nusselt)

u_v = (m_ponto./(ro_v.*At_v));                       %velocidade do vapor
Re_Dh = (ro_v.*u_v.*Dh_v)./(Mi);                    %Reynolds baseado no Dh
F = (14.2./Re_Dh);                                   %Fator de atrito
delta_pv = ((kc.*(u_v.^2))./(2.*g))+((2.*(k_loss.*(u_v.^2))./(2.*g)))+(2.*(0.4.*(u_v.^2))./(2.*g)))+(F.*L_v.*ro_v.
*(u_v.^2))./(2.*Dh_v);                               %queda de pressão por contração + localizada Mussel pg 422 (2 curvas de 45 e 2 de 90) + distrib
uída (Peterson)Mussel pg 422

h_ebu = 0.0007.*((kl./lb).*(Pr.^0.35).*(((q_fluxo.*lb)./(ro_v.*hlv.*Ni)).^(0.7)).*(((p_sat.*lb)./(tau)).^(0.7)
));                                                  %correlação de Kutateladze [W/m².K]

R_ebu = 1./(h_ebu(i).*A_ei);
R_E = R_pe+R_w+R_ebu;                               %resistência equivalente no evaporador (mesmo sent
ido do fluxo de calor)
R_vapor = (Tv(i).*delta_pv(i))./(hlv.*ro_v.*qloop(i));
R_cond = 1./(h_cond(i).*A_ci);
R_loop = R_vapor+R_cond+R_pc;                        %resistência equivalente no loop (sentido transver
sal ao fluxo)

```

```

R_Ktot    = ((L_ee./2)./(k_cobre.*At_ke))+(((L_v+L_l)./2)./(k_cobre.*At_kl))+((L_ce./2)./(k_cobre.*At_kc));
           %considerando parte total sólida (condução axial)

R_t(i)    = ((R_loop+R_E).*(R_Ktot))./((R_loop+R_E)+(R_Ktot)); %resistência equivalente paralela do loop

Tq        = (qt(i).*R_t(i))+Tf;
qK        = (Tq-Tf)./(R_Ktot);                               %calor que vai por condução no tubo
qloop_novo = qt(i)-qK;
Tv_novo   = (qloop_novo.*R_loop)+Tf;
qt_v      = qloop_novo+qK;                                   %potência total verificada
Tp_novo   = (qloop_novo.*R_pc)+Tf;

erro      = abs((Tv(i)-Tv_novo)./Tv(i));

```

```

end
end

```

Plots - MTHC1.2

```

xp=[1,2,3,4,5,6,7,8];                                     %dados placa
yp=[4.08,3.92,3.88,3.84,3.82,3.82,3.83,3.83];           %média dos últimos 150 dados
ap=ones(1,numel(xp))*7.4;                                 %resistência de condução pura SIMULADA NO ANSYS
ip_S2=[1.97,0.99,0.66,0.49,0.39,0.33,0.28,0.25];       %incerteza experimental

Title = [sprintf("Desempenho térmico MTHC1.2 - Teste Integrado")];
Axes = ["Potência [W]","Resistência térmica [°C/W]"];
Limits = [[0 10];[0 10]];
Legend = ["Resistência térmica experimental de operação","Resistência térmica teórica de condução pura"];
File = 'Des_exp_S2_2_placa';
myplot7(xp,yp,xp,ap,Title,Axes,Limits,Legend,File);
hold on
errorbar(xp,yp,ip_S2(1:size(yp,2)),'LineStyle','none','Color','k','HandleVisibility','off');
hold off

bb = ones(1,numel(qt))*8.41;                               %resistência de condução pura do modelo
Title = [sprintf("Desempenho térmico MTHC1.2 - Modelo Matemático")];
Axes = ["Potência [W]","Resistência térmica [°C/W]"];
Limits = [[0 50];[0 10]];
Legend = ["Resistência térmica de operação","Resistência térmica de condução pura"];
File = 'Des_teórico_S2_2';

```

```
myplot(qt,R_t,qt,bb,Title,Axes,Limits,Legend,File);

