ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS
UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ILVANDRO LUIZ SOUZA SUETH JÚNIOR

Análise teórica-experimental do desempenho térmico de micro tubos
de calor

São Carlos
2018

ILVANDRO LUIZ SOUZA SUETH JÚNIOR

Análise teórica-experimental do desempenho térmico de micro tubos
de calor

Dissertação apresentada para Escola de
Engenharia de São Carlos da Universidade
de São Paulo para obtenção do título de
Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Térmica e Fluidos

Orientador: Prof. Dr. Cristiano Bigonha
Tibiriçá

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

São Carlos
2018

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

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Prof. Dr. Sérgio Rodrigues
Fontes da EESC/USP

S944a Sueth Júnior, Ilvandro Luiz Souza
Análise teórica-experimental do desempenho térmico de
micro tubos de calor / Ilvandro Luiz Souza Sueth Júnior ;
orientador Cristiano Bigonha Tibiriçá. -- São Carlos, 2018.

Dissertação (Mestrado)—Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica e Área de Concentração em Térmica e
Fluídos -- Escola de Engenharia de São Carlos da
Universidade de São Paulo, 2018.

1. Micro tubos de calor. 2. Transporte de calor.
3. Micro sistemas. 4. Mudança de fase. I. Título.

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato: Engenheiro **ILVANDRO LUIZ SOUZA SUETH JUNIOR.**

Título da dissertação: "Análise teórica-experimental do desempenho térmico de micro tubos de calor".

Data da defesa: 26/10/2018.

Comissão Julgadora:

Resultado:

Prof. Dr. **Cristiano Bigonha Tibiriça**
(Orientador)
(Escola de Engenharia de São Carlos/EESC)

Aprovado

Profa. Dra. **Marcia Henriques Mantelli**
(Universidade Federal de Santa Catarina/UFSC)

APROVADO

Prof. Dr. **Anderson Antonio Ubices de Moraes**
(Universidade Federal de São Carlos/UFSCar)

APROVADO

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

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

Aos meus pais

Lia Márcia dos Santos e Ilvandro Luiz Souza Sueth

e ao meu irmão

Felipe dos Santos Sueth

AGRADECIMENTOS

À minha família, pelo apoio incondicional e por sempre ter acreditado em mim.

Ao professor Cristiano Bigonha Tibiriçá pela amizade, pela excelente orientação, pelos conhecimentos e excepcional apoio no desenvolvimento deste trabalho.

Ao amigo Gustavo Bochio, por todo o apoio nos estudos e nos experimentos.

Ao amigo João Fiore Lovo, pela essencial colaboração em parte deste trabalho.

Ao professor Carlos Alberto Fortulan, por disponibilizar o material e a impressora 3D para a fabricação do aparato experimental.

Aos funcionários do Núcleo de Engenharia Térmica e Fluidos (NETeF), pelos conhecimentos, dedicação e imprescindível ajuda no desenvolvimento deste trabalho: Hélio José Donisete Trebi, Jorge Nicolau dos Santos, Roberto Carlos Prativiera e Roberto Aparecido Lourenço.

Aos professores do NETeF, por todos os ensinamentos e contribuições para o meu crescimento profissional: Gherhardt Ribatski, Luben Cabezas Gómez, Oscar M. Hernandez Rodriguez e Paulo Seleglim Jr.

Aos colegas do laboratório, pela amizade, convivência e troca de conhecimentos: Alex Colmanetti, Amir Hasan, Debora Moreira, Douglas M. Rocha, Erivelto Santos, Gustavo Ribeiro, Gustavo Matana, Karime Caminoto, Luis Enrique O. Vidal, Marcel Barbosa, Marlon Hernandez, Pedro J. M. Lugo, Reza Amini, Sabrina Ferreira e Tiago Moreira.

Aos amigos da República Tibilisku, amigos que fiz durante minha estadia em São Carlos e amigos de longa data da UFV: Breno Hvala de Figueiredo, Danilo Costa Marim Segura, Felipe Augusto Arguello de Souza, Jamille Sandes de Carvalho, João Pedro de Carvalho Castro, João Pimentel de Sousa, Lenin Wagner Acerbi, Matheus Maia Beraldo e Natália Silveira. Vocês foram fundamentais para que esses anos em São Carlos fossem os melhores possíveis!

À CAPES, pela bolsa de mestrado concedida.

RESUMO

SUETH JÚNIOR, I. L. S. **Análise teórica-experimental do desempenho térmico de micro tubos de calor**. 2018. 173 p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2018.

O objetivo deste trabalho consiste na análise teórica e experimental do desempenho térmico de dois arranjos de micro tubos de calor. Os arranjos diferem entre si pelo material base de fabricação, que são Acrilonitrila Butadieno Estireno (ABS) e latão, pelo número de canais e pelas dimensões. O fluido de trabalho utilizado foi R134a. A literatura indica micro tubos de calor como soluções proeminentes e de destaque para resfriamento de micro sistemas. Estes dispositivos podem ser adaptados a diferentes condições térmicas através da mudança de fluidos de trabalho, geometrias e materiais base do trocador. O estudo teórico foi baseado no modelo de circuitos térmicos proposto no presente trabalho, que visa calcular indicadores de desempenho térmico, sendo condutividade térmica efetiva e resistência térmica equivalente dos micro tubos de calor a partir das temperaturas obtidas experimentalmente. O estudo experimental foi baseado em obter distribuições de temperaturas dos dispositivos propostos sob diferentes condições de trabalho, variando-se a fração de enchimento de fluido de trabalho, inclinação e temperatura do condensador. Os resultados obtidos para o arranjo de micro tubos de calor em latão demonstrou uma razão de aumento de até 1482% na capacidade de transporte de calor, enquanto que o arranjo de micro tubos de calor em ABS apresentou uma razão de aumento de 247%. Os melhores desempenhos de ambos os casos foram observados para ângulos positivos com baixas frações de enchimento.

Palavras chaves: Micro tubos de calor. Transporte de calor. Micro sistemas. Mudança de fase.

ABSTRACT

SUETH JÚNIOR, I. L. S. **A theoretical and experimental study on thermal performance of micro heat pipes**. 2018. 173 p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2018.

The purpose of this work is the theoretical and experimental study on the thermal performance of two micro heat pipes arrays. The differences between the arrays are the base substrate, which are Acrylonitrile Butadiene Styrene (ABS) and brass, the number of channels and their dimensions. The working fluid used was R134a. Previous works indicate micro heat pipes as prominent solutions for the cooling of micro systems. These devices can be adapted to different thermal conditions by changing the working fluids, geometries and base materials of the heat exchanger. The theoretical study was based on the thermal circuits model presented in this work, that aims on computing thermal performance indicators, such as the effective thermal conductivities and the equivalent thermal resistances of the micro heat pipes from the temperatures obtained experimentally. The experimental study was based on obtaining temperature distributions of the micro heat pipes under different working conditions, by varying the working fluid filling ratio, tilt angle and the temperature of the cooling water at the condenser. The results obtained for the brass micro heat pipe array showed a performance ratio increase up to 1482% in heat transfer capacity, while the ABS micro heat pipe array showed a performance ratio increase of 247%. The best performance for both cases were observed for positive tilt angles with low working fluid filling ratios.

Key-words: Micro heat pipes. Heat transport. Micro systems. Phase change.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - (a) Princípios de funcionamento de um tubo de calor e (b) diferença de raio de curvatura entre a interface líquido-vapor no condensador e no evaporador.	34
Figura 2.2 - Número de mérito diferentes fluidos de trabalho em função da temperatura de operação.	38
Figura 2.3 - Tubo de calor termossifão bifásico.....	39
Figura 2.4 - Tubo de calor pulsante com (a) extremidades independentes e (b) em loop.	40
Figura 2.5 - Tubo de calor em circuito.....	42
Figura 2.6 - Tubo de calor com bombeamento capilar.	42
Figura 2.7 - Micro tubo de calor com seção triangular.	44
Figura 2.8 - Micro tubo de calor trapezoidal.	46
Figura 2.9 - Seção transversal do micro tubo de calor em "W".	47
Figura 2.10 - Geometrias (a) retangular e (b) triangular.....	48
Figura 2.11 - Geometrias em (a) estrela e (b) losango.....	48
Figura 2.12 - Seção transversal das geometrias (a) triangular e (b) triangular com artérias.	49
Figura 2.13- (a) Seção transversal retangular curva e (b) seção transversal triangular curva.	50
Figura 2.14 - Seções (a) triangular e (b) trapezoidal curva.	51
Figura 2.15 - Micro tubos de calor fios-placas.....	52
Figura 2.16 - Micro tubos de calor fios-placas e o aparato experimental.	53
Figura 2.17 - (a) Diferentes ângulos de contato para cada seção do micro tubo de calor e (b) representação das gotas de fluido de trabalho sobre a superfície.....	53
Figura 2.18 - (a) Evaporador e (b) condensador do micro tubo de calor descrito.	60
Figura 2.19 - Micro tubo de calor em circuito.	61
Figura 2.20 - Micro tubo de calor em circuito com evaporador em dois estágios.....	62
Figura 2.21 - Estrutura porosa em micro colunas de silício.....	63
Figura 2.22 - (a) Micro tubo de calor em circuito proposto para smartphones e (b) estrutura do dispositivo.	64
Figura 2.23 - Seção transversal genérica do micro tubo de calor.	66

Figura 2.24 - (a) Capacidade de transporte de calor em função do comprimento e (b) capacidade de transporte de calor em função da largura.	67
Figura 2.25 - (a) Distribuição de velocidades do vapor, (b) distribuição de velocidade do líquido, (c) distribuição de temperaturas em 10 segundos e em regime permanente para ambas as fases, (d) distribuição de pressão para ambas as fases e (e) condutividade térmica	69
Figura 2.26 - Região de funcionamento de tubos de calor definida pelos limites de operação.....	70
Figura 2.27 - Lei de Moore aplicada em microprocessadores no período entre 1971 e 2001.....	74
Figura 2.28 - Evolução do fluxo de calor para diferentes microprocessadores lançados pela empresa Intel.	75
Figura 2.29 - (a) Ranhuras na pastilha de silício e (b) padrão de geometria em forma de casca no vidro da cobertura.....	76
Figura 2.30 - (a) Arranjo de micro tubos de calor e (b) sistema para coleta de energia solar.....	77
Figura 2.31 - Sistema de recuperação de ar utilizando micro tubos de calor.	78
Figura 2.32 - (a) Micro tubo de calor cateter e (b) seu uso para destruir um tumor no cérebro, para o caso em que não possa ser removido por cirurgia.	79
Figura 3.1 - Fluxograma de projeto para tubos de calor.	82
Figura 3.2 - Vista explodida da montagem dos micro tubos de calor em ABS.	84
Figura 3.3 - Conjunto suporte de latão com micro tubos de calor em ABS.....	85
Figura 3.4 - Seção transversal do micro tubo de calor em ABS, observada através de um microscópio.....	86
Figura 3.5 - Evaporador, seção adiabática e condensador com suas respectivas dimensões na chapa central de alumínio.....	87
Figura 3.6 - Vista em seção da região do condensador.	88
Figura 3.7 - Canais de alimentação de fluido de trabalho.....	88
Figura 3.8 - Vista em seção da peça central de alumínio com o canal de alimentação de fluido de trabalho.	89
Figura 3.9 - Esquemático do sistema de vedação do tubo capilar.....	89
Figura 3.10 - Tubo capilar de alimentação do fluido de trabalho fixado na peça central de alumínio.	90
Figura 3.11 - Sistema de conexão para alimentação de fluido de trabalho.	90

Figura 3.12 - Conexão completa para alimentação dos micro tubos de calor com fluido de trabalho.	91
Figura 3.13 - Peça de poliacetal superior, com o ressalto para seção adiabática, e suas respectivas dimensões.	92
Figura 3.14 - Protetor de alumínio superior e suas respectivas dimensões.	92
Figura 3.15 - Seção de visualização.	93
Figura 3.16 - Vista explodida da montagem dos micro tubos de calor em latão.	93
Figura 3.17 - Pastilha de latão com o arranjo de micro tubos de calor.	94
Figura 3.18 - Canais para os cinco termopares.	95
Figura 3.19 - Posicionamento dos termopares.	95
Figura 3.20 - Seção superior da montagem dos micro tubos de calor em latão.	96
Figura 3.21 - Montagem do conjunto experimental para o arranjo de micro tubos de calor em latão.	96
Figura 3.22 - Aparato de rotação e demarcação dos ângulos de inclinação.	98
Figura 3.23 - Conexão realizada pelas mangueiras de silicone entre o banho termostático e o dispositivo.	99
Figura 3.24 - Bomba mergulhada no banho termostático.	100
Figura 3.25 - Sistema de aquisição de dados com os termopares conectados.	101
Figura 4.1 - Circuito térmico do arranjo de micro tubos de calor em ABS na região central.	108
Figura 4.2 - Seção transversal do suporte de latão.	113
Figura 4.3 - Circuito térmico do conjunto de micro tubos de calor em latão na região central.	117
Figura 4.4 - Resistência térmica equivalente dos micro tubos de calor ($R_{eq,MTC}$) em ABS em função da condutividade térmica de cada micro tubo de calor, parte 1.	125
Figura 4.5 - Resistência térmica equivalente dos micro tubos de calor ($R_{eq,MTC}$) em ABS em função da condutividade térmica de cada micro tubo de calor, parte 2.	125
Figura 4.6 - Resistência térmica equivalente dos micro tubos de calor ($R_{eq,MTC}$) em latão em função da condutividade térmica de cada micro tubo de calor, parte 1.	126
Figura 4.7 - Resistência térmica equivalente dos micro tubos de calor ($R_{eq,MTC}$) em latão em função da condutividade térmica de cada micro tubo de calor, parte 2.	126
Figura 5.1 - Condutividade térmica efetiva ($K_{ef,MTC}$) em função da fração de enchimento.	129

Figura 5.2 - Canais obstruídos pelo excesso de líquido e canais em funcionamento para uma fração de enchimento de 78% e dispositivo a 90°.	130
Figura 5.3 - Alcance máximo da fase vapor para uma fração de enchimento de 78% e dispositivo a 90°.	130
Figura 5.4 - Líquido condensado se deslocando por efeito capilar com o dispositivo a -90° e com fração de enchimento de 73%.	132
Figura 5.5 - Distribuição de temperaturas para fração de enchimento de 88,13%.	133
Figura 5.6 - Distribuição de temperaturas para fração de enchimento de 77,93%.	133
Figura 5.7 - Dispositivo funcionando a 90° com fração de enchimento 26,25%.	134
Figura 5.8 - Região do condensador para fração de enchimento de 26,25% e inclinação 90°.	135
Figura 5.9 - Distribuição de temperaturas para fração de enchimento de 26,25%.	136
Figura 5.10 - Distribuição de temperatura para fração de enchimento de 37,70%.	136
Figura 5.11 - Interpolação das razões entre condutividade térmica efetiva dos micro tubos de calor ($K_{ef,MTC}$) e condutividade térmica do latão ($K_{Latão}$) para diferentes inclinações e frações de enchimento.	138
Figura 5.12 - Distribuição de temperaturas do arranjo em latão vazio.	139
Figura 5.13 - Valores de condutividade térmica efetiva dos micro tubos de calor ($K_{ef,MTC}$) em função da fração de enchimento.	141
Figura 5.14 - Distribuição de temperatura para fração de enchimento 0%.	142
Figura 5.15 - Distribuição de temperatura para fração de enchimento 20%.	143
Figura 5.16 - Distribuição de temperatura para fração de enchimento 40%.	143
Figura 5.17 - Distribuição de temperatura para fração de enchimento 60%.	144
Figura 5.18 - Distribuição de temperatura para fração de enchimento 80%.	144
Figura 5.19 - Valores de condutividade térmica efetiva dos micro tubos de calor ($K_{ef,MTC}$) obtidos para diversas frações de enchimento.	146
Figura 5.20 - Formação de bolhas no evaporador para fração de enchimento 72,00% e ângulo 90°.	148
Figura 5.21 - Distribuição de temperaturas para fração de enchimento 80,33%.	148
Figura 5.22 - Distribuição de temperaturas para fração de enchimento 72,98%.	149
Figura 5.23 - Distribuições de temperaturas para fração de enchimento 19,77%.	150
Figura 5.24 - Distribuições de temperaturas para fração de enchimento 25,09%.	150

Figura 5.25 - Interpolação das razões entre condutividade térmica efetiva dos micro tubos de calor em ABS ($K_{ef,MTC}$) e condutividade térmica efetiva do dispositivo vazio (K_{Vazio}) para diferentes inclinações e frações de enchimento.	152
Figura 5.26 - Distribuição de temperaturas do arranjo em ABS vazio.	152
Figura 5.27 - Valores de condutividade térmica efetiva ($K_{ef,MTC}$) em função da fração de enchimento.	155
Figura 5.28 - Distribuições de temperaturas para fração de enchimento 0%.	156
Figura 5.29 - Distribuições de temperaturas para fração de enchimento 20%.	157
Figura 5.30 - Distribuições de temperaturas para fração de enchimento 40%.	157
Figura 5.31 - Distribuições de temperaturas para fração de enchimento 60%.	158
Figura 5.32 - Distribuições de temperatura para fração de enchimento 80%.	158
Figura 5.33 - Curvas de desempenho do dispositivo em latão e ABS para inclinações de 45° e 90°.	159

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Faixas de temperaturas de fluidos de trabalho.	36
Tabela 2.2 - Exemplos de fluidos de trabalho e suas respectivas faixas de operação.	37
Tabela 2.3 – Características e resultados de trabalhos teóricos e experimentais da literatura relacionados a micro tubos de calor.	55
Tabela 3.1 - Características dos micro tubos de calor propostos.	97
Tabela 3.2 - Variáveis experimentais e suas respectivas incertezas.	104
Tabela 3.3 - Incertezas relativas dos parâmetros experimentais.	104
Tabela 3.4 – Parâmetros utilizados para o cálculos das perdas.	105
Tabela 3.5 - Potências aplicadas no evaporador considerando as perdas.	106
Tabela 4.1 - Valores de condutividade térmica dos materiais e canais.	107
Tabela 4.2 - Valores de condutividade térmica do micro canal analisados.	107
Tabela 4.3 - Propriedades geométricas utilizadas para o cálculo das resistências térmicas horizontais na região central para o arranjo em ABS.	112
Tabela 4.4 - Novas dimensões geométricas para os comprimentos dos materiais para incorporar efeitos multidimensionais.	114
Tabela 4.5 - Valores das resistências térmicas na região central.	116
Tabela 4.6 - Valores das resistências térmicas equivalentes do arranjo em ABS na direção axial.	116
Tabela 4.7- Propriedades geométricas utilizadas para o cálculo das resistências térmicas horizontais na região central para o arranjo em latão.	118
Tabela 4.8 - Novas dimensões geométricas para os comprimentos dos materiais.	118
Tabela 4.9 - Valores das resistências térmicas na região central.	120
Tabela 4.10 - Valores das resistências térmicas equivalentes do arranjo em latão na direção axial.	120
Tabela 4.11 - Temperaturas e resultados para as trocas de calor em cada arranjo.	123
Tabela 4.12 - Resultados para cada caso de condutividade térmica dos micro canais.	123
Tabela 5.1 - Valores de comprimento calibrados para cada caso de temperatura.	141

Tabela 5.2 - Valores de comprimento calibrados para cada caso de temperatura. 154

LISTA DE SÍMBOLOS

Latim

A	área [m ²]
$A_{Pastilha}$	área transversal da pastilha com micro tubos de calor [m ²]
d	comprimento do lado do canal [m]
dx	comprimento do volume de controle [m]
D_H	diâmetro hidráulico [m]
c	calor específico [J/kg·°C]
E	espessura [m]
$E_{Pastilha}$	espessura da pastilha com micro tubos de calor [m]
f	fator de atrito [-]
NM	número de mérito [W/m ²]
g	aceleração da gravidade [m/s ²]
h	coeficiente de transferência de calor [W/m ² ·°C]
h_{LV}	calor latente de vaporização [J/kg]
K	condutividade térmica [W/m·°C]
$K_{ef,MTC}$	condutividade térmica efetiva dos micro tubos de calor [W/m·°C]
$K_{microcanal}$	condutividade térmica de um único micro tubo de calor [W/m·°C]
L	comprimento [m]
$L_{microcanaís}$	comprimento dos microcanaís [m]
P	pressão [Pa]
P_{mol}	perímetro molhado [m]
Pot	potência [W]
Q_{evap}	calor fornecido pela resistência elétrica [W]
Q_{perdas}	calor perdido para o ambiente [W]
$Q_{central,MTC}$	calor fornecido considerando perdas [W]
r	raios [m], raio de curvatura do menisco [m]
r_H	raio hidráulico [m]
R	resistência térmica [°C/W], parâmetro de Moffat [-]
$R_{microcanal}$	resistência térmica de um único micro tubo de calor [°C/W]

Re	número de Reynolds [-], $Re = \frac{\rho \cdot U \cdot D}{\mu}$
R_{el}	resistência elétrica [Ω]
$R_{eq, centro, axial}$	resistência térmica central da montagem [$^{\circ}\text{C}/\text{W}$]
$R_{eq, MTC}$	resistência térmica dos micro tubos de calor [$^{\circ}\text{C}/\text{W}$]
T	temperatura [$^{\circ}\text{C}$]
U	velocidade [m/s]
V	tensão [V]
x	coordenada axial [m]
X_i	parâmetro de Moffat [-]

Grego

α	ângulo de contato [rad]
η	parâmetro geométrico [-]
μ	viscosidade dinâmica [$\text{kg}/\text{m} \cdot \text{s}$]
σ	tensão superficial [N/m]
ρ	densidade [kg/m^3]

LISTA DE ABREVIATURAS

<i>ABS</i>	Acrilonitrila Butadieno Estireno

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	29
1.1	OBJETIVOS	30
1.2	DESCRIÇÃO DOS CAPÍTULOS	31
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	33
2.1	FUNDAMENTOS DE TUBOS DE CALOR	33
2.1.1	Fluidos de trabalho	35
2.1.2	Tipos de tubos de calor	39
2.2	MICRO TUBOS DE CALOR.....	43
2.2.1	Estado da arte em micro tubos de calor.....	45
2.3	MODELOS NUMÉRICOS PARA MICRO TUBOS DE CALOR	64
2.3.1	Modelo unidimensional de um micro tubo de calor operando em regime permanente	64
2.3.2	Análises de desempenho de um micro tubo de calor em regime transiente e regime permanente.....	67
2.4	LIMITES DE OPERAÇÃO	69
2.4.1	Limite de Pressão de Vapor ou Limite Viscoso	70
2.4.2	Limite Sônico	70
2.4.3	Limite de Entranhamento	71
2.4.4	Limite Capilar	71
2.4.5	Limite de Ebulição.....	72
2.4.6	Limite de operação em micro tubos de calor	73
2.5	APLICAÇÕES	73
2.5.1	Eletrônica	73
2.5.2	Recuperador de calor e placas solares.....	76
2.5.3	Medicina.....	78

2.6	CONSIDERAÇÕES SOBRE A REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	79
3	ESTUDO EXPERIMENTAL	81
3.1	MICRO TUBOS DE CALOR EM ACRILONITRILA BUTADIENO ESTIRENO (ABS)	83
3.2	MICRO TUBOS DE CALOR EM LATÃO	93
3.3	FLUIDO DE TRABALHO	97
3.4	BANCADA EXPERIMENTAL	97
3.4.1	Aparato de rotação	97
3.4.2	Mangueiras de silicone	98
3.4.3	Banho termostático	98
3.4.4	Bomba de água	99
3.4.5	Sistema de aquisição de dados	100
3.4.6	Sistema de aquecimento do evaporador	101
3.5	REDUÇÃO DE DADOS EXPERIMENTAIS	101
3.5.1	Potência térmica total no evaporador	101
3.5.2	Resistência térmica equivalente	102
3.5.3	Condutividade térmica efetiva	103
3.6	INCERTEZAS EXPERIMENTAIS	103
3.7	CÁLCULO DAS PERDAS	104
4	ESTUDO TEÓRICO	107
4.1	MODELO DE TROCA DE CALOR ENTRE EVAPORADOR E CONDENSADOR – MICRO TUBOS DE CALOR EM ABS	107
4.2	MODELO DE TROCA DE CALOR ENTRE EVAPORADOR E CONDENSADOR – MICRO TUBOS DE CALOR EM LATÃO	116
4.3	CÁLCULO DAS TROCAS DE CALOR ENTRE O EVAPORADOR E CONDENSADOR	120
5	RESULTADOS	127
5.1	MICRO TUBOS DE CALOR EM LATÃO	128

5.1.1	Temperatura da água do condensador constante, fração de enchimento variável e inclinação variável	128
5.1.2	Temperatura da água do condensador variável, fração de enchimento variável e inclinação constante	140
5.2	MICRO TUBOS DE CALOR EM ABS	145
5.2.1	Temperatura da água do condensador constante, fração de enchimento variável e inclinação variável	146
5.2.2	Temperatura da água do condensador variável, fração de enchimento variável e inclinação constante	153
5.3	CONSIDERAÇÕES FINAIS	159
6	CONCLUSÃO.....	163
6.1	TRABALHOS FUTUROS E PONTOS A SEREM OTIMIZADOS.....	165
	REFERÊNCIAS.....	167
	APÊNDICE A – Temperaturas e resultados experimentais.....	173
	PUBLICAÇÕES	179

1 INTRODUÇÃO

Micro tubo de calor é um dispositivo bifásico em que seu princípio de funcionamento consiste na transferência de calor por mudança de fase do fluido de trabalho. O fluxo de fluido no seu interior é mantido através da diferença de pressão capilar entre suas extremidades, o que difere de alguns métodos tradicionais monofásicos que necessitam de injeção de trabalho além de calor. Sua aplicabilidade foi inicialmente proposta para o resfriamento de componentes eletrônicos, porém muitos autores já propuseram o seu uso em outras áreas, como em sistemas fotovoltaicos (DENG et al., 2013), sistemas de condicionamento de ar (ZHANG et al., 2013; ZHU; FAN; ZHANG, 2016) e até mesmo em instrumentos cirúrgicos na medicina (FLETCHER; PETERSON, 1997).

Uma série de vantagens é observada ao se utilizar sistemas com mudança de fase para transporte de calor, por possuir um alto coeficiente de transferência de calor e por requerer menor fluxo de massa para transportar uma quantidade equivalente de calor (BEJAN; KRAUS, 2003), o que permite a maior compactação dos mesmos. Os parâmetros construtivos de um micro tubo de calor consistem na geometria da seção transversal, o tipo de fluido de trabalho, as dimensões e o material de invólucro, permitindo uma ampla gama de combinações dos mesmos.

Os equipamentos eletrônicos nas últimas décadas passaram por uma grande evolução, no que se trata na melhoria de suas funcionalidades e na possibilidade de torna-los mais portáteis. É notório o foco das indústrias na compactação, no design, no desempenho e versatilidade de seus produtos, como, por exemplo, celulares e notebooks. Entretanto, estas características estão atreladas ao projeto de componentes cada vez menores, mais numerosos e com funções mais eficientes, sendo um desafio para os projetistas a cada nova ideia de produto. Acompanhado a miniaturização dos componentes, ocorre o aumento da densidade de energia e o risco de condições térmicas de operação indevidas para os circuitos eletrônicos. A exigência de um gerenciamento térmico nestas situações passou a ser um agravante para atender efetivamente seus requisitos funcionais e manter uma vida útil relativamente longa, sem ignorar a tendência de minimização dimensional.

Micro tubos de calor são propostos como uma ótima solução para a problemática associada ao planejamento térmico em pequenas dimensões. Muitos estudos teórico-experimentais foram realizados nas últimas décadas e demonstrou-se que estes dispositivos possuem um bom desempenho e são capazes de acompanhar o crescente aumento de energia dissipada dos componentes eletrônicos. Além disso, micro tubos de calor provaram possuir características vantajosas comparado a métodos tradicionais de refrigeração, como a convecção forçada proveniente de uma ventoinha. Dentre elas, a condição isotérmica de trabalho e fácil adaptação a mudanças bruscas de carga de energia térmica durante operação (BEJAN; KRAUS, 2003; REAY; KEW, 2006). De acordo com Uddin e Feroz (2008), 98% dos notebooks atualmente possuem tubos de calor como método de resfriamento, revelando uma característica promissora para o mesmo.

A proposta deste trabalho foi, portanto, a análise de modo teórico-experimental de dois tipos de micro tubos de calor, com o auxílio de métodos observados na literatura. A análise foi baseada em diferentes condições de trabalho, tais como diferentes ângulos de inclinação, diferentes cargas de fluidos de trabalho e diferentes temperaturas do condensador.

1.1 OBJETIVOS

O presente trabalho tem por objetivo a análise teórico-experimental de desempenho de dois arranjos de micro tubos de calor propostos, um em Acrilonitrila Butadieno Estireno (ABS) e outro em latão. Os objetivos específicos estão definidos como:

- i. Seleção dos parâmetros construtivos do micro tubo de calor e análise teórica dos limites de trabalho.
- ii. Desenvolvimento de um modelo matemático para a análise teórica de desempenho térmico, de forma a calcular valores de resistência térmica equivalente e condutividade térmica efetiva para diferentes condições térmicas de trabalho.
- iii. Construção da bancada experimental e dos micro tubos de calor para análise experimental em diferentes condições de trabalho.

1.2 DESCRIÇÃO DOS CAPÍTULOS

O capítulo 2 consiste na Revisão Bibliográfica, na qual estão descritos os principais fundamentos de tubos de calor, tais como os princípios de funcionamento, aspectos construtivos, tipos de fluidos de trabalho e exemplos de diversos tipos tubos de calor. Consta também as características específicas de micro tubos de calor e o que os diferenciam dos demais tipos. Uma densa análise do estado da arte em micro tubos de calor é apresentada, a qual inclui diversos trabalhos teóricos e experimentais desenvolvidos ao longo dos anos por outros autores. São descritos os limites de operação de tubos de calor e micro tubos de calor, e, a partir destes, define-se uma faixa de operação para estes dispositivos. Diversos exemplos de aplicações de micro tubos de calor são apresentados.

No capítulo 3 (Estudo Experimental) foram definidos os principais objetivos da análise experimental. Estão descritas as condições experimentais e os parâmetros de eficiência térmica analisados. Os micro tubos de calor e os demais componentes que compõe a bancada experimental são detalhados, assim como o fluido de trabalho utilizado. Por fim, o método de redução de dados e o cálculo das incertezas são apresentados.

O capítulo 4 (Estudo Teórico) apresenta o modelo de resistências térmicas proposto, para a medição dos indicadores de desempenho térmico a partir dos dados obtidos experimentalmente. Todas as equações, propriedades geométricas e térmicas dos materiais são devidamente detalhadas. Estimativas teóricas do desempenho térmico dos arranjos de micro tubos de calor propostos são apresentadas para três casos de eficiência de cada micro canal: eficiência mínima, próxima da real e máxima.

No capítulo 5 (Resultados) estão apresentados os resultados experimentais para cada arranjo de micro tubo de calor analisado. São apresentados valores de condutividade térmica efetiva e distribuições de temperaturas para diferentes condições experimentais. Também estão exibidas as imagens obtidas por meio de uma câmera de alta velocidade. Os mapas de contorno elaborados para cada arranjo de micro tubos de calor são exibidos de forma a fornecer uma visão sistêmica do desempenho térmico dos mesmos. Foi realizada uma comparação no desempenho de ambos os arranjos estudados.

