

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DIRETORIA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

LARISSA KRAMBECK

ESTUDO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO TÉRMICO DE
ESTRUTURAS CAPILARES DE PÓ DE COBRE SINTERIZADO EM
TUBOS DE CALOR

DISSERTAÇÃO

PONTA GROSSA

2018

LARISSA KRAMBECK

**ESTUDO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO TÉRMICO DE
ESTRUTURAS CAPILARES DE PÓ DE COBRE SINTERIZADO EM
TUBOS DE CALOR**

Dissertação apresentada como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica do Programa de Pós-Graduação (Mestrado) em Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, *Câmpus* Ponta Grossa.

Área de Concentração: Térmica e Fluidos.

Orientador: Prof. Dr. *Thiago Antonini Alves*

Co-orientador: Prof. Dr. *Paulo H.D. dos Santos*

PONTA GROSSA

2018

Ficha catalográfica elaborada pelo Departamento de Biblioteca
da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Câmpus Ponta Grossa
n.60/18

K89 Krambeck, Larissa

Estudo experimental do desempenho térmico de estruturas capilares de pó de cobre sinterizado em tubos de calor. / Larissa Krambeck. 2018.
163 f.; il. 30 cm

Orientador: Prof. Dr. Thiago Antonini Alves
Coorientador: Prof. Dr. Paulo Henrique Dias dos Santos

Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa, 2018.

1. Análise térmica. 2. Capilaridade. 3. Tubos de cobre. 4. Tubos de calor. 5. Sinterização. I. Alves, Thiago Antonini. II. Santos, Paulo Henrique Dias dos. III. Universidade Tecnológica Federal do Paraná. IV. Título.

CDD 620.1

FOLHA DE APROVAÇÃO

Título de Dissertação Nº **22/2018**

ESTUDO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO TÉRMICO DE ESTRUTURAS CAPILARES DE PÓ DE COBRE SINTERIZADO EM TUBOS DE CALOR

Por

Larissa Krambeck

Esta dissertação foi apresentada às **8 horas de 17 de Setembro de 2018**, na **Sala de Seminários do DAMEC - J1-114**, como requisito parcial para a obtenção do título de **MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**, com Área de Concentração em Térmica e Fluidos, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora, composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho **APROVADO**.

Prof. Dr. Fabio Toshio Kanizawa (UFF)

Prof. Dr. Jhon Jairo Ramirez Behainne (UTFPR)

Prof. Dr. Thiago Antonini Alves (UTFPR)
Orientador e presidente da banca



Visto do Coordenador:

Prof. Dr. Anderson Geraldo Marenha Pukasiewicz
Coordenador do PPGEM
UTFPR – Câmpus Ponta Grossa

Dedico esta Dissertação à minha mãe,
Telma de Godoi Krambeck.

AGRADECIMENTOS

Meus simples, porém sinceros, agradecimentos a todos aqueles que de alguma forma contribuíram para que a conclusão deste trabalho se tornasse possível.

Primeiramente, agradeço a minha mãe *Telma de Godoi Krambeck* por sempre acreditar em mim e me dar suporte em todas as minhas ideias, por mais excêntricas que elas fossem.

Ao meu pai *Maurel Krambeck* pelo tempo gasto ajudando a montar meus experimentos.

À minha família por ter me dado amizade, carinho e o suporte necessário para que eu chegasse ao fim dessa etapa.

Ao meu orientador Prof. Dr. *Thiago Antonini Alves* pela confiança, companheirismo, apoio e empenho em todos esses anos trabalhando juntos.

Ao meu coorientador Prof. Dr. *Paulo Henrique Dias dos Santos* por confiar no meu trabalho desde a Iniciação Científica e continuar ajudando até o presente momento.

Ao Prof. Dr. *Anderson Geraldo Marenda Pukasiewicz*, Prof. Ma. *Heliety Rodrigues Borges Barreto* e Prof. Ma. *Sandra Mara Kaminski Tramontin* por proporcionar equipamentos e laboratórios, que foram fundamentais para consolidação desta pesquisa.