Title = [sprintf("Comparação Teórico-Experimental MTHCl.2 - Teste Integrado")];
Axes = ["Potência [W]", "Resistência térmica [°C/W]"];
Limits = [[0 10]; [0 10]];
Legend = ["Res. Térmica experimental de operação", "Res. Térmica teórica de operação"];
File = 'comp_teo_exp_S2_2_placa';
myplot5(xp,yp,qt,R_t,Title,Axes,Limits,Legend,File);
hold on
errorbar(xp,yp,ip_S2(1:size(yp,2)), 'LineStyle', 'none', 'Color', 'k', 'HandleVisibility', 'off');
hold off
```

Contents

- Parâmetros termofísicos do fluido
- Parâmetros termofísicos do tubo
- Cálculo das resistências
- Plots - MTHC2.1

```
%*****Parâmetros geométricos MTHC2.1*****%

tp      = 7e-4;           %espessura da parede do evaporador e condensador [m]
tp_l    = 0.0015;        %espessura da chapa linha [m]

L_ee    = 0.020;         %comprimento externo do evaporador [m]
L_ei    = 0.015;         %comprimento interno do evaporador [m]
w_ee    = 0.020;         %largura externa do evaporador [m]
w_ei    = 0.015;         %largura interna do evaporador [m]
A_e      = L_ee*w_ee;     %área externa do evaporador [m²]
A_ei     = L_ei*w_ei;     %área interna do evaporador [m²]
P_ee     = (2*L_ee)+(2*w_ee); %perímetro externo do evaporador [m²]
P_ei     = (2*L_ei)+(2*w_ei); %perímetro externo do evaporador [m²]
At_ei    = w_ei*2*tp_l;   %área de seção transversal do evaporador [m²] (chapa base, sentido axial)
At_ee    = w_ee*tp;       %área de seção transversal do evaporador [m²] (chapa base, sentido axial)
Dh_e     = (w_ei*2*tp_l).^(1/2); %diâmetro hidráulico do evaporador [m] (raíz quadrada da área)
Lef_e    = (A_ei./P_ei);  %comprimento característico do evaporador [m]

tw      = tp_l;          %espessura do meio poroso [m]
A_w      = A_ei;         %área do meio poroso[m²]

L_ce    = 0.025;         %comprimento externo do condensador [m]
L_ci    = 0.015;         %comprimento interno do condensador [m]
w_ce    = 0.020;         %largura externa do condensador [m]
w_ci    = 0.015;         %largura interna do condensador [m]
A_c      = L_ce*w_ce;     %área externa do condensador [m²]
A_ci     = L_ci*w_ci;     %área interna do condensador [m²]
P_c      = (2*L_ce)+(2*w_ce); %perímetro externo do condensador [m²]
P_ci     = (2*L_ci)+(2*w_ci); %perímetro externo do condensador [m²]
At_ce    = w_ce*tp;       %área de seção transversal do condensador [m²] (chapa base, sentido axial)
At_ci    = w_ci*2*tp_l;   %área de seção transversal do condensador [m²] (chapa base, sentido axial)
```

```

Dh_c    = (w_ci*2*tp_l).^(1/2);    %diâmetro hidráulico do condensador [m] (raíz quadrada da área)
Lef_c   = (A_ci./P_ci);            %comprimento característico do condensador [m]

L_v     = 0.0158;                  %comprimento da linha de vapor [m]
L_l     = L_v;                     %comprimento da linha de líquido [m]
w_v     = 0.008;                   %largura da linha de vapor
w_l     = 0.0045;                  %largura da linha de líquido
P_v     = (2*w_v)+(2*tp_l);        %perímetro da seção transversal da linha de vapor [m]
P_l     = (2*w_l)+(2*tp_l);        %perímetro da seção transversal da linha de líquido [m]
At_v    = w_v*tp_l;                %área transversal da linha de vapor [m²]
At_l    = w_l*tp_l;                %área transversal da linha de líquido [m²]

et      = 0.0044;                  %espessura total do dispositivo [m]
borda   = 0.0025;                  %borda do dispositivo [m]

At_ke   = (w_ee*et)-(w_ei*2*tp_l); %área transversal total sólida do evaporador [m]
At_kl   = (w_ee*et)-(At_v)-(At_l); %área transversal total sólida das linhas [m]
At_kc   = (w_ce*et)-(w_ci*2*tp_l); %área transversal total sólida do condensador [m]
kc       = 0.38;                    %coeficiente de perda de carga por contração