O capítulo 6 (Conclusões) apresenta o resumo dos resultados obtidos no presente trabalho. São apresentados também pontos que podem ser melhor estudados e assuntos para futuros trabalhos, com base na experiência obtida no desenvolvimento do presente estudo.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 FUNDAMENTOS DE TUBOS DE CALOR

Gaugler (1944), da General Motors Corporation, foi o primeiro a propor os princípios de funcionamento de um tubo de calor a partir de sua patente. Entretanto, as pesquisas deste dispositivo se tornaram mais expressivas anos mais tarde, em que Grover, Cotter e Erickson (1964), responsáveis pela denominação “tubos de calor”, realizaram análises experimentais levando em consideração os limites operacionais dos tubos de calor. Tubos de calor consistem, portanto, em dispositivos ocos, evacuados e selados, cujo interior é preenchido com uma determinada quantidade de fluido de trabalho (Figura 2.1 (a)). Esta carga de fluido normalmente é medida a partir de uma porcentagem do volume interior do tubo de calor e deve garantir que a estrutura porosa esteja saturada com a fase líquida. Este dispositivo é subdividido em três seções: evaporador, seção adiabática e condensador. No evaporador ocorre o fornecimento de calor a partir de uma fonte externa, podendo ser, por exemplo, uma superfície aquecida que se deseja retirar calor. Este calor é absorvido pelo fluido em forma de calor latente, evaporando-se. A evaporação do fluido de trabalho é acompanhada por um aumento de pressão, direcionando o vapor para a área de menor pressão, o condensador. O vapor passa através da seção adiabática e, no condensador, libera o calor latente para o meio externo, que se encontra a uma temperatura mais baixa. Normalmente utiliza-se da convecção forçada de um fluido a baixa temperatura no exterior do condensador. A particularidade de um tubo de calor é, por ser um dispositivo passivo, não necessita de injeção de trabalho para o transporte do líquido condensado de volta para o evaporador. Isto se deve ao fato deste dispositivo funcionar por bombeamento capilar. Uma estrutura capilar, aderida na parede interna do tubo de calor (malha fina, pó sinterizado ou pequenas ranhuras na parede), é saturada com o fluido de trabalho na fase líquida. Sua função é de fornecer o efeito capilar necessário para “bombear” o líquido condensado do condensador para o evaporador. A diferença de pressão capilar necessária para o transporte do líquido condensado ocorre devido à diferença dos raios de curvatura da interface líquido-vapor entre o condensador e o evaporador, como pode ser observado na Figura 2.1 (b). Ao chegar ao evaporador, o líquido evapora e o ciclo recomeça.

Desta forma, tubos de calor são denominados dispositivos bifásicos cujo princípio de funcionamento é o transporte de calor por mudança de fase.

Figura 2.1 - (a) Princípios de funcionamento de um tubo de calor e (b) diferença de raio de curvatura entre a interface líquido-vapor no condensador e no evaporador.

Fonte: (b) Bejan e Kraus (2003) e (a) Paiva (2011).

O transporte de calor através de calor latente é capaz de ser várias ordens de grandeza maior do que por calor sensível. O gradiente de temperatura necessário para transportar uma quantidade elevada de calor deve ser muito grande, o que torna o uso de calor sensível impraticável em alguns casos. Faghri (2014) cita o exemplo de uma barra de cobre com 30 mm de diâmetro e 1 m de comprimento, a qual necessita de uma diferença de temperatura de 900 °C entre suas extremidades para o transporte de 1 kW de calor. Um tubo de calor de mesmas dimensões necessita de um gradiente de temperatura menor que 10 °C, resultando em uma condutividade térmica efetiva 90 vezes maior, comparado à barra de cobre de mesmas dimensões.

Comparado a um sistema monofásico, sistemas bifásicos com mudança de fase não necessitam de elevada vazão mássica de fluido tratando-se do transporte de determinada quantidade de calor. Isto possibilita sistemas mais compactos, leves e

ainda sim com boa eficiência, como é um tubo de calor. Além disso, tubos de calor trabalham em condições praticamente isotérmicas, com pequenos gradientes de temperatura entre suas extremidades, e possuem a capacidade de auto ajuste quando há variações na potência térmica fornecida no evaporador. Estes dispositivos apresentam também como vantagens a baixa necessidade de manutenção e a ausência de vibrações.

Tubos de calor são construídos a partir dos parâmetros previamente selecionados de acordo com as condições de operação: fluido de trabalho, material para o invólucro, estrutura capilar e dimensões. Uma baixa resistência térmica e alta condutividade térmica efetiva são fatores que demonstram um bom desempenho do tubo de calor.

Para o material do invólucro é desejável que o mesmo possua uma elevada condutividade térmica, por apresentar baixa resistência térmica. A estrutura capilar é selecionada a partir do tipo, tamanho dos poros e material. O fluido de trabalho está intimamente ligado com a temperatura de operação e condições químicas dos materiais envolvidos no tubo de calor.

2.1.1 Fluidos de trabalho

A seleção do fluido de trabalho é determinada a partir das condições de trabalho do tubo de calor, tendo como principal parâmetro a faixa de temperaturas de operação do mesmo. Chi (1976) considera três grupos de faixas de temperaturas: temperaturas criogênicas (10 K – 122 K), temperaturas moderadas (122 K - 628 K) e de metal líquido (acima de 628 K). Bejan e Kraus (2003) e Faghri (2014) dividiram os fluidos de trabalho de acordo com quatro grupos de faixas de temperaturas, como é exibido na Tabela 2.1. De acordo com Bejan e Kraus (2003), tubos de calor podem operar, teoricamente, em qualquer temperatura entre o ponto triplo e o ponto crítico do fluido de trabalho utilizado, mas sua eficiência cai drasticamente próxima a esses pontos devido às características de tensão superficial e viscosidade.

Tabela 2.1 - Faixas de temperaturas de fluidos de trabalho.

Faixas de Temperaturas	Bejan e Kraus (2003)	Faghri (2014)
Temperaturas Criogênicas	1 K - 200 K	4 K - 200 K
Temperaturas Baixas	200 K - 550 K	200 K - 450 K
Temperaturas Médias	550 K - 700 K	450 K - 750 K
Temperaturas Altas	Acima de 700 K	Acima de 750 K

Fonte: Bejan e Kraus (2003) e Faghri (2014).

Estes grupos são descritos pelos autores da seguinte forma:

- Temperaturas criogênicas: Fluidos de trabalho para esta faixa de temperatura podem ser hélio, argônio, oxigênio, nitrogênio e neon. Estes fluidos se caracterizam por uma baixa capacidade de transporte de calor, devido ao baixo calor de vaporização, baixas tensões superficiais e elevadas viscosidades.
- Temperaturas baixas: Esta faixa de temperaturas inclui a temperatura ambiente e é considerada a de maior uso dos tubos de calor. Os fluidos mais comuns são água, amônia, acetona, etanol e metanol.
- Temperaturas médias: O mercúrio, apesar de suas características nocivas de uso, possui propriedades térmicas atrativas e é utilizado para estas temperaturas. O naftaleno e o enxofre também são propostos para este caso.
- Temperaturas altas: Para esta faixa, metais líquidos com altas temperaturas de vaporização são utilizados, como prata, lítio, césio, sódio. São capazes de transportar elevadas quantidades de calor por suas características de alto calor latente de vaporização e elevadas tensões superficiais.

Na Tabela 2.2 encontra-se diferentes fluidos de trabalho e suas respectivas faixas de operação com dados obtidos de Guo et al. (2016) (propano), Longo et al. (2014) (R134a) e Faghri (2014) (demais fluidos).

Tabela 2.2 - Exemplos de fluidos de trabalho e suas respectivas faixas de operação.

Fluido de Trabalho	Temperatura de Ebulição, K a 1 atm	Faixa de uso, K a 1 atm	Grupo
Hélio	4,21	2 - 4	Temperaturas Criogênicas
Hidrogênio	20,38	14 - 31	
Nitrogênio	77,35	70 - 103	
Oxigênio	90,18	73 - 119	
Metano	111,4	91 - 150	
Propano	231	200 - 240	Temperaturas Baixas
Amônia	239,9	213 - 373	
R134a	247	248 - 363	
Acetona	329,4	273 - 393	
Metanol	337,8	283 - 403	
Etanol	351,5	273 - 403	Temperaturas Médias
Água	373,1	303 - 550	
Naftaleno	490	408-623	
Mercúrio	630,1	523 - 923	
Enxofre	717,8	530 - 947	
Potássio	1032	773 - 1273	Temperaturas Altas
Sódio	1151	873 - 1473	
Chumbo	2013	1670 - 2200	
Prata	2485	2073 - 2573	

Fonte: Faghri (2014), Guo et al. (2016) e Longo et al. (2014) .

Reay e Kew (2006) destacam critérios para a seleção do fluido de trabalho, sendo:

- Compatibilidade com materiais da estrutura capilar e invólucro;
- Boa estabilidade térmica;
- Molhabilidade com a estrutura capilar e material do invólucro;
- Pressão de vapor não muito alta e não muito baixa para a faixa de temperaturas de operação;
- Elevado calor latente;
- Elevada condutividade térmica;
- Baixas viscosidades nas fases líquida e vapor;
- Elevada tensão superficial;
- Pontos de congelamento e fluidez aceitáveis;

Faghri (2014) salienta que deve haver compatibilidade química do fluido de trabalho com os materiais do invólucro, da estrutura capilar e das soldas. Isto se deve ao fato da possível ocorrência de reações químicas indesejáveis formando gases não condensáveis, degradando a capacidade de transferir calor do tubo de calor, tornando-o ineficiente.

Pode-se usar o número de mérito para comparar fluidos de trabalho quanto à sua capacidade de transportar calor, independente da geometria do tubo de calor, e selecionar o mais viável para o dispositivo projetado. Chi (1976) reuniu as propriedades do fluido na fase líquida em um único termo, definindo-o primeiramente como fator de transporte do líquido, de forma que o fluido com maior número de mérito a uma dada temperatura de operação possui um melhor desempenho. O número de mérito é definido pela equação (1), sendo:

$$NM = \frac{\rho_L \cdot \sigma \cdot h_{LV}}{\mu_L} \left(\frac{W}{m^2} \right) \quad (1)$$

Para a equação acima, ρ_L corresponde à densidade do fluido na fase líquida, σ à tensão superficial, h_{LV} ao calor latente de vaporização e μ_L à viscosidade dinâmica do fluido na fase líquida. Portanto, para um maior transporte de calor, o fluido de trabalho deve possuir elevada densidade, elevada tensão superficial, para favorecer o efeito capilar, elevado calor latente de vaporização e baixa viscosidade, para uma menor queda de pressão por fricção. A Figura 2.2 exibe a relação de figuras de mérito de diferentes fluidos de trabalho com a temperatura de operação.

Figura 2.2 - Número de mérito diferentes fluidos de trabalho em função da temperatura de operação.

Ao contrário da equação (1), que foi obtida considerando-se que a maior perda de pressão está relacionada à fase líquida, Dunbar e Cadell (1998) propuseram uma equação para o caso em que a perda de pressão pelo fluxo de vapor é dominante. Isto ocorre normalmente em tubos de calor em circuito ou *loop heat pipes*. Portanto, temos a equação (2):

$$NM_{DC} = \frac{\rho_v \cdot \sigma \cdot h_{fg}^{1.75}}{\mu_v^{0.75}} \left(W/m^2 \right) \quad (2)$$

Em que ρ_v é a densidade do fluido na fase vapor e μ_v a viscosidade dinâmica do fluido na fase vapor.

2.1.2 Tipos de tubos de calor

Além do tubo de calor convencional descrito na seção 2.1, existem outros tipos de tubos de calor que diferem entre si a partir de características construtivas e funcionais. Dentre estes, pode-se citar, por exemplo, os termossifões bifásicos, tubos de calor pulsantes, tubos de calor em circuito e micro tubos de calor.

- Termossifões bifásicos: são tubos de calor que funcionam com o auxílio da gravidade. Ou seja, o condensador encontra-se acima do evaporador e, desta forma, o condensado é transportado de uma extremidade a outra a partir da força gravitacional, sem a necessidade de uma estrutura capilar. A Figura 2.3 representa um termossifão bifásico.

Figura 2.3 - Tubo de calor termossifão bifásico.

Fonte: Jafari et al. (2017).

- Tubos de calor pulsantes: assim como os termossifões, não possuem estrutura capilar, e são compostos por longos tubos de diâmetros com até 5 mm (FAGHRI, 2014). Sua estrutura é formada por diversas voltas, podendo formar um loop ou com extremidades independentes, como mostrado na Figura 2.4.

O evaporador e condensador são alocados nos contornos do tubo, separados por uma seção adiabática. No evaporador, o fluido de trabalho evapora em forma de bolhas de vapor e ocorre um aumento na pressão de vapor. A bolha de vapor impulsiona o fluido subsequente para o condensador. O vapor inicia sua condensação e, conseqüentemente, há uma queda de pressão. Esta diferença de pressão entre as extremidades é responsável pelo fluxo de ambas as fases no interior do tubo realizando um movimento oscilatório.

Figura 2.4 - Tubo de calor pulsante com (a) extremidades independentes e (b) em loop.

Fonte: Kearney e Griffin (2014).

- Tubos de calor em circuito ou *loop heat pipes*: estes tipos de tubo de calor possuem basicamente seis partes: o evaporador, câmara de compensação, estrutura porosa, linha da fase vapor, linha da fase líquida e condensador. A estrutura porosa é dividida em primária, localizada no interior do evaporador, e secundária, a qual conecta o evaporador à câmara de compensação. Segundo Launay, Sartre e Bonjour (2007), a primária é composta por pequenos poros e é a principal responsável no bombeamento da fase líquida, fornecendo um elevado efeito capilar para circular o líquido no loop, enquanto a secundária é composta por poros mais largos de forma a bombear devidamente o fluido da câmara de compensação para o evaporador,

principalmente quando a câmara está abaixo do evaporador ou o dispositivo pode atuar em condições de micro gravidade. Os autores também definem duas funções para câmara de compensação, sendo a primeira para acomodar o excesso de líquido no loop em condições normais e a segunda para fornecer líquido suficiente à estrutura porosa primária em todo o período de operação. As linhas de vapor e líquido são tubos lisos e de pequenos diâmetros. Maydanik (2005) explica a teoria de funcionamento de um *loop heat pipe*, partindo do estado inicial, quando não há nenhuma injeção de calor no dispositivo. Nesta etapa, a estrutura porosa encontra-se saturada de líquido, assim como as linhas de vapor e líquido totalmente preenchidas. No momento em que uma potência térmica é aplicada no evaporador, o líquido começa a evaporar na estrutura porosa tanto no evaporador, como na câmara de compensação. O último ocorre pelo fato do calor ser conduzido do evaporador até o final da câmara de compensação. Uma vez que a estrutura porosa possui uma determinada resistência térmica, o vapor na região do evaporador encontra-se a uma temperatura e pressão maiores, pois está mais próximo à parede aquecida do evaporador. O autor caracteriza a estrutura porosa, portanto, como uma “fechadura térmica” a qual mantém a maior parte do calor nesta região. Além disso, com a presença do vapor quente, haverá forças capilares na interface líquido-vapor na estrutura porosa saturada que impedem a penetração do vapor na câmara de compensação. Isto caracteriza a função de “válvula hidráulica”, segundo o autor. O aumento da diferença de pressão impulsiona o vapor para a linha de vapor, onde retorna à fase líquida (no condensador) e preenche novamente a câmara de compensação, realizando o loop, como mostra a Figura 2.5. Neste dispositivo, três interfaces líquido-vapor coexistem no evaporador, no condensador e na câmara de compensação. As duas últimas são mais sensíveis à potência térmica aplicada no evaporador.

Figura 2.5 - Tubo de calor em circuito.

Fonte: Launay, Sartre e Bonjour (2007).

- Tubos de calor com bombeamento capilar, ou *capillary pumped loop heat pipes*, possuem praticamente o mesmo modo de funcionamento dos tubos de calor em circuito, ou *loop heat pipes*, acima descritos. A diferença se encontra na presença de um reservatório de líquido não acoplado diretamente no evaporador, ao invés da câmara de compensação, como mostra a Figura 2.6. O reservatório possui a função de regular a temperatura de operação e de acumular o líquido em excesso que não está sendo utilizado durante a operação.

Figura 2.6 - Tubo de calor com bombeamento capilar.

Fonte: Faghri (2014).

Os micro tubos de calor, que são os objetos de estudo do presente trabalho, estão definidos com mais detalhes na próxima seção.

2.2 MICRO TUBOS DE CALOR

O conceito de micro tubos de calor foi primeiramente proposto por Cotter (1984) como tubos de calor reduzidos linearmente em escala, tal que o raio de curvatura da interface líquido-vapor pode ser comparado, em magnitude, com o raio hidráulico de todo o canal de fluxo do fluido. A definição matemática foi proposta por Peterson (1994) como:

$$\frac{r_c}{r_H} \geq 1 \quad (\text{Micro tubos de calor}) \quad (3)$$

tal que r_c corresponde ao raio de curvatura do menisco e r_H o raio hidráulico do canal.

Devido ao tamanho bastante reduzido, a presença de uma estrutura porosa no interior do micro tubo de calor passou a ser inviável. O bombeamento do líquido condensado neste caso é favorecido pela sua própria geometria, tal que se utiliza de uma seção transversal não circular cujos ângulos agudos funcionam como artérias para o líquido. Na Figura 2.7 pode-se observar o exemplo de um micro tubo de calor com seção transversal triangular, de forma que a fase líquida fica aderida aos cantos e é bombeada do condensador para o evaporador devido à diferença de pressão capilar entre as duas extremidades. Essa diferença de pressão é resultante dos diferentes raios de curvatura entre as fases líquida e vapor ao longo do micro tubo de calor.

Como as geometrias de micro tubos de calor podem atingir um determinado nível de complexidade, micro tubos de calor podem ser classificados a partir do seu diâmetro hidráulico. O diâmetro hidráulico é comumente usado para seções não circulares e é definido pela equação (4) como:

$$D_H = \frac{4A}{P_{\text{mol}}} \quad (4)$$

sendo A a área da seção transversal e P_{mol} o perímetro molhado. Cotter (1984) e Vasiliev (2008) consideram a faixa de classificação para micro tubos de calor entre 10 a 500 μm , enquanto Babin, Peterson e Wu (1990) consideram o diâmetro aproximado de 100 a 1000 μm . Bejan e Kraus (2003) classificam de 30 a 1000 μm . Launay et al. (2004) caracterizam micro tubos de calor com diâmetro hidráulico entre 10 a 1000 μm .

Figura 2.7 - Micro tubo de calor com seção triangular.

Fonte: Faghri (2014).

A literatura apresenta trabalhos teóricos e experimentais sobre micro tubos de calor realizados nos últimos anos com diferentes combinações de parâmetros construtivos, tais como geometrias, materiais, dimensões e fluidos de trabalho. As análises são realizadas variando-se a carga de fluido de trabalho no interior do dispositivo, o fluxo de calor no evaporador, temperatura de operação, orientação em relação à gravidade, entre outros. Como dito anteriormente, o bom desempenho térmico de tubos de calor em geral é medido a partir da alta condutividade térmica efetiva e baixa resistência térmica do sistema. Ou seja, se os micro tubos de calor

forem capazes de transportar mais calor comparado ao material puro (calor sensível), significa que os micro tubos de calor beneficiaram dos efeitos da mudança de fase do fluido de trabalho. Com base nas categorias aqui apresentadas, os próximos tópicos apresentam o estado da arte de micro tubos de calor nos últimos anos, incluindo trabalhos teóricos e experimentais.

2.2.1 Estado da arte em micro tubos de calor

Os micro tubos de calor planos, ou *micro flat heat pipes*, são formados a partir de micro ranhuras fabricadas sobre uma pastilha de determinado material, tal que cada micro ranhura representa um micro tubo de calor independente.

Após Cotter (1984) elaborar o conceito de micro tubos de calor, Babin, Peterson e Wu (1990) desenvolveram o primeiro modelo matemático para micro tubos de calor em regime permanente baseando-se nos efeitos das dimensões reduzidas sobre o modelo de tubos de calor convencionais desenvolvido por Chi (1976). Os autores realizaram estudos teórico-experimentais em dois micro tubos de calor com geometria trapezoidal, seção transversal 1 mm por 1 mm e comprimento 57 mm, um de cobre e outro de prata com 0,0032 g de água deionizada e destilada (ver Figura 2.8). O trabalho baseou-se no fato de a operação dos micro tubos de calor descritos acima ser limitada pelo efeito capilar fornecido pela geometria. Ao contrário de Cotter (1984) que considerou apenas as forças viscosas relacionadas à fase líquida, Babin, Peterson e Wu (1990) incrementaram os efeitos viscosos da fase vapor sobre o limite de pressão capilar. Desta forma, uma equação para o limite capilar foi desenvolvida. Os experimentos foram baseados na temperatura de operação, de aproximadamente 30 °C a 70 °C, a qual era alterada através de incrementos na potência térmica no evaporador. Os resultados experimentais validaram o modelo em regime permanente para prever o desempenho dos dispositivos. Para estes mesmos micro tubos de calor, Wu e Peterson (1991) desenvolveram um modelo para regime transiente para prever o comportamento térmico durante o período transiente inicial (*startup*) e com variações repentinas na potência térmica no evaporador, em função da geometria, propriedades do fluido de trabalho e das dimensões principais. Os autores concluíram que, nas situações descritas, há a ocorrência de um fluxo reverso de líquido devido a um

desequilíbrio de pressão e classificaram o ângulo de molhabilidade como um importante fator sobre a capacidade de transportar calor.

Figura 2.8 - Micro tubo de calor trapezoidal.

Fonte: Babin, Peterson e Wu (1990) e Wu e Peterson (1991).

Com base no modelo numérico transiente elaborado por Wu e Peterson (1991), Wu, Peterson e Chang (1991) realizaram estudos experimentais sobre o comportamento transiente de um micro tubo de calor de prata com geometria em “W” (Figura 2.9), dimensões externas de aproximadamente 1 mm por 2 mm, comprimento de 60 mm e com 0,00032 g de água pura deionizada. Ao comparar os resultados experimentais com o modelo numérico, os autores concluíram que o mesmo subestima a resposta transiente. Porém, ao utilizá-lo em regime permanente, o modelo prevê, com determinada precisão, a máxima capacidade de transporte de calor antes do fenômeno de *dryout*, a distribuição de temperatura ao longo da direção longitudinal e a diferença de temperatura entre posições do micro tubo de calor com desvio não maior que 0,3 °C. Ainda para esta geometria e dimensões, Peterson e Ma (1999) apresentaram um modelo matemático mais detalhado para prever a distribuição de temperatura e a capacidade de transporte de calor. O modelo inclui uma equação para prever o escoamento de fluido e transferência de calor na região de evaporação do filme fino, uma solução analítica bidimensional para condução de calor na região de evaporação do filme nos cantos dos triângulos, os efeitos do escoamento de vapor sobre o escoamento de líquido, o escoamento e condensação do filme fino devido à tensão superficial no condensador e o escoamento devido ao efeito capilar na direção axial do micro tubo de calor. Ao comparar com os resultados experimentais, o modelo apresentou boa concordância com os mesmos. Observou-

se uma maior queda de temperatura no evaporador comparado ao condensador e, com o aumento da potência térmica, maiores são as quedas de temperatura.

Figura 2.9 - Seção transversal do micro tubo de calor em "W".

Fonte: Wu, Peterson e Chang (1991).

Peterson, Duncan e Weichold (1993), em seu estudo experimental, compararam dois arranjos de micro tubos de calor em pastilhas de silício, sendo um com geometria triangular e outro com geometria retangular (ver Figura 2.10). Ambos os arranjos foram comparados a uma pastilha de silício sem ranhuras, ou seja, transportando calor apenas por calor sensível. Sobre cada pastilha de silício quadrada, com lados de 20 mm e espessura 0,378 μm , foram fabricados 39 micro tubos de calor paralelos. Os dados experimentais mostraram um aumento da condutividade térmica efetiva de 31% com o arranjo retangular e de 81% com o arranjo triangular, em relação à condutividade térmica do silício puro, para uma potência térmica no evaporador de 4 W. Apesar de ambos os arranjos favorecerem o transporte de calor, a seção transversal triangular apresentou uma maior redução na temperatura máxima (16,2 $^{\circ}\text{C}$ contra 11,4 $^{\circ}\text{C}$ para o arranjo retangular, em relação ao silício sem micro tubos de calor), menor gradiente de temperatura ao longo do arranjo e maior condutividade térmica efetiva.

Figura 2.10 - Geometrias (a) retangular e (b) triangular.

Fonte: Peterson, Duncan e Weichold (1993).

O estudo conduzido por Kang e Huang (2002) propôs as geometrias em estrela e losango (Figura 2.11) como alternativa às geometrias mais comuns, triangular e retangular. Para ambas as geometrias, os arranjos consistiram em 31 micro tubos de calor paralelos. Utilizando cargas de fluido de trabalho de 0% a 80% e valores de fluxo de calor como parâmetros experimentais variantes, os autores observaram uma melhora no efeito capilar, devido aos ângulos mais agudos de ambas as geometrias e às micro lacunas entre as pastilhas de silício da geometria losangular, como um caminho alternativo para o líquido condensado. Os valores mais promissores de condutividade térmica efetiva foram 277,9 W/m·K para a geometria em estrela e 289,4 W/m·K para a geometria em losango.

Figura 2.11 - Geometrias em (a) estrela e (b) losango.

Fonte: Kang e Huang (2002)

Launay, Sartre e Lallemand (2004) e Le Berre et al. (2003) estudaram duas geometrias de micro tubos de calor: 55 canais paralelos triangulares e 25 canais paralelos triangulares com artérias (Figura 2.12). As artérias possuem a finalidade de proporcionar um caminho independente para o líquido condensado, de forma a

minimizar a queda de pressão por fricção dos fluxos contracorrente das fases líquido-vapor. O arranjo de micro tubos foi produzido sobre uma pastilha de silício utilizando o processo de corrosão anisotrópica e foi selado por outra pastilha de mesmo material. Os fluidos de trabalho foram etanol para a geometria triangular e metanol para a geometria triangular com artérias em cargas de 0% a 66%. Temperaturas ao longo do comprimento do arranjo foram obtidas e comparadas ao perfil de temperaturas do modelo numérico computacional 3D da bancada. O resultado para a primeira geometria não foi satisfatório, ou seja, a condutividade térmica efetiva não demonstrou melhora significativa comparada à condutividade térmica do silício nas condições impostas. Isto significa que o calor foi quase integralmente transportado por calor sensível através do silício do que pelo calor latente dos micro tubos de calor. A proposta dos autores foi a de melhorar a geometria do arranjo, tal como reduzir a espessura da pastilha de silício. Em contra partida, a análise da segunda geometria demonstrou uma melhora significativa na condutividade térmica efetiva, aumentando em um fator de 300% a condutividade térmica do silício, em reflexo da boa compatibilidade entre o fluido de trabalho e as condições experimentais.

Figura 2.12 - Seção transversal das geometrias (a) triangular e (b) triangular com artérias.

Fonte: Launay, Sartre e Lallemant (2004) e Le Berre et al. (2003).

Moon et al. (2004) realizaram experimentos em micro tubos de calor poligonais curvos com 20% de água pura em canais únicos de cobre, sendo triangular curvo e retangular curvo, como são exibidos na Figura 2.13. Os resultados foram baseados no limite de transferência de calor e na resistência térmica para diferentes fluxos de

calor e temperaturas de operação. A análise se estendeu para diferentes ângulos de inclinação, com o intuito de observar o desempenho térmico, perante a influência da gravidade no bombeamento do fluido de trabalho. Partindo da posição horizontal até a inclinação que maximiza a influência da força gravitacional sobre transporte do líquido, ou seja, o condensador totalmente acima do evaporador, os autores observaram um maior limite de transferência de calor. Ao elevar o evaporador sob o condensador, a transferência de calor foi prejudicada. Mudança de comprimento do micro tubo de calor também foi parâmetro de estudo dos autores, tal que, para menor comprimento, maior era o coeficiente de transferência de calor global. Isto se deve ao fato de um menor efeito capilar ser necessário para bombear o líquido de uma extremidade a outra, assim como menor é a perda de pressão por fricção na interface líquido-vapor. De um modo geral, a geometria triangular curva demonstrou um melhor desempenho térmico em consequência de o efeito capilar ser favorecido pelos ângulos mais agudos.

Figura 2.13- (a) Seção transversal retangular curva e (b) seção transversal triangular curva.

Fonte: Moon et al. (2004).

Ainda se tratando de geometrias curvas e análise do ângulo de inclinação, Sugumar e Tio (2005) simularam, a partir do modelo matemático de Tio, Liu e Toh (2000) o comportamento térmico de dois micro tubos de calor, um com geometria de triângulo equilátero e outro trapezoidal curvo (ver Figura 2.14). Os autores analisaram o desempenho dos micro tubos de calor perante alterações no ângulo de inclinação em relação ao comprimento axial e com a melhor carga de fluido de trabalho. A análise se limitou a ângulos positivos, ou seja, o condensador acima do evaporador com o efeito da gravidade favorável ao fluxo de líquido. Observou-se um maior efeito da

gravidade sobre a geometria triangular ao invés da trapezoidal curva, de tal forma que com o aumento do ângulo, a taxa de aumento da capacidade de transporte de calor era mais evidente nesta geometria. A trapezoidal curva, entretanto, demonstrou uma maior capacidade de transportar calor para qualquer ângulo de inclinação.

Figura 2.14 - Seções (a) triangular e (b) trapezoidal curva.

Fonte: Sugumar e Tio (2005).

Micro tubos de calor fios-placas de alumínio preenchidos com acetona (Figura 2.15) foram investigados por Wang, Ma e Peterson (2001) como parte de um programa de desenvolvimento de um radiador leve, altamente flexível, resistente ao congelamento e de alta confiabilidade para uso a longo termo em missões aeroespaciais. Os fios de alumínio foram sinterizados ou soldados entre duas placas finas de alumínio, de forma que os cantos agudos entre os fios e as placas atuam como um meio poroso para promover o efeito capilar do líquido condensado. Três arranjos com diferentes parâmetros construtivos foram produzidos e análises comparativas com e sem preenchimento de fluido de trabalho foram sucedidas. Ao contrário de muitos trabalhos que desprezam a troca de calor por convecção e radiação com o meio externo, a radiação desempenha um importante papel na transferência de calor nesta situação, o que impede a utilização de modelos numéricos anteriormente propostos. Portanto, um modelo numérico foi desenvolvido com a combinação dos efeitos de condução e radiação para prever o desempenho da transferência de calor e a distribuição de temperaturas do radiador em um ambiente espacial simulado. As análises experimentais permitiram a validação do modelo e demonstraram que o radiador flexível com o arranjo de micro tubos de calor incrementou em 20 vezes a condutividade térmica efetiva em relação ao arranjo sem fluido de trabalho, e em 10 vezes o mesmo parâmetro comparado ao alumínio sólido.

Os micro tubos de calor forneceram um aumento na uniformidade na distribuição de temperaturas e uma melhora no desempenho global de transferência de calor.

Fonte: Wang, Ma e Peterson (2001).

Estudo teórico e experimental de micro tubos de calor fios-placas (Figura 2.16) de cobre/água foram realizados por Launay et al. (2004). Apesar do diâmetro hidráulico de cada micro tubo de calor ser superior a 1 mm, os autores justificam tal classificação devido ao modo de operação do sistema ser análogo ao de micro tubos de calor. No resultado experimental, com 23% de fração de enchimento, o arranjo de três micro tubos preenchidos demonstrou uma condutividade térmica efetiva 1,3 vezes superior ao arranjo vazio. O modelo numérico desenvolvido foi baseado no modelo hidrodinâmico unidimensional, estacionário, líquido-vapor de Wang e Peterson (2002), e no modelo térmico de Launay, Sartre e Lallemant (2002), a fim de prever o limite capilar e o perfil de temperatura do arranjo. A influência de parâmetros como ângulo de contato, tipo de fluido, ângulo de canto e carga de fluido foram estudadas. Apesar da boa concordância entre os dados teóricos e experimentais, os autores concluíram da necessidade de melhora no desempenho do arranjo de micro tubos de calor através de mudanças na geometria, do uso de outros fluidos de trabalho e de diferentes cargas volumétricas.

Figura 2.16 - Micro tubos de calor fios-placas e o aparato experimental.

Fonte: Launay et al. (2004).

Como forma de melhorar o bombeamento capilar e a transferência de calor em micro tubos de calor, Qu, Wu e Cheng (2008) propuseram uma superfície funcional interna com o objetivo de variar o ângulo de contato entre o fluido de trabalho e a superfície ao longo do comprimento axial, como demonstrado na Figura 2.17. A partir do modelo em estado estacionário unidimensional proposto, observou-se um aumento no desempenho térmico ao utilizar diferentes ângulos de contato, partindo de um valor maior no condensador até um valor menor no evaporador, intercalados por um mesmo valor. Isto causou um maior gradiente do raio de curvatura na direção axial e, portanto, aumentou a força capilar sobre o líquido sem mudanças significativas nas forças de cisalhamento na interface líquido-parede, acelerando o fluxo mássico do líquido condensado. A capacidade do micro tubo de calor de transportar mais calor foi favorecida. Constatou-se, também, que para micro tubos de calor com superfície uniforme, há um valor de ângulo de contato ótimo e, caso o mesmo seja ultrapassado, o desempenho térmico é prejudicado.

Figura 2.17 - (a) Diferentes ângulos de contato para cada seção do micro tubo de calor e (b) representação das gotas de fluido de trabalho sobre a superfície.

Fonte: Qu, Wu e Cheng (2008).