Ao Prof. Dr. *Davi Fusão* pelo conhecimento e auxílio no desenvolvimento desta pesquisa, além da participação na Qualificação desta defesa.

Ao *Guilherme Antonio Bartmeyer* pelo suporte nas pesquisas experimentais.

Ao *Robson Couto da Silva* e ao Prof. *Márcio Ferreira Hupalo* por realizar testes experimentais essenciais para a conclusão desta Dissertação no Laboratório de Interdisciplinar de Materiais Cerâmicos da Universidade Estadual de Ponta Grossa (LIMAC/UEPG).

Ao Prof. Dr. *Carlos Alberto Carrasco Altemani* por se fazer disponível para a participação na banca, porém não pode concretizá-la devido a uma dificuldade burocrática.

Aos membros de minha banca de Defesa, Prof. Dr. *Fábio Toshio Kanizawa* e Prof. Dr. *Jhon Jairo Ramirez Behainne* por aceitarem participar da avaliação desta Dissertação.

À CAPES (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior) pela concessão da bolsa durante o mestrado.

À UTFPR por me recepcionar e proporcionar o crescimento durante esses treze anos.

E, finalmente, a DEUS pela oportunidade de realizar este trabalho e por ter me dado saúde e força para superar as dificuldades.

Amo a liberdade, por isso deixo as coisas que amo livres. Se elas voltarem é porque as conquistei. Se não voltarem é porque nunca as possuí.

John Lennon

RESUMO

KRAMBECK, Larissa. **Estudo Experimental do Desempenho Térmico de Estruturas Capilares de Pó de Cobre Sinterizado em Tubos de Calor**. 2018. 163p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2018.

Tubos de calor são dispositivos passivos de transferência de calor conhecidos como supercondutores de calor, devido à utilização do calor latente de vaporização de um fluido de trabalho em um ciclo bifásico fechado. O tubo de calor é essencialmente constituído por três componentes: um invólucro, um fluido de trabalho e uma estrutura capilar. A estrutura capilar é responsável pelo bombeamento capilar do fluido de trabalho no interior do tubo de calor. No presente trabalho foi realizada uma avaliação experimental do desempenho térmico de estruturas capilares a partir de pó de cobre sinterizado em tubos de calor. Devido às suas características geométricas, os tubos de calor podem ser utilizados no arrefecimento de processadores de equipamentos eletroeletrônicos, inclusive os de aplicação espacial. Uma modelagem baseada nos limites operacionais (capilar, de arrasto, viscoso, sônico e de ebulição) foi proposta para os tubos de calor sinterizados e implementada no programa *Engineering Equation Solver*TM (*EES*TM). Os tubos de calor foram fabricados a partir de tubos de cobre com diâmetro externo de 9,45 mm, diâmetro interno de 7,75 mm e comprimento total de 200 mm. Três estruturas capilares de pó de cobre sinterizado com diferentes espessuras (Tipo #1, Tipo #2 e Tipo #3) foram fabricadas pelo processo de sinterização. O fluido de trabalho utilizado foi água destilada e cada tubo de calor foi testado com diversas razões de preenchimento. O condensador foi resfriado por convecção forçada de ar e o evaporador foi aquecido utilizando um resistor elétrico em fita e isolado do ambiente externo por um isolamento térmico aeronáutico. Os tubos de calor foram testados experimentalmente para inclinações de operação iguais a 0°, + 45°, + 90°, - 45° e - 90°, sob cargas térmicas compreendidas entre 5 W e 45 W. O pó metálico foi caracterizado por Microscopia Eletrônica de Varredura (MEV), Espectrometria de Fluorescência de Raios-X por Dispersão de Energia (ED-XRF) e Granulometria por Difração a Laser. A estrutura capilar sinterizada foi caracterizada em relação a porosidade, permeabilidade, raio crítico e condutividade térmica. Os resultados experimentais de desempenho térmico dos tubos de calor sinterizados mostraram que o pó de cobre e o procedimento de sinterização utilizados foram adequados para aplicação em tubos de calor de cobre, uma vez que os tubos de calor funcionaram satisfatoriamente. O tubo de calor do Tipo #3 com uma razão de preenchimento de 100% do volume do evaporador apresentou o melhor desempenho, ou seja, a menor resistência térmica e menor temperatura de operação. Além disso, os tubos de calor sinterizados se mostraram mais eficientes em condições adversas de trabalho quando comparados com outros dispositivos passivos de transferência de calor (barra sólida, termossifão, tubo de calor com tela metálica e tubo de calor com ranhuras).