Dh_l    = (At_l).^(1/2);           %diâmetro hidráulico da linha de líquido [m]
Dh_v    = (At_v).^(1/2);           %diâmetro hidráulico da linha de vapor [m]

rh_v    = At_v/P_v;
reff    = 24e-6;

```

Parâmetros termofísicos do fluido

```

beta    = 1;
g       = 9.81;                    % [m/s²]
Mi      = (5.5e-4);                % [kg/m.s]
Ni      = (5.6e-7);                % [m²/s]
alpha   = (1.6e-7);                % [m²/s]
p_sat   = 101350;                  % [Pa]
k_loss  = 0.4;                      %coeficiente de perda de carga para cotovelo de 45° (pg422 Musson)

```

Parâmetros termofísicos do tubo

```

k_cobre = 401;                      % [W/mK]

```

```
k_eff = 43;
```

```
 %[W/mK] Meio Poroso
```

Cálculo das resistências

```
pot          = 100;          %potência inserida
qt           = 1:1:pot;
qloop(1)     = 0.0001*qt(1); %considerando que praticamente 100% do calor imposto vai por condução no primeiro patamar
de potência
qloop_novo(1) = qloop(1);
q_fluxo(1)    = qloop(1)/A_e; % [W/m²]
Tv_novo      = (30+273.3);
Tv(1)        = Tv_novo;     %temperatura de vapor - chute inicial
Tf           = (22+273.3); %temperatura fixa da fonte fria
Tp(1)        = Tf;         %temperatura da parede interna da tampa do condensador
Tp_novo(1)   = Tp(1);
foris        = 0;         %contador das iterações

for i=1:numel(qt)
    foris     = foris+1;
    wilis    = 0;
    R_pe     = (tp./(k_cobre.*A_e)); %Resistência na parede do evaporador
    R_w      = (tw./(k_eff.*A_w));  %Resistência do meio poroso
    R_pc     = (tp./(k_cobre.*A_c));
    erro     = 1;                %erro inicial
    tol      = 1e-1;            %tolerância do erro
    Tv(i)    = Tv_novo;
    qloop(i) = qloop_novo;
    q_fluxo(i) = qloop(i)./A_e;
    Tp(i)    = Tp_novo;

    while erro > tol
        wilis = wilis+1;

        ro_v  = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('D','T',Tv(i),'Q',1,'Water');
        ro_l  = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('D','T',Tv(i),'Q',0,'Water');
        hv    = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H','T',Tv(i),'Q',1,'Water');
        hl    = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H','T',Tv(i),'Q',0,'Water');
        hlv   = hv-hl;
        tau   = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('I','T',Tv(i),'Q',0,'Water');
        kl    = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('L','T',Tv(i),'Q',0,'Water');
```



```

Pr      = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('PRANDTL','T',Tv(i),'Q',0,'Water');
Cp      = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('C','T',Tv(i),'Q',0,'Water');

hlvm    = hlv+(0.68.*Cp.*(Tv-Tf)); %coeficiente de transcal modificado
h_cond  = 0.943.*(((kl.^3).*hlvm.*g.*(ro_l-ro_v))./(L_ci.*Ni.*(Tv-Tf))).^(1./4)); %coeficiente de transcal para uma pare
de vertical (Modelo de Nusselt)

m_ponto = qloop./hlv; %vazão mássica de vapor
delta_T = (Tv-Tf);
lb      = ((tau)./(g.*(ro_l-ro_v))).^(1./2); %comprimento característico da bolha
u_v     = (m_ponto./(ro_v.*At_v)); %velocidade do vapor
Re_Dh   = (ro_v.*u_v.*Dh_v)./(Mi); %Reynolds baseado no Dh
F       = (14.2./Re_Dh); %Fator de atrito

delta_pv = ((kc.*(u_v.^2))./(2.*g))+2.*((k_loss*(u_v.^2))./(2.*g))+F.*L_v.*ro_v.*(u_v.^2)./(2.*Dh_v); %o 2 é p
orque são duas curvas; queda de pressão por contração + localizada + distribuída (Peterson) Mussel pg 422

h_ebu   = 0.0007.*((kl./lb).*(Pr.^0.35).*(((q_fluxo.*lb)./(ro_v.*hlv.*Ni)).^(0.7)).*(((p_sat.*lb)/(tau)).^(0.7))); %correla
ção de Kutateladze [W/m².K]