Hung e Tio (2012) elaboraram um modelo matemático unidimensional para obter as características dos fluxos de calor e fluido de um micro tubo de calor inclinado, operando em estado estacionário, a determinada temperatura de operação. O efeito de condução de calor através da parede foi considerado. O estudo considera os efeitos favorável e adverso da gravidade sobre o micro tubo de calor, a partir do ângulo de inclinação, sobre a capacidade de transporte de calor, a carga de fluido de trabalho, a distribuição do líquido no interior, a intensidade do efeito capilar e a distribuição de temperaturas na parede. Os melhores resultados obtidos correspondem a ângulos de inclinação positivos, ou seja, o condensador acima do evaporador.

A Tabela 2.3 apresenta, em resumo, as características dos trabalhos aqui descritos e de outros trabalhos experimentais e teóricos da literatura. Os dados contêm intervalos aproximados dos parâmetros experimentais e dos resultados apresentados pelos autores, como valores de potência térmica no evaporador, condutividade térmica efetiva e resistência térmica. Para arranjos com mais de um micro tubo de calor, a condutividade térmica efetiva está relacionada à seção transversal de todo o arranjo, a fim de obter a melhoria deste parâmetro comparado à condutividade térmica efetiva do material maciço de mesmas dimensões. Os valores únicos consistem nos melhores resultados obtidos entre todos os experimentos realizados por cada trabalho. Como alguns trabalhos não forneceram valores para condutividade térmica efetiva ou resistência térmica ou até mesmo ambos, estes valores foram calculados a partir dos dados fornecidos pelos autores. Os cálculos foram realizados a partir da lei de Fourier, sendo:

$$R_{eq} = \frac{L_{ef}}{K_{ef} \cdot A} \quad (5)$$

Os termos da equação são a resistência térmica equivalente R_{eq} , o comprimento efetivo do micro tubo de calor L_{ef} , condutividade térmica efetiva K_{ef} e área de seção transversal A . Conhecendo-se o comprimento da seção adiabática L_A , o comprimento do condensador L_C e comprimento do evaporador L_E , calcula-se o comprimento efetivo do micro tubo de calor pela seguinte equação:

$$L_{ef} = L_A + \frac{L_C + L_E}{2} \quad (6)$$

Tabela 2.3 – Características e resultados de trabalhos teóricos e experimentais da literatura relacionados a micro tubos de calor.

Autores	Substrato	Geometria	Fluido de Trabalho	Cargas de Fluidos de trabalho	Dimensões e Número de Canais	Faixa de Potência Térmica no evaporador	Condutividade Térmica Efetiva ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)	Resistência Térmica (K/W)
Babin, Peterson e Wu (1990)	(a) Cobre (b) Prata	TRA	AD	0,0032 g	Lados externos: 1 mm CO: 57 mm NC: 1	0,11 W a 0,15 W	(a) 6311* (b) 6144*	(a) 7,02 (b) 7,21
Wu, Peterson e Chang (1991)	Prata	TRA, “W”	AD	0,032g	Lados externos: aprox. 1 mm e 2 mm CO: 60 mm NC: 1	0 W a 4,8 W	Regime Transiente	Regime Transiente
Peterson, Duncan e Weichold (1993)	Silício	(a) RT (b) TRI	MT	-	(a) LA: 45 μm ; AL: 80 μm ; (b) LA: 120 μm ; AL: 80 μm CO: 19,7 mm NC: 39	0,2 W a 4 W	(a) 210 (b) 290	(a) 8,74* (b) 4,78*
Mallik e Peterson (1995)	Silício	TRI	MT	-	LA: 25 μm ; AL: 55 μm ; NC: (a) 34 e (b) 66	0,1 W a 3,5 W	(a) 181,46 (b) 186,27	(a) 23,69* (b) 23,08*
Badran et al. (1997)	Silício	TRI	AD e MT	5%, 10%, 20%, 30%, 50% e 80%	(a) LA: 100 μm ; AL: 70,72 μm (b) LA: 260 μm AL: 185,54 μm CO: 25,4 mm NC: (a) 127 e (b) 73	0 W a 5 W	(a) 279 (b) 169	(a) 10,82* (b) 17,87*
Peterson e Ma (1999)	Prata	TRA, “W”	AD	0,0032 g	Lados externos: aprox. 1 mm e 2 mm CO: 60 mm NC: 1	0,025 W a 0,5 W	(i) Experimental: 2448* (ii) Teórico: 8073*	(i) 11,74 (ii) 3,56

Continua

Continuação

Sobhan, Xiaoyang e Yu (2000) Park et al. (2001) Wang, Ma e Peterson (2001) Kang, Tsai e Chen (2002) Kang e Huang (2002)	Cobre	TRI	AD	-	LA: 300 µm; AL: 259,8 µm NC: 40	0,07 W, 0,11 W, 0,16 W, 0,2 W e 0,25 W	4,35 x 10 ⁵ /canal	8,48/canal*
	Silício	TRI	AD	20%	LA: 100 µm; AL: 70 µm CO: 15 mm; NC: 38	1,9 W, 3,5 W, 4,9W e 5,9 W	111,7**	12,21*
	Alumínio	Fios-placas	AC	-	Espessura das placas: 0,40 mm Diâmetro dos fios: (a) 0,50 mm; (b) 0,80 mm; (c) 0,50 mm; CO: 152 mm; NC: (a) 42; (b) 42; (c) 94;	0 W a 45 W	(a) 1446,2 (b) 521,3 (c) 3023,1	(a) 0,53** (b) 1,2** (c) 0,25**
	Silício	TRA –direção radial	ÁD	30%, 53% e 70%	(a) Pastilha para fase vapor LA no centro: 350 µm LA na extremidade externa: 700 µm (b) Pastilha para fase líquida LA no centro: 150 µm LA na extremidade externa: 500 µm AL: 162,5 µm NC: 70 CO: 23 mm	0 W a 27 W	-	1,741
	Silício	(a) Estrela (b) Losango	MT	0% a 80%	(a) Diâmetro Hidráulico: 340 µm (b) LA: 200 µm; AL: 310 µm CO: 24,4 mm NC: 31	(a) 0 W a 20 W (b) 0 W a 14 W	(a) 277,9 (b) 289,4	(a) 1,99* (b) 2,51*

Continua

Continuação

Le Berre et al. (2003) Launay, Sartre e Lallemand (2004)	Silício	(a) TRI (b) TRI + artérias	(a) ET (b) MT	(a) 0% a 66% (b) 50%	(a) LA: 230 μ m AL: 170 μ m (b) LA: 500 μ m AL: 342 μ m CO: 20 mm NC: (a) 55 e (b) 25	(a) 0,5 W a 5 W (b) 2W	(a) 142,31 (b) 600	(a) 7,53* (b) 1,19*
Launay et al. (2004)	Cobre	Fios-placas	AD	23%	Diâmetro do fio: 1,45 mm CO: 78 mm LA total do arranjo: 10 mm NC: 3	(i) Experimental: 10 W (ii) Teórico: 1,5 W	(i) 343,5* (ii) 11,95 x 10 ⁴ *	(i) 8,44* (ii) 0,02
Moon et al. (2004)	Cobre	(a) TRI curvo (b) RE curvo	MT	20%	Diâmetro equivalente: 1,5 mm CO: 50 – 100 mm NC: 1	(a) 0 W a 10 W (b) 0 W a 4,5 W	(a) 7574* (b) 4689*	(a) 1,30 (b) 2,40
Sugumar e Tio (2005)	-	(a) TRI (b) TRA curvo	ÁD	(a) 17,26% a 18,16% (b) 18,70% a 20,83%	CO: 50 mm	(a) 0,32 W a 0,72 W (b) 0,74 W a 0,91 W	-	-
Le Berre et al. (2006)	Silício	TRI	MT	0% a 80%	LA: 500 μ m; AL: 350 μ m NC: 27	0,4 W a 3 W	200	3,75*
Lim et al. (2008)	Cobre	Formato em leque	ÁD	33,5%	LA: 150 μ m; AL: 300 μ m CO: 50 mm NC: 32	(a) 0,5 W a 8 W (b) 0 W a 12 W	(a) 626,9* (b) 667,3*	(a) 5,45 (b) 5,12
Qu, Wu e Cheng (2008)	-	TRI + superfície interna funcional	-	-	LA do triângulo equilátero: 300 μ m CO: 50 mm	0,0204 W a 0,0235 W	-	-

Continua

Conclusão

Harris et al. (2010)	Silício	QD	ÁD	-	2 arranjos iguais LA: 100 µm; CO: 9,5 mm NC: 22	0 W a 14,3 W	(a) Arranjo 1: 260,7 (b) Arranjo 2: 324,0	(a) 0,79 (b) 0,64
Liu et al. (2011)	Silício	TRI + artérias	ET	-	LA do triângulo equilátero: 371 µm LA das artérias triangulares: 268 µm CO: 20 mm NC: 9 Número de artérias: 8	63820 W/m ² a 173260 W/m ²	-	0,781
Dean et al. (2012)	Silício	RT	(a) Mercúrio (b) AD	20%	LA: 100 µm. AL: 100 µm CO: 9,5 mm NC: 22	0 W a 20,3 W	(a) 790 (b) 290	(a) 0,25** (b) 0,69**
Deng et al. (2013)	Alumínio	RT	AC	20%	CO: 930 mm	20 a 120 W	2,583 x 10 ^{6**}	0,002
Zhu, Fan e Zhang (2016)	Alumínio	RT	AC	20%	CO: 930 mm	-	(a) Inverno: 2,60 x 10 ^{5**} (b) Verão: 2,20 x 10 ^{5**}	(a) 0,019** (b) 0,023**
Luo et al. (2016)	Silício + Cobertura Pyrex 7740	QD	AD	30%	LA: 100 µm; AL: 100 µm	1 W a 5 W	262,1**	9,3*
Nagayama, Gyotoku e Tsuruta (2018)	Silício + Cobertura Pyrex	RT	AU	50%	AL: 100 µm (a) LA _{evap} : 300 µm; LA _{cond} = 100 µm; NC: 42 (b) LA _{evap} : 400 µm; LA _{cond} = 200 µm; NC: 33	(a) 17,40 W (b) 13,50 W	(a) 738,8 (b) 443,3	(a) 3,16* (b) 5,26*

*Valor calculado pelo autor do presente trabalho.

** Valor calculado pelo autor do presente trabalho com comprimento efetivo igual ao comprimento total.

Legenda: AD = Água Deionizada; AU = Água Ultra Pura; MT = Metanol; AC = Acetona; ET = Etanol; NC = Números de canais; QD = Quadrado; RT = Retangular; TRI = Triangular; TRA = Trapezoidal; LA = Largura/Comprimento da base; AL = Altura; CO = Comprimento;

Fonte: Autor.

Além de micro tubos de calor planos, micro tubos de calor em circuito também foram desenvolvidos nos últimos anos. Esse tipo de micro tubos de calor possui a vantagem de ser mais flexível estruturalmente, de forma a adaptar o projeto com o seu uso específico. Ou seja, dimensionar o evaporador, condensador e linhas de vapor e líquido nos formatos mais viáveis para a finalidade.

Considerados como os primeiros autores a publicarem um trabalho sobre micro tubos de calor em circuito, Kirshberg, Liepmann e Yerkes (1999) desenvolveram um micro tubo de calor em circuito com bombeamento capilar para o resfriamento de componentes eletrônicos ou outros componentes e sistemas micro eletromecânicos. Os autores analisaram matematicamente o limite capilar do micro tubo de calor de acordo com o modelo matemático de Dickey e Peterson (1994), que, apesar de ter sido inicialmente proposto para tubos de calor em circuito tradicionais com bombeamento capilar, permitiu-se aplicá-lo para pequenas escalas. O modelo consiste nas equações de balanço de energia e pressão, porém para casos de micro tubos de calor, incluem-se os termos de perda de pressão nas linhas de vapor e de líquido. As linhas de vapor e líquido foram analisadas como sendo tubulares ou retangulares. Como tubulares, a linha de vapor possuía 200 μm de diâmetro e a linha de líquido, 50 μm . Como retangulares, a linha de vapor possuía 150 μm por 300 μm e a linha de líquido, 150 μm por 150 μm . A estrutura capilar consistiu em ranhuras quadradas de 50 μm de lado. Utilizando a água como fluido de trabalho, analisou-se a influência do comprimento das linhas com ambas a geometrias sobre o limite de calor transportado, concluindo-se que para o menor comprimento, maior o calor total transportado.

O micro tubo de calor em circuito com bombeamento capilar fabricado por Pettigrew et al. (2001) foi projetado a partir do modelo analítico de Dickey e Peterson (1994), partindo do princípio de que as linhas de líquido e vapor possuem seções retangulares e o evaporador e condensador são planares. Adotando a água como fluido de trabalho e silício como material base, as linhas e os trocadores de calor foram produzidos sobre uma pastilha deste material. A estrutura capilar consistiu em ranhuras de formato parabólico com 50 μm de raio, produzidas sobre a superfície do vidro de cobertura do dispositivo. A seção transversal da linha de vapor foi definida com 150 μm largura e 450 μm altura. Para linha de líquido, 150 μm por 150 μm . Ambas as linhas possuíam 35 mm de comprimento, apesar da análise mostrar que o calor

total transportado diminui com o comprimento das linhas. Ao analisar este dispositivo com uma potência de aquecimento de 7,5 W no evaporador, fornecida a partir de um laser de CO₂, e ar ambiente quiescente no condensador, o dispositivo preenchido com água resfriou em 7 °C a parte traseira da pastilha, comparado ao dispositivo preenchido apenas com ar.

Meyer e Phinney (2003) tomaram o estudo de Kirshberg, Liepmann e Yerkes (1999) como ponto de partida para apresentar um projeto modificado do micro tubo de calor em circuito com bombeamento capilar (Figura 2.18). O dispositivo consistia de uma camada superior feita em vidro, na qual 8 micro ranhuras paralelas retangulares, 22 µm de largura e 30 µm de altura, foram fabricadas na região do evaporador e na região do condensador como estrutura capilar. A camada inferior de carboneto de silício possuía as linhas de líquido e vapor e também os furos de preenchimento e de alimentação do reservatório de fluido de trabalho, sendo neste caso a água. Ao fixar as dimensões de cada componente e aplicar no modelo de Dickey e Peterson (1994), concluiu-se a capacidade deste dispositivo de transportar 4,8 W. Além disso, os autores analisaram a influência do comprimento das linhas de vapor e de líquido, razão entre altura e largura das micro ranhuras, número de micro ranhuras, comprimento do evaporador e área do condensador sobre o transporte de calor. Com o auxílio de uma ferramenta computacional, os autores buscaram aperfeiçoar este micro tubo de calor variando-se cada parâmetro dimensional (área do condensador, comprimento das linhas de líquido e vapor, entre outros) em um dado intervalo, simultaneamente, até que a regressão fornecesse um conjunto de dimensões ótimo. A análise final resultou em um micro tubo de calor otimizado com a capacidade de transportar 22 W, ao invés de 4,8 W como inicialmente definido.

Figura 2.18 - (a) Evaporador e (b) condensador do micro tubo de calor descrito.

Fonte: Meyer e Phinney (2003).

Hsu, Kang e Hou (2005) analisaram experimentalmente o desempenho de quatro micro tubos de calor em circuito fabricados em silício com cobertura de vidro

(Figura 2.19), cujas diferenças entre si consistiam no diâmetro hidráulico das micro ranhuras no evaporador, o número de micro ranhuras e nos fluidos de trabalho utilizados. Os arranjos possuíam 33, 83, 42 e 83 micro ranhuras de silício, cujos diâmetros hidráulicos eram 83 μm , 47 μm , 67 μm e 47 μm e os dois primeiros preenchidos com água deionizada e o restante com metanol, respectivamente. A análise baseou-se em incrementar a potência térmica no evaporador, com valores entre 1,14 W e 15,96 W, aproximadamente, até a ocorrência do fenômeno de *dryout*. Este fenômeno foi observado nos momentos em que a temperatura do evaporador subia abruptamente e a temperatura do condensador decaía. O excesso de vapor impedia o retorno do líquido ao evaporador, mantendo-o no condensador e causando a queda de temperatura. A água como fluido de trabalho demonstrou ter um melhor desempenho no micro tubo de calor, pelo fato de proporcionar uma maior queda de temperatura no evaporador (26 °C, em relação ao dispositivo preenchido com ar) e permitir o dispositivo de suportar maiores faixas e valores de potências térmicas, comparado ao uso metanol. O micro tubo de calor com ranhuras de 47 μm de diâmetro hidráulico preenchido com água apresentou a menor resistência térmica, sendo 0,106 °C/W, 64 vezes menor do que a resistência térmica do mesmo dispositivo sem fluido de trabalho em seu interior.

Fonte: Hsu, Kang e Hou (2005).

O estudo realizado por Moon e Hwang (2007) envolveu um micro tubo de calor em circuito com bombeamento capilar formado por 3 camadas, sendo a inferior de

silício e a central e superior de vidro, como exibido na Figura 2.20. Na camada de silício, fabricou-se o evaporador, feito em dois estágios contendo 167 ranhuras de 20 μm de largura e 60 μm de profundidade, e o condensador. O evaporador foi proposto desta forma para evitar o retorno de bolhas que podem ser formadas nesta região. No vidro central fabricaram-se as linhas de líquido e vapor e no vidro no superior, ranhuras no evaporador para evitar a formação de gotas de água, que foi o fluido de trabalho selecionado. Os resultados experimentais mostraram uma resistência térmica duas vezes menor do micro tubo de calor em circuito preenchido com fluido de trabalho comparado ao mesmo dispositivo sem fluido de trabalho. Além disso, variando-se a potência térmica de 1 W a 8,5 W, a resistência térmica decresceu com o aumento da potência, alcançando um valor mínimo de 7,29 $^{\circ}\text{C}/\text{W}$ para a última potência analisada.

Fonte: Moon e Hwang (2007).

Tendo em vista a facilidade de ocorrência do fenômeno de *dryout* em micro tubos de calor em circuito, Dhillon et al. (2008) elaborou um dispositivo com uma estrutura capilar em micro colunas porosas de silício (Figura 2.21), sendo este o mesmo material do micro tubo de calor, com o objetivo de evitar o *dryout* e uma queda brusca de desempenho. Desta forma, o líquido é bombeado de volta ao evaporador devido à força de sucção fornecida pela estrutura porosa proposta. A partir do modelo numérico proposto pelos autores, determinou-se o diâmetro de poro que maximizasse a capacidade de transporte por calor latente, a partir das outras dimensões do micro tubo de calor, previamente definidas. Para um diâmetro de poro ótimo de 0,29 μm , o calor transportado alcançou o valor de 145 W. Assim como nos outros trabalhos, a conclusão de que a maior eficiência é observada para menores comprimentos das linhas de vapor e líquido foi descrita, devido às menores perdas de pressão. O estudo

analítico também mostrou que linhas de vapor e líquido mais largas aumentam a capacidade de transporte de calor.

Figura 2.21 - Estrutura porosa em micro colunas de silício.

Fonte: Dhillon et al. (2008).

Shioga e Mizuno (2015), da empresa Fujitsu, propuseram um micro tubo de calor em circuito de dimensões 107 mm x 58 mm, com espessura de 0,6 mm no evaporador e 1 mm na linha de vapor, como um dispositivo de resfriamento para *smartphones*, como exibido na Figura 2.22. O micro tubo de calor é composto por seis lâminas de cobre, 0,1 mm de espessura cada, de modo que nas quatro lâminas internas foram feitos furos de 200 μm na região do evaporador. Ao juntar estas lâminas, formou-se uma malha que funciona como a estrutura capilar do dispositivo. Uma malha semelhante também foi feita para a linha de líquido, em prol de facilitar o bombeamento do líquido principalmente em casos de gravidade adversa. Utilizando água como fluido de trabalho, o micro tubo de calor alcançou uma resistência térmica mínima de 0,32 K/W para a potência térmica de 15 W. Para 5 W, a resistência térmica do micro tubo de calor consistia em 0,8 K/W, o que equivale a 1/18 da resistência térmica de uma lâmina de cobre de mesmas dimensões para a mesma potência térmica. Ao analisarem a carga de fluido de trabalho ideal e o comportamento do micro tubo de calor em diferentes inclinações, os autores observaram o valor ótimo de 35%. O dispositivo não demonstrou variações significativas de resistência térmica às

diferentes inclinações, apenas um leve aumento ao trabalhar contra a gravidade (condensador abaixo do evaporador). No mais, o micro tubo de calor proposto demonstrou respostas rápidas às variações de potência térmica e funcionamento estável em longos períodos de operação.

Figura 2.22 - (a) Micro tubo de calor em circuito proposto para smartphones e (b) estrutura do dispositivo.

Fonte: Shioga e Mizuno (2015).

2.3 MODELOS NUMÉRICOS PARA MICRO TUBOS DE CALOR

Neste tópico estão descritos dois modelos numéricos desenvolvidos para micro tubos de calor. No geral, os modelos numéricos buscam avaliar uma série de parâmetros, como por exemplo o padrão de escoamento, propriedades geométricas ideais para o melhor transporte de calor, distribuição de velocidade para ambas as fases, distribuição de pressão, distribuição de temperatura, capacidade de transporte de calor, entre outros.

2.3.1 Modelo unidimensional de um micro tubo de calor operando em regime permanente

O modelo numérico desenvolvido por Longtin, Badran e Gerner (1994) foi um dos primeiros modelos para micro tubos de calor operando em regime permanente. Estudos posteriores tomaram este trabalho como base para o desenvolvimento de novos modelos numéricos e análises experimentais, tanto para geometria triangular (BADRAN et al., 1997; SOBHAN; HUANG; YU, 2000), que foi a geometria utilizada

para o desenvolvimento do modelo, como para outras geometrias (LEFÈVRE et al., 2008).

O modelo consiste em uma análise unidimensional, considerando apenas as variações na direção axial do micro tubo de calor. O propósito é prever o comportamento térmico e hidrodinâmico dos micro tubos de calor a partir da máxima capacidade de transporte de calor, dos efeitos do comprimento e espessura do micro tubo de calor, do tipo de fluido de trabalho e suas condições ótimas de operação. Como dito anteriormente, a geometria tomada como base para o desenvolvimento do modelo foi de um triângulo equilátero, que também corresponde à geometria do presente trabalho. Os autores desenvolveram para cada fase do fluido as equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia para serem solucionadas numericamente com as devidas condições de contorno e relações constitutivas. Informações sobre pressão, velocidade e espessura de filme serão obtidas para cada seção do micro tubo de calor. O modelo foi desenvolvido apenas para o evaporador e a seção adiabática. A justificativa dos autores para a não inclusão do condensador foi pelo fato do não conhecimento exato do perfil de filme líquido e da distribuição de velocidades nesta seção, pois o vapor condensa em toda a parede do condensador e tanto o ângulo de contato como o formato da seção de filme líquido não são bem definidos.

Para o desenvolvimento das equações, os autores partiram dos seguintes pressupostos:

- Os escoamentos de líquido e vapor são incompressíveis;
- Operação em regime permanente;
- Propriedades do fluido constantes;
- Dissipações viscosas desprezíveis;
- Temperatura de vapor constante;
- Fluxo de calor no evaporador uniforme;
- Tensão superficial constante;
- O raio de curvatura interfacial é constante para qualquer localização em x ;

Os autores dividiram o micro tubo de calor em pequenos volumes de controle com comprimento dx e, para cada volume de controle, aplicou-se as equações de conservação. O posicionamento em x partiu de $x = 0$ no final do evaporador a $x = L$ no final do condensador.

Sendo Q_{vc} o calor imposto no evaporador para um volume de controle, Q_e o calor total no evaporador e L_e o comprimento do evaporador, os autores definiram a seguinte relação:

$$Q_{vc} = Q_e \cdot \frac{dx}{L_e} \quad (7)$$

Propriedades geométricas para o líquido e vapor foram elaboradas para o desenvolvimento das equações, partindo de uma seção transversal genérica do micro tubo de calor, de acordo com a figura abaixo. Pelo fato do desenvolvimento destas propriedades ser extenso e detalhado, estas não serão deduzidas no presente trabalho.

Figura 2.23 - Seção transversal genérica do micro tubo de calor.

Fonte: Longtin, Badran e Gerner (1994).

Para o desenvolvimento do modelo, os autores utilizam de uma série de equações, sendo as principais:

- Equação de Laplace-Young;
- Conservação da massa para fase líquida;
- Conservação da massa para a fase vapor;
- Conservação da energia para fase líquida;
- Conservação da quantidade de movimento para fase líquida;
- Conservação da quantidade de movimento para fase vapor;

A partir de um conjunto de condições de contorno, os autores propõem o método numérico de integração de Runge-Kutta quarta ordem para solução de cinco variáveis: raio de curvatura, velocidade do líquido, velocidade do vapor, pressão do líquido e pressão do vapor. Assim, o modelo pode prever: a máxima capacidade de calor que um micro tubo de calor, dada as dimensões e fluido de trabalho, pode transportar; o máximo comprimento em que um micro tubo de calor, com determinada seção transversal e fluido de trabalho, pode ter para transportar uma determinada quantidade de calor; a pressão, velocidade e distribuição do filme líquido no micro tubo de calor; dimensões ótimas do micro tubo de calor e do arranjo para determinada aplicação; variação do desempenho do dispositivo em função dos parâmetros operacionais. Aplicando um conjunto de características de um micro tubo de calor, os autores obtiveram resultados como os gráficos abaixo.

Figura 2.24 - (a) Capacidade de transporte de calor em função do comprimento e (b) capacidade de transporte de calor em função da largura.

Fonte: Longtin, Badran e Gerner (1994).

2.3.2 Análises de desempenho de um micro tubo de calor em regime transiente e regime permanente

O modelo numérico unidimensional proposto por Sobhan, Xiaoyang e Yu (2000) tem por objetivo fornecer informações de desempenho de micro tubos de calor em regime transiente e em regime permanente. Os autores tomaram como referência o modelo anterior proposto por Longtin, Badran e Gerner (1994), com micro tubos de calor também triangulares, porém considerando apenas o evaporador e condensador. A condição de que as propriedades termo físicas do fluido de trabalho para ambas as fases não variam significativamente com a temperatura foi mantida, porém houve a ressalva de assumir que a temperatura do vapor não é constante ao longo do micro

tubo de calor e a equação da conservação de energia deverá ser solucionada junto com as demais equações. Isto possibilita obter a distribuição de temperatura, pressão e velocidade para ambos os regimes.

As propriedades geométricas propostas por Longtin, Badran e Gerner (1994) indicando a variação da área transversal de ambas as fases no decorrer da direção axial foi mantida, assim como as equações de Laplace-Young, da conservação da massa e da quantidade de movimento, porém incorporando equações referentes ao condensador. Como a temperatura do vapor não foi considerada constante, implementou-se também a equação da energia para a fase vapor no evaporador e no condensador. Considerando que a fase vapor está ou no estado de saturação ou superaquecido, os autores utilizaram da equação de estado de gás ideal como uma aproximação razoável para o cálculo da pressão do vapor. Para o líquido, os autores utilizaram da equação de Hagen-Poiseuille, considerando o diâmetro hidráulico como a porção molhada da parede do canal nos cantos da geometria.

Definidas as condições de contorno e condições iniciais, os autores propuseram a solução pelo método de diferenças finitas. Os autores aplicaram no modelo um conjunto de características de um micro tubo de calor e puderam analisar parametricamente a influência da potência térmica no evaporador e no coeficiente de transferência de calor convectiva no condensador, sobre as outras variáveis. Observou-se uma distribuição de velocidade do vapor linear tanto no evaporador quanto no condensador, e distribuição de velocidade do líquido linear no evaporador, mas com desvio no condensador, devido à variação na seção transversal do fluxo desta fase. No período transiente inicial, observou-se um fluxo reverso de líquido devido à força exercida pelo líquido do evaporador para o condensador, causada pela baixa taxa de evaporação neste início. Os autores observaram uma queda de pressão maior para a fase líquida do que para a fase vapor, principalmente no evaporador. Próximo ao final do condensador, as pressões de ambas as fases possuem valores muito próximos. A maior queda de temperatura observada encontra-se na interface evaporador-condensador, e mantém-se praticamente constante na região do condensador. A condutividade térmica efetiva do dispositivo aumentou no período transiente, assim como se observou o aumento do valor deste parâmetro ao incrementar a potência térmica no evaporador, mantendo o coeficiente de transferência de calor no condensador constante.

Figura 2.25 - (a) Distribuição de velocidades do vapor, (b) distribuição de velocidade do líquido, (c) distribuição de temperaturas em 10 segundos e em regime permanente para ambas as fases, (d) distribuição de pressão para ambas as fases e (e) condutividade térmica

Fonte: Sobhan, Xiaoyang e Yu (2000).

2.4 LIMITES DE OPERAÇÃO

Tubos de calor estão sujeitos a determinados limites operacionais que definem a máxima quantidade de calor que são capazes de transportar, tais como o limite de pressão de vapor (ou limite viscoso), limite de velocidade sônica (ou limite sônico), limite de entranhamento, limite capilar e limite de ebulição. Ao definir estes limites de forma independente, é possível obter uma região de desempenho que define os

valores máximos de fluxo de calor axial em função da temperatura de operação, sendo a área sombreada da Figura 2.26.

Figura 2.26 - Região de funcionamento de tubos de calor definida pelos limites de operação.

Fonte: Dorf (2004).

2.4.1 Limite de Pressão de Vapor ou Limite Viscoso

O limite de pressão de vapor, ou limite viscoso, ocorre quando a pressão de vapor na região do evaporador é igual ou menor em magnitude à queda de pressão do vapor ao longo do tubo de calor. Portanto, o fluxo de vapor é insuficiente para o funcionamento adequado do tubo de calor. Isto normalmente ocorre em temperaturas de operação baixas, principalmente no início de operação do tubo de calor, de forma que as forças inerciais são muito menores do que as forças viscosas e, alguns casos, as forças gravitacionais.

2.4.2 Limite Sônico

Em tubos de calor operando a baixas temperaturas de operação, poderá ocorrer o caso da densidade do vapor ser muito baixa a ponto do seu escoamento alcançar velocidades muito elevadas na saída do evaporador, tal que as forças inerciais são muito mais expressivas do que as forças viscosas. O limite sônico é

atingido quando o vapor alcança a velocidade do som, transportando a máxima quantidade de calor possível para este caso. Quando o tubo de calor encontra-se em condições de operação de forma que a velocidade do vapor ultrapassa a velocidade sônica, isto é, atinge velocidades supersônicas, o aumento da taxa de transferência causará apenas o aumento do gradiente de temperatura entre as extremidades, tornando o tubo de calor não mais isotérmico.

Os limites viscoso e sônico não causam a falha total do tubo de calor, mas exigem temperaturas de operação mais elevadas para que o tubo de calor opere corretamente. Busse (1973) desenvolveu modelos para definir a máxima transferência de calor de um tubo de calor operando sob o limite viscoso ou sob o limite sônico.

2.4.3 Limite de Entranhamento

Os escoamentos em contra-corrente das fases líquida e vapor são acompanhadas de tensões de cisalhamento na interface das fases. Entretanto, quando o vapor atinge velocidades relativamente elevadas, a tensão de cisalhamento é suficiente para retirar gotículas da fase líquida e carregá-las novamente para o condensador, antes de mudar de fase no evaporador. Portanto, ocorre o entranhamento da fase líquida no escoamento de vapor. Quando este fenômeno ocorre, o tubo de calor opera no limite de entranhamento. À medida que o entranhamento se intensifica, há menor circulação de líquido condensado no evaporador e, portanto, a secagem de parede nesta região, ou seja, o *dryout*. A temperatura do evaporador sofre um aumento abrupto e a operação do tubo de calor é comprometida.

2.4.4 Limite Capilar

A fase líquida é efetivamente bombeada do condensador para o evaporador pelo fato da diferença de pressão capilar, fornecida pela estrutura porosa, entre essas regiões superar as perdas de pressão no interior do tubo de calor. Dunn e Reay (2012) consideram três termos para a perda de pressão, sendo:

- A perda de pressão necessária para bombear o líquido do condensador para o evaporador, ΔP_L .

- A perda de pressão necessária para causar o fluxo de vapor do evaporador para o condensador, ΔP_v .
- A perda de pressão gravitacional ou hidrostática ΔP_g , a qual seu valor dependerá da inclinação do tubo de calor.