Palavras-chave: Estrutura Capilar. Pó Sinterizado. Tubos de calor. Desempenho Térmico.

ABSTRACT

KRAMBECK, Larissa. **Thermal Performance Experimental Study of Copper Powder Sintered Capillary Structures in Heat Pipes**. 2018. 163p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2018.

Heat pipes are heat transfer passive devices known as heat superconductors, due to the use of the latent heat of vaporization of a working fluid in a closed two-phase loop. The heat pipe is essentially composed of three components: an involucre, a working fluid, and a capillary structure. The wick is responsible for capillary pumping of the working fluid inside the heat pipe. In the present work was carried out an experimental evaluation of the thermal performance of copper sintered capillary structures in heat pipes. Due to their geometrical characteristics, the heat pipes can be used in the cooling of processors of electronic equipment, including spatial application. A model based on the operational limits (capillary, trailing, viscous, sonic, and boiling limits) was proposed for the sintered heat pipes and implemented in *Engineering Equation Solver*[™] (EES[™]) software. The heat pipes were fabricated from copper tubes with an outside diameter of 9.45 mm, an inner diameter of 7.75 mm and a total length of 200 mm. Three capillary structures of sintered copper powder with different thicknesses (Type #1, Type #2 and Type #3) were manufactured by the sintering process. The working fluid used was distilled water and each heat pipe was tested for several filling ratios. The condenser was cooled by forced convection of air and the evaporator was heated by a tape electric resistor and isolated from the external environment by an aeronautical thermal insulation. The heat pipes were tested experimentally for operating inclinations equal to 0° , $+45^\circ$, $+90^\circ$, -45° e -90° , under thermal loads between 5 W and 45 W. The metallic powder was characterized by Scanning Electron Microscopy (SEM), X-ray Fluorescence Spectrometry (ED-XRF), and Laser Diffraction Granulometry. The sintered capillary structure was characterized in relation to porosity, permeability, critical radius, and thermal conductivity. The experimental results of the thermal performance of the sintered heat pipes showed that the copper powder and the sintering procedure used were suitable for application in copper heat pipes, since the heat pipes worked satisfactorily. The heat pipe Type #3 with a filling ratio of 100% of the evaporator volume presented the best performance, that is, the lower thermal resistance and lower operating temperature. In addition, sintered heat pipes have proven to be more efficient under adverse working conditions compared to other heat transfer passive devices (solid bar, thermosyphon, heat pipe with a screen wire and heat pipe with grooves).