R_ebu   = 1./(h_ebu(i).*A_ei);
R_E     = R_pe+R_w+R_ebu; %resistência equivalente no eva
porador (mesmo sentido do fluxo de calor)
R_vapor = (Tv(i).*delta_pv(i))./(hlv.*ro_v.*qloop(i));
R_cond  = 1./(h_cond(i).*A_ci);
R_loop  = R_vapor+R_cond+R_pc; %resistência equivalente no loo
p (sentido transversal ao fluxo)
R_Ktot  = (L_ee./2)./(k_cobre.*At_ke)+(L_v)./(k_cobre.*At_kl)+(L_ce./2)./(k_cobre.*At_kc); %considerando parte total sólíd
a

R_t(i)  = ((R_loop+R_E).*(R_Ktot))./((R_loop+R_E)+(R_Ktot)); %resistência equivalente parale
la do loop

Tq      = (qt(i).*R_t(i))+Tf;
qK      = (Tq-Tf)./(R_Ktot); %calor que vai por condução no
tubo

qloop_novo = qt(i)-qK;
Tv_novo   = (qloop_novo.*R_loop)+Tf;
qt_v      = qloop_novo+qK; %potência total verificada

erro    = abs((Tv(i)-Tv_novo)./Tv(i));

```

```
end
end
```

Plots - MTHC2.1

```
xp=[1,2,3,4,5,6,7,8,10,12,15,20]; %dados placa
yp=[1.37,1.3,1.26,1.11,0.96,0.84,0.74,0.65,0.54,0.45,0.37,0.28]; %dados placa (média dos últimos 150 dados)
ip_s8=[1.97,0.98,0.66,0.49,0.39,0.33,0.28,0.25,0.20,0.16,0.13,0.10]; %incerteza experimental
ap=ones(1,numel(xp))*1.59; %resistência de condução pura

Title = [sprintf("Desempenho térmico MTHC2.1 - Teste Integrado")];
Axes = ["Potência [W]","Resistência térmica [°C/W]"];
Limits = [[0 25];[-1.5 3.5]];
Legend = ["Resistência térmica experimental de operação","Resistência térmica experimental de condução pura"];
File = 'Des_exp_S8_1_placa';
myplot7(xp,yp,xp,ap,Title,Axes,Limits,Legend,File);
hold on
errorbar(xp,yp,ip_s8(1:size(yp,2)),'LineStyle','none','Color','k','HandleVisibility','off');
hold off

x=[1,2,3,4,5,8,10,12,15,20,25,30,35]; %dados individuais
y=[0.63,0.93,0.99,1.03,1.01,0.90,0.80,0.71,0.62,0.56,0.52,0.73,0.52]; %dados individuais (média dos últimos 150 dados)
i_s8=[1.97,0.98,0.66,0.49,0.39,0.25,0.20,0.16,0.14,0.10,0.08,0.07,0.06]; %incerteza experimental
aa=ones(1,numel(x))*1.59; %resistência de condução pura

Title = [sprintf("Desempenho térmico MTHC2.1 - Teste Individual")];
Axes = ["Potência [W]","Resistência térmica [°C/W]"];
Limits = [[0 35];[-1.5 3.5]];
Legend = ["Resistência térmica experimental de operação","Resistência térmica experimental de condução pura"];
File = 'Des_exp_S8_1_indiv';
myplot7(x,y,x,aa,Title,Axes,Limits,Legend,File);
hold on
errorbar(x,y,i_s8(1:size(y,2)),'LineStyle','none','Color','k','HandleVisibility','off');
hold off

bb =ones(1,numel(qt))*1.87;
Title = [sprintf("Desempenho térmico MTHC2.1 - Modelo Matemático")];
Axes = ["Potência [W]","Resistência térmica [°C/W]"];
Limits = [[0 50];[0 6]];
Legend = ["Resistência térmica de operação","Resistência térmica de condução pura"];
```

```
File = 'Des_teórico_S8_1';
myplot(qt,R_t,qt,bb,Title,Axes,Limits,Legend,File);