Isto se resume a seguinte operação:

$$\Delta P_{c,m\acute{a}x} \geq \Delta P_L + \Delta P_v + \Delta P_g \quad (8)$$

sendo $\Delta P_{c,m\acute{a}x}$ a máxima diferença de pressão capilar. Pelo fato do condensador possuir um excesso de líquido na estrutura porosa e que diminui continuamente, na direção do evaporador há uma variação no raio de curvatura da interface líquido-vapor no decorrer do tubo de calor, que proporciona uma diferença de pressão capilar. A equação de Laplace-Young é utilizada para representar a máxima diferença de pressão capilar para uma determinada estrutura porosa, sendo:

$$\Delta P_{c,m\acute{a}x} = \frac{2\sigma}{r_{ef}} \quad (9)$$

onde σ e r_{ef} correspondem a tensão superficial e raio efetivo do poro, respectivamente. Quando as condições de operação de um tubo de calor são tais que a máxima pressão capilar se torna insuficiente para bombear o líquido de volta para o evaporador, o limite capilar foi atingido. Isto acarreta, portanto, no *dryout* na região do evaporador e a queda drástica no desempenho do tubo de calor. Para cada combinação de estrutura porosa com fluido de trabalho há um limite capilar envolvido.

2.4.5 Limite de Ebulição

O limite de ebulição se refere a um valor máximo de fluxo de calor radial no evaporador, ao contrário dos outros limites de operação que dependem do fluxo de calor axial. Quando o evaporador é submetido a um valor relativamente alto de fluxo de calor, poderá ocorrer a formação de bolhas na parede. Essas bolhas podem impedir a passagem de líquido e, assim, secar a parede no evaporador, causando a

queda substancial da eficiência do tubo de calor. Entretanto, é possível controlar a nucleação de bolhas com valores mais moderados de fluxo de calor no evaporador.

2.4.6 Limite de operação em micro tubos de calor

Para diversos autores (BABIN; PETERSON; WU, 1990; COTTER, 1984; WU; PETERSON, 1991), o limite de operação predominante em micro tubos de calor consiste no limite capilar. Ou seja, a primeira falha que poderá vir a ocorrer será devido à capacidade limitada da geometria em bombear o líquido de uma extremidade a outra. Os estudos destes dispositivos baseiam-se em identificar a máxima capacidade de transporte de calor em função de sua geometria e das propriedades do fluido de trabalho utilizado.

2.5 APLICAÇÕES

2.5.1 Eletrônica

Gordon Earle Moore, co-fundador da empresa Intel Corporation, em 1965, documentou uma previsão em que o número de transistores em um chip de silício dobraria a cada ano, o que ficou conhecida como Lei de Moore (MOORE, 1998). Em 1975, entretanto, o intervalo foi ajustado para dois anos, e a tendência é que este intervalo diminua ainda mais com o passar dos anos. Apesar da previsão de Moore ter sido extrapolada para os próximos 10 anos na época, atualmente, após 50 anos, ela ainda é válida e é adotada como referência pelas indústrias para o desenvolvimento de suas tecnologias. O resultado foi a constante miniaturização dos dispositivos eletrônicos e a redução dos custos de produção, permitindo um circuito integrado com o dobro de velocidade de processamento pelo mesmo preço do modelo anterior a cada dois anos. Esta tendência possibilitou, portanto, o surgimento de computadores desktop, computadores portáteis, smartphones, relógios avançados, GPS portátil, inovações na área automotiva, câmeras digitais e dispositivos médicos (GOLIO, 2015). Pode-se observar a partir da Figura 2.27 a Lei de Moore na evolução de microprocessadores em um período de 40 anos.

Figura 2.28 - Evolução do fluxo de calor para diferentes microprocessadores lançados pela empresa Intel.

Fonte: Do Nascimento (2012).

Cotter em 1984 propôs o uso de micro tubos de calor como uma solução do problema de resfriamento em dispositivos eletrônicos. A partir de então, um grande número de trabalhos focou neste objetivo, com desenvolvimento de diferentes micro tubos de calor para o resfriamento de microprocessadores, LEDs, chips, entre outros. Os trabalhos que utilizaram o silício como substrato (maioria dos aqui descritos) visaram a compatibilidade do material de seus respectivos micro tubos de calor com o material de componentes eletrônicos, no caso, o próprio silício. Peterson, Duncan e Weichold (1993) enfatizaram em seu trabalho experimental que micro tubos de calor como parte integrada nas pastilhas de silício de dispositivos semicondutores, podem melhorar o desempenho e a confiabilidade com o aumento da transferência de calor, homogeneização da temperatura de superfície e eliminação de pontos superaquecidos.

Dentre os trabalhos executados para o resfriamento de componentes eletrônicos, podemos citar o realizado por Mallik e Peterson (1995), que desenvolveram um arranjo de micro tubos de calor como parte integrada de dispositivos semicondutores para dissipar o calor produzido. O trabalho analítico de Wu e Peterson (1991) baseou-se em identificar as potenciais vantagens em incorporar micro tubos de calor diretamente em dispositivos semicondutores. O trabalho experimental de Wu, Peterson e Chang (1991) consistiu em micro tubos de calor para o controle térmico de carreiras de chips de cerâmica. Launay, Sartre e Lallemand

(2004) e Le Berre et al. (2003) focaram seus experimentos em dispositivos para o propósito de resfriamento de eletrônicos. Moon et al. (2004) apresentaram os micro tubos de calor estudados como um módulo de resfriamento para dissipar calor do CPU de um notebook. Luo et al. (2016) propuseram micro tubos de calor com um novo tipo de cobertura feita vidro Pyrex 7740 com padrões de geometria em forma de casca, atuando como dissipadores de calor para LEDs de alta potência, como pode ser visto na Figura 2.29.

Figura 2.29 - (a) Ranhuras na pastilha de silício e (b) padrão de geometria em forma de casca no vidro da cobertura.

Fonte: Luo et al. (2016).

2.5.2 Recuperador de calor e placas solares

Deng et al. (2013) utilizaram um arranjo de micro tubos de calor feitos em alumínio como método de transporte de calor em um coletor de energia solar (Figura 2.30). O arranjo foi produzido a partir de micro ranhuras no alumínio extrudado, de forma que cada ranhura fosse considerada como um micro tubo de calor independente. Acetona foi adotada como fluido de trabalho com 20% de preenchimento no interior do arranjo. A mudança do ângulo de inclinação também foi observada para ângulos de 30°, 45°, 60° e 90°, de forma que a maior influência da gravidade pouco afetou o desempenho térmico. Analisou-se a influência da vazão (180 L/h e 360 L/h) e temperatura da água no (20 °C e 40 °C) que flui na região do condensador, assim como da potência de aquecimento no evaporador (20 W a 120 W), sobre a distribuição de temperatura ao longo da direção axial e da resistência térmica do arranjo. Para os valores de maior vazão e maior temperatura da água no condensador, foi observada uma boa uniformidade na distribuição de temperatura, com diferença de 1,5 °C entre o evaporador e condensador, e a menor resistência térmica do arranjo de micro tubos de calor (0,002 W/m·K), o que caracteriza um bom desempenho. O arranjo de micro tubos de calor demonstrou ter um desempenho positivo em placas coletoras de energia solar.

Figura 2.30 - (a) Arranjo de micro tubos de calor e (b) sistema para coleta de energia solar.

Fonte: Deng et al. (2013).

Zhu, Fan e Zhang (2016) analisaram experimentalmente o mesmo arranjo de Deng et al. (2013) como recuperador de calor ar-ar em um sistema de condicionamento de ar de uma construção residencial. O objetivo foi a redução do consumo de energia do sistema no aquecimento ou resfriamento do ar de admissão a partir da troca de calor com o ar de exaustão. Os autores simularam condições do ambiente externo no verão e no inverno, estabelecendo faixas de temperaturas entre 24 °C e 40 °C para o verão e entre -9 °C e 14 °C para o inverno, e condições do ambiente interno também para ambas as estações. A temperatura interna para o verão foi mantida em 22 °C e para o inverno, 20 °C. Parâmetros experimentais como a velocidade do ar no interior do sistema, diferença de temperatura e influência do ângulo de inclinação (0°, 10° e 20°) foram levados em conta para a medição da eficiência da unidade de recuperação de calor. O ângulo de inclinação que proporcionou melhor desempenho ao arranjo foi de 10°, e o mesmo foi mantido para a análise dos outros critérios. O arranjo funcionou muito bem como recuperador de ar, de forma que no inverno a energia recuperada ultrapassou a energia consumida pelo o sistema na maioria dos testes, com exceção do caso de menor vazão de ar. O máximo de energia salva foi de 1300 W a mais que energia consumida. No verão, por outro lado, para baixas diferenças de temperatura entre o ar interno e o ar externo, a eficiência foi prejudicada, tal que a energia consumida foi maior que a energia recuperada. A energia salva alcançou um valor máximo de 700 W a mais que a energia consumida. A Figura 2.31 apresenta o sistema estudado pelos autores.

Figura 2.31 - Sistema de recuperação de ar utilizando micro tubos de calor.

Fonte: Zhu, Fan e Zhang (2016).

2.5.3 Medicina

A patente de Fletcher e Peterson (1997) descreve um micro tubo de calor como um cateter desenvolvido para uma técnica de tratamento hipertérmica ou hipotérmica de tumores e cânceres, que possuem tratamento limitado por cirurgia e outros métodos. Este micro tubo de calor cateter é normalmente feito de aço inoxidável ou outro material biocompatível e os fluidos de trabalho podem variar de água pura, metanol, amônia ou nitrogênio. É constituído por uma espécie de agulha em uma extremidade, para ser inserida no tumor ou no tecido danificado, e por uma fonte de aquecimento ou resfriamento devidamente controlada na outra extremidade, enquanto o restante de seu comprimento é isolado termicamente. A agulha pode, portanto, agir como evaporador ou condensador dependendo do propósito. O objetivo deste dispositivo é aquecer ou resfriar o tumor, mantendo-o a uma temperatura constante, e assim destruí-lo sem danificar o tecido saudável ao redor e causar efeitos colaterais indesejáveis, como pode acontecer em outros procedimentos. O dispositivo desenvolvido pelos autores é apresentado na Figura 2.32.

É de grande importância o entendimento dos limites de operação dos tubos de calor e, dentre estes, o mais relevante em micro tubos de calor é o limite capilar, motivo de estudo de diversos trabalhos sobre micro tubos de calor. A geometria exerce um papel fundamental no bombeamento capilar, o que justifica o uso de diversos tipos de geometrias em diferentes trabalhos.

Por fim, é importante entender aonde os micro tubos de calor podem ser aplicados. Observou-se que, além do uso para resfriamento de dispositivos eletrônicos, que é a principal aplicação citada por diversos autores, os micro tubos de calor também foram aplicados em placas solares e como um cateter para o tratamento de cânceres e tumores. Os micro tubos de calor são dispositivos que podem ser explorados ainda mais para outras aplicações, por apresentarem boa eficiência térmica para sua geometria, como mostram os resultados dos trabalhos anteriores.

3 ESTUDO EXPERIMENTAL

Reay e Kew (2006) desenvolveram uma metodologia de projeto de tubos de calor, exibida no fluxograma da Figura 3.1, tomada como referência para o desenvolvimento do presente trabalho. O objetivo é obter a maior eficiência térmica dos micro tubos de calor propostos e identificar suas limitações operacionais, que são principalmente devido à capacidade de bombeamento capilar fornecido pela geometria.

O trabalho experimental consistiu das seguintes etapas:

- Medição da distribuição de temperaturas na direção axial dos dispositivos, com o objetivo de observar a possível existência de um comportamento isotérmico, como é desejável em micro tubos de calor;
- Avaliação da capacidade de transporte de calor sob diferentes ângulos de inclinação, frações de enchimento e temperaturas do condensador;
- Medição das resistências térmicas e condutividades térmicas efetivas dos micro tubos de calor a partir dos dados coletados;

A distribuição de temperaturas foi obtida por cinco termopares tipo T alocados no decorrer da direção axial dos micro tubos de calor. Foram alocados 1 termopar no evaporador, 3 termopares na região adiabática e 1 termopar no condensador. A potência térmica foi fornecida por uma resistência de fio de Nikrotal 80 com 1 mm de diâmetro. A resistência foi alimentada por uma fonte de corrente contínua e a potência térmica avaliada de acordo com o valor de tensão fornecida. Com um comprimento de aproximadamente 160 mm, a resistência apresentou um valor de $0,869 \Omega$ com passagem de corrente, e este foi o valor adotado para a execução dos cálculos.

Figura 3.1 - Fluxograma de projeto para tubos de calor.

Fonte: Reay e Kew (2006).

Um dos objetivos da análise de desempenho dos arranjos de micro tubos de calor é avaliar a influência da gravidade sobre o bombeamento capilar. As principais análises em diferentes ângulos de inclinação se basearam no desempenho dos arranjos na posição horizontal (0°), na posição com o condensador parcialmente acima do evaporador (45°), com o condensador totalmente acima do evaporador (90°), com o evaporador parcialmente acima do condensador (-45°) e com o evaporador totalmente acima do condensador (-90°). Quando o condensador estiver acima do evaporador, a gravidade auxiliará o movimento do líquido até o evaporador. Quando o evaporador estiver acima do condensador, a gravidade atuará contra o movimento do líquido, exigindo maior bombeamento capilar para vencer este efeito.

Os efeitos de diferentes temperaturas da água do condensador sobre o desempenho dos arranjos também foram medidos para diversas frações de enchimento e inclinação fixa de 0° . As distribuições de temperaturas foram obtidas e os indicadores de desempenho avaliados.

O modelo de resistências térmicas, apresentado no capítulo 4, foi calibrado para cada experimento e os respectivos valores de condutividade térmica efetiva e resistência térmica equivalente foram calculados.

3.1 MICRO TUBOS DE CALOR EM ACRILONITRILA BUTADIENO ESTIRENO (ABS)

A montagem dos micro tubos de calor em ABS é composta pelos componentes exibidos na Figura 3.2. Nesta seção, cada componente da montagem está descrito.

Figura 3.2 - Vista explodida da montagem dos micro tubos de calor em ABS.

Fonte: Autor.

- Pastilha de ABS com micro canais e suporte de latão

Uma das propostas de micro tubos de calor do presente trabalho consiste no arranjo fabricado em ABS utilizando uma impressora 3D. A impressora utilizada é do fabricante Stratasys, modelo Dimension Elite e com filamento de deposição de 0,177 mm. O material consistiu em ABSPlus P430 do fabricante Stratasys e sua condutividade térmica será considerada como a de ABS comum, cujo valor é em torno de 0,17 W/m·°C.

Os micro canais do arranjo possuem uma geometria triangular, de lados iguais a 500 μm e altura 433 μm . O arranjo possui 40 canais, com espaçamento de 500 μm entre canais e comprimento de 105 mm. Um canal em comum com os micro canais foi fabricado para a alimentação de fluido de trabalho. Este canal possui 2 mm de

largura e 0,433 mm de altura. O comprimento tem a mesma largura do arranjo de canais, com 39,5 mm. A pastilha de ABS possui dimensões de 41,4 mm de largura, 112 mm de comprimento e 3 mm de espessura.

A porosidade do ABS foi medida experimentalmente e obteve-se um valor de 6,44%. Inicialmente, mediu-se a massa da pastilha de ABS com os poros preenchidos com ar a pressão atmosférica. Com o conhecimento do valor da massa específica do ABS, obteve-se o volume ocupado pelo ABS na pastilha. Após isso, água foi infiltrada nos poros e a massa da pastilha foi novamente medida. A diferença de massa entre os dois casos consiste na massa de água infiltrada. A partir do valor da massa específica da água, obteve-se o volume ocupado pela água nos poros, que corresponde ao volume de porosidade. O volume total da peça consiste na soma entre o volume ocupado pelo ABS e o volume de porosidade. A razão entre o volume de porosidade e o volume total da peça consiste na porosidade da pastilha de ABS. Estes poros causariam o vazamento do fluido de trabalho, que se encontra sob pressão no interior dos micro tubos de calor. De forma a evitar vazamento, um suporte de latão foi fabricado com um encaixe para pastilha de ABS. Este suporte possui um canal de vedação, cuja função é alocar um o-ring de viton e garantir a selagem do dispositivo com o aperto das peças. Este suporte possui comprimento de 131 mm, 50 mm de largura, 4,7 mm de espessura na região ao redor do encaixe e 1,7 mm de espessura na região do encaixe da pastilha de ABS. O conjunto está exibido na Figura 3.3.

Figura 3.3 - Conjunto suporte de latão com micro tubos de calor em ABS.

Fonte: Autor.

Através de um microscópio, foi possível observar o formato da seção transversal após a impressão dos micro tubos de calor. Na Figura 3.4 é possível observar que a seção não corresponde a um triângulo perfeito, devido à resolução da impressora. Entretanto, acredita-se que os cantos entre cada camada de material favoreceram o efeito capilar.

Figura 3.4 - Seção transversal do micro tubo de calor em ABS, observada através de um microscópio.

Fonte: Autor.

- Evaporador, seção adiabática e condensador – peça central de alumínio

O evaporador e condensador foram fabricados em uma chapa de alumínio, como exibido na Figura 3.5. Na região do evaporador, um rebaixo foi fabricado para alocar a resistência elétrica de aquecimento.

Na região adiabática retirou-se material para o encaixe da peça de poliacetal, que é um material de baixa condutividade térmica e foi selecionado como isolante térmico nesta região, tanto para a parte superior como para a inferior do conjunto.

Figura 3.5 - Evaporador, seção adiabática e condensador com suas respectivas dimensões na chapa central de alumínio.

Fonte: Autor.

No condensador foi construída uma galeria de cinco canais paralelos conectados a dois canais maiores em comum, um para a entrada da água gelada e outro para saída, como exibido na Figura 3.6. Os diâmetros dos canais internos foram selecionados de acordo com as ferramentas disponíveis no laboratório. Os canais possuem diâmetros distintos de forma a diminuir a perda de carga durante a distribuição e tornar a passagem de água mais uniforme pela região. Os dois primeiros canais possuem 2 mm de diâmetro, os dois posteriores possuem 2,5 mm de diâmetro e o último, próximo à região adiabática, possui 3 mm de diâmetro. Foi realizada uma de perda de carga para avaliar a coluna de água necessária de bombeamento da água do banho termostático para o condensador e do condensador novamente para o banho termostático. De acordo com os cálculos, a coluna de água mínima necessária era de 1,14 m. No presente trabalho foi utilizada uma bomba cuja coluna de água fornecida era de 2 m, garantindo o escoamento de água nos canais.

Figura 3.6 - Vista em seção da região do condensador.

Fonte: Autor.

A alimentação do arranjo com fluido de trabalho será realizada também a partir da peça de alumínio central na região do evaporador, como é exibido na Figura 3.7. Um canal foi fabricado para inserir o tubo capilar de alimentação, de acordo com a Figura 3.8. Um pequeno tubo de aço inox foi inserido neste canal, de forma a funcionar também como um guia para o encaixe na pastilha de latão, junto com um o-ring de viton. Com o aperto entre a peça central de alumínio e o suporte de latão, o o-ring de viton garante a vedação nesta região.

Figura 3.7 - Canais de alimentação de fluido de trabalho.

Fonte: Autor.

Figura 3.8 - Vista em seção da peça central de alumínio com o canal de alimentação de fluido de trabalho.

Fonte: Autor.

A vedação entre o tubo capilar e a peça de alumínio foi realizada a partir de uma pequena chapa de alumínio aparafusada na peça de alumínio central, um anel de latão diâmetro interno igual ao diâmetro externo do tubo capilar e um o-ring de silicone. O tubo capilar é inserido no orifício da pequena chapa, no orifício do anel, no o-ring de silicone e, por fim, no canal de alimentação da peça de alumínio central. Ao parafusar a pequena chapa de alumínio na peça central, esta exerce pressão sobre o anel e sobre o o-ring de silicone. O esquemático de vedação está exibido na Figura 3.9. Como o tubo capilar está no centro de ambos, este aperto irá vedar o contorno do tubo capilar. O tubo capilar fixado na peça central está exibido na Figura 3.10.

Figura 3.9 - Esquemático do sistema de vedação do tubo capilar.

Fonte: Autor.

Figura 3.10 - Tubo capilar de alimentação do fluido de trabalho fixado na peça central de alumínio.

. Fonte: Autor.

Na outra extremidade do capilar, encontra-se um sistema de conexão com o sistema de vácuo e bombeamento de fluido de trabalho. O capilar é inserido em uma tampa de cobre, um pequeno cilindro de latão com um furo no centro e um o-ring de viton, nesta sequência, de forma que ao enroscar a tampa de cobre na peça de conexão, a mesma pressionará o o-ring contra o capilar. Como o interior desta peça é cônico, o o-ring segue este formato e a vedação ocorre de maneira eficiente. O outro extremo desta peça permite a conexão com a mangueira do manifold, em que é ligada ao vácuo e ao reservatório de fluido de trabalho. O sistema de conexão e o conjunto de alimentação são exibidos na Figura 3.11 e na Figura 3.12, respectivamente.

Figura 3.11 - Sistema de conexão para alimentação de fluido de trabalho.

Fonte: Autor.

Figura 3.12 - Conexão completa para alimentação dos micro tubos de calor com fluido de trabalho.

Fonte: Autor.

- Acrílico e peças em poliacetal

Como comentado anteriormente, o poliacetal foi selecionado como material isolante devido à sua baixa condutividade térmica de $0,30 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$. Este material isola termicamente a parte superior e inferior do conjunto, para evitar trocas de calor com o ambiente. O ressalto central na peça inferior foi fabricado para o devido encaixe na região adiabática, mantendo o calor armazenado nos micro tubos de calor. Na peça superior, uma seção de visualização foi fabricada para melhor estudo do desempenho do arranjo. Entre a peça superior de poliacetal e a pastilha com o arranjo, um acrílico foi alocado para vedação e para permitir a visualização do sistema. A peça inferior está exibida na Figura 3.13.

Figura 3.13 - Peça de poliacetal superior, com o ressalto para seção adiabática, e suas respectivas dimensões.

Fonte: Autor.

- Protetores de alumínio

Os protetores de alumínio exibidos na Figura 3.14 exercerão a função de auxiliar na vedação, de pressionar e alinhar as demais peças. Os protetores superior e inferior possuem as mesmas dimensões externas, entretanto o superior também possui uma seção de visualização. Um conjunto de parafusos e porcas foram utilizados para fornecer o devido aperto ao conjunto. A peça inferior e a seção de visualização estão exibidas na Figura 3.14 e na Figura 3.15, respectivamente.

Figura 3.14 - Protetor de alumínio superior e suas respectivas dimensões.

Fonte: Autor.

Figura 3.15 - Seção de visualização.

Fonte: Autor.

3.2 MICRO TUBOS DE CALOR EM LATÃO

Os componentes da montagem dos micro tubos de calor em latão estão exibidos na Figura 3.16. A maior parte dos componentes são os mesmos utilizados na montagem dos micro tubos de calor em ABS.

Figura 3.16 - Vista explodida da montagem dos micro tubos de calor em latão.

Fonte: Autor.

- Pastilha de latão com micro canais

Assim como no arranjo de ABS, os micro tubos de calor também são triangulares com lados iguais a $500\ \mu\text{m}$ e altura $433\ \mu\text{m}$. O processo de aplainamento, que consiste no desbaste do material através de uma ferramenta com aresta cortante, foi executado para a fabricação dos 40 micro canais. Utilizou-se um espaçamento entre canais de $500\ \mu\text{m}$ e comprimento de 105 mm. Um canal em comum também foi fabricado para alimentação de fluido de trabalho. A vedação foi realizada por um o-ring de viton no canal externo à região do arranjo. O arranjo está exibido na Figura 3.17.

Figura 3.17 - Pastilha de latão com o arranjo de micro tubos de calor.

Fonte: Autor.

Para a realização dos experimentos, fabricou-se cinco canais na superfície inferior tanto desta peça de latão como no suporte do arranjo em ABS, para a disposição dos termopares, como exibido na Figura 3.18 e na Figura 3.19. Isto possibilitou obter as distribuições de temperaturas e medir a eficiência do dispositivo. Além destes cinco termopares, também foram utilizados dois termopares, um na entrada da água no condensador e outro na saída.

Figura 3.18 - Canais para os cinco termopares.

Figura 3.19 - Posicionamento dos termopares.

- Evaporador, seção adiabática, condensador, acrílico, peças em poliacetal e protetores de alumínio.

Estas peças possuem as mesmas características da peça do arranjo em ABS.

Figura 3.20 - Seção superior da montagem dos micro tubos de calor em latão.

Fonte: Autor.

Figura 3.21 -Montagem do conjunto experimental para o arranjo de micro tubos de calor em latão.

Fonte: Autor.

A Tabela 3.1 apresenta de forma resumida as características dos micro tubos de calor a serem estudados no presente trabalho.

Tabela 3.1 - Características dos micro tubos de calor propostos.

Características	Micro tubos de calor	
Material	ABS	Latão
Geometria	Triangular	Triangular
Lado	0,5 mm	0,5 mm
Profundidade	0,433 mm	0,433 mm
Diâmetro hidráulico	288,67 μm	288,67 μm
Comprimento	105 mm	105 mm
Número de micro tubos de calor	40	40
Número de canais de alimentação	1	1
Seção de visualização	Sim	Sim

Fonte: Autor.

3.3 FLUIDO DE TRABALHO

O fluido de trabalho selecionado para o estudo experimental foi o R134a. O valor do número de mérito deste fluido com suas propriedades avaliadas a 25 °C é de $8,861 \times 10^9$, calculado de acordo com a equação (1). Foi escolhido o R134a devido a sua faixa de temperatura, não ser inflamável, facilidade de obtenção e pressão de operação acima da atmosférica, o que evita contaminação devido a micro vazamentos.

Como primeira análise, foi realizado uma avaliação de compatibilidade entre o fluido e os materiais dos micro tubos de calor. Uma amostra de ABS foi mergulhada no fluido por um período de 24 horas, de forma a avaliar a possível ocorrência de uma reação química indesejável. Após este período, notou-se que a amostra permaneceu íntegra e não houve qualquer reação, confirmando a compatibilidade entre o ABS e o fluido de trabalho.

Por conhecimento teórico prévio, sabe-se que o latão é compatível com o fluido de trabalho utilizado.

3.4 BANCADA EXPERIMENTAL

3.4.1 Aparato de rotação

O aparato é composto por uma base de madeira e peças metálicas de alumínio, como exibido na Figura 3.22. Uma guia em 180° foi fabricada de forma a permitir a rotação dos micro tubos de calor nos ângulos de -90°, -45°, 0°, 45° e 90°, como descrito anteriormente.

Figura 3.22 - Aparato de rotação e demarcação dos ângulos de inclinação.

Fonte: Autor.

3.4.2 Mangueiras de silicone

As mangueiras foram utilizadas para realizar as conexões entre a bomba de água e a peça de alumínio central e entre a peça de alumínio central e o banho termostático, sendo este o ciclo de resfriamento do condensador exibido na Figura 3.23.

3.4.3 Banho termostático

O banho termostático consiste em um equipamento desenvolvido no próprio laboratório (Figura 3.23) e é composto por um compressor de 600 W. Como o banho termostático possui apenas o sistema de refrigeração, foi necessário utilizar um ebulidor de 1000 W para o aquecimento do sistema. Para o controle de temperatura do banho, foi desenvolvido um controlador PI no software LabVIEW. A partir deste controlador, era possível alterar a potência fornecida ao ebulidor de acordo com a temperatura do banho e a temperatura selecionada. A temperatura do banho era

obtida através de um termistor mergulhado no banho termostático, e o controlador PI controlava a potência do ebulidor comparando constantemente a temperatura lida pelo termistor e a temperatura selecionada no próprio software. Os ganhos proporcional e integral foram alterados no decorrer do experimento, de forma a manter a temperatura do banho constante.

Figura 3.23 - Conexão realizada pelas mangueiras de silicone entre o banho termostático e o dispositivo.

Fonte: Autor.

3.4.4 Bomba de água

A bomba de água utilizada, modelo SB1000C da marca Sarlo Better, (Figura 3.24) possui a potência de 13 W, vazão de 400 L/h a 1000 L/h e coluna d'água de 2 m. Esta foi responsável pelo bombeamento da água de resfriamento do banho termostático para o condensador.

Figura 3.24 - Bomba mergulhada no banho termostático.

Fonte: Autor.

3.4.5 Sistema de aquisição de dados

O sistema de aquisição de dados, como exibido na Figura 3.25, é composto por um chassi da marca National Instruments modelo NI SCXI-1000, uma placa de aquisição de temperatura da National Instruments, modelo SCXI 1303 com 32 entradas para termopares, 7 termopares tipo T devidamente calibrados e um computador com o software LabVIEW para a aquisição.

Figura 3.25 - Sistema de aquisição de dados com os termopares conectados.

Fonte: Autor.

3.4.6 Sistema de aquecimento do evaporador

O aquecimento do evaporador foi realizado a partir de uma resistência de Nikrothal conectada a uma fonte de alimentação de corrente contínua da marca Wise, modelo WS 500 P42S. A resistência possui um valor medido de $0,869 \Omega$ e as tensões fornecidas foram de 2,8 V e 3,05 V.

3.5 REDUÇÃO DE DADOS EXPERIMENTAIS

3.5.1 Potência térmica total no evaporador

O valor da resistência elétrica do fio de Nikrothal, R_{el} , foi medida através de um multímetro Tektronix DMM 4020 com 8 milésimos de precisão por meio de dois métodos: com passagem de corrente e sem passagem de corrente no fio. A corrente e a tensão aplicadas na resistência elétrica possuíam valores médios de 2,12 A e 1,85 V, respectivamente. A partir dos dois métodos, foi possível concluir que os valores da resistência medidos estavam de acordo com a incerteza experimental adotada no presente trabalho para este caso. A potência elétrica, P_{ot} , foi calculada pela razão

entre o quadrado da tensão, V , e a resistência elétrica R_{el} . A tensão foi medida com o uso de um multímetro da marca Minipa modelo ET-2082E. O valor de potência elétrica é igual à potência térmica fornecida ao evaporador por efeito Joule.

$$Pot = \frac{V^2}{R_{el}} = Q_{evap} \quad (10)$$

3.5.2 Resistência térmica equivalente

O calor transportado pelo arranjo de micro tubos de calor, tanto pelo calor latente do fluido de trabalho quanto por condução através dos materiais da montagem, será igual ao calor fornecido pela resistência do evaporador menos as perdas para o ambiente. As perdas consideradas no presente estudo correspondem ao calor transferido através dos fios de cobre que conectam a fonte de corrente contínua com a resistência elétrica. Essas perdas foram calculadas considerando os fios como aletas infinitas, e o cálculo detalhado está exibido mais adiante. Termopares do tipo T foram alocados no decorrer da direção axial dos arranjos de micro tubos de calor. Dentre estes, um foi alocado no extremo no evaporador e outro no extremo do condensador. Identificadas as temperaturas do evaporador, T_{evap} , e do condensador, T_{cond} , a resistência térmica equivalente de cada montagem ($R_{eq,centro,axial}$) foi calculada pela razão entre a diferença de temperatura do evaporador e do condensador e a potência térmica fornecida aos micro tubos de calor ($Q_{central,MTC}$).

$$Q_{perdas} = Q_{perdido,fios} \quad (11)$$

$$Q_{central,MTC} = Q_{evap} - Q_{perdas} \quad (12)$$

$$R_{eq,centro,axial} = \frac{(T_{evap} - T_{cond})}{Q_{central,MTC}} \quad (13)$$

3.5.3 Condutividade térmica efetiva

A condutividade térmica efetiva dos micro tubos de calor, $K_{ef,MTC}$, é o resultado da razão entre o comprimento dos micro tubos de calor, $L_{microcanais}$, e o produto entre a resistência térmica equivalente do arranjo de micro tubos de calor, $R_{eq,MTC}$, e a área da seção transversal de cada pastilha, $A_{Pastilha}$. A área da seção transversal da pastilha é calculada pelo produto entre a espessura da pastilha ($E_{Pastilha}$) e a largura da pastilha ($L_{Pastilha}$). O cálculo da resistência térmica equivalente entre os micro tubos de calor e o material da pastilha ($R_{eq,MTC}$) está detalhado na seção 4.3 e, após obtido o valor deste parâmetro, a condutividade térmica efetiva dos micro tubos de calor é calculada.

$$A_{Pastilha} = L_{Pastilha} \cdot E_{Pastilha} \quad (14)$$

$$K_{ef,MTC} = \frac{L_{microcanais}}{R_{eq,MTC} \cdot A_{Pastilha}} \quad (15)$$

3.6 INCERTEZAS EXPERIMENTAIS

A estimativa de incertezas das medidas experimentais foi baseada no método de Moffat (1988). Seja a variável X_i com sua respectiva incerteza de medição δX_i , a variável $R = R(X_1, X_2, \dots, X_N)$, composta por N variáveis, terá a incerteza calculada pela seguinte equação:

$$\delta R = \left\{ \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial R}{\partial X_i} \cdot \delta X_i \right)^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (16)$$

Segundo Moffat (1988), cada termo representa a contribuição da incerteza de cada variável sobre a incerteza da variável R . A tabela abaixo apresenta as variáveis experimentais e suas respectivas incertezas de medição. As incertezas dos parâmetros geométricos foram obtidas pela incerteza da fresa utilizada na fabricação das peças. A incertezas da medidas de tensão e resistência são iguais às incertezas dos respectivos multímetros utilizados para a medição desses parâmetros. As incertezas das temperaturas foram estimadas após a calibração dos termopares, de

forma que o maior intervalo entre a maior e a menor medição correspondia à incerteza. As temperaturas “Te” e “Ts” correspondem às temperaturas lidas pelos termopares na entrada e na saída do condensador, respectivamente.