Keywords: Capillary Structure. Sintered Powder. Heat Pipes. Thermal Performance.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Aplicações dos tubos de calor.....	20
Figura 2 - Principais estruturas capilares usada em tubos de calor	21
Figura 3 - Desenho esquemático do princípio de funcionamento de um tubo de calor	25
Figura 4 - Faixa de temperatura de operação para fluidos de trabalho utilizados em tubos de calor	27
Figura 5 - Características das principais estruturas capilares utilizadas em tubos de calor	30
Figura 6 - Resistência térmica equivalente de um tubo de calor.....	34
Figura 7 - Esquema das tensões superficiais no contato de uma gota sobre uma superfície sólida.....	38
Figura 8 - Ângulo de contato molhante e não molhante.....	39
Figura 9 - Desenho esquemático dos estágios de ligação entre partículas na sinterização	46
Figura 10 - Desenho esquemático das posições dos termopares nos tubos de calor utilizado por Fadhil e Saleh (2011).	49
Figura 11 - Resultados experimentais dos tubos de calor sinterizados de Fadhil e Saleh (2011)	50
Figura 12 - Tubo de calor aletado estudado por Elnaggar (2014).....	51
Figura 13 - Regiões do tubo de calor desenvolvido por Kumaresan et al. (2014)	52
Figura 14 - Resistência térmica para diferentes concentrações de nanofluidos de água com partículas de CuO, na inclinação de 45°	53
Figura 15 - Perfil do tubo de calor com ranhuras sinterizadas obtido por Jiang et al. (2014)..	54
Figura 16 - Desenho esquemático da seção de testes da amostra para determinação de permeabilidade.....	64
Figura 17 - Perfil das estruturas capilares sinterizadas em tubos de cobre	71
Figura 18 - Desenho esquemático do aparato experimental.....	79
Figura 19 - Posicionamento dos termopares nos tubos de calor.....	80
Fluxograma 1 - Projeto térmico de um tubo de calor	32
Fotografia 1 - Estágio inicial da sinterização de pó de níquel.....	46
Fotografia 2 - Estrutura capilar sinterizada de pó de cobre	48
Fotografia 3 - Vista transversal dos tubos de calor após o uso de nanofluido de CuO	52
Fotografia 4 - Pó de cobre utilizado para fabricação das estruturas capilares.....	57
Fotografia 5 - Equipamento para ensaio de distribuição granulométrica a laser do pó de cobre	58
Fotografia 6 - Equipamento usado na preparação do tubo de cobre para a sinterização.....	58
Fotografia 7 - Aparato experimental utilizado no processo de sinterização.....	59
Fotografia 8 - Procedimento inicial da determinação da porosidade	61
Fotografia 9 - Fervura das amostras	61
Fotografia 10 - Aparato experimental para medição da massa submersa no Princípio de Arquimedes.....	62

Fotografia 11 - Análise em picnômetro a Hélio	63
Fotografia 12 - Amostra para o teste de permeabilidade.....	63
Fotografia 13 - Bancada experimental para determinação da permeabilidade.....	65
Fotografia 14 - Aparato experimental para determinação da condutividade térmica.....	67
Fotografia 15 - Seção de testes da determinação da condutividade térmica	68
Fotografia 16 - Isolamento da seção de testes da determinação da condutividade térmica	69
Fotografia 17 - Micrografia da estrutura capilar de pó de cobre sinterizado	72
Fotografia 18 - Amostra das diferentes configurações de estruturas capilares de pó de cobre sinterizadas	72
Fotografia 19 - Componentes do tubo de calor do Tipo #2.....	73
Fotografia 20 - Banho ultrassônico com componentes dos.....	74
Fotografia 21 - Tubo de calor construído	74
Fotografia 22 - Teste de estanqueidade	75
Fotografia 23 – Equipamento utilizado no procedimento de obtenção de vácuo no interior do tubo	76
Fotografia 24 - Tubo de calor no procedimento de preenchimento com fluido	77
Fotografia 25 - Brasagem do capilar	78
Fotografia 26 - Aparato experimental	79
Fotografia 27 - Inclinações de operação testadas em relação a horizontal.....	82
Gráfico 1 - Figura de mérito em função da temperatura para diferentes fluidos de trabalho...28	
Gráfico 2 - Curva de sinterização do meio poroso de cobre	59
Gráfico 3 - Distribuição granulométrica do pó de cobre XF	85
Gráfico 4 - Comparação dos resultados teóricos e experimentais de permeabilidade	87
Gráfico 5 - Temperatura de operação em função do $q_{teórico}$ para o Tubo de Calor Tipo #2	89
Gráfico 6 - Limite capilar em função da temperatura de operação	90
Gráfico 7 - Limite sônico em função da temperatura de operação.....	90
Gráfico 8 - Limite de arrasto em função da temperatura de operação	91
Gráfico 9 - Limite viscoso em função da temperatura de operação	91
Gráfico 10 - Limite de ebulição em função da temperatura de operação	92
Gráfico 11 - Distribuição de temperaturas em função do tempo para o tubo de calor sinterizado do Tipo #3 com 60 % de razão de preenchimento	93
Gráfico 12 - Temperatura de operação do tubo de calor sinterizado do Tipo #1 para diferentes razões de preenchimento	94
Gráfico 13 - Resistência térmica do tubo de calor sinterizado do Tipo #1 para diferentes razões de preenchimento	96
Gráfico 14 - Temperatura de operação do tubo de calor sinterizado do Tipo #1 para diferentes inclinações	98
Gráfico 15 - Resistência térmica do tubo de calor sinterizado do Tipo #1 para diferentes inclinações	99
Gráfico 16 - Temperatura de operação do tubo de calor sinterizado do Tipo #2 para diferentes razões de preenchimento	101