Title = [sprintf("Comparação Teórica-Experimental MTHC2.1 - Teste Individual")];
Axes = ["Potência [W]","Resistência térmica [°C/W]"];
Limits = [[0 35];[-1.5 3.5]];
Legend = ["Res. Térmica experimental de operação","Res. Térmica teórica de operação"];
File = 'comp_teo_exp_S8_1_indiv';
myplot5(x,y,qt,R_t,Title,Axes,Limits,Legend,File);
hold on
errorbar(x,y,i_S8(1:size(y,2)),'LineStyle','none','Color','k','HandleVisibility','off');
hold off

Title = [sprintf("Comparação Teórica-Experimental MTHC2.1 - Teste Integrado")];
Axes = ["Potência [W]","Resistência térmica [°C/W]"];
Limits = [[0 25];[-1.5 3.5]];
Legend = ["Res. Térmica experimental de operação","Res. Térmica teórica de operação"];
File = 'comp_teo_exp_S8_1_placa';
myplot5(xp,yp,qt,R_t,Title,Axes,Limits,Legend,File);
hold on
errorbar(xp,yp,ip_S8(1:size(yp,2)),'LineStyle','none','Color','k','HandleVisibility','off');
hold off
```

Contents

- Parâmetros termofísicos do fluido
- Parâmetros termofísicos do tubo
- Cálculo das resistências
- Plots - MTHC2.2

```
%*****Parâmetros geométricos MTHC2.2*****%

tp      = 5e-4;           %espessura da parede do evaporador e condensador [m]
tp_l    = 0.0007;        %espessura da chapa linha [m]

L_ee    = 0.020;         %comprimento externo do evaporador [m]
L_ei    = 0.015;         %comprimento interno do evaporador [m]
w_ee    = 0.015;         %largura externa do evaporador [m]
w_ei    = 0.011;         %largura interna do evaporador [m]
A_e     = L_ee*w_ee;     %área externa do evaporador [m²]
A_ei    = L_ei*w_ei;     %área interna do evaporador [m²]
P_ee    = (2*L_ee)+(2*w_ee); %perímetro externo do evaporador [m²]
P_ei    = (2*L_ei)+(2*w_ei); %perímetro externo do evaporador [m²]
At_ei   = w_ei*2*tp_l;   %área de seção transversal do evaporador [m²] (chapa base, sentido axial)
At_ee   = w_ee*tp;       %área de seção transversal do evaporador [m²] (chapa base, sentido axial)
Dh_e    = (w_ei*2*tp_l)^(1/2); %diâmetro hidráulico do evaporador [m] (raiz quadrada da área)
Lef_e   = (A_ei./P_ei);  %comprimento característico do evaporador [m]

tw      = tp_l;         %espessura do meio poroso [m]
A_w     = A_ei;         %área do meio poroso[m²]

L_ce    = 0.025;         %comprimento externo do condensador [m]
L_ci    = 0.015;         %comprimento interno do condensador [m]
w_ce    = 0.015;         %largura externa do condensador [m]
w_ci    = 0.011;         %largura interna do condensador [m]
A_c     = L_ce*w_ce;     %área externa do condensador [m²]
A_ci    = L_ci*w_ci;     %área interna do condensador [m²]
P_c     = (2*L_ce)+(2*w_ce); %perímetro externo do condensador [m²]
P_ci    = (2*L_ci)+(2*w_ci); %perímetro externo do condensador [m²]
At_ce   = w_ce*tp;       %área de seção transversal do condensador [m²] (chapa base, sentido axial)
At_ci   = w_ci*2*tp_l;   %área de seção transversal do condensador [m²] (chapa base, sentido axial)
Dh_c    = (w_ci*2*tp_l)^(1/2); %diâmetro hidráulico do condensador [m] (raiz quadrada da área)
Lef_c   = (A_ci./P_ci);  %comprimento característico do condensador [m]
```

```

L_v      = 0.01958;           %comprimento da linha de vapor [m]
L_l      = L_v;              %comprimento da linha de líquido [m]
w_v      = 0.003;           %largura da linha de vapor
w_l      = 0.002;           %largura da linha de líquido
P_v      = (2*w_v)+(2*tp_l); %perímetro da seção transversal da linha de vapor [m]
P_l      = (2*w_l)+(2*tp_l); %perímetro da seção transversal da linha de líquido [m]
At_v     = w_v*tp_l;        %área transversal da linha de vapor [m²]
At_l     = w_l*tp_l;        %área transversal da linha de líquido [m²]

et       = 0.0024;          %espessura total do dispositivo [m]
borda    = 0.002;          %borda do dispositivo [m]