Tabela 3.2 - Variáveis experimentais e suas respectivas incertezas.

Variável	Incerteza	Variável	Incerteza
$L_{\text{microcanais}}$	0,1 mm	T_e	0,2 °C
E_{Pastilha}	0,1 mm	T_s	0,2 °C
L_{Pastilha}	0,1 mm	T_{evap}	0,2 °C
R_{el}	0,04345 Ω	T_{cond}	0,2 °C
V	0,045 V		

Fonte: Autor.

A tabela abaixo apresenta as incertezas relativas de cada parâmetro experimental calculado.

Tabela 3.3 - Incertezas relativas dos parâmetros experimentais.

Variável	Incerteza	Variável	Incerteza
Pot / Q_{evap}	< 6,2%	$R_{\text{eq,centro,axial}}$	< 10,45%
ΔT	< 1,7%	$R_{\text{eq,MTC}}$	< 15,18%
A_{Pastilha}	< 3,4%	$K_{\text{ef,MTC}}$	< 15,6%

Fonte: Autor.

A propagação de incertezas foi calculada de acordo com as equações apresentadas na seção 4.2, capítulo 4, referentes ao latão. Para o cálculo de cada resistência térmica, foram incorporadas as incertezas das propriedades térmicas e dimensionais dos materiais envolvidos. Assim, foi possível calcular a propagação de incertezas dos parâmetros $R_{\text{eq,centro,axial}}$, $R_{\text{eq,MTC}}$ e $K_{\text{ef,MTC}}$ com base nas incertezas de todas as resistências térmicas envolvidas.

3.7 CÁLCULO DAS PERDAS

Para o cálculo dos resultados experimentais, as perdas consideradas no presente estudo correspondem ao calor transferido por condução através dos fios de cobre conectados aos terminais da resistência e para o ar ambiente por convecção natural. Pelo fato de haver isolamento das faces laterais do dispositivo por uma espuma isolante, as demais perdas por convecção natural foram desconsideradas. De acordo com o modelo de resistências térmicas (apresentado no capítulo a seguir), as resistências térmicas relacionadas ao poliacetal demonstraram ser muito

superiores às do alumínio e do acrílico. Desta forma, considerou-se que as perdas pelo poliacetal e pelos protetores de alumínio superior e inferior foram muito pequenas e não foram levadas em conta no cálculo das perdas.

A estimativa dessas perdas foi baseada considerando-se os fios como duas aletas infinitas, em que a temperatura da base corresponde à temperatura da superfície da resistência. O fio é composto por cobre e por um material isolante que o envolve. Os valores dos parâmetros utilizados estão exibidos na Tabela 3.4.

Tabela 3.4 – Parâmetros utilizados para o cálculos das perdas.

Parâmetros	Valor	Descrição
T_{base}	54,7 °C	Temperatura da base da resistência
T_{amb}	25 °C	Temperatura ambiente
$\Delta T = T_{base} - T_{amb}$	29,7 °C	Diferença de temperatura
K_{cobre}	372 W/m·°C	Condutividade térmica do cobre
$K_{isolante}$	0.3 W/m·°C	Condutividade térmica do isolante
$h_{convnat}$	10 W/m²·°C	Coefficiente de transferência de calor por convecção natural
r_{fio}	0,0004059 m	Raio do fio
$r_{isolante}$	$r_{fio} + 0.00085$ m	Raio até a superfície do isolante
L_{fio}	0,13 m	Comprimento do fio
$A_{sup,fio}$	0,000332 m²	Área superficial do fio
$A_{sup,isolante}$	0,001 m²	Área superficial do isolante
$A_{transv,fio}$	0,000000516 m²	Área transversal do fio
P_{fio}	0,0026 m	Perímetro externo do fio

Fonte: Autor.

A temperatura da base foi medida inserindo um termopar diretamente no rebaixo da peça de alumínio central, onde a resistência se encontrava, e o valor obtido através de uma média das temperaturas registradas. A temperatura ambiente também corresponde a um valor médio das temperaturas ocorridas no decorrer dos dias que se passaram os experimentos. A condutividade térmica do cobre foi obtida na literatura e do isolante como um valor aproximado dos materiais que são utilizados para esta finalidade, já que não se sabia ao certo a composição do material. O coeficiente de convecção natural adotado corresponde a um valor comum na literatura para tal análise. O raio do fio corresponde ao calibre AWG 20 e a espessura do isolante foi medida experimentalmente, assim como o comprimento do fio. As áreas superficiais do fio e do isolante foram calculadas de acordo com as expressões abaixo.

$$A_{\text{sup,fio}} = 2 \cdot \pi \cdot r_{\text{fio}} \cdot L_{\text{fio}} \quad (17)$$

$$A_{\text{sup,isolante}} = 2 \cdot \pi \cdot r_{\text{isolante}} \cdot L_{\text{fio}}$$

Inicialmente, calculou-se a resistência térmica equivalente entre a resistência térmica de condução, partindo da superfície do cobre até a superfície do isolante, e a resistência térmica de convecção entre a superfície do isolante e o ar ambiente, sendo:

$$R_{\text{eq,fio,isolante}} = \frac{\log \frac{r_{\text{isolante}}}{r_{\text{fio}}}}{2 \cdot \pi \cdot L_{\text{fio}} \cdot K_{\text{isolante}}} + \frac{1}{h_{\text{convnat}} \cdot A_{\text{sup,isolante}}} \quad (18)$$

Com isso, obteve-se um coeficiente de transferência de calor global com base na área da superfície do fio:

$$U = \frac{1}{A_{\text{sup,fio}} \cdot R_{\text{eq,fio,isolante}}} \quad (19)$$

Através da formulação para o cálculo da transferência de calor em uma aleta infinita, temos as perdas para os dois fios:

$$Q_{\text{perdas}} = 2 \cdot \sqrt{U \cdot A_{\text{transv,fio}} \cdot P_{\text{fio}} \cdot K_{\text{cobre}}} \cdot \Delta T$$

$$Q_{\text{perdas}} = 0,2264 \text{ W} \quad (20)$$

Portanto, essas perdas foram subtraídas dos valores de potência utilizados nos cálculos. As potências utilizadas de acordo com as respectivas tensões aplicadas estão exibidas na Tabela 3.5.

Tabela 3.5 - Potências aplicadas no evaporador considerando as perdas.

Tensão aplicada (V)	Potência sem perdas (W)	Potência com perdas (W)
2,80	9,0147	8,7882
3,05	10,6963	10,4699

Fonte: Autor.

4 ESTUDO TEÓRICO

Para cada arranjo, foi desenvolvido um circuito térmico para a análise da troca de calor entre o evaporador e condensador. A partir destes circuitos térmicos é possível estimar a transferência de calor através dos micro tubos de calor, utilizando-se as temperaturas do evaporador e condensador obtidas na análise experimental. Os valores de condutividade térmica dos materiais considerados nos cálculos são apresentados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 - Valores de condutividade térmica dos materiais e canais.

Condutividade Térmica ($W/m \cdot ^\circ C$)	
K_{AL}	204
K_{POLI}	0,30
$K_{acrílico}$	0,17
K_{ABS}	0,17
K_{LAT}	109

Fonte: Autor.

Como forma de observar o desempenho do transporte de calor pelos micro tubos de calor, foi realizada uma análise com base em três casos: o primeiro caso para cada micro canal com condutividade térmica nula, o segundo caso com valor de $4000 W/m \cdot ^\circ C$ e, por fim, o terceiro caso com condutividade térmica de cada micro canal com valor infinito. O segundo caso consiste em um valor arbitrário, como forma de calcular o desempenho em uma situação entre a eficiência mínima e eficiência máxima. Desta forma, estimou-se o funcionamento dos dispositivos sob eficiência mínima, intermediária e máxima.

Tabela 4.2 - Valores de condutividade térmica do micro canal analisados.

Condutividade Térmica do micro canal $K_{microcanal}$ ($W/m \cdot ^\circ C$)	
Caso 1: Eficiência mínima	0
Caso 2: Eficiência intermediária	4000
Caso 3: Eficiência máxima	∞

Fonte: Autor.

4.1 MODELO DE TROCA DE CALOR ENTRE EVAPORADOR E CONDENSADOR – MICRO TUBOS DE CALOR EM ABS

A Figura 4.1 exibe o circuito térmico central do sistema proposto para os micro tubos de calor fabricados em ABS.

- $R_{POLI,S}$: resistência térmica de condução através da peça de poliacetal superior;

$$R_{POLI,S} = \frac{L_{POLI,S}}{A_{POLI,S} \cdot K_{POLI}} \quad (23)$$

- R_{AL} : resistência térmica de condução através da peça de alumínio central;

$$R_{AL} = \frac{L_{AL}}{A_{AL} \cdot K_{AL}} \quad (24)$$

- $R_{AL,vert}$: resistência térmica vertical da camada de alumínio entre a resistência/canais de água gelada e a superfície inferior do suporte de latão. Como as dimensões desta parte do alumínio são as mesmas tanto no evaporador como no condensador, considera-se o dobro desta resistência no circuito;

$$R_{AL,vert} = 2 \cdot \left(\frac{E_{AL,vert}}{A_{AL,vert} \cdot K_{AL}} \right) \quad (25)$$

- $R_{acrílico,vert}$: resistência térmica vertical da camada de acrílico entre o poliacetal e a superfície superior do suporte de latão. Como as dimensões desta parte do acrílico são as mesmas tanto no evaporador como no condensador, considera-se o dobro desta resistência no circuito.

$$R_{acrílico,vert} = 2 \cdot \left(\frac{E_{acrílico,vert}}{A_{acrílico,vert} \cdot K_{acrílico}} \right) \quad (26)$$

- $R_{acrílico}$: resistência térmica de condução através da peça de acrílico;

$$R_{acrílico} = \frac{L_{acrílico}}{A_{acrílico} \cdot K_{acrílico}} \quad (27)$$

- $R_{SLAT,vert}$: resistência térmica vertical da camada de latão entre o alumínio central e a superfície do ABS. Como as dimensões desta parte do latão são as mesmas

tanto no evaporador como no condensador, considera-se o dobro desta resistência no circuito;

$$R_{\text{SLAT,vert}} = 2 \cdot \left(\frac{E_{\text{SLAT,vert}}}{A_{\text{SLAT,vert}} \cdot K_{\text{LAT}}} \right) \quad (28)$$

- R_{SLAT} : resistência térmica de condução horizontal através da camada do suporte de latão entre o alumínio central e a superfície do ABS;

$$R_{\text{SLAT}} = \frac{L_{\text{SLAT}}}{A_{\text{SLAT}} \cdot K_{\text{LAT}}} \quad (29)$$

- $R_{\text{ABS,vert}}$: resistência térmica vertical da camada de ABS na região após os canais. O ABS entre canais não será considerado neste caso por motivos de simplificação, já que a área não é constante na direção vertical. Como as dimensões desta parte do ABS são as mesmas tanto no evaporador como no condensador, considera-se o dobro desta resistência no circuito;

$$R_{\text{ABS,vert}} = 2 \cdot \left(\frac{E_{\text{ABS,vert}}}{A_{\text{ABS,vert}} \cdot K_{\text{ABS}}} \right) \quad (30)$$

- $R_{\text{microcanal}}$ e $R_{\text{microcanais}}$: resistência térmica de um único micro canal e resistência térmica equivalente dos 40 micro tubos de calor em paralelo, respectivamente;

$$R_{\text{microcanal}} = \frac{L_{\text{microcanais}}}{A_{\text{microcanal}} \cdot K_{\text{microcanal}}} \quad (31)$$

$$R_{\text{microcanais}} = \frac{R_{\text{microcanal}}}{40} \quad (32)$$

- $R_{\text{ABS,entrecanais}}$: resistência térmica de condução horizontal através do ABS localizado entre os micro tubos de calor;

$$R_{\text{ABS,entrecanaís}} = \frac{L_{\text{ABS,entrecanaís}}}{A_{\text{ABS,entrecanaís}} \cdot K_{\text{ABS}}} \quad (33)$$

- $R_{\text{ABS,póscanais}}$: resistência térmica de condução horizontal através do ABS abaixo dos micro tubos de calor e acima do suporte de latão;

$$R_{\text{ABS,póscanais}} = \frac{L_{\text{ABS,póscanais}}}{A_{\text{ABS,póscanais}} \cdot K_{\text{ABS}}} \quad (34)$$

- $R_{\text{POLI,I}}$: resistência térmica de condução através da peça de poliacetal inferior;

$$R_{\text{POLI,I}} = \frac{L_{\text{POLI,I}}}{A_{\text{POLI,I}} \cdot K_{\text{POLI}}} \quad (35)$$

- $R_{\text{AL,prot,I}}$: resistência térmica de condução através alumínio protetor inferior;

$$R_{\text{AL,prot,I}} = \frac{L_{\text{AL,prot,I}}}{A_{\text{AL,prot,I}} \cdot K_{\text{AL}}} \quad (36)$$

A Tabela 4.3 exibe os valores das propriedades geométricas descritas pelas equações acima.

Tabela 4.3 - Propriedades geométricas utilizadas para o cálculo das resistências térmicas horizontais na região central para o arranjo em ABS.

Propriedades Geométricas - Comprimentos	Dimensões (m)	Propriedades Geométricas - Áreas	Dimensões (m²)*
$L_{AL,prot,S}$	0,060	$A_{AL,prot,S}$	$2*0,008*0,02025$
$L_{POLI,S}$	0,060	$A_{POLI,S}$	$2*0,010*0,02025$
L_{AL}	0,060	A_{AL}	$0,002*0,050$
$E_{AL,vert}$	0,002	$A_{AL,vert}$	$0,025*0,050(**)$
$E_{POLI,vert}$	0,010	$A_{POLI,vert}$	$0,025*0,080(**)$
$L_{acrílico}$	0,060	$A_{acrílico}$	$0,008*0,050$
$E_{acrílico}$	0,008	$A_{acrílico,vert}$	$0,025*0,050(**)$
$E_{SLAT,vert}$	0,0017	$A_{SLAT,vert}$	$0,025*0,0414(**)$
$E_{ABS,vert}$	0,002567	$A_{ABS,vert}$	$2*0,9356*0,056*0,0414(**)$
$L_{microcanais}$	0,107	$A_{microcanal}$	$0,0005*0,000433/2$
$L_{ABS,entrecanais}$	0,105	$A_{ABS,entrecanais}$	$0,9356*0,0414*0,000433 - 40*A_{microcanal}$
$L_{ABS,póscanais}$	0,107	$A_{ABS,póscanais}$	$0,9356*(0,003-0,000433)*0,0414$
L_{SLAT}	0,107	A_{SLAT}	$0,0017*0,05+0,003*0,0086 - A_{o-ring}$
$L_{POLI,I}$	0,060	$A_{POLI,I}$	$0,010*0,080$
$L_{AL,prot,I}$	0,060	$A_{AL,prot,I}$	$0,008*0,080$

*Espessura multiplicada pela largura.

**Comprimento multiplicado pela largura.

Fonte: Autor.

O cálculo da área do alumínio protetor superior, que possui a seção de visualização ($A_{AL,prot,S}$) consiste no dobro da área de cada lateral da seção de visualização. Como a seção de visualização possui uma largura de 39,5 mm e estas laterais possuem larguras de mesma dimensão, subtrai-se 39,5 mm do total (80 mm) e divide-se esta dimensão por dois, resultando em 20,25 mm. O mesmo é válido para $A_{POLI,S}$, com exceção de que o poliacetal possui uma espessura maior que o alumínio protetor superior.

O cálculo de A_{SLAT} , que corresponde à área transversal do suporte de latão na horizontal, foi calculado considerando o latão abaixo do ABS, com uma largura de 50 mm e espessura de 1,7 mm, somada com o latão na região lateral do ABS, onde também se encontra o canal do o-ring. Para esta região, considerou-se uma espessura de 3 mm, resultante da subtração da espessura total de 4,7 mm com a espessura de 1,7 mm do latão abaixo do ABS (Figura 4.2), e uma largura de 8,6 mm, resultante da subtração da largura total de 50 mm com a largura de 41,4 mm da pastilha de ABS. Desta área, subtraiu-se a área correspondente ao canal do o-ring para as duas laterais, sendo duas vezes a multiplicação entre a largura de 2,50 mm e profundidade de 1,90 mm.

Figura 4.2 - Seção transversal do suporte de latão.

Fonte: Autor.

O fator de 0,9356 nas áreas relacionadas ao ABS inclui o efeito da porosidade do material. Como dito no capítulo anterior, foi medida uma porosidade do ABS de 6,44%. Ou seja, 93,56% da área total corresponde ao ABS e apenas o material conduziu calor. A porosidade do material permitiu que o fluido de trabalho preenchesse o ABS por completo, o que difere do caso em latão. Desta forma, é importante considerar uma área de troca de calor vertical maior do que apenas a área correspondente ao evaporador. Uma das suposições é de que o calor não era fornecido para o ABS apenas pela superfície inferior do suporte de latão, mas também pelas laterais do suporte. Para compensar este efeito, a área de troca de calor vertical do ABS foi multiplicada por um fator 2. Além disso, considerou-se também que o calor era fornecido por um comprimento maior do que apenas da seção do evaporador, ou seja, maior que 25 mm. Esta suposição partiu do princípio de que boa parte do calor foi conduzida horizontalmente pelo suporte antes de ser transferida para o fluido no interior do ABS. Desta forma, foi considerado um comprimento de 56 mm, próximo ao meio das peças na direção horizontal.

O comprimento de cada micro tubo de calor ($L_{\text{microcanais}}$) consiste na soma do comprimento dos micro canais com o comprimento do canal de preenchimento de fluido de trabalho. A área do ABS entre os micro tubos de calor é calculada subtraindo-se a área da seção transversal dos 40 micro tubos de calor da área calculada pela multiplicação da largura da pastilha com a altura dos micro tubos de calor. A espessura do ABS após os micro tubos de calor consiste na subtração da espessura da pastilha de ABS (3 mm) pela altura dos micro tubos de calor (0,433 mm).

Ao executar o modelo, observou-se a necessidade de um incremento nos comprimentos utilizados para cada material. Pelo fato do presente modelo ser unidimensional, temos que este é uma aproximação, e que, na realidade, é necessária uma análise em mais de uma dimensão para maior exatidão nos resultados. Apesar

dos dados geométricos da Tabela 4.3 terem sido os praticados na construção do dispositivo, na análise de transferência de calor estes precisaram ser refinados. Por isso, a calibração deste modelo partiu dos resultados de temperatura para o dispositivo funcionando com fração de enchimento nula, ou seja, sem fluido de trabalho no seu interior. O interior dos micro tubos de calor estariam preenchidos apenas com ar sob pressão atmosférica. No presente modelo, não foram consideradas trocas de calor por convecção, apenas por condução através do ar. Com isso, aplicando estas temperaturas no modelo, espera-se uma condutividade térmica de cada micro canal igual a condutividade térmica do ar ($0,023 \text{ W/m}\cdot^\circ\text{C}$). Com os dados geométricos da tabela supracitada, o valor de condutividade térmica diferia do esperado. Com isso, por tentativa e erro, somou-se incrementos para cada medida de comprimento dos materiais. O valor de condutividade térmica de cada micro canal aproximou-se da condutividade térmica do ar ao somar um fator de $0,00089377 \text{ m}$. Os novos comprimentos são exibidos na Tabela 4.4. Estas dimensões foram adotadas para os cálculos dos resultados referentes ao arranjo sob diferentes inclinações, diferentes frações de enchimento e temperatura do condensador constante (Seção 5.2.1).

Tabela 4.4 - Novas dimensões geométricas para os comprimentos dos materiais para incorporar efeitos multidimensionais.

Propriedades Geométricas - Comprimentos	Dimensões (m)
$L_{AL,prot,S}$	0,06089377
$L_{POLI,S}$	0,06089377
L_{AL}	0,06089377
$L_{acrílico}$	0,06089377
$L_{POLI,I}$	0,06089377
$L_{AL,prot,I}$	0,06089377

Fonte: Autor.

Temos as seguintes resistências equivalentes para a região central:

$$R_{eq,AL,prot,S} = R_{AL,vert} + R_{SLAT,vert} + R_{ABS,vert} + R_{acrílico,vert} + R_{POLI,vert} + R_{AL,prot,S} \quad (37)$$

$$R_{eq,POLI,S} = R_{AL,vert} + R_{SLAT,vert} + R_{ABS,vert} + R_{acrílico,vert} + R_{POLI,S} \quad (38)$$

$$R_{eq,acrílico} = R_{AL,vert} + R_{SLAT,vert} + R_{ABS,vert} + R_{acrílico} \quad (39)$$

$$R_{eq,ABS,microcanais} = R_{AL,vert} + R_{SLAT,vert} + R_{ABS,vert} + R_{microcanais} \quad (40)$$

$$R_{eq,ABS,entrecanais} = R_{AL,vert} + R_{SLAT,vert} + R_{ABS,vert} + R_{ABS,entrecanais} \quad (41)$$

$$R_{eq,ABS,póscanais} = R_{AL,vert} + R_{SLAT,vert} + R_{ABS,póscanais} \quad (42)$$

$$R_{eq,SLAT} = R_{AL,vert} + R_{SLAT} \quad (43)$$

$$R_{eq,AL,prot,l} = R_{POLI,vert} + R_{AL,prot,l} \quad (44)$$

Para a região central, a resistência equivalente na direção axial é calculada como mostra a equação abaixo:

$$R_{eq,centro,axial} = \frac{1}{\frac{1}{R_{eq,AL,prot,S}} + \frac{1}{R_{eq,POLI,S}} + \frac{1}{R_{eq,acrílico}} + \frac{1}{R_{eq,ABS,microcanais}} + \frac{1}{R_{eq,ABS,entrecanais}} + \frac{1}{R_{eq,ABS,póscanais}} + \frac{1}{R_{eq,SLAT}} + \frac{1}{R_{AL}} + \frac{1}{R_{POLI,l}} + \frac{1}{R_{eq,AL,prot,l}}} \quad (45)$$

Os valores de resistências térmicas calculados a partir das equações apresentadas estão exibidos na Tabela 4.5.

Tabela 4.5 - Valores das resistências térmicas na região central.

Resistência Térmica	Resultado (°C/W)	Caso em Análise	$R_{eq,ABS,microcanais}$ (°C/W)
$R_{AL,prot,S}$	0,921	Caso 1	∞
$R_{POLI,S}$	501,18	Caso 2	13,18
R_{AL}	2,98	Caso 3	7,00
$R_{AL,vert}$	0,0157		
$R_{acrílico}$	895,49		
$R_{acrílico,vert}$	75,29		
$R_{POLI,vert}$	33,33		
R_{SLAT}	9,69		
$R_{SLAT,vert}$	0,025		
$R_{ABS,vert}$	6,96		
$R_{ABS,entrecanais}$	50594,2		
$R_{ABS,póscanais}$	6330,3		
$R_{POLI,I}$	253,72		
$R_{AL,prot,I}$	0,46		

Fonte: Autor.

A tabela abaixo exibe os valores de resistência equivalente na direção axial para cada caso da Tabela 4.2.

Tabela 4.6 - Valores das resistências térmicas equivalentes do arranjo em ABS na direção axial.

Caso em Análise	$R_{eq,centro,axial}$ (°C/W)
Caso 1	2,076
Caso 2	1,793
Caso 3	1,601

Fonte: Autor.

4.2 MODELO DE TROCA DE CALOR ENTRE EVAPORADOR E CONDENSADOR – MICRO TUBOS DE CALOR EM LATÃO

O circuito térmico do sistema proposto para os micro tubos de calor em latão é exibido na Figura 4.3.

As equações para o cálculo de resistências térmicas referentes ao alumínio protetor superior, poliacetal superior, pastilha de latão, micro canais, latão entre canais, latão pós canais, alumínio central, poliacetal inferior e alumínio protetor inferior na região central para o conjunto do arranjo de micro tubos de calor em latão são as mesmas das equações apresentadas para o conjunto do arranjo de micro tubos de calor em ABS. Porém, há diferenças nas propriedades geométricas e térmicas entre os materiais dos conjuntos, o que resulta em diferentes valores de resistências térmicas.

Figura 4.3 - Circuito térmico do conjunto de micro tubos de calor em latão na região central.

O cálculo das resistências térmicas deste arranjo é muito semelhante às equações dispostas na seção do arranjo em ABS, diferindo apenas no material utilizado para os micro canais. Desta forma, estas equações não serão repetidas nesta seção. A Tabela 4.7 exibe as propriedades geométricas utilizadas no cálculo das resistências para este arranjo.

Tabela 4.7- Propriedades geométricas utilizadas para o cálculo das resistências térmicas horizontais na região central para o arranjo em latão.

Propriedades Geométricas	Dimensões (m)	Propriedades Geométricas - Áreas	Dimensões (m ²)*
L _{AL,prot,S}	0,060	A _{AL,prot,S}	2*0,008*0,02025
L _{POLI,S}	0,060	A _{POLI,S}	2*0,010*0,02025
L _{acrílico}	0,060	A _{acrílico}	0,008*0,050
L _{microcanais}	0,107	A _{microcanal}	0,000433*0,0005/2
L _{LAT,entrecanais}	0,107	A _{LAT,entrecanais}	0,000433*0,050-40*A _{microcanal}
L _{LAT,póscanais}	0,107	A _{LAT,póscanais}	0,002567*0,050 - A _{o-ring}
E _{LAT,vert}	0,002567	A _{LAT,vert}	0,025*0,050(**)
E _{AL,vert}	0,002	A _{AL,vert}	0,025*0,050(**)
E _{acrílico,vert}	0,008	A _{acrílico,vert}	0,025*0,050(**)
E _{POLI,vert}	0,010	A _{POLI,vert}	0,025*0,080(**)
L _{AL}	0,060	A _{AL}	0,002*0,050
L _{POLI,I}	0,060	A _{POLI,I}	0,010*0,080
L _{AL,prot,I}	0,060	A _{AL,prot,I}	0,008*0,080

*Espessura multiplicada pela largura.

**Comprimento multiplicado pela largura.

Fonte: Autor.

Assim como no arranjo de micro tubos de calor em ABS, houve a necessidade da calibração deste modelo devido a efeitos multidimensionais, incrementando um fator no comprimento nos materiais. As dimensões calibradas estão exibidas na Tabela 4.8. O incremento foi feito para que o modelo teórico apresente o mesmo desempenho que o aparato experimental na situação de operação vazio (fração de enchimento de fluido de trabalho zero e preenchido com ar sob pressão atmosférica). Estas dimensões foram adotadas para os cálculos dos resultados referentes ao arranjo sob diferentes inclinações, diferentes frações de enchimento e temperatura do condensador constante (Seção 5.1.1).

Tabela 4.8 - Novas dimensões geométricas para os comprimentos dos materiais.

Propriedades Geométricas - Comprimentos	Dimensões (m)
L _{AL,prot,S}	0,06328507
L _{POLI,S}	0,06328507
L _{AL}	0,06328507
L _{acrílico}	0,06328507
L _{POLI,I}	0,06328507
L _{AL,prot,I}	0,06328507

Fonte: Autor.

Temos as seguintes resistências equivalentes para a região central:

$$R_{eq,AL,prot,S} = R_{AL,vert} + R_{LAT,vert} + R_{acrílico,vert} + R_{POLI,vert} + R_{AL,prot,S} \quad (46)$$

$$R_{eq,POLI,S} = R_{AL,vert} + R_{LAT,vert} + R_{acrílico,vert} + R_{POLI,S} \quad (47)$$

$$R_{eq,acrílico} = R_{AL,vert} + R_{LAT,vert} + R_{acrílico} \quad (48)$$

$$R_{eq,LAT,microcanais} = R_{AL,vert} + R_{LAT,vert} + R_{microcanais} \quad (49)$$

$$R_{eq,LAT,entrecanais} = R_{AL,vert} + R_{LAT,vert} + R_{LAT,entrecanais} \quad (50)$$

$$R_{eq,LAT,póscanais} = R_{AL,vert} + R_{LAT,póscanais} \quad (51)$$

$$R_{eq,AL,prot,I} = R_{POLI,vert} + R_{AL,prot,I} \quad (52)$$

Para a região central do arranjo de micro tubos de calor em latão, a resistência equivalente na direção axial é calculada por:

$$R_{eq,centro,axial} = \frac{1}{\frac{1}{R_{eq,AL,prot,S}} + \frac{1}{R_{eq,POLI,S}} + \frac{1}{R_{eq,acrílico}} + \frac{1}{R_{eq,LAT,microcanais}} + \frac{1}{R_{eq,LAT,entrecanais}} + \frac{1}{R_{eq,LAT,póscanais}} + \frac{1}{R_{AL}} + \frac{1}{R_{POLI,I}} + \frac{1}{R_{eq,AL,prot,I}}} \quad (53)$$

Os valores de resistências térmicas calculados a partir das equações acima estão exibidos na Tabela 4.9.

Tabela 4.9 - Valores das resistências térmicas na região central.

Resistência Térmica	Resultado (°C/W)	Caso em Análise	$R_{eq,LAT,microcanais}$ (°C/W)
$R_{AL,prot,S}$	0,957	Caso 1	∞
$R_{POLI,S}$	520,86	Caso 2	6,23
$R_{acrílico}$	930,66	Caso 3	0,05
$R_{acrílico,vert}$	75,29		
$R_{LAT,entrecanaís}$	56,72		
$R_{LAT,póscanais}$	8,27		
$R_{LAT,vert}$	0,038		
$R_{AL,vert}$	0,0157		
$R_{acrílico,vert}$	75,29		
$R_{POLI,vert}$	33,33		
R_{AL}	3,10		
$R_{POLI,I}$	263,69		
$R_{AL,prot,I}$	0,48		

Fonte: Autor.

Para cada caso, foi calculado o valor da resistência térmica equivalente axial da região central ($R_{eq,centro,axial}$), ou seja, do evaporador ao condensador. Os resultados estão exibidos na Tabela 4.10.

Tabela 4.10 - Valores das resistências térmicas equivalentes do arranjo em latão na direção axial.

Caso em Análise	$R_{eq,centro,axial}$ (°C/W)
Caso 1	1,976
Caso 2	1,500
Caso 3	0,052

Fonte: Autor.

4.3 CÁLCULO DAS TROCAS DE CALOR ENTRE O EVAPORADOR E CONDENSADOR

As equações apresentadas a seguir foram utilizadas para o cálculo dos seguintes parâmetros: resistência térmica equivalente dos micro tubos de calor ($R_{eq,MTC}$), que considera apenas os micro canais e o material da pastilha; condutividade térmica efetiva dos micro tubos de calor ($K_{ef,MTC}$), que também considera apenas os micro canais e o material da pastilha; razão entre o calor transportado pelos micro tubos de calor somado ao calor transportado por condução através do material da pastilha e o calor transportado apenas por condução através do material da pastilha (no caso do ABS, considera-se também condução através do suporte de latão), considerando pastilhas maciças sem a presença dos micro tubos

de calor, para ambos os arranjos. Abaixo estão exibidos os passos para o cálculo destes parâmetros.

O termo $Q_{\text{central,MTC}}$ é calculado de acordo com a equação (12), após a estimativa das perdas. Como a resistência térmica equivalente para a região central do conjunto ($R_{\text{eq,centro,axial}}$) também pode ser calculada pela equação (13), aplicando-se os valores de temperatura do evaporador e temperatura do condensador obtidas experimentalmente, iguala-se o resultado obtido desta equação com o resultado obtido pela equação (45) para o caso ABS ou pela equação (53) para o caso latão. Desta forma, é possível calcular a resistência térmica equivalente dos microcanais com as resistências verticais, representadas pelas equações (40) no caso do ABS ($R_{\text{eq,ABS,microcanais}}$) e equação (49) no caso do latão ($R_{\text{eq,LAT,microcanais}}$). Por sua vez, é possível calcular a resistência térmica equivalente apenas dos microcanais, $R_{\text{microcanais}}$. Através das equações (32) e (31), obtém-se os valores de resistência térmica para cada microcanal ($R_{\text{microcanal}}$) e a condutividade térmica equivalente de cada micro canal ($K_{\text{microcanal}}$).