Gráfico 17 - Resistência térmica do tubo de calor sinterizado do Tipo #2 para diferentes razões de preenchimento	103
Gráfico 18 - Temperatura de operação do tubo de calor sinterizado do Tipo #2 para diferentes inclinações	104
Gráfico 19 - Resistência térmica do tubo de calor sinterizado do Tipo #2 para diferentes inclinações	106
Gráfico 20 - Temperatura de operação do tubo de calor sinterizado do Tipo #3 para diferentes razões de preenchimento	107
Gráfico 21 - Resistência térmica do tubo de calor sinterizado do Tipo #3 para diferentes razões de preenchimento	109
Gráfico 22 - Temperatura de operação do tubo de calor sinterizado do Tipo #3 para diferentes inclinações	111
Gráfico 23 - Resistência térmica do tubo de calor sinterizado do Tipo #3 para diferentes inclinações	112
Gráfico 24 - Temperatura de operação em função da potência dissipada para os Tipos #1, #2 e #3	114
Gráfico 25 - Resistência térmica em função da potência dissipada para os Tipos #1, #2 e #3	115
Gráfico 26 - Temperatura de operação em função da potência dissipada para diferentes dispositivos passivos.....	117
Gráfico 27 - Resistência térmica em função da potência dissipada para diferentes dispositivos passivos.....	119
Quadro 1 - Materiais recomendados para o invólucro em função do fluido de trabalho	26
Quadro 2 - Resistências térmicas de um tubo de calor	35

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Valores representativos das resistências térmicas	34
Tabela 2 - Características das estruturas capilares sinterizadas fabricadas	71
Tabela 3 - Características estruturais dos tubos de calor	73
Tabela 4 - Quantidade de fluido de trabalho utilizada nos tubos de calor	77
Tabela 5 - Resultado das Porosidades experimentais	85
Tabela 6 - Resultados da Análise em Picnômetro a Hélio e Caracterização Física	86
Tabela 7 - Resultados experimentais da Permeabilidade	86
Tabela 8 - Resultado da medição de raio crítico	88
Tabela 9 - Resultados experimentais da Condutividade Térmica Efetiva	88
Tabela 10 - Potência Teórica em função da Temperatura de Operação dos três tubos de calor sinterizados, na horizontal	134
Tabela 11 - Limite Capilar em função da Temperatura de Operação dos três tubos de calor sinterizados	135
Tabela 12 - Limite de arrasto em função da Temperatura de Operação dos três tubos de calor sinterizados	136
Tabela 13 - Limite sônico em função da Temperatura de Operação dos três tubos de calor sinterizados	137
Tabela 14 - Limite Viscoso em função da Temperatura de Operação dos três tubos de calor sinterizados	138
Tabela 15 - Limite de Ebulição em função da Temperatura de Operação dos três tubos de calor sinterizados	139
Tabela 16 - Temperaturas de Operação do tubo de calor sinterizado do Tipo #1, a 0° em relação a horizontal	144
Tabela 17 - Temperaturas de Operação do tubo de calor sinterizado do Tipo #1, a - 45° em relação a horizontal	144
Tabela 18 - Temperaturas de Operação do tubo de calor sinterizado do Tipo #1, a - 90° em relação a horizontal	145
Tabela 19 - Temperaturas de Operação do tubo de calor sinterizado do Tipo #1, a + 90° em relação a horizontal	145
Tabela 20 - Temperaturas de Operação do tubo de calor sinterizado do Tipo #1, a +45° em relação a horizontal	146
Tabela 21 - Resistência térmica dos tubos de calor sinterizados do Tipo #1, a 0° em relação a horizontal	146
Tabela 22 - Resistência térmica dos tubos de calor sinterizados do Tipo #1, a - 45° em relação a horizontal	147
Tabela 23 - Resistência térmica dos tubos de calor sinterizados do Tipo #1, - 90° em relação a horizontal	147
Tabela 24 - Resistência térmica dos tubos de calor sinterizados do Tipo #1, + 90° em relação a horizontal	148
Tabela 25 - Resistência térmica dos tubos de calor sinterizados do Tipo #1, + 45° em relação a horizontal	148