At_ke    = (w_ee*et)-(w_ei*2*tp_l); %área transversal total sólida do evaporador [m]
At_kl    = (w_ee*et)-(At_v)-(At_l); %área transversal total sólida das linhas [m]
At_kc    = (w_ce*et)-(w_ci*2*tp_l); %área transversal total sólida do condensador [m]

Dh_l     = (At_l).^(1/2);    %diâmetro hidráulico da linha de líquido [m]
Dh_v     = (At_v).^(1/2);    %diâmetro hidráulico da linha de vapor [m]
kc       = 0.48;            %coeficiente de perda de carga por contração

rh_v     = At_v/P_v;
reff     = 24e-6;

```

Parâmetros termofísicos do fluido

```

beta     = 1;
g        = 9.81;             % [m/s²]
Mi       = (5.5e-4);        % [kg/m.s]
Ni       = (5.6e-7);        % [m²/s]
alpha    = (1.6e-7);        % [m²/s]
p_sat    = 101350;          % [Pa]
k_loss   = 0.4;             %coeficiente de perda de carga para cotovelo de 45° (pg422 Musson)

```

Parâmetros termofísicos do tubo

```

k_cobre  = 401;             % [W/mK]
k_eff    = 43;              % [W/mK] Meio Poroso

```

Cálculo das resistências

```
pot          = 100;                %potência inserida
qt           = 1:1:pot;
qloop(1)     = 0.1*qt(1);          %considerando que praticamente 100% do calor imposto vai por condução no primeiro
    patamar de potência
qloop_novo(1) = qloop(1);
q_fluxo(1)   = qloop(1)/A_e;       %[W/m²]
Tv_novo      = (30+273.3);
Tv(1)        = Tv_novo;           %temperatura de vapor - chute inicial
Tf           = (22+273.3);        %temperatura fixa da fonte fria
Tp(1)        = Tf;                %temperatura da parede interna da tampa do condensador
Tp_novo(1)   = Tp(1);
foris        = 0;                  %contador das iterações

for i=1:numel(qt)
    foris     = foris+1;
    wilis     = 0;
    R_pe      = (tp./(k_cobre.*A_e)); %Resistência na parede do evaporador
    R_w       = (tw./(k_eff.*A_w));  %Resistência do meio poroso
    R_pc      = (tp./(k_cobre.*A_c));
    erro      = 1;                    %erro inicial
    tol       = 1e-1;                 %tolerância do erro
    Tv(i)     = Tv_novo;
    qloop(i)  = qloop_novo;
    q_fluxo(i) = qloop(i)./A_e;
    Tp(i)     = Tp_novo;

    while erro > tol
        wilis = wilis+1;

        ro_v   = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('D','T',Tv(i),'Q',1,'Water');
        ro_l   = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('D','T',Tv(i),'Q',0,'Water');
        hv     = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H','T',Tv(i),'Q',1,'Water');
        hl     = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H','T',Tv(i),'Q',0,'Water');
        hlv    = hv-hl;
        tau    = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('I','T',Tv(i),'Q',0,'Water');
        kl     = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('L','T',Tv(i),'Q',0,'Water');
        Pr     = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('PRANDTL','T',Tv(i),'Q',0,'Water');
        Cp     = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('C','T',Tv(i),'Q',0,'Water');

        hlv    = hlv+(0.68.*Cp.*(Tv-Tf)); %coeficiente de transcal modi
```

```

ficado
    h_cond      = 0.943.*(((kl.^3).*hlvm.*g.*(ro_l-ro_v))./(L_ci.*Ni.*(Tv-Tf))).^(1./4)); %coeficiente de transcal para
uma parede vertical (Modelo de Nusselt)

    m_ponto     = qloop./hlv; %vazão mássica de vapor
    delta_T     = (Tv-Tf);
    lb          = ((tau)./(g.*(ro_l-ro_v))).^(1./2); %comprimento característico d
a bolha

    u_v         = (m_ponto./(ro_v.*At_v)); %velocidade do vapor
    Re_Dh       = (ro_v.*u_v.*Dh_v)./(Mi); %Reynolds baseado no Dh
    F           = (14.2./Re_Dh); %Fator de atrito