A resistência térmica equivalente do arranjo de micro tubos de calor ($R_{\text{eq,MTC}}$) é calculada com a resistência equivalente de condução através do material entre os micro canais (equação (41) para o caso ABS e equação (50) para o caso latão), a resistência equivalente dos micro canais preenchidos com fluido de trabalho (equação (40) para o caso ABS e equação (49) para o caso latão), a resistência de condução através do material após os micro canais (equação (42) para o caso ABS e equação (51) para o caso latão) e a resistência térmica vertical do alumínio central (equação (25)), todas estas resistências em paralelo. No caso do arranjo em ABS, considera-se também a resistência térmica de condução através do suporte de latão. Este parâmetro está indicado na Figura 4.1 e na Figura 4.3 como um retângulo pontilhado envolvendo as resistências utilizadas para o seu cálculo.

$$R_{\text{eq,MTC}} = \frac{1}{\frac{1}{R_{\text{eq,entrecanais}}} + \frac{1}{R_{\text{eq,microcanais}}} + \frac{1}{R_{\text{eq,póscanais}}}} \quad (54)$$

A condutividade térmica efetiva do arranjo de micro tubos de calor é calculada de acordo com a equação (15):

$$K_{ef,MTC} = \frac{L_{microcana\acute{e}is}}{R_{eq,MTC} \cdot A_{Pastilha}} \quad (15)$$

Na equação acima, $A_{Pastilha}$ corresponde à área transversal de toda a pastilha que contém os micro tubos de calor, incluindo a área ocupada pelos micro tubos de calor. A partir dos dados obtidos, calcula-se o calor total transportado pelo arranjo de micro tubos de calor:

$$Q_{MTC} = K_{ef,MTC} \cdot A_{Pastilha} \cdot \frac{(T_{evap} - T_{cond})}{L_{microcana\acute{e}is}} \quad (55)$$

Obtendo-se o calor transportado por cada arranjo, pode-se comparar com o calor transportado por condução através de uma pastilha maciça de cada material e identificar a melhora no transporte de calor com o uso de micro tubos de calor. No caso do ABS, considera-se uma resistência térmica equivalente da pastilha de ABS com o suporte de latão.

$$R_{eq,ABS,SLAT} = \frac{1}{\frac{K_{ABS} \cdot A_{Pastilha}}{L_{microcana\acute{e}is}} + \frac{K_{LAT} \cdot A_{SLAT}}{L_{microcana\acute{e}is}}} \quad (56)$$

$$Q_{ABS,SLAT} = \frac{(T_{evap} - T_{cond})}{R_{eq,ABS,SLAT}}; Q_{LAT} = K_{LAT} \cdot A_{Pastilha} \cdot \frac{(T_{evap} - T_{cond})}{L_{microcana\acute{e}is}} \quad (57)$$

$$Raz\tilde{o}_{ABS,SLAT} = \frac{Q_{MTC,ABS}}{Q_{ABS,SLAT}}; Raz\tilde{o}_{LAT} = \frac{Q_{MTC,LAT}}{Q_{LAT}} \quad (58)$$

As temperaturas do evaporador e condensador foram obtidas experimentalmente e os parâmetros acima calculados para cada caso. Os resultados estão exibidos no próximo capítulo.

Para análise dos três casos propostos na Tabela 4.2, foram aplicadas as temperaturas indicadas na Tabela 4.11. Essas temperaturas correspondem às médias de todas as temperaturas experimentais obtidas para o evaporador e condensador em cada arranjo. O parâmetro $Q_{Material}$ consiste no calor transferido por condução através dos materiais das pastilhas apenas, sendo $Q_{ABS,SLAT}$ para o arranjo em ABS com

suporte de latão e Q_{LAT} para o arranjo em latão, exibidos na equação (57). Os resultados dos parâmetros analisados estão apresentados na Tabela 4.12.

Tabela 4.11 - Temperaturas e resultados para as trocas de calor em cada arranjo.

Parâmetros Térmicos	ABS	Latão
T_{evap} (°C)	22,34	20,02
T_{cond} (°C)	5,34	5,54
$Q_{Material}$ (W)	1,75	2,21

Fonte: Autor.

Tabela 4.12 - Resultados para cada caso de condutividade térmica dos micro canais.

Parâmetros Térmicos	ABS			Latão		
	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 1	Caso 2	Caso 3
$Q_{central,MTC}$ (W)	8,18	9,48	10,61	7,32	9,65	278,61
$R_{eq,MTC}$ (°C/W)	9,67	5,58	4,06	7,22	3,34	0,05
$K_{ef,MTC}$ (W/m·°C)	95,18	165,05	226,69	98,77	213,25	13465,38
Q_{MTC} (W)	1,76	3,04	4,18	2,00	4,32	273,29
$Razão_{Material}$	0,99	1,73	2,38	0,90	1,95	123,53

Fonte: Autor.

Para o caso 1, é possível observar uma transferência de calor dos micro tubos de calor menor comparado ao material maciço de mesmas dimensões. Neste caso, os micro canais com condutividade térmica nula ocupam uma determinada área e não transportam calor algum, ao contrário da pastilha maciça, que nesta mesma área há o transporte de calor por condução através do material. Para os casos 2 e 3, a presença de micro tubos de calor demonstrou ter um efeito positivo sobre a transferência de calor do sistema, sendo mais expressiva no arranjo de micro tubos de calor em latão.

Para o caso 2, houve uma melhora de 73% no transporte de calor para o arranjo em ABS, enquanto que para o latão, a melhora foi de 95%. No caso 3, o transporte de calor melhorou em aproximadamente 124 vezes para o latão, enquanto que para o ABS houve um acréscimo de 65% em relação ao caso 2. A baixa condutividade térmica do ABS foi um fator relevante nos resultados, devido ao fato da montagem do dispositivo exigir que o calor passasse por uma camada de latão do suporte e de ABS até alcançar os micro canais. Este sacrifício no desempenho térmico foi necessário para permitir a fabricação da seção de visualização do sistema. Além disso, uma parte considerável do calor pode ter sido transferida por condução através do suporte de latão, por ser um material com condutividade térmica maior que a do ABS. Apesar da transferência de calor ter sofrido um grande aumento no arranjo em latão, os efeitos

negativos descritos acima que possivelmente ocorreram no arranjo em ABS, também podem ter ocorrido neste caso, mesmo que de forma menos evidente. Para um dispositivo sem seção de visualização, com o calor sendo transferido do alumínio central diretamente para a região dos micro canais, o desempenho térmico pode vir a apresentar melhores resultados.

É possível observar na Tabela 4.12 o limite inferior e o limite superior para os valores de resistência térmica equivalente dos micro tubos de calor ($R_{eq,MTC}$). Para o ABS, o máximo valor possível a ser alcançado é de $9,67\text{ }^{\circ}\text{C/W}$, que corresponde ao caso dos micro tubos de calor vazios. Ou seja, este é o pior resultado devido à inexistência de qualquer mudança de fase do fluido de trabalho pelos micro tubos de calor. Já o valor mínimo possível é de $4,06\text{ }^{\circ}\text{C/W}$, já que a condutividade térmica dos micro canais é máxima. Valores acima de $9,67\text{ }^{\circ}\text{C/W}$ e abaixo de $4,06\text{ }^{\circ}\text{C/W}$ são impossíveis, pois não deve haver um caso pior do que os micro tubos de calor com condutividade térmica nula e também não deve haver um caso melhor do que os micro tubos de calor com condutividade térmica de valor próximo ao infinito. Para o arranjo em latão, o limite inferior é de $0,05\text{ }^{\circ}\text{C/W}$ e o limite superior, $7,22\text{ }^{\circ}\text{C/W}$.

Os gráficos abaixo apresentam a tendência do valor de resistência térmica equivalente dos micro tubos de calor ($R_{eq,MTC}$) de ambos os materiais (região apenas nas pastilhas, desconsiderando os demais materiais do conjunto) com o aumento da condutividade térmica de cada micro canal ($K_{microcanal}$). Os gráficos descritos como “parte 2” são continuação dos gráficos descritos como “parte 1”. Os gráficos foram divididos em duas partes devido à limitação computacional no cálculo para a ampla faixa de valores de condutividade térmica do micro canal aplicada. Os valores de condutividade térmica do micro canal compreenderam o intervalo de 10 a $10^8\text{ W/m}\cdot^{\circ}\text{C}$, e foram aplicados diretamente na equação (31), e o resultado desta aplicado na equação (32) para o cálculo da resistência térmica equivalente de todos os micro canais ($R_{microcanais}$). Desta forma, calculou-se a resistência térmica equivalente dos micro tubos de calor através da equação (54). O valor de $K_{microcanal}$ independe do material utilizado na pastilha e considera apenas a capacidade do micro canal em transportar calor.

Figura 4.4 - Resistência térmica equivalente dos micro tubos de calor ($R_{eq,MTC}$) em ABS em função da condutividade térmica de cada micro tubo de calor, parte 1.

Resistência térmica equivalente do MTC ABS x Condutividade Térmica de cada microcanal

Fonte: Autor.

Figura 4.5 - Resistência térmica equivalente dos micro tubos de calor ($R_{eq,MTC}$) em ABS em função da condutividade térmica de cada micro tubo de calor, parte 2.

Resistência térmica equivalente do MTC ABS x Condutividade Térmica de cada microcanal

Fonte: Autor.

Figura 4.6 - Resistência térmica equivalente dos micro tubos de calor ($R_{eq,MTC}$) em latão em função da condutividade térmica de cada micro tubo de calor, parte 1.

Resistência térmica equivalente dos MTC latão x Condutividade Térmica de cada microcanal

Fonte: Autor.

Figura 4.7 - Resistência térmica equivalente dos micro tubos de calor ($R_{eq,MTC}$) em latão em função da condutividade térmica de cada micro tubo de calor, parte 2.

Resistência térmica equivalente dos MTC latão x Condutividade Térmica de cada microcanal

Fonte: Autor.

5 RESULTADOS

A análise de desempenho dos micro tubos de calor foi realizada de duas formas. A primeira consiste no dispositivo funcionando com a água de resfriamento no condensador a uma temperatura constante, potência térmica no evaporador de 9,01 W (desconsiderando as perdas), diferentes frações de enchimento e ângulos de inclinação. Os experimentos seguiram o padrão de análise partindo do dispositivo na horizontal, depois na ordem 45°, 90°, -45° e -90°. O estudo iniciou-se pelos ângulos positivos de forma a garantir a molhabilidade do fluido sobre o latão antes da análise em ângulos negativos. Do contrário, poderia ocorrer a formação de uma região superaquecida no evaporador, impedindo o avanço do líquido. A temperatura da água do condensador foi mantida na faixa de 2,5 °C a 3 °C. Como houve troca de calor entre a água e o ambiente no decorrer da mangueira, e devido também a um pequeno erro entre a temperatura selecionada e a temperatura real do banho termostático, não foi possível manter uma temperatura exata para a água de resfriamento. Para cada fração de enchimento sob o efeito dos cinco ângulos de inclinação descritos, obteve-se a distribuição de temperaturas na direção axial do dispositivo a partir dos cinco termopares tipo T, alocados de acordo com a Figura 3.18.

A segunda análise foi realizada para diferentes temperaturas da água de resfriamento e, conseqüentemente, diferentes temperaturas do condensador, ângulo de inclinação fixo, sendo este 0°, e potência térmica de 10,69 W (desconsiderando as perdas). A temperatura inicial foi de 2,5 °C, com incrementos de 2,5 °C até a temperatura de 10 °C. As frações de enchimento analisadas neste caso foram 0%, 20%, 40%, 60% e 80%.

Para medir a fração de enchimento, foram medidas as massas do sistema com os micro tubos de calor sem fluido de trabalho, do sistema com os micro tubos de calor preenchidos completamente com fluido de trabalho e do sistema com os micro tubos de calor preenchidos com as quantidades de fluido de trabalho que foram analisadas nos experimentos. Ao subtrair a massa do sistema sem fluido de trabalho da massa do sistema com os micro tubos de calor preenchidos completamente com fluido de trabalho, obtinha-se a máxima massa de fluido de trabalho que os micro tubos de calor podiam armazenar. Foi elaborado um programa computacional que convertia a massa de fluido em volume, a partir do conhecimento da massa específica do fluido de

trabalho. O volume correspondente à máxima massa de fluido de trabalho é igual ao volume interno do arranjo de micro tubos de calor. Para medir cada fração de enchimento, os micro tubos de calor foram preenchidos completamente com fluido de trabalho e foi retirada uma quantidade deste fluido. A massa do sistema com esta quantidade de fluido de trabalho era medida e desta subtraía-se a massa do sistema vazio, resultando na massa de fluido contida no interior dos micro tubos de calor. Essa massa era convertida em volume e sua razão com o volume total dos micro tubos de calor era igual à fração de enchimento.

As temperaturas do evaporador (T_{evap}), medidas pelo termopar T1, e do condensador (T_{cond}), medidas pelo termopar T5, foram aplicadas ao modelo de resistência térmica, exibido no capítulo 4, para o cálculo da condutividade térmica efetiva e da resistência térmica equivalente do arranjo. Estes valores de temperatura foram aplicados à equação (13) e o cálculo destes dois parâmetros foi realizado de acordo com os passos exibidos na seção 4.3. Na seção 5.1, serão exibidos resultados referentes à razão entre $K_{\text{ef,MTC}}$ e a condutividade térmica do latão, K_{LAT} , de forma a ser um indicador da melhora de transferência de calor com o uso dos micro tubos de calor comparado à transferência de calor por condução através do latão. Na seção 5.2, são apresentados os valores referentes à razão entre $K_{\text{ef,MTC}}$ e a condutividade térmica efetiva do dispositivo vazio (K_{Vazio}), também sendo este um indicador do incremento na transferência de calor pelo uso dos micro tubos de calor em relação à condução através do ABS e do suporte de latão, considerando a presença dos micro tubos de calor vazios. Para melhor observação dos fenômenos físicos, utilizou-se uma câmera de alta velocidade para registrar os efeitos sofridos pelo dispositivo sob as diferentes condições de trabalho.

5.1 MICRO TUBOS DE CALOR EM LATÃO

Os tópicos a seguir estão divididos de acordo com as condições de trabalho aplicadas ao arranjo de micro tubos de calor, para melhor entendimento dos resultados.

5.1.1 Temperatura da água do condensador constante, fração de enchimento variável e inclinação variável

Para esta análise, foram avaliadas 20 frações de enchimento, cada uma sob o efeito de cinco ângulos de inclinação. A Figura 5.1 exibe os valores de condutividade térmica efetiva dos micro tubos de calor ($K_{ef,MTC}$) para todas as frações de enchimento e inclinações analisadas experimentalmente. Estes valores foram obtidos através da equação (15), seguindo-se os passos para o cálculo descritos na seção 4.3. Desta forma, é possível ter uma visão geral sobre o desempenho do dispositivo perante as diferentes condições de trabalho.

Para frações de enchimento elevadas, acima de 65%, e ângulos de inclinação positivos, observou-se que o excesso de líquido bloqueava a passagem de vapor, o que o impedia de alcançar o condensador. Além disso, alguns canais ficaram totalmente obstruídos pela fase líquida, sem haver mudança de fase. Estes efeitos podem ser observados na Figura 5.2 e na Figura 5.3 para uma fração de enchimento de, aproximadamente, 78% e com o dispositivo a uma angulação de 90° .

Figura 5.2 - Canais obstruídos pelo excesso de líquido e canais em funcionamento para uma fração de enchimento de 78% e dispositivo a 90°.

Fonte: Autor.

Figura 5.3 - Alcance máximo da fase vapor para uma fração de enchimento de 78% e dispositivo a 90°.

Fonte: Autor.

Para a condição horizontal e ângulos de inclinação negativos, não houve alterações expressivas. Entretanto, o dispositivo apresentou, na maioria dos experimentos nestas condições, melhor desempenho na horizontal, comparado ao desempenho em ângulos negativos. A Figura 5.4 exibe o dispositivo a -90° com carga de fluido de, aproximadamente, 73%. Foi possível observar a fase líquida sendo

movida para o evaporador por efeito capilar em alguns espaços entre canais. A existência de um pequeno espaço entre o plano superior dos canais e a peça de acrílico se deve pelo excesso do o-ring de viton utilizado para vedação. Este pequeno excesso foi necessário para garantir o aperto e, portanto, a vedação do sistema. O espaço entre as peças prejudicou o efeito capilar fornecido pelos canais, pois houve a perda de dois cantos agudos do triângulo. Porém, foi observado que neste espaço entre o acrílico e o latão entre canais, ocorreu o retorno do líquido por efeito capilar quando o dispositivo se encontrava na horizontal e em ângulos negativos com cargas de fluido mais elevadas. Isto significa que não houve a perda por completo do efeito capilar, apesar deste efeito ter ocorrido em apenas alguns espaços entre canais. Além disso, apesar da peça de acrílico ter sido devidamente lixada e polida, de forma a se aproximar ao máximo de uma superfície totalmente plana, a presença de pequenos desníveis pode não ter sido evitada pelo fato do processo de planificação ter sido totalmente manual. Isto pode ter sido um fator relevante para a não ocorrência de efeito capilar em todas as regiões entre canais, por mais que este efeito não fosse esperado nesta região a princípio. Outro fator possivelmente relevante para a ocorrência deste efeito consiste na folga dos parafusos de aperto durante os experimentos. Nos momentos de montagem do dispositivo, os parafusos receberam o aperto necessário para garantir o contato total entre as peças. Porém, no decorrer das análises, este aperto pode ter cedido e evitado o maior contato entre as peças. Em algumas ocasiões, o efeito capilar entre canais foi mais evidente na região central, por ser a região mais afastada dos parafusos de aperto e também mais sensível à pressão positiva do fluido no interior do dispositivo, o que pode ter colaborado para um pequeno empenamento da peça de acrílico com o latão nesta região, permitindo a ocorrência do efeito capilar.

Figura 5.4 - Líquido condensado se deslocando por efeito capilar com o dispositivo a -90° e com fração de enchimento de 73%.

Fonte: Autor.

A Figura 5.5 e a Figura 5.6 exibem distribuições de temperaturas de dois dos experimentos realizados com altas cargas de fluido sob os diferentes ângulos de inclinação. É possível observar que a temperatura no evaporador é mais elevada em inclinações negativas, e que a temperatura do condensador praticamente se manteve constante em todas as inclinações. Isto demonstra, portanto, um desempenho inferior em inclinações negativas, possivelmente pelo fato do excesso de fluido não permitir um movimento mais livre do vapor até o condensador e formando uma região superaquecida no evaporador, devido ao acúmulo de vapor. Por outro lado, para inclinações positivas, houve uma queda na temperatura do evaporador, devido à presença de uma quantidade de fluido apta a transportar calor por mudança fase, resultando em um melhor desempenho.

Figura 5.5 - Distribuição de temperaturas para fração de enchimento de 88,13%.

Figura 5.6 - Distribuição de temperaturas para fração de enchimento de 77,93%.

Como pode ser observado na Figura 5.1, para baixas frações de enchimento (até 45%), houve um aumento expressivo na condutividade térmica efetiva para ângulos positivos. Isto se deve ao fato de que uma menor quantidade de fluido facilita o movimento do próprio fluido no interior dos canais, além de haver mudança de fase

em um maior número de canais do arranjo. A Figura 5.7 exibe o dispositivo com uma fração de enchimento de 26,25% funcionando a 90° . É possível observar que o vapor percorre todo o caminho dos canais até o condensador, e que uma maior quantidade de canais possibilita o movimento do fluido, quando comparado com o caso de alta fração de enchimento na mesma inclinação.

Figura 5.7 - Dispositivo funcionando a 90° com fração de enchimento 26,25%.

Fonte: Autor.

A Figura 5.8 exibe a região do condensador, onde é possível observar bolhas de vapor alcançando esta região através de alguns canais.

Figura 5.8 - Região do condensador para fração de enchimento de 26,25% e inclinação 90°.

Fonte: Autor.

Para a condição horizontal e ângulos de inclinação negativos, não houve um aumento expressivo na condutividade térmica efetiva. Entretanto, a condição horizontal apresentou um melhor desempenho comparado às condições de inclinação negativa. Pelo fato de, para baixas cargas de fluido, o caminho a ser percorrido pelo líquido até o evaporador ser maior, comparado ao caminho com altas cargas de fluido, a perda por fricção com o material base é mais elevada. Isto exige um maior efeito capilar, o que não ocorreu no dispositivo proposto. Caso o efeito capilar fosse suficiente, a diferença de temperatura entre o evaporador e condensador seria menor, como ocorre no caso de inclinações positivas, e, portanto, a condutividade térmica efetiva seria maior. Durante os experimentos, não foi possível notar um movimento evidente do líquido condensado sob ângulos negativos.

A Figura 5.9 e a Figura 5.10 apresentam distribuições de temperatura de dois experimentos realizados com baixas frações de enchimento.

Figura 5.9 - Distribuição de temperaturas para fração de enchimento de 26,25%.

Figura 5.10 - Distribuição de temperatura para fração de enchimento de 37,70%.

A partir dos gráficos acima, é possível observar a queda brusca de temperatura do evaporador ao utilizar o dispositivo em ângulos positivos, comparado às posições horizontal e com ângulos negativos. A temperatura do condensador teve um

incremento maior para uma fração de enchimento de 26,25%, o que demonstra que o calor foi transportado de forma mais efetiva até esta extremidade em ângulos positivos. O dispositivo trabalhou de forma mais isotérmica, garantindo uma eficiência mais elevada nestas condições. Comparado ao caso vazio, a temperatura do evaporador foi reduzida em 12,22 °C sob uma inclinação de 90°. É possível observar que o dispositivo praticamente não sofreu alterações com a mudança de -45° para -90° em 26,25%. Isto pode ser um indicativo de que o efeito capilar permaneceu constante apesar da mudança de ângulo. Com o aumento da fração de enchimento, tomando 37,70% como exemplo, a queda de temperatura do evaporador e o aumento da temperatura do condensador foram menores com o dispositivo funcionando em ângulos positivos. Neste caso, o desempenho foi prejudicado. Com a mudança do ângulo de -45° para -90°, a temperatura do evaporador sofreu um aumento, de forma que desta vez o efeito capilar foi mais sensível à mudança de ângulo, ao contrário do caso de fração de enchimento 26,25%. Na horizontal, a temperatura do evaporador para 37,70% também foi inferior comparado ao caso de 26,25%, pois a fase líquida alcançava o evaporador com mais facilidade.

A Figura 5.11 apresenta um mapa de contorno relacionando a razão entre a condutividade térmica efetiva dos micro tubos de calor e a condutividade térmica do latão, frações de enchimento e ângulos de inclinação. É possível observar que a razão atingiu um valor máximo igual a, aproximadamente, 15. Ou seja, a transferência de calor melhorou em aproximadamente quinze vezes para um ângulo de 90° e fração de enchimento igual a 26,25%, cuja condutividade térmica efetiva se igualou a 1615,60 W/m·°C. A condutividade térmica de um único micro tubo de calor alcançou um valor máximo de $59,27 \cdot 10^3$ W/m·°C para esta condição. Através da interpolação dos valores fornecida por este método, observamos que as maiores razões se encontram a baixas frações e ângulos positivos e que estes valores decrescem conforme a angulação diminui.

Figura 5.11 - Interpolação das razões entre condutividade térmica efetiva dos micro tubos de calor ($K_{ef,MTC}$) e condutividade térmica do latão ($K_{Latão}$) para diferentes inclinações e frações de enchimento. **Mapa de contorno da razão $K_{ef,MTC}/K_{Latão}$ em relação à inclinação e frações de enchimento**

Fonte: Autor.

As referências de análise dos experimentos realizados consistiram no desempenho do dispositivo vazio, ou seja, transportando calor apenas por condução através do latão, e também no caso de uma pastilha maciça de latão, sem os micro canais, como foi feito no mapa de contorno acima. A distribuição de temperaturas para esta condição do dispositivo vazio está exibida na Figura 5.12. Para este caso, o desempenho independe da inclinação do dispositivo. A condutividade térmica efetiva do arranjo nestas condições apresentou um valor inferior à condutividade térmica do latão, igual a $98,78 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$. Isto se deve ao fato da área útil de transporte de calor ser menor comparado a uma pastilha de latão maciça e de mesmas dimensões, como calculado na Equação (59). Nesta equação, $A_{\text{Útil}}$ é a área do latão que conduz calor com o dispositivo vazio, $A_{\text{Latão,Total}}$ a área para o caso da peça de latão ser maciça, sem a presença dos 40 micro canais, e $A_{\text{CanalO-ring}}$ a área transversal do canal de vedação do o-ring, como discutido na seção 4.1. Os micro canais preenchidos com ar a pressão atmosférica transportam uma quantidade ínfima de calor comparado ao caso se os mesmos estivessem preenchidos com latão.

$$\frac{A_{\text{Útil}}}{A_{\text{Latão,Total}}} = \frac{A_{\text{Latão,Total}} - A_{\text{Microcanais}} - A_{\text{CanalO-ring}}}{A_{\text{Latão,Total}}} = 0,9078 \quad (59)$$

Figura 5.12 - Distribuição de temperaturas do arranjo em latão vazio.

Fonte: Autor.

Os experimentos demonstraram que a gravidade possui uma forte influência sobre o desempenho do dispositivo, de forma que os melhores desempenhos foram observados para ângulos positivos em todas as cargas de fluido analisadas. O efeito capilar fornecido pela geometria variou de acordo com o caminho a ser percorrido pelo líquido até o condensador. No caso de baixas frações de enchimento com o dispositivo na horizontal ou em ângulos negativos, o caminho era maior e, conseqüentemente, maiores as perdas por fricção, exigindo um maior efeito capilar. Para altas frações de enchimento, o caminho percorrido pelo líquido era menor, sendo mais evidente o movimento da fase líquida durante os experimentos.

Como forma de melhorar a eficiência do dispositivo, pode-se diminuir a espessura do latão. Desta forma, uma parte do calor deixa de ser transportado por condução através do material e passa a ser conduzido pelos micro tubos de calor. No presente trabalho, a espessura foi mantida em 3 milímetros para garantir a integridade da peça devido ao aperto e contato com as demais. O espaço existente entre os canais e o acrílico pode ser reduzido ou completamente eliminado através da união total destas peças por um material colante de espessura mínima ou outra técnica mais complexa, o que não foi possível realizar no presente trabalho. Assim, o efeito capilar fornecido pela geometria pode ser melhorado. O uso de canais com dimensões

menores, fabricados com métodos de fabricação mais precisos, também pode vir a melhorar o desempenho do dispositivo.

5.1.2 Temperatura da água do condensador variável, fração de enchimento variável e inclinação constante

Para este experimento, utilizou-se do controlador PI, desenvolvido no software LabVIEW, para controlar a temperatura do banho termostático. O controlador tinha como objetivo controlar a potência fornecida a um ebulidor de 1000 W em um intervalo de 0% a 100%. O resfriamento do banho termostático se deu através do ciclo de compressão, cuja potência de resfriamento era constante com valor de 600 W. A temperatura do banho era alterada de acordo com a temperatura lida pelo termopar na entrada do condensador. A potência era fornecida ao ebulidor de forma a equalizar a temperatura da água na entrada do condensador com a temperatura selecionada no software. O controle de temperatura era realizado com o ebulidor e o ciclo de refrigeração funcionando simultaneamente. Para este caso, a potência fornecida ao evaporador possuía um valor levemente maior ao experimento anterior, com 10,69 W, desconsiderando as perdas.

A análise foi realizada para cinco frações de enchimento, sendo 0%, 20%, 40%, 60% e 80%. As temperaturas analisadas para a água do condensador em cada fração foi de 2,5 °C, 5 °C, 7,5 °C e 10 °C. A inclinação foi mantida em 0°. Os valores de condutividade térmica efetiva dos micro tubos de calor ($K_{ef,MTC}$) foram também obtidos através do modelo de resistências térmicas. Após o cálculo das resistências térmicas, os valores de condutividade térmica efetiva foram calculados de acordo com as equações citadas na seção 4.3. Assim como na análise anterior, também houve a necessidade de realizar uma calibração com base nas temperaturas obtidas para a fração de 0%. A Tabela 5.1 indica os novos valores de comprimento de forma que a condutividade térmica do micro canal com 0% de fração de enchimento resultasse no mesmo valor da condutividade térmica do ar, para todos os casos de temperatura da água do condensador.

Tabela 5.1 - Valores de comprimento calibrados para cada caso de temperatura.

Propriedades Geométricas - Comprimentos	Dimensões (m)			
	2,5 °C	5 °C	7,5 °C	10 °C
$L_{AL,prot,S}$	0,053885547	0,049819746	0,047860635	0,047078407
$L_{POLI,S}$	0,053885547	0,049819746	0,047860635	0,047078407
L_{AL}	0,053885547	0,049819746	0,047860635	0,047078407
$L_{acrílico}$	0,053885547	0,049819746	0,047860635	0,047078407
$L_{POLI,I}$	0,053885547	0,049819746	0,047860635	0,047078407
$L_{AL,prot,I}$	0,053885547	0,049819746	0,047860635	0,047078407

Fonte: Autor.

A Figura 5.13 exibe o gráfico com os valores obtidos de condutividade térmica efetiva para cada fração de enchimento, de acordo com a temperatura da água do condensador analisada.

Figura 5.13 - Valores de condutividade térmica efetiva dos micro tubos de calor ($K_{ef,MTC}$) em função da fração de enchimento.

Fonte: Autor.

Com base no gráfico acima, pode-se observar que o melhor desempenho ocorreu para a fração de enchimento 60% em todos os casos de temperatura da água do condensador. A possível justificativa consiste em um maior equilíbrio na quantidade de fluido e na facilidade do mesmo de se locomover pelos canais. Ou seja, não houve uma quantidade significativa de líquido que bloqueasse o caminho do vapor. Além

disso, o caminho até o evaporador não foi longo o suficiente para evitar o retorno da fase líquida à esta região. A fricção entre o fluido e o material base possivelmente foi menor. O melhor caso ocorreu para temperatura da água igual a 10 °C para fração de enchimento 60%, cuja condutividade térmica efetiva dos micro tubos de calor ($K_{ef,MTC}$) se igualou a 168,88 W/m·°C. Uma possível explicação é que, para uma maior temperatura do evaporador, houve uma maior formação de vapor e um aumento da velocidade do mesmo, assim como um aumento na velocidade do líquido. Com temperaturas mais elevadas a viscosidade é reduzida, diminuindo a dissipação viscosa e facilitando o escoamento das bolhas. Isto pode ter acarretado uma mudança de fase mais acelerada e, portanto, uma transferência de calor mais elevada, refletindo na melhora do desempenho térmico do dispositivo. Já para 80%, pode-se observar uma queda no desempenho para todas as temperaturas analisadas. A justificativa é, possivelmente, a mesma apresentada na análise anterior: o excesso de líquido dificultou o movimento do próprio fluido através dos micro canais, o que causou um acúmulo de vapor no evaporador e um aumento da temperatura nesta região.

Os gráficos a seguir exibem as distribuições de temperatura para cada fração de enchimento analisada.

Figura 5.14 - Distribuição de temperatura para fração de enchimento 0%.

Figura 5.15 - Distribuição de temperatura para fração de enchimento 20%.

Fonte: Autor.

Figura 5.16 - Distribuição de temperatura para fração de enchimento 40%.

Fonte: Autor.

Figura 5.17 - Distribuição de temperatura para fração de enchimento 60%.

Figura 5.18 - Distribuição de temperatura para fração de enchimento 80%.

De forma geral, as distribuições de temperatura seguiram uma tendência semelhante para estes casos, paralelos, com o aumento da temperatura da água do condensador. No decorrer dos experimentos, foi possível observar que, com o

aumento da temperatura da água do condensador, ocorria uma retração do menisco da fase líquida em direção ao condensador. Como a temperatura da região do evaporador também sofreu um aumento, o vapor se encontrava a uma temperatura e pressão maiores, exercendo uma força maior sobre a fase líquida e causando esta retração. Podemos observar também uma queda na temperatura do evaporador de acordo com o aumento da fração de enchimento de 20% a 60%. Consequentemente, estes casos apresentaram um melhor desempenho térmico, como pode ser observado na Figura 5.13. Porém, ao alcançar 80%, a temperatura volta a aumentar, semelhante ao caso de 0%. Para estas condições, fica claro o efeito negativo do excesso de fluido sobre o desempenho do dispositivo.

Os valores de temperatura e os respectivos valores de condutividade térmica efetiva dos micro tubos de calor ($K_{ef,MTC}$) resistência térmica equivalente dos micro tubos de calor ($R_{eq,MTC}$) para ambos experimentos estão disponíveis no Apêndice A.