Tabela 26 - Temperaturas de Operação do tubo de calor sinterizado do Tipo #2, na horizontal	149
Tabela 27 - Temperaturas de Operação do tubo de calor sinterizado do Tipo #2, a - 45° em relação a horizontal.....	149
Tabela 28 - Temperaturas de Operação do tubo de calor sinterizado do Tipo #2, a - 90° em relação a horizontal.....	150
Tabela 29 - Temperaturas de Operação do tubo de calor sinterizado do Tipo #2, a + 90° em relação a horizontal.....	150
Tabela 30 - Temperaturas de Operação do tubo de calor sinterizado do Tipo #2, a + 45° em relação a horizontal.....	151
Tabela 31 - Resistência térmica dos tubos de calor sinterizados do Tipo #2, a 0° em relação a horizontal.....	151
Tabela 32 - Resistência térmica dos tubos de calor sinterizados do Tipo #2, a - 45° em relação a horizontal.....	152
Tabela 33 - Resistência térmica dos tubos de calor sinterizados do Tipo #2, a - 90° em relação a horizontal.....	152
Tabela 34 - Resistência térmica dos tubos de calor sinterizados do Tipo #2, a + 90° em relação a horizontal.....	153
Tabela 35 - Resistência térmica dos tubos de calor sinterizados do Tipo #2, a + 45° em relação a horizontal.....	153
Tabela 36 - Temperaturas de Operação do tubo de calor sinterizado do Tipo #3, a 0° em relação a horizontal.....	154
Tabela 37 - Temperaturas de Operação do tubo de calor sinterizado do Tipo #3, a - 45° em relação a horizontal.....	154
Tabela 38 - Temperaturas de Operação do tubo de calor sinterizado do Tipo #3, a - 90° em relação a horizontal.....	155
Tabela 39 - Temperaturas de Operação do tubo de calor sinterizado do Tipo #3, a + 90° em relação a horizontal.....	155
Tabela 40 - Temperaturas de Operação do tubo de calor sinterizado do Tipo #3, a + 45° em relação a horizontal.....	156
Tabela 41 - Resistência térmica dos tubos de calor sinterizados do Tipo #3, a 0° em relação a horizontal.....	156
Tabela 42 - Resistência térmica dos tubos de calor sinterizados do Tipo #3, a - 45° em relação a horizontal.....	157
Tabela 43 - Resistência térmica dos tubos de calor sinterizados do Tipo #3, a - 90° em relação a horizontal.....	157
Tabela 44 - Resistência térmica dos tubos de calor sinterizados do Tipo #3, a + 90° em relação a horizontal.....	158
Tabela 45 - Resistência térmica dos tubos de calor sinterizados do Tipo #3, a +45° em relação a horizontal.....	158

LISTA DE SIGLAS

DAMEC	Departamento Acadêmico de Mecânica
EES TM	<i>Engineering Equation Solver</i> TM
LabCT	Laboratório de Controle Térmico
LEDs	Diodos Emissores de Luz (<i>Light Emitting Diodes</i>)
PG	Ponta Grossa
PPGEM	Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
UTFPR	Universidade Tecnológica Federal do Paraná
LIMAC	Laboratório Interdisciplinar de Materiais Cerâmicos
UEPG	Universidade Estadual de Ponta Grossa