    delta_pv    = ((kc.*(u_v.^2))./(2.*g))+(2.*((k_loss*(u_v.^2))./(2.*g)))+(F.*L_v.*ro_v.*(u_v.^2))./(2.*Dh_v);
%o 2 é porque são duas curvas; queda de pressão por contração + localizada + distribuída (Peterson) Mussel pg 422

    h_ebu       = 0.0007.*((kl./lb).*(Pr.^0.35).*(((q_fluxo.*lb)./(ro_v.*hlv.*Ni)).^(0.7)).*(((p_sat.*lb)/(tau)).^(0.7)));
%correlação de Kutateladze [W/m².K]

    R_ebu       = 1./(h_ebu(i).*A_ei);
    R_E         = R_pe+R_w+R_ebu; %resistência equivalen
te no evaporador (mesmo sentido do fluxo de calor)

    R_vapor     = (Tv(i).*delta_pv(i))./(hlv.*ro_v.*qloop(i));
    R_cond      = 1./(h_cond(i).*A_ci);
    R_loop      = R_vapor+R_cond+R_pc; %resistência equivalen
te no loop (sentido transversal ao fluxo)

    R_Ktot      = (L_ee./2)./(k_cobre.*At_ke)+(L_v)./(k_cobre.*At_kl)+(L_ce./2)./(k_cobre.*At_kc); %considerando parte to
tal sólida

    R_t(i)      = ((R_loop+R_E).*(R_Ktot))./((R_loop+R_E)+(R_Ktot)); %resistência equivalen
te paralela do loop

    Tq          = (qt(i).*R_t(i))+Tf;
    qK          = (Tq-Tf)./(R_Ktot); %calor que vai por con
dução no tubo

    qloop_novo = qt(i)-qK;
    Tv_novo     = (qloop_novo.*R_loop)+Tf;
    qt_v        = qloop_novo+qK; %potência total verifi
cada

    erro        = abs((Tv(i)-Tv_novo)./Tv(i));

    end
end

```

Plots - MTHC2.2

```
xp=[1,2,3,4,5,6,7,8]; %dados placa
yp=[2.12,2.19,2.18,1.31,1.27,1.16,1.31,0.93]; %dados placa (média dos últimos 150 dados)
ap=ones(1,numel(xp))*4.21; %resistência de condução pura SIMULADA NO ANSYS
ip_S8=[1.97,0.99,0.66,0.49,0.39,0.33,0.28,0.25];

Title = [sprintf("Desempenho térmico MTHC2.2 - Teste Integrado")];
Axes = ["Potência [W]", "Resistência térmica [°C/W]"];
Limits = [[0 9]; [0 5]];
Legend = ["Resistência térmica experimental de operação", "Resistência térmica simulada de condução pura"];
File = 'Des_exp_S8_2_placa';
myplot7(xp,yp,yp,ap,Title,Axes,Limits,Legend,File);
hold on
errorbar(xp,yp,ip_S8(1:size(yp,2)), 'LineStyle','none','Color','k','HandleVisibility','off');
hold off

bb = ones(1,numel(xp))*4.2262; %resistência de condução pura do modelo
Title = [sprintf("Desempenho térmico MTHC2.2 - Modelo Matemático")];
Axes = ["Potência [W]", "Resistência térmica [°C/W]"];
Limits = [[0 50]; [0 6]];
Legend = ["Resistência térmica de operação", "Resistência térmica de condução pura"];
File = 'Des_teórico_S8_2';
myplot(qt,R_t,qt,bb,Title,Axes,Limits,Legend,File);

Title = [sprintf("Comparação Teórica-Experimental MTHC2.2 - Teste Integrado")];
Axes = ["Potência [W]", "Resistência térmica [°C/W]"];
Limits = [[0 9]; [0 5]];
Legend = ["Res. Térmica experimental de operação", "Res. Térmica simulada de condução pura", "Res. Térmica teórica de operação", "Res. Térmica teórica de condução pura"];
File = 'comp_teo_exp_S8_2_placa';
myplot5(xp,yp,qt,R_t,Title,Axes,Limits,Legend,File);
hold on
errorbar(xp,yp,ip_S8(1:size(yp,2)), 'LineStyle','none','Color','k','HandleVisibility','off');
hold off
```