5.2 MICRO TUBOS DE CALOR EM ABS

Os micro tubos de calor em ABS foram analisados a partir dos mesmos critérios experimentais dos micro tubos de calor em latão. Foram testadas 18 frações de enchimento para a primeira análise e 5 frações para a segunda. A primeira análise também consistiu em manter a temperatura da água do condensador em 2,5 °C, potência térmica no evaporador 9,01 W (desconsiderando as perdas) e ângulos de inclinação 0°, 45°, 90°, -45° e -90°, seguindo esta ordem de análise. A segunda análise se baseou no estudo do efeito de diferentes temperaturas da água do condensador sobre o desempenho do dispositivo, partindo de 2,5 °C com incrementos de 2,5 °C até o valor máximo de 10 °C, com uma potência térmica atuante no evaporador de 10,69 W.

Assim como no caso dos micro tubos de calor em latão, o cálculo dos parâmetros de desempenho para os micro tubos de calor em ABS também foi realizado a partir do modelo de resistências térmicas descrito no capítulo 4. As temperaturas do evaporador (T_{evap}) e do condensador (T_{cond}), obtidas experimentalmente, foram aplicadas no modelo após o cálculo de todas as resistências térmicas envolvidas, como descrito na seção 4.3.

5.2.1 Temperatura da água do condensador constante, fração de enchimento variável e inclinação variável

O estudo de desempenho partiu de uma fração de enchimento de 0%, sendo esta a referência para as demais, até uma fração de 85,36%. O gráfico exibido na Figura 5.19 apresenta os valores de condutividade térmica efetiva obtidos para todas as frações de enchimento e inclinações.

Figura 5.19 - Valores de condutividade térmica efetiva dos micro tubos de calor ($K_{ef,MTC}$) obtidos para diversas frações de enchimento.

Fonte: Autor.

Como é possível observar, de uma forma geral os micro tubos de calor em ABS não apresentaram uma tendência constante nos resultados. Ao contrário do dispositivo em latão que seguiu uma tendência decrescente e poucos picos, o dispositivo em ABS apresentou altos picos e vales na região de altas frações de enchimento. Porém, este também demonstrou valores de condutividade térmica efetiva mais elevados para baixas frações em ângulos positivos. É possível observar a queda de desempenho para ângulos negativos, tais que os valores se afastam mais

da condição horizontal em frações de 20% a 60%. Entretanto, esta região ainda apresentou os melhores valores de desempenho para inclinações negativas.

A partir dos valores de condutividade térmica efetiva dos micro tubos de calor ($K_{ef,MTC}$) obtidos, ao compararmos os resultados da inclinação nula com ângulos negativos em baixas frações, temos um indicativo de que o efeito capilar proveniente da seção triangular e dos poros do material favoreceu o movimento do fluido na horizontal. Nesta região, obteve-se valores de condutividade térmica efetiva de, aproximadamente, 88,00% acima dos valores obtidos em ângulos de -90° .

Pelo fato da peça fabricada em ABS ser da cor branca, houve dificuldades em observar os experimentos, devido à transparência do fluido. Na Figura 5.20, por um do aumento de contraste, é possível observar a formação de bolhas na região do evaporador para uma inclinação de 90° e fração de enchimento de 72%, sendo identificado mais facilmente pelas manchas mais claras da figura. A formação é semelhante à do dispositivo em latão, porém nota-se um maior número de canais em funcionamento nesta condição. Por ser um material poroso, é possível que o excesso de fluido tenha sido acomodado no interior dos poros do material e, assim, evitou-se a obstrução de alguns canais, como ocorreu nos micro tubos de calor em latão. Isto pode ter facilitado o movimento do fluido e, conseqüentemente, favoreceu a transferência de calor. Alguns resultados para elevadas frações de enchimento, apesar de inferiores, não foram tão destoantes dos valores obtidos para frações menores em ângulos positivos.

Figura 5.20 - Formação de bolhas no evaporador para fração de enchimento 72,00% e ângulo 90°.

Fonte: Autor.

A Figura 5.21 e a Figura 5.22 exibem duas distribuições de temperatura para altas frações de enchimento, que apresentaram os valores de condutividade térmica efetiva da Figura 5.19.

Figura 5.21 - Distribuição de temperaturas para fração de enchimento 80,33%.

Fonte: Autor.

Figura 5.22 - Distribuição de temperaturas para fração de enchimento 72,98%.

Fonte: Autor.

A partir de ambos os gráficos, notamos que os casos com desempenho mais baixo ocorreram para inclinação de -90° , tal que a distribuição de temperatura praticamente se igualou com o caso vazio. Em contrapartida, ambas as situações demonstraram um aumento na transferência de calor no caso de ângulos positivos, especialmente para 90° , tal que a diferença de temperatura entre o evaporador e o condensador foi menor. Levando em consideração estes dois casos, a máxima diferença de temperatura do evaporador ao alterar a inclinação foi de aproximadamente 3 °C para fração de 72,98%, enquanto que para a temperatura do condensador a máxima diferença foi de 1 °C para fração de 80,33%.

A Figura 5.23 e a Figura 5.24 exibem as distribuições de temperatura para baixas frações de enchimento, sendo 19,77% e 25,09%, respectivamente. Estas frações apresentaram os melhores valores de condutividade térmica efetiva para ângulos positivos, devido ao fato da diferença de temperatura entre o evaporador e o condensador estarem mais próximas, comparado aos demais casos de inclinação. Nota-se que as distribuições de temperaturas para a fração de enchimento de 25,09% com inclinações de -45° e -90° e inclinações de 45° e 90° estão praticamente sobrepostas, de forma que o desempenho térmico praticamente não foi alterado ao modificar a inclinação. A queda de temperatura do evaporador foi de $4,68 \text{ °C}$ na fração de 19,77% a 90° e $4,47 \text{ °C}$ na fração de 25,09% a 45° , tomando como referência a

temperatura observada com o dispositivo vazio, de 24,33 °C. A temperatura do condensador praticamente não sofreu alterações, com uma diferença máxima de 0,65 °C na segunda fração. Portanto, todas as inclinações apresentaram resultados melhores do que a condição de vazio, indicando que houve aumento na transferência de calor devido à mudança de fase do fluido de trabalho. As reduções de temperatura foram significativas, tendo em vista a utilização de um material com baixa condutividade térmica.

Figura 5.23 - Distribuições de temperaturas para fração de enchimento 19,77%.

Figura 5.24 - Distribuições de temperaturas para fração de enchimento 25,09%.

A Figura 5.25 apresenta o mapa de contorno relacionando a razão entre a condutividade térmica efetiva dos micro tubos de calor ($K_{ef,MTC}$) e a condutividade térmica efetiva do dispositivo vazio (K_{vazio}) com a inclinação e fração de enchimento. Ao contrário do que foi feito para o dispositivo em latão, em que a referência foi a condutividade térmica do próprio material, para o presente caso foi utilizado a condutividade térmica efetiva do dispositivo com fração de enchimento nula, pelo fato de ser uma referência simples no caso da combinação entre os materiais ABS e latão. De acordo com o mapa, nota-se que a região com maiores razões de condutividade térmica ocupa uma área maior comparado ao mapa de contorno do dispositivo em latão. O desempenho com razão acima de 1,9 pode ser obtido para um intervalo de 10% a 55% em fração de enchimento e inclinações de 45° a 90°, aproximadamente. A razão máxima de 2,47 foi observada para fração de 25,09% a 45°, próxima de 2,41 obtida a 90°, cuja condutividade térmica efetiva se igualou a 235,19 W/m·°C. Para este caso, a resistência térmica equivalente dos micro tubos de calor ($R_{eq,MTC}$) resultou em um valor de 3,915 °C/W. Como discutido ao fim da seção 4.3 do capítulo 4, valores abaixo de 4,06 °C/W são ditos impossíveis, pois não é possível um desempenho dos micro tubos de calor melhor do que este máximo. Portanto, para o valor 3,915 °C/W, o valor de condutividade térmica de cada micro canal resultaria em um valor acima do máximo. Este resultado está atrelado às incertezas experimentais e, portanto, não foi possível calcular o valor de condutividade térmica de cada micro canal com o modelo de resistências térmicas proposto no presente trabalho, por ser um limitante do modelo. Esta proximidade nos valores das razões para as duas inclinações é reflexo da sobreposição da distribuição de temperaturas discutida anteriormente. As regiões mais amareladas no intervalo de altas frações de enchimento correspondem aos picos exibidos na Figura 5.19. Semelhante ao latão, à medida que a inclinação se torna negativa, o desempenho do dispositivo é afetado negativamente.

Figura 5.25 - Interpolação das razões entre condutividade térmica efetiva dos micro tubos de calor em ABS ($K_{ef,MTC}$) e condutividade térmica efetiva do dispositivo vazio (K_{Vazio}) para diferentes inclinações e frações de enchimento.

Mapa de contorno da razão $K_{ef,MTC}/K_{Vazio}$ em relação à inclinação e frações de enchimento

Fonte: Autor.

A referência de análise para os micro tubos de calor em ABS consistiu no desempenho do dispositivo vazio, como é possível observar nos gráficos de distribuição de temperaturas. A Figura 5.26 exibe a distribuição de temperatura do dispositivo vazio.

Figura 5.26 - Distribuição de temperaturas do arranjo em ABS vazio.

Fonte: Autor.

Assim como nos micro tubos de calor em latão, os micro tubos de calor em ABS demonstraram melhor desempenho para baixas frações de enchimento. Entretanto, o fator de aumento de transferência de calor não foi tão significativo quanto no dispositivo em metal. Como dito anteriormente, o desempenho térmico pode ter sofrido um efeito negativo devido ao fato do calor ter sido transferido através do suporte do latão e da camada de ABS para atingir o fluido nos micro canais. Esta camada de ABS é um fator crítico devido à baixa condutividade térmica do material. Entretanto, isto foi necessário para a fabricação da seção de visualização. No caso do dispositivo sem a seção de visualização, seria possível colocar os micro canais em contato direto com a peça de alumínio central, sem a necessidade do calor ser conduzido através do latão e ABS, podendo resultar em um melhor desempenho térmico.

No dispositivo em ABS, na região de altas frações de enchimento, houve pontos com desempenho térmico próximos ao máximo desempenho observado na região de baixas frações de enchimento. Isto difere do dispositivo em metal, o qual exibiu baixo desempenho em toda a região de altas frações de enchimento, comparado à máxima razão de condutividade térmica obtida. Como discutido anteriormente, a presença dos poros pode ter sido um fator positivo no caso de altas frações, por armazenar o excesso de líquido e impedir que o mesmo obstrua os micro canais. O fluido, portanto, possuiu um caminho mais livre, favorecendo o transporte de calor por mudança de fase.

Apesar do ABS ser um mal condutor de calor, mesmo a pastilha ocupando um volume de, aproximadamente, 45,2% do conjunto pastilha e suporte, a condutividade térmica efetiva foi aumentada de 95,19 W/m·°C para 235,19 W/m·°C, o que correspondeu a um aumento de 2,47 vezes na transferência de calor. A análise de um sistema composto apenas por ABS seria possível com o fechamento completo dos poros.

5.2.2 Temperatura da água do condensador variável, fração de enchimento variável e inclinação constante

Assim como nos micro tubos de calor em latão, a análise da influência de diferentes temperaturas da água do condensador sobre o desempenho térmico do

dispositivo foi analisada. A potência térmica fornecida no evaporador permaneceu com o valor de 10,69 W (desconsiderando as perdas), a potência de refrigeração do banho termostático em 600 W e a potência máxima do ebulidor em 1000 W. A potência de aquecimento fornecida para o banho também foi alterada através do controlador PI, de acordo com a temperatura da água selecionada. As temperaturas da água analisadas partiram de 2,5 °C até 10 °C com incrementos de 2,5 °C. As frações de enchimento analisadas foram 0%, 20%, 40%, 60% e 80%.

Para este caso, também houve a necessidade de calibrar o modelo de resistências térmicas. As novas dimensões de comprimento para os materiais utilizados estão exibidas na tabela abaixo.

Tabela 5.2 - Valores de comprimento calibrados para cada caso de temperatura.

Propriedades Geométricas - Comprimentos	Dimensões (m)			
	2,5°C	5°C	7,5°C	10°C
$L_{AL,prot,S}$	0,056888653	0,054096041	0,052120933	0,050999903
$L_{POLI,S}$	0,056888653	0,054096041	0,052120933	0,050999903
L_{AL}	0,056888653	0,054096041	0,052120933	0,050999903
$L_{acrílico}$	0,056888653	0,054096041	0,052120933	0,050999903
$L_{POLI,I}$	0,056888653	0,054096041	0,052120933	0,050999903
$L_{AL,prot,I}$	0,056888653	0,054096041	0,052120933	0,050999903

Fonte: Autor.

Os valores de condutividade térmica obtidos nesta seção dos experimentos estão exibidos no gráfico da Figura 5.27.

Figura 5.27 - Valores de condutividade térmica efetiva ($K_{ef,MTC}$) em função da fração de enchimento.

Fonte: Autor.

Ao analisarmos a fração de 20%, nota-se um valor destoante dos demais para a temperatura de 7,5 °C. Acredita-se que isto ocorreu devido às incertezas experimentais, que estão na ordem de 15,6% para condutividade térmica, sem um motivo especial para este ponto apresentar um valor reduzido de desempenho. Os maiores valores de condutividade térmica efetiva foram obtidos para uma fração de enchimento de 40%. O máximo valor de desempenho se igualou a 148,85 W/m·°C para uma temperatura de água igual a 5 °C e fração 40%. Para esta fração, a diferença entre o maior e menor valor de condutividade térmica efetiva foi de 8,77 W/m·°C. No caso da fração de 60%, a diferença entre o maior e menor valor foi de 5,34 W/m·°C. Esta diferença passou a ser de 27,72 W/m·°C para a fração de 80%. O excesso de fluido pode ter sido um fator relevante para a queda de desempenho, devido ao caso já citado de obstrução dos canais pelo fluido.

Nota-se que para uma temperatura de 2,5 °C e fração de 20%, houve uma queda na condutividade térmica efetiva comparada ao observado para a fração de 19,77% na seção anterior. A condutividade térmica efetiva sofreu uma queda de 147,63 W/m·°C para 118,92 W/m·°C. Isto provavelmente é o reflexo do aumento da potência do evaporador, de 9,01 W para 10,69 W, de forma que pode não ter havido

fluido suficiente para retirar este excesso de calor, resultando em um aumento da temperatura nesta região e, conseqüentemente, queda no desempenho. Em contrapartida, comparando-se os casos de 80,33% da primeira análise e 80% da segunda análise, a condutividade térmica efetiva sofreu um aumento de 98,29 W/m·°C para 125,88 W/m·°C. Neste caso, o aumento da potência no evaporador pode ter melhorado a formação de vapor e aumentado o fluxo de fluido nesta região. Como consequência, mais calor foi transportado através da mudança de fase de fluido e maior o valor de condutividade térmica efetiva.

As distribuições de temperatura para cada caso de fração de enchimento são exibidas nas figuras a seguir.

Fonte: Autor.

Figura 5.29 - Distribuições de temperaturas para fração de enchimento 20%.

Figura 5.30 - Distribuições de temperaturas para fração de enchimento 40%.

Figura 5.31 - Distribuições de temperaturas para fração de enchimento 60%.

Fonte: Autor.

Figura 5.32 - Distribuições de temperatura para fração de enchimento 80%.

Fonte: Autor.

Assim como no dispositivo em latão, a distribuição de temperatura para o arranjo em ABS apresentou um paralelismo de acordo com o aumento da temperatura da água. Em todos os casos a temperatura do evaporador foi reduzida em relação à esta temperatura no caso vazio. Além disso, as diferenças entre a temperatura do

evaporador e do condensador foram menores, o que corresponde a uma melhora no desempenho térmico, mesmo que não muito significativa.

Através da Figura 5.29, observa-se uma temperatura do evaporador igual a 24,46 °C para o caso da temperatura da água igual 2,5 °C. Isto corresponde a, aproximadamente, um aumento de 2 °C em relação ao obtido com a fração de 17,70%, o que justifica a queda de desempenho no presente caso, como discutido anteriormente.

5.3 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Para fim de comparação entre o desempenho de ambos os dispositivos analisados no presente estudo, a Figura 5.33 exibe as curvas de desempenho de ambos os dispositivos para inclinações de 45° e 90°. Estes dois casos de inclinação exibiram os melhores valores de condutividade térmica efetiva para ambos os dispositivos.

Figura 5.33 - Curvas de desempenho do dispositivo em latão e ABS para inclinações de 45° e 90°.

Fonte: Autor.

Apesar do dispositivo em latão ter apresentado um desempenho muito superior ao fabricado em ABS, as melhoras mais significativas no desempenho de ambos os dispositivos ocorreram no intervalo de baixas frações de enchimento. Da mesma

forma, os valores de condutividade térmica efetiva decaíram com o aumento da quantidade de fluido. Como citado anteriormente, a obstrução dos canais pelo excesso de fluido causou uma maior diferença de temperatura entre as extremidades. O vapor, bloqueado pelo excesso de líquido, se concentrou mais na região do evaporador, causando um aumento na temperatura desta extremidade. Um aumento na diferença de temperatura entre as extremidades resulta em uma queda no desempenho. A gravidade também demonstrou ser um fator relevante, tendo em vista que ambos os dispositivos demonstraram melhores resultados para ângulos positivos.

A condutividade térmica do material base dos micro tubos de calor demonstrou ser um fator crítico na transferência de calor. Para uma mesma configuração de montagem, o arranjo de micro tubos de calor de latão apresentou um valor de condutividade térmica efetiva superior em 6,87 vezes ao de ABS, ao considerar os melhores valores obtidos em ambos ($1615,60 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$ para o arranjo em latão e $235,19 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$ para o arranjo em ABS). A condutividade térmica de um único micro canal ($K_{\text{microcanal}}$) para o arranjo em latão resultou em um valor de $59,27 \cdot 10^3 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$. Para o arranjo em ABS, os maiores valores calculados para a condutividade térmica de um único micro canal, que estão dentro da faixa de cálculo do modelo resistências térmicas, foram $126,00 \cdot 10^3 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$ e $78,05 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$. Uma possível melhora no desempenho pode ocorrer eliminando-se a seção de visualização e colocando-se os micro tubos de calor em contato direto com o alumínio central, de forma que o calor atravessasse apenas a fina camada de alumínio até alcançar o fluido. O mesmo é válido para os micro tubos de calor em latão, mesmo que este já tenha exibido uma melhora significativa em seu desempenho nas condições de montagem do presente estudo.

Analisando os resultados do presente estudo, é possível observar situações em que a condutividade térmica efetiva do dispositivo preenchido com uma determinada quantidade de fluido demonstrou ser menor do que a condutividade térmica efetiva do dispositivo vazio. Isto, em teoria, não deveria ocorrer, pois o fluido melhora a transferência de calor do dispositivo, mesmo que de forma pouco evidente. Pode-se observar também diferenças consideráveis dos resultados para frações de enchimento muito próximas. Acredita-se que estes resultados estão atrelados às incertezas experimentais e considerações que não foram levadas em conta no presente estudo.

Uma das considerações que não foram levadas em conta consiste na resistência térmica de contato entre os termopares e os materiais. Apesar do uso de

uma pasta térmica nesta região, de forma a diminuir a resistência de contato, esta pode não ter sido totalmente eliminada. Além disso, uma fita Kapton foi utilizada para fixar os termopares nas peças de latão, de forma a manter os mesmos posicionados durante a montagem do dispositivo. A resistência térmica relacionada à fita também não foi considerada nos cálculos.

Outro fator importante consiste nas perdas para o ambiente. Os experimentos foram realizados em um ambiente de temperatura não controlada e, mesmo com o uso da espuma isolante, a troca com o ambiente pode não ter sido evitada por completo. Portanto, a mudança da temperatura do ambiente de um experimento a outro pode ter sido um fator que levou a incertezas nos resultados dos experimentos.

O estudo do desempenho no ABS pode ser mais aprofundado ao realizar a análise de uma peça inteiriça deste material. No presente estudo, realizou-se diversas tentativas de fechamento dos poros do material infiltrando-se um tipo de resina no seu interior. Em uma câmara conectada a uma bomba de vácuo, mergulhou-se a pastilha de ABS em um recipiente com resina após eliminar todo o ar do interior da câmara. A resina, portanto, ocupa o lugar do ar no interior dos poros. Após isso, a pastilha foi inserida em um forno com temperatura de 60 °C para acelerar o endurecimento da resina. Após este processo, realizou-se os testes de injeção de fluido de trabalho no interior dos micro tubos de calor. Durante estes testes, constatou-se que a resina selava os poros quando era realizado vácuo no interior dos micro canais. Porém, ao injetar o fluido refrigerante nos micro tubos de calor, ocorria o vazamento. A resina não suportava o aumento de pressão devido à injeção de fluido. Desta forma, optou-se pelo uso do suporte de latão para garantir a vedação do sistema e, como consequência, fazer uso dos poros para um melhor efeito capilar. O uso deste suporte, apesar de cumprir a tarefa de vedação e de transferir o calor da peça de alumínio central até o ABS verticalmente, pode ter conduzido horizontalmente boa parte do calor fornecido. O uso de um outro tipo de resina ou outro método de vedação mais eficiente pode fornecer mais uma opção de análise para micro tubos de calor em ABS.

O uso de materiais poliméricos para esta finalidade pode fornecer resultados positivos e que atendam determinada necessidade, por serem materiais leves, isolantes elétricos e com boa resistência química. Entretanto, como observado no presente estudo, deve-se atentar mais a alguns aspectos construtivos, que não demonstram danos tão indesejáveis no desempenho como nos casos de materiais

metálicos. Isto torna a análise um pouco mais complexa, porém amplia a gama de possibilidades do uso de micro tubos de calor.

6 CONCLUSÃO

O presente trabalho visou identificar o desempenho térmico de micro tubos de calor fabricados em ABS e latão a partir de análises experimentais e teóricas. Os arranjos se diferem no material e no formato dos micro tubos de calor, devido aos diferentes processos de fabricação. Um modelo de circuito térmico foi elaborado para identificar as trocas de calor entre o evaporador e condensador, e entre os arranjos e o meio ambiente. O estudo experimental foi baseado na análise dos arranjos de micro tubos de calor sob diferentes ângulos de inclinação, diferentes frações de enchimento e temperaturas da água do condensador. Ficam evidenciadas as seguintes conclusões do presente trabalho:

- Através da revisão bibliográfica, observou-se a relevância dos parâmetros térmicos de condutividade térmica efetiva e resistência térmica equivalente dos micro tubos de calor como indicadores de desempenho. Os mesmos foram calculados no presente estudo.
- Uma bancada experimental foi construída integralmente no laboratório de análises. Todas as peças e componentes foram projetadas e fabricadas para a análise do desempenho dos micro tubos de calor.
- O presente trabalho analisou micro tubos de calor em latão e ABS. Em relação a este último, não foi identificado outro trabalho que tenha realizado análises em micro tubos de calor fabricados por impressão 3D.
- Foi feita uma análise experimental ampla do efeito da inclinação e fração de enchimento em micro tubos de calor. Poucos trabalhos investigam esses dois parâmetros conjuntamente varrendo toda faixa de inclinação e fração de enchimento.
- Diversas distribuições de temperatura foram obtidas, uma para cada combinação de inclinação e fração de enchimento. Isto possibilita uma visão mais ampla sobre o desempenho, de forma a identificar uma condição mais isotérmica nos dispositivos.
- Um mapa de desempenho foi desenvolvido para cada micro tubo de calor, de forma a apresentar uma visão geral de eficiência térmica dos dispositivos. Estes mapas podem ser utilizados como referência para projetos futuros.

- O modelo de resistência térmica desenvolvido pôde prever valores de condutividade térmica efetiva dos micro tubos de calor ($K_{ef,MTC}$), resistência térmica equivalente ($R_{eq,MTC}$) e condutividade térmica efetiva de um único micro tubo de calor ($K_{microcanal}$). O maior valor observado deste último parâmetro para o arranjo em latão consistiu em $59,27 \cdot 10^3 \text{ W/m} \cdot ^\circ \text{C}$. Para o arranjo em ABS, os maiores valores calculados para este parâmetro foram $126,00 \cdot 10^3 \text{ W/m} \cdot ^\circ \text{C}$ e $78,05 \text{ W/m} \cdot ^\circ \text{C}$.
- Houve a necessidade de calibração dos parâmetros geométricos dos modelos, para incorporar efeitos multidimensionais.
- Os micro tubos de calor em latão apresentaram uma razão de aumento de desempenho de até 1482%, comparado ao material sólido puro transferindo calor por condução. Os micro tubos de calor em ABS apresentaram uma razão de aumento de 247% em relação ao conjunto de ABS e suporte de latão vazios. Ambos os casos foram para potência térmica de 9,01 W e temperatura da água do condensador igual a $2,5 \text{ }^\circ \text{C}$.
- Os melhores resultados foram observados para baixas frações de enchimento (entre 15% e 40%) e inclinações positivas (45° e 90°).
- Para a análise dos dispositivos sob a influência de diferentes temperaturas da água do condensador e frações de enchimento na horizontal, o arranjo em latão demonstrou uma melhora no desempenho em 1,55 vezes em relação à transferência de calor por condução através do latão. Já o arranjo em ABS, apresentou uma melhora no valor de condutividade térmica efetiva em 1,56 vezes em relação ao dispositivo vazio.
- O uso de impressão 3D demonstrou ter grande potencial para fabricação de micro tubos de calor, pois os dispositivos fabricados são leves e necessitam de pouco material, assim seu custo de fabricação é relativamente baixo.
- Os micro tubos de calor demonstraram ser dispositivos termicamente e dimensionalmente vantajosos. Seu uso em equipamentos que necessitam de métodos de resfriamento mais eficientes e cada vez menores é bastante promissor.

6.1 TRABALHOS FUTUROS E PONTOS A SEREM OTIMIZADOS

Pela experiência obtida no presente trabalho, foi possível observar pontos que podem ser otimizados e que podem resultar em futuros trabalhos. Destes, podem-se citar:

- Desenvolvimento diferentes componentes e tipos de montagem dos micro tubos de calor, de forma a diminuir a resistência térmica entre a fonte de potência térmica e o fluido de trabalho, principalmente para o caso dos micro tubos de calor em ABS.
- Otimização da vedação entre o acrílico e a pastilha com os micro tubos de calor, de forma a aumentar o contato entre essas superfícies. Isto pode colaborar para que os três cantos do triângulo sejam utilizados para o bombeamento capilar, o que no presente estudo ocorreu de forma prejudicada, devido à folga causada pelo o-ring.
- Estudo do desempenho dos micro tubos em uma pastilha inteiriça de ABS, sem o suporte de latão e com as mesmas dimensões dos micro tubos de calor em latão. Para isso, é necessário utilizar um método eficaz de vedação dos poros.
- Análise do desempenho dos micro tubos de calor sob diferentes ângulos de inclinação e temperaturas do condensador simultaneamente.
- Avaliação do desempenho térmico dos micro tubos de calor utilizando outros tipos de fluidos de trabalho.
- Estudo do efeito de diferentes dimensões dos micro tubos de calor (comprimento e seção transversal) para os mesmos materiais base e condições experimentais aplicadas no presente trabalho (potência térmica, temperaturas do condensador, frações de enchimento e ângulos de inclinação).
- Medição do desempenho dos micro tubos de calor sob o efeito de potências térmicas mais elevadas.
- Desenvolvimento ou aplicação de um modelo numérico baseado em elementos finitos ou outro método que considere efeitos multidimensionais, para maior exatidão dos parâmetros de desempenho (condutividade térmica efetiva e resistência térmica equivalente).
- Estudo do efeito capilar fornecido pela geometria proposta e formas de otimizá-la.

- Análise das distribuições de pressão na direção axial para cada condição experimental imposta sobre os micro tubos de calor.
- Estudo de micro tubos de calor fabricados com outros polímeros, como polipropileno, poliamida, poliuretano, entre outros.

REFERÊNCIAS

- BABIN, B. R.; PETERSON, G. P.; WU, D. Steady-state modeling and testing of a micro heat pipe. **Journal of Heat Transfer**, v. 112, n. 3, p. 595-601, 1990.
- BADRAN, B. et al. Experimental results for low-temperature silicon micromachined micro heat pipe arrays using water and methanol as working fluids. **Experimental Heat Transfer**, v. 10, n. 4, p. 253-272, 1997.
- BEJAN, A.; KRAUS, A. D. **Heat transfer handbook**. Hoboken: John Wiley, 2003.
- BUSSE, C. A. Theory of the ultimate heat transfer limit of cylindrical heat pipes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 16, p. 169-186, 1973.
- CHI, S. W. **Heat pipe theory and practice: a sourcebook** (Series in thermal and fluids engineering). New York: McGraw Hill, 1976.
- COTTER, T. M. Principles and prospects of micro heat pipes. In: INTERNATIONAL HEAT PIPE CONFERENCE, 5., 1984, Tsukuba. **Proceedings...** Tsukuba: [s.n], 1984. p.328-335.
- DEAN, R. N. et al. Liquid metal-filled micro heat pipes for thermal management of solid-state devices. **IEEE Transactions on Industrial Electronics**, v. 59, n. 12, p. 4888-4894, 2012.
- DENG, Y. et al. Experimental investigations on the heat transfer characteristics of micro heat pipe array applied to flat plate solar collector. **Science China Technological Sciences**, v. 56, n. 5, p. 1177-1185, 2013.
- DHILLON, N. S. et al. MLHP: a high heat flux localized cooling technology for electronic substrates. In: ASME 2008 INTERNATIONAL MECHANICAL ENGINEERING CONGRESS AND EXPOSITION, 2008, Boston, Massachusetts. **Proceedings...** Massachusetts: ASME, 2008. p.621-630.
- DICKEY, J. T.; PETERSON, G. P. Experimental and analytical investigation of a capillary pumped loop. **Journal of Thermophysics and Heat Transfer**, v. 8, n. 3, p. 602-607, 1994.
- DO NASCIMENTO, F. J. **Estudo teórico-experimental da transferência de calor e da perda de pressão em um dissipador de calor baseado em microcanais**. 2012. 153 f. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2012.
- DORF, R. C. **The Engineering handbook**. 2nded. New York: CRC Press, 2004.
- DUNBAR, N.; CADELL, P. Working fluids and figure of merit for CPL/LHP applications. In: CPL-98 WORKSHOP, THE AEROSPACE CORPORATION, 1998, El Segundo. **Proceedings...** El Segundo: [s.n.], 1998. p.1-3.

DUNN, P. D.; REAY, D. **Heat pipes**. 3rded. Oxford: Pergamon, 2012.

FAGHRI, A. Heat pipes: review, opportunities and challenges. **Frontiers in Heat Pipes (FHP)**, v. 5, n. 1, 2014. Doi: 10.5098/thp.5.1.

FLETCHER, L. S.; PETERSON, G. P. **Treatment method using a micro heat pipe catheter**. Texas: Texas A & M University System College Station. U.S. Patent n° 5591162, 21 Mar. 1994, 7 Jan. 1997.

GAUGLER, R. S. **Heat transfer devices**. U.S. Patent n° 2350348, 21 Dec. 1942, 6 June 1944.

GOLIO, M. Fifty years of Moore's Law. **Proceedings of the IEEE**, v. 103, n. 10, p. 1932-1937, 2015.

GROVER, G. M.; COTTER, T. P.; ERICKSON, G. F. Structures of very high thermal conductance. **Journal of Applied Physics**, v. 35, n. 6, p. 1990-1991, 1964.

GUARNIERI, M. The Unreasonable accuracy of moore's law. **IEEE Industrial Electronics Magazine**, v. 10, n. 1, p. 39-42, 2016.

GUO, Y. et al. Experimental study on the supercritical startup of cryogenic loop heat pipes with redundancy design. **Energy Conversion and Management**, v. 118, p. 353-363, 2016.

HARRIS, D. K. et al. An Experimental investigation in the performance of water-filled silicon microheat pipe arrays. **Journal of Electronic Packaging**, v. 132, n. 2, p. 021005-1-021005-8, 2010.

HSU, C.-C.; KANG, S.-W.; HOU, T.-F. Performance testing of micro loop heat pipes. **Tamkang Journal of Science and Engineering**, v. 8, n. 2, p. 123-132, 2005.

HUNG, Y. M.; TIO, K. K. Thermal analysis of optimally designed inclined micro heat pipes with axial solid wall conduction. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 39, n. 8, p. 1146-1153, 2012.

JAFARI, D. et al. Unsteady experimental and numerical analysis of a two-phase closed thermosyphon at different filling ratios. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 81, p. 164-174, 2017.