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras Latinas

<i>A</i>	Área	[m ²]
<i>D</i>	Diâmetro	[m]
<i>g</i>	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
<i>h</i>	Calor latente de vaporização	[J/kg]
<i>H</i>	Altura	[m]
<i>I</i>	Corrente	[A]
<i>k</i>	Condutividade térmica	[W/m.K]
<i>K</i>	Permeabilidade da região porosa	[m ²]
<i>l</i>	Comprimento	[m]
<i>L</i>	Comprimento do tubo de calor	[m]
<i>m</i>	Massa	[kg]
\dot{m}	Vazão mássica	[kg/s]
<i>M</i>	Número de mérito	[W/m ²]
<i>P</i>	Pressão	[Pa]
<i>Pot</i>	Potência	[W]
<i>q</i>	Taxa de transferência de calor	[W]
<i>Q</i>	Vazão volumétrica	[m ³ /s]
<i>r</i>	Raio	[m]
<i>R</i>	Resistência térmica	[°C/W]
<i>t</i>	Espessura	[m]
<i>T</i>	Temperatura	[K]
<i>U</i>	Tensão elétrica	[V]
<i>V</i>	Volume	[m ³]
<i>y</i>	Altura do fluido	[m]

Letras Gregas

α	Coeficiente de expansão linear	[1/K]
ε	Porosidade	[]
δ	espessura	[m]
θ	Ângulo de contato	[rad]
μ	Viscosidade dinâmica	[Pa.s]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
σ	Tensão superficial	[N/m]
ψ	Ângulo do tubo com a horizontal	[°]

Subscritos

<i>adiab</i>	Região adiabática
<i>c</i>	Capilar
<i>cond</i>	Condensador
<i>eff</i>	Efetivo
<i>evap</i>	Evaporador
<i>ext</i>	Externo
<i>f</i>	Fria
<i>g</i>	Gravitacional
<i>gas</i>	Gás
<i>int</i>	Interno
<i>l</i>	Líquido
<i>lv</i>	Vaporização
<i>máx</i>	Máximo
<i>mp</i>	Meio poroso
<i>p</i>	Parede
<i>q</i>	Quente
<i>ref</i>	Referência
<i>s</i>	Esferas (partículas de pó)
<i>st</i>	Transversal
<i>sat</i>	Saturação

<i>t</i>	Térmica
<i>tr</i>	Transversal
<i>v</i>	Vapor
<i>w</i>	Água

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	19
1.1 OBJETIVOS.....	21
1.1.1 Objetivo Geral.....	21
1.1.2 Objetivos Específicos.....	22
1.2 MOTIVAÇÃO.....	22
1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO.....	23
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	24
2.1 TUBOS DE CALOR.....	24
2.1.1 Princípio de Funcionamento.....	24
2.1.2 Principais Componentes De Um Tubo De Calor.....	25
2.1.3 Projeto Térmico.....	31
2.1.4 Limites Operacionais De Um Tubo De Calor.....	37
2.2 SINTERIZAÇÃO.....	44
2.3 REVISÃO DA LITERATURA.....	48
3 METODOLOGIA.....	56
3.1 SINTERIZAÇÃO.....	56
3.1.1 Caracterização Do Pó Metálico De Cobre.....	56
3.1.2 Procedimento De Sinterização.....	57
3.2 CARACTERIZAÇÃO DA ESTRUTURA CAPILAR SINTERIZADA.....	60
3.2.1 Porosidade.....	60
3.2.2 Permeabilidade.....	63
3.2.3 Raio Crítico Do Poro.....	66
3.2.4 Condutividade Térmica.....	67
3.3 CONSTRUÇÃO DOS TUBOS DE CALOR.....	70
3.3.1 Características Das Estruturas Capilares.....	70
3.3.2 Características Dos Tubos De Calor.....	72
3.3.3 Limpeza.....	73
3.3.4 Montagem Dos Tubos De Calor.....	74
3.3.5 Teste De Estanqueidade.....	75
3.3.6 Procedimento De Evacuação De Ar.....	75
3.3.7 Preenchimento Com O Fluido De Trabalho.....	76
3.4 TESTES EXPERIMENTAIS.....	78
3.4.1 Aparato Experimental.....	78
3.4.2 Procedimento