KANG, S.-W.; HUANG, D. L. Fabrication of star grooves and rhombus grooves micro heat pipe. **Journal of Micromechanics and Microengineering**, v. 12, n. 5, p. 525-531, 2002.

KANG, S.-W.; TSAI, S.-H.; CHEN, H.-C. Fabrication and test of radial grooved micro heat pipes. **Applied Thermal Engineering**, v. 22, n. 14, p. 1559-1568, 2002.

KEARNEY, D.; GRIFFIN, J. An Open loop pulsating heat pipe for integrated electronic cooling applications. **Journal of Heat Transfer**, v. 136, n. 8, p. 081401-081401-7, 2014.

KIRSHBERG, J.; LIEPMANN, D.; YERKES, K. L. Micro-cooler for chip-level temperature control. In: AEROSPACE POWER SYSTEMS CONFERENCE, 1999, Mesa. **Proceedings...** Mesa: SAE International, 1999. p.5.

LAUNAY, S.; SARTRE, V.; BONJOUR, J. Parametric analysis of loop heat pipe operation: a literature review. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 46, n. 7, p. 621-636, 2007.

LAUNAY, S.; SARTRE, V.; LALLEMAND, M. Thermal study of a water-filled micro heat pipe including heat transfer in evaporating and condensing microfilms. In: INTERNATIONAL HEAT TRANSFER CONFERENCE, 12., 2002, Grenoble. **Proceedings...** Grenoble: [s.n.], 2002. p.471-476.

_____. Experimental study on silicon micro-heat pipe arrays. **Applied Thermal Engineering**, v. 24, n. 2/3, p. 233-243, 2004.

LAUNAY, S. et al. Investigation of a wire plate micro heat pipe array. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 43, n. 5, p. 499-507, 2004.

LE BERRE, M. et al. Fabrication and experimental investigation of silicon micro heat pipes for cooling electronics. **Journal of Micromechanics and Microengineering**, v. 13, n. 3, p. 436-441, 2003.

_____. The performance of micro heat pipes measured by integrated sensors. **Journal of Micromechanics and Microengineering**, v. 16, n. 5, p. 1047-1050, 2006.

LEFÈVRE, F. et al. Prediction of the temperature field in flat plate heat pipes with micro-grooves - Experimental validation. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 51, p. 4083-4094, 2008.

LI, C.-M. et al. Experimental study on high-power LEDs integrated with micro heat pipe. **Optoelectronics Letters**, v. 12, n. 1, p. 31-34, 2016.

LIM, H. T. et al. Fabrication and evaluation of a copper flat micro heat pipe working under adverse-gravity orientation. **Journal of Micromechanics and Microengineering**, v. 18, n. 10, p. 8, 2008.

LIU, W. et al. Analysis on heat resistance of the micro heat pipe with arteries. **Microelectronic Engineering**, v. 88, n. 8, p. 2255-2258, 2011.

LONGO, G. A. et al. Experimental and theoretical analysis of a heat pipe heat exchanger operating with a low global warming potential refrigerant. **Applied Thermal Engineering**, v. 65, n. 1/2, p. 361-368, 2014.

LONGTIN, J. P.; BADRAN, B.; GERNER, F. M. A One-dimensional model of a micro heat pipe during steady-state operation. **Journal of Heat Transfer**, v. 116, n. 3, p. 709-715, 1994.

LUO, Y. et al. A Novel flat micro heat pipe with a patterned glass cover. **IEEE Transactions on Components Packaging and Manufacturing Technology**, v. 6, n. 7, p. 1053-1057, 2016.

MALLIK, A. K.; PETERSON, G. P. Steady-state investigation of vapor deposited micro heat pipe arrays. **Journal of Electronic Packaging**, v. 117, n. 1, p. 75-81, 1995.

MAYDANIK, Y. F. Loop heat pipes. **Applied Thermal Engineering**, v. 25, n. 5, p. 635-657, 2005.

MEYER, L. J.; PHINNEY, L. M. Optimization study of a silicon-carbide micro-capillary pumped loop. In: ASME 2003 INTERNATIONAL ELECTRONIC PACKAGING TECHNICAL CONFERENCE AND EXHIBITION, 2003, Maui. **Proceedings...** Maui: ASME, 2003. p.355-361.

MOFFAT, R. J. Describing the uncertainties in experimental results. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 1, n. 1, p. 3-17, 1988.

MOON, S.-H.; HWANG, G. Development of the micro capillary pumped loop for electronic cooling. In: INTERNATIONAL WORKSHOP ON THERMAL INVESTIGATION OF ICs AND SYSTEMS (THERMINIC), 13., 2007, Budapest. **Proceedings...** Budapest: IEEE, 2007. p.72-76.

MOON, S.-H. et al. Experimental study on the thermal performance of micro-heat pipe with cross-section of polygon. **Microelectronics Reliability**, v. 44, n. 2, p. 315-321, 2004.

MOORE, G. E. Cramming more components onto integrated circuits (Reprinted from Electronics, pg 114-117, April 19, 1965). **Proceedings of the IEEE**, v. 86, n. 1, p. 82-85, 1998.

NAGAYAMA, B.; GYOTOKU, S.; TSURUTA, T. Thermal performance of flat micro heat pipe with converging microchannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 122, p. 375-382, 2018.

PAIVA, K. V. **Desenvolvimento de novas tecnologias para minitubos de calor: análise teórica e experimental**. 2011. 310 f. Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2011.

PARK, J. S. et al. Flat micro heat pipe arrays for cooling and thermal management at the package level. In: SPIE 4408, DESIGN, TEST, INTEGRATION AND PACKAGING OF MEMS/MOEMS, 2001, Cannes-Mandelieu. **Proceedings...** Cannes-Mandelieu: SPIE, 2001. p.424-429.

PETERSON, G.; DUNCAN, A.; WEICHOLD, M. Experimental investigation of micro heat pipes fabricated in silicon wafers. **Journal of Heat Transfer**, v. 115, n. 3, p. 751-756, 1993.

PETERSON, G. P. **An Introduction to heat pipes**: modeling, testing and applications. New York: Wiley, 1994.

PETERSON, G. P.; MA, H. B. Temperature response of heat transport in a micro heat pipe. **Journal of Heat Transfer**, v. 121, n. 2, p. 438-445, 1999.

PETTIGREW, K. et al. Performance of a MEMS based micro capillary pumped loop for chip-level temperature control. In: IEEE INTERNATIONAL CONFERENCE ON MICRO ELECTRO MECHANICAL SYSTEMS, 14., 2001, Interlaken. **Proceedings...** Interlaken: IEEE, 2001. p.427-430.

QU, J.; WU, H.; CHENG, P. Effects of functional surface on performance of a micro heat pipe. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 35, n. 5, p. 523-528, 2008.

REAY, D. A.; KEW, P. A. **Heat pipes**: theory, design and applications. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2006.

SHIOGA, T.; MIZUNO, Y. Micro loop heat pipe for mobile electronics applications. In: THERMAL MEASUREMENT, MODELING AND MANAGEMENT SYMPOSIUM, 31., 2015, San Jose. **Proceedings...** San Jose: IEEE, 2015. p.50-55.

SOBHAN, C. B.; XIAOYANG, H.; YU, L. C. Investigations on transient and steady-state performance of a micro heat pipe. **Journal of Thermophysics and Heat Transfer**, v. 14, n. 2, p. 161-169, 2000.

SUGUMAR, D.; TIO, K.-K. Thermal analysis of inclined micro heat pipes. **Journal of Heat Transfer**, v. 128, n. 2, p. 198-202, 2005.

TIO, K.-K.; LIU, C. Y.; TOH, K. C. Thermal analysis of micro heat pipes using a porous-medium model. **Heat and Mass Transfer**, v. 36, n. 1, p. 21-28, 2000.

UDDIN, A. I.; FERROZ, C. M. Micro heat pipes - a promising means of thermal solution for desktop computers. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON ELECTRICAL AND COMPUTER ENGINEERING, 5., 2008, Dhaka. **Proceedings...** Dhaka: IEEE, 2008. p.727-731.

VASILIEV, L. L. Micro and miniature heat pipes - electronic component coolers. **Applied Thermal Engineering**, v. 28, n. 4, p. 266-273, 2008.

WANG, Y.; MA, H.; PETERSON, G. Investigation of the temperature distribution on radiator fins with micro heat pipes. **Journal of Thermophysics and Heat Transfer**, v. 15, n. 1, p. 42-49, 2001.

WANG, Y. X.; PETERSON, G. P. Analysis of wire-bonded micro heat pipe arrays. **Journal of Thermophysics and Heat Transfer**, v. 16, n. 3, p. 346-355, 2002.

WU, D.; PETERSON, G. Investigation of the transient characteristics of a micro heat pipe. **Journal of thermophysics and heat transfer**, v. 5, n. 2, p. 129-134, 1991.

WU, D.; PETERSON, G. P.; CHANG, W. S. Transient experimental investigation of micro heat pipes. **Journal of Thermophysics and Heat Transfer**, v. 5, n. 4, p. 539-544, 1991.

ZHANG, J. et al. Experimental study on the heat recovery characteristics of a new-type flat micro-heat pipe array heat exchanger using nanofluid. **Energy Conversion and Management**, v. 75, p. 609-616, 2013.

ZHU, Z. W.; FAN, H. M.; ZHANG, C. Experimental investigations on the effectiveness of micro heat pipe array heat exchanger for heat recovery for residential building. **Applied Thermal Engineering**, v. 102, p. 980-988, 2016.

APÊNDICE A – Temperaturas e resultados experimentais

As tabelas abaixo apresentam todos os valores de temperatura obtidos experimentalmente, para cada um dos 5 termopares. O nome “T1” indica o termopar mais ao extremo do evaporador e “T5”, o termopar mais ao extremo do condensador. Os outros três são os intermediários entre T1 e T5. Para cada caso, há também os valores de condutividade térmica efetiva e resistência térmica equivalente, calculados através do modelo de resistências térmicas.

Tabela A.1 – Resultados experimentais para micro tubos de calor em latão preenchidos com diferentes frações de enchimento e sob diferentes ângulos de inclinação.

Fração de Enchimento	Inclinação	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)	T4 (°C)	T5 (°C)	$K_{ef,MTC}$ (W/m·°C)	$R_{eq,MTC}$ (°C/W)
88,13%	0°	23,658	19,574	14,591	9,608	5,287	79,03	9,026
88,13%	45°	23,030	19,361	14,343	9,389	5,081	87,05	8,195
88,13%	90°	21,992	19,545	15,145	9,967	5,458	116,95	6,100
88,13%	-45°	23,909	19,758	14,706	9,663	5,274	74,19	9,615
88,13%	-90°	23,847	19,620	14,552	9,565	5,221	74,36	9,594
87,08%	0°	23,122	19,240	14,674	9,544	5,833	100,37	7,107
87,08%	45°	21,990	19,086	14,480	9,324	5,633	121,05	5,893
87,08%	90°	21,283	18,572	14,173	9,171	5,598	137,47	5,189
87,08%	-45°	23,678	20,205	15,352	9,912	5,906	90,53	7,879
87,08%	-90°	23,402	19,317	14,585	9,329	5,487	87,72	8,132
85,18%	0°	21,381	19,025	14,005	8,870	5,059	121,85	5,854
85,18%	45°	19,904	18,118	13,762	8,629	4,838	153,90	4,635
85,18%	90°	19,977	17,868	13,415	8,420	4,744	149,34	4,776
85,18%	-45°	23,384	19,458	14,414	9,111	4,957	77,99	9,147
85,18%	-90°	23,560	19,670	14,617	9,334	5,151	78,34	9,106
79,25%	0°	19,748	18,111	14,810	9,566	5,615	181,34	3,934
79,25%	45°	18,577	17,627	15,040	9,604	5,463	215,82	3,305
79,25%	90°	18,531	17,422	14,343	9,196	5,203	208,16	3,427
79,25%	-45°	21,777	18,367	13,755	8,893	5,099	113,67	6,275
79,25%	-90°	22,246	18,735	14,117	9,194	5,371	109,29	6,527
77,93%	0°	23,097	20,501	15,338	10,001	5,922	102,78	6,940
77,93%	45°	20,779	18,407	14,050	9,101	5,385	145,03	4,918
77,93%	90°	21,038	18,581	14,163	9,305	5,648	145,11	4,916
77,93%	-45°	23,864	20,061	15,183	10,081	6,074	90,17	7,911
77,93%	-90°	24,005	19,989	15,050	9,863	5,794	82,04	8,695
77,76%	0°	23,133	19,313	14,372	9,523	5,282	88,96	8,018
77,76%	45°	22,010	19,625	15,126	9,984	5,473	116,88	6,103
77,76%	90°	21,724	19,422	15,117	9,969	5,453	123,07	5,796
77,76%	-45°	23,773	19,633	14,567	9,585	5,212	75,55	9,442
77,76%	-90°	24,546	20,224	15,050	9,887	5,377	64,83	11,003

Continua

Continuação

72,31%	0°	22,809	19,272	14,460	9,714	5,652	103,18	6,914
72,31%	45°	22,218	19,480	14,653	9,728	5,541	113,70	6,274
72,31%	90°	21,546	19,038	14,581	9,719	5,597	130,84	5,452
72,31%	-45°	23,422	19,685	14,695	9,785	5,553	88,62	8,050
72,31%	-90°	23,417	19,416	14,500	9,621	5,473	87,15	8,185
62,90%	0°	19,586	17,124	12,661	8,205	4,861	163,52	4,362
62,90%	45°	17,700	16,335	13,539	8,552	4,915	228,13	3,127
62,90%	90°	17,286	15,990	13,584	8,667	4,950	246,00	2,900
62,90%	-45°	20,502	17,271	12,892	8,350	4,921	140,13	5,091
62,90%	-90°	21,099	17,489	13,053	8,420	4,916	125,17	5,699
62,62%	0°	20,108	18,450	14,517	9,282	5,264	160,11	4,455
62,62%	45°	18,268	17,255	14,344	9,078	5,058	212,35	3,359
62,62%	90°	17,422	16,531	14,202	9,229	5,280	254,11	2,807
62,62%	-45°	21,588	18,229	13,715	9,033	5,337	123,56	5,773
62,62%	-90°	22,016	18,477	13,879	8,991	5,124	108,90	6,550
61,01%	0°	20,074	18,457	14,576	9,367	5,336	163,14	4,373
61,01%	45°	17,070	16,277	14,790	9,760	5,405	275,21	2,592
61,01%	90°	15,704	15,017	13,766	9,417	5,235	336,61	2,119
61,01%	-45°	21,778	18,319	13,676	8,856	5,042	112,37	6,348
61,01%	-90°	21,839	18,266	13,779	8,995	5,245	115,56	6,173
52,41%	0°	20,346	17,917	15,340	9,950	5,483	159,56	4,471
52,41%	45°	17,304	15,798	14,713	10,681	5,690	277,56	2,570
52,41%	90°	16,606	15,126	14,142	11,014	5,963	326,82	2,183
52,41%	-45°	22,302	18,483	13,987	9,336	5,320	106,95	6,670
52,41%	-90°	22,958	19,027	14,384	9,583	5,470	96,25	7,412
52,09%	0°	18,016	16,515	14,497	9,182	5,225	227,92	3,130
52,09%	45°	15,250	14,494	13,507	9,575	5,270	365,95	1,949
52,09%	90°	14,263	13,557	12,694	9,681	5,413	446,15	1,599
52,09%	-45°	21,451	17,972	13,528	8,806	5,075	120,61	5,914
52,09%	-90°	22,983	19,189	14,532	9,440	5,409	94,49	7,549
49,21%	0°	19,728	17,975	15,135	9,558	5,398	175,24	4,070
49,21%	45°	15,701	15,049	14,281	10,270	5,813	371,81	1,919
49,21%	90°	14,693	14,041	13,172	9,564	5,572	425,09	1,678
49,21%	-45°	22,193	18,616	14,099	9,254	5,507	113,49	6,285
49,21%	-90°	22,646	18,959	14,334	9,401	5,539	104,24	6,843
43,05%	0°	21,473	17,345	13,882	10,147	5,480	129,77	5,497
43,05%	45°	14,338	12,943	12,105	10,959	6,683	556,75	1,281
43,05%	90°	13,673	12,254	11,411	10,471	7,193	705,20	1,012
43,05%	-45°	22,560	18,558	13,941	9,271	5,117	97,20	7,339
43,05%	-90°	22,968	18,931	14,246	9,463	5,260	91,81	7,769
37,70%	0°	18,963	15,589	13,359	9,338	5,496	203,30	3,509
37,70%	45°	12,834	11,900	11,284	9,771	5,808	630,11	1,132
37,70%	90°	12,108	11,294	10,745	9,406	5,968	758,66	0,940
37,70%	-45°	19,764	16,366	12,552	8,236	5,018	162,93	4,378
37,70%	-90°	22,387	18,540	14,192	9,255	5,515	109,35	6,524
30,98%	0°	21,328	17,183	12,430	9,573	5,035	122,54	5,821

Continua

Conclusão

30,98%	45°	11,937	10,534	9,644	8,834	6,997	1006,97	0,708
30,98%	90°	11,047	9,707	8,875	8,119	6,606	1149,39	0,621
30,98%	-45°	23,880	19,594	14,549	9,734	5,154	72,57	9,830
30,98%	-90°	23,395	19,258	14,308	9,558	5,157	81,53	8,750
26,25%	0°	20,369	16,606	12,547	9,464	5,624	162,94	4,378
26,25%	45°	11,224	10,315	9,764	8,867	7,273	1324,52	0,539
26,25%	90°	10,419	9,645	9,136	8,330	7,081	1615,60	0,442
26,25%	-45°	21,145	17,579	13,423	8,967	5,334	134,28	5,312
26,25%	-90°	21,215	17,552	13,352	8,832	5,236	130,12	5,482
24,26%	0°	22,247	18,055	12,922	8,992	5,750	117,80	6,055
24,26%	45°	11,565	10,099	9,235	8,474	7,257	1193,06	0,598
24,26%	90°	10,996	9,590	8,823	8,098	6,988	1301,75	0,548
24,26%	-45°	23,637	19,422	14,382	9,576	5,371	80,98	8,809
24,26%	-90°	23,272	19,094	14,162	9,373	5,193	84,54	8,438
17,70%	0°	22,403	18,186	12,948	9,221	5,570	110,21	6,472
17,70%	45°	11,955	10,476	9,610	8,864	7,374	1106,27	0,645
17,70%	90°	11,251	9,915	9,133	8,454	7,126	1257,41	0,567
17,70%	-45°	22,819	18,760	13,906	9,370	5,212	93,85	7,601
17,70%	-90°	23,257	19,140	14,211	9,484	5,173	84,45	8,447
0,00%	-	22,644	18,923	14,183	9,211	5,277	98,78	7,222

Fonte: Autor.

Tabela A.2 - Resultados experimentais para micro tubos de calor em latão preenchidos com diferentes frações de enchimento e sob o efeito de diferentes temperaturas da água do condensador.

Fração de Enchimento	Temperatura Água do Condensador	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)	T4 (°C)	T5 (°C)	$K_{ef,MTC}$ (W/m ² ·°C)	$R_{eq,MTC}$ (°C/W)
80,00%	2,5 °C	24,706	21,259	16,522	10,682	6,297	102,54	6,957
80,00%	5 °C	26,693	23,140	18,560	12,900	8,767	90,97	7,841
80,00%	7,5 °C	28,131	25,749	20,902	15,294	11,172	102,54	6,956
80,00%	10 °C	29,612	27,348	22,633	17,305	13,306	115,03	6,201
60,00%	2,5 °C	21,977	20,400	16,154	10,349	5,890	161,08	4,428
60,00%	5 °C	23,737	22,211	18,015	12,509	8,194	154,83	4,607
60,00%	7,5 °C	25,591	24,114	20,179	14,916	10,704	163,83	4,354
60,00%	10 °C	28,084	25,570	22,196	17,588	13,494	168,88	4,224
40,00%	2,5 °C	23,313	19,562	16,081	11,034	6,152	132,04	5,402
40,00%	5 °C	25,297	21,623	18,092	13,398	8,680	123,81	5,761
40,00%	7,5 °C	27,215	23,598	20,112	15,641	11,170	127,62	5,589
40,00%	10 °C	29,386	25,784	22,190	17,957	13,490	126,84	5,624
20,00%	2,5 °C	23,735	19,891	15,388	9,962	6,302	125,24	5,696
20,00%	5 °C	25,610	21,846	17,393	12,116	8,540	111,88	6,376
20,00%	7,5 °C	27,600	23,963	19,611	14,514	11,012	112,41	6,346
20,00%	10 °C	29,770	26,165	21,873	16,761	13,277	109,85	6,494
0,00%	2,5 °C	24,459	20,619	16,044	10,352	5,878	98,78	7,222
0,00%	5 °C	25,959	22,245	17,802	12,513	8,362	98,78	7,222
0,00%	7,5 °C	27,764	24,145	19,769	14,668	10,659	98,78	7,222
0,00%	10 °C	30,260	26,663	22,302	17,288	13,354	98,78	7,222

Fonte: Autor.

Tabela A.3 – Resultados experimentais para micro tubos de calor em ABS preenchidos com diferentes frações de enchimento e sob diferentes ângulos de inclinação.

Fração de Enchimento	Inclinação	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)	T4 (°C)	T5 (°C)	$K_{ef,MTC}$ (W/m·°C)	$R_{eq,MTC}$ (°C/W)
85,36%	0°	22,967	19,056	14,830	9,138	5,341	110,87	8,305
85,36%	45°	22,283	19,035	14,741	9,129	5,408	131,29	7,013
85,36%	90°	22,380	19,109	14,709	8,807	4,877	114,07	8,072
85,36%	-45°	22,783	18,860	14,623	8,769	4,866	103,42	8,903
85,36%	-90°	23,552	19,476	15,073	8,980	4,923	86,14	10,689
80,33%	0°	24,064	20,101	15,202	9,833	5,942	98,29	9,368
80,33%	45°	23,407	19,854	15,006	9,525	5,485	103,28	8,916
80,33%	90°	22,645	19,490	14,884	9,355	5,317	118,75	7,754
80,33%	-45°	24,003	19,900	14,758	9,112	5,009	77,79	11,837
80,33%	-90°	23,666	19,600	14,533	8,991	4,957	84,29	10,924
77,75%	0°	22,515	19,049	14,721	8,958	5,263	120,82	7,621
77,75%	45°	21,083	18,209	14,430	8,848	5,360	166,43	5,533
77,75%	90°	19,305	16,838	13,793	8,506	5,141	223,11	4,127
77,75%	-45°	22,999	19,168	14,718	8,900	4,972	100,66	9,148
77,75%	-90°	22,987	19,099	14,598	8,906	5,018	102,10	9,018
74,57%	0°	23,640	19,620	14,534	9,131	5,296	92,88	9,914
74,57%	45°	23,219	19,619	14,773	9,205	5,170	100,11	9,198
74,57%	90°	22,334	19,230	14,729	9,381	5,329	127,63	7,215
74,57%	-45°	24,706	20,349	14,943	9,071	4,791	58,11	15,847
74,57%	-90°	24,000	19,826	14,677	9,070	4,972	77,03	11,953
72,98%	0°	22,750	18,947	14,139	8,934	5,200	112,85	8,160
72,98%	45°	22,262	18,713	14,525	9,196	5,460	133,38	6,904
72,98%	90°	21,181	18,152	14,297	9,110	5,377	163,78	5,622
72,98%	-45°	23,502	19,518	14,487	9,005	5,039	90,04	10,226
72,98%	-90°	24,202	20,061	14,848	9,214	5,110	75,61	12,179
70,53%	0°	24,072	20,106	15,002	9,373	5,304	82,93	11,103
70,53%	45°	21,758	18,152	14,107	9,046	5,435	147,51	6,242
70,53%	90°	20,600	17,188	13,416	8,345	4,804	164,04	5,613
70,53%	-45°	24,023	19,880	14,696	9,054	4,959	76,25	12,076
70,53%	-90°	24,455	20,198	14,852	9,087	4,884	65,23	14,117
68,62%	0°	23,607	19,610	14,495	8,929	5,033	87,44	10,531
68,62%	45°	22,943	19,368	14,840	9,340	5,469	114,84	8,018
68,62%	90°	22,221	19,083	14,814	9,103	4,990	121,41	7,584
68,62%	-45°	24,329	20,150	14,861	9,035	4,851	67,21	13,701
68,62%	-90°	24,077	19,952	14,831	9,173	5,103	78,24	11,769
66,83%	0°	23,714	19,711	14,692	9,122	5,225	89,42	10,298
66,83%	45°	21,697	17,783	13,647	8,504	4,785	130,24	7,070
66,83%	90°	20,800	17,188	13,483	8,577	5,018	164,48	5,598
66,83%	-45°	23,672	19,637	14,578	9,015	4,978	84,63	10,880
66,83%	-90°	23,518	19,443	14,368	8,764	4,705	81,89	11,244
65,31%	0°	23,410	19,519	15,280	9,401	5,553	104,92	8,776
65,31%	45°	23,220	19,901	15,917	9,737	5,720	114,16	8,066
65,31%	90°	22,498	19,384	15,591	9,518	5,497	127,77	7,207
65,31%	-45°	23,677	19,628	15,429	9,370	5,319	92,57	9,947

Continua

Continuação

65,31%	-90°	23,402	19,471	15,254	9,343	5,381	100,79	9,136
57,63%	0°	23,271	19,348	15,539	9,539	5,626	110,36	8,344
57,63%	45°	22,471	18,966	15,356	9,369	5,541	129,76	7,096
57,63%	90°	22,013	18,619	15,300	9,326	5,471	140,94	6,533
57,63%	-45°	23,692	19,647	15,513	9,402	5,284	91,36	10,078
57,63%	-90°	24,181	20,033	15,673	9,499	5,236	78,90	11,671
50,29%	0°	21,505	17,614	14,116	8,989	5,646	162,01	5,684
50,29%	45°	20,126	16,152	13,151	8,595	5,777	215,71	4,269
50,29%	90°	19,961	15,870	13,052	8,434	5,385	206,94	4,450
50,29%	-45°	22,502	18,758	14,781	9,142	5,196	119,35	7,715
50,29%	-90°	23,004	19,121	15,013	9,261	5,231	107,06	8,601
45,51%	0°	20,931	17,256	13,650	8,690	5,505	176,35	5,222
45,51%	45°	20,403	16,315	13,239	8,664	5,843	207,55	4,437
45,51%	90°	20,468	16,609	13,356	8,686	5,642	197,55	4,661
45,51%	-45°	22,491	18,502	14,618	9,076	5,121	117,64	7,827
45,51%	-90°	23,369	19,626	15,150	9,341	5,205	97,27	9,467
41,72%	0°	21,234	17,629	14,144	9,041	5,820	176,76	5,209
41,72%	45°	20,827	16,906	13,541	8,809	5,918	194,55	4,733
41,72%	90°	20,281	16,381	13,125	8,588	5,640	204,46	4,504
41,72%	-45°	22,805	19,033	14,879	9,265	5,334	114,95	8,010
41,72%	-90°	23,143	19,315	15,007	9,368	5,362	106,86	8,617
35,23%	0°	21,199	17,062	13,774	8,701	5,553	168,97	5,449
35,23%	45°	20,680	16,752	13,279	8,539	5,685	191,44	4,810
35,23%	90°	20,113	16,160	12,726	8,308	5,503	205,62	4,478
35,23%	-45°	22,054	18,114	14,010	8,716	5,145	130,32	7,066
35,23%	-90°	21,815	17,978	13,829	8,682	5,139	137,01	6,721
29,95%	0°	21,365	17,745	13,628	8,855	5,672	167,41	5,500
29,95%	45°	19,789	15,903	12,378	8,316	5,893	234,11	3,933
29,95%	90°	19,653	15,765	12,283	8,271	5,624	228,57	4,029
29,95%	-45°	23,400	19,440	14,733	9,273	5,363	100,39	9,173
29,95%	-90°	22,848	18,996	14,374	9,184	5,287	112,58	8,179
25,09%	0°	21,123	17,470	13,126	8,622	5,591	172,73	5,331
25,09%	45°	19,833	16,001	12,225	8,299	5,963	235,19	3,915
25,09%	90°	19,849	15,967	12,121	8,245	5,835	229,20	4,017
25,09%	-45°	22,648	18,911	14,307	9,118	5,440	122,03	7,546
25,09%	-90°	22,653	18,930	14,257	9,038	5,312	118,40	7,777
19,77%	0°	21,660	17,971	13,483	8,483	5,341	147,63	6,237
19,77%	45°	20,064	16,167	12,299	8,045	5,848	221,00	4,167
19,77%	90°	19,646	15,687	11,736	7,769	5,663	230,48	3,995
19,77%	-45°	21,500	17,905	13,535	8,640	5,298	151,20	6,090
19,77%	-90°	22,084	18,477	13,895	8,746	5,330	134,76	6,833
0,00%	-	24,325	20,204	15,179	9,891	6,075	95,19	9,674

Fonte: Autor.

Tabela A.4 - Resultados experimentais para micro tubos de calor em ABS preenchidos com diferentes frações de enchimento e sob o efeito de diferentes temperaturas da água do condensador.

Fração de Enchimento	Temperatura Água do Condensador	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)	T4 (°C)	T5 (°C)	$K_{ef,MTC}$ (W/m·°C)	$R_{eq,MTC}$ (°C/W)
80,00%	2,5 °C	25,155	20,798	16,104	9,762	5,729	125,88	7,315
80,00%	5 °C	27,326	23,040	18,354	12,134	8,153	115,03	8,005
80,00%	7,5 °C	29,870	25,523	20,805	14,620	10,564	98,16	9,381
80,00%	10 °C	31,817	27,557	22,961	16,990	12,992	102,83	8,955
60,00%	2,5 °C	25,127	20,884	16,184	9,872	5,867	130,17	7,074
60,00%	5 °C	27,009	22,850	18,232	12,211	8,367	129,36	7,118
60,00%	7,5 °C	28,979	24,883	20,341	14,481	10,716	126,67	7,270
60,00%	10 °C	31,054	26,955	22,469	16,715	13,004	124,83	7,376
40,00%	2,5 °C	24,752	20,499	15,953	9,961	6,086	146,10	6,303
40,00%	5 °C	26,272	22,068	17,698	12,005	8,307	148,85	6,186
40,00%	7,5 °C	28,436	24,255	19,957	14,399	10,698	142,31	6,470
40,00%	10 °C	30,629	26,480	22,098	16,729	13,080	140,08	6,573
20,00%	2,5 °C	25,925	21,047	16,052	9,892	6,223	118,92	7,743
20,00%	5 °C	27,416	22,682	17,818	11,988	8,512	122,21	7,535
20,00%	7,5 °C	29,649	24,930	20,066	14,259	10,675	106,90	8,614
20,00%	10 °C	31,452	26,883	22,155	16,645	13,217	119,41	7,711
0,00%	2,5 °C	26,588	21,823	16,723	10,122	5,881	95,19	9,674
0,00%	5 °C	28,094	23,459	18,514	12,208	8,133	95,19	9,674
0,00%	7,5 °C	30,019	25,483	20,642	14,584	10,598	95,19	9,674
0,00%	10 °C	32,248	27,742	22,960	17,029	13,137	95,19	9,674

Fonte: Autor.

PUBLICAÇÕES

SUETH JR., I. L. S.; TIBIRIÇA, C. B. Performance analyzes of micro-heat pipes. In: SIMPOSIUM OF THE POSTGRADUATE PROGRAM OF MECHANICAL ENGINEERING, 2016, São Carlos.

SUETH JR., I. L. S.; TIBIRIÇA, C. B. Review of micro-heat pipes: a concept of an efficient cooling method. In: BRAZILIAN CONGRESS OF THERMAL SCIENCES AND ENGINEERING, 16., 2016, Vitória.

TIBIRIÇA, C. B.; ROCHA, D. M.; SUETH JR., I. L. S.; BOCHIO, G.; SHIMIZU, G. K. K.; BARBOSA, M. C.; FERREIRA, S. S. A Complete set of simple and optimized correlations for microchannel flow boiling and two-phase flow applications. **Applied Thermal Engineering**, v. 126, p. 774-795, 2017.

SUETH JR., I. L. S.; TIBIRIÇA, C. B. Analysis of the thermal performance of an ABS micro heat pipe array. In: SIMPOSIUM OF THE POSTGRADUATE PROGRAM OF MECHANICAL ENGINEERING, 2., 2017, São Carlos.

SUETH JR., I. L. S.; TIBIRIÇA, C. B. Analysis of the thermal performance of a brass micro heat pipe array. In: ABCM INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING, 24., 2017, Curitiba. **Proceedings...** Curitiba: [s.n.], 2017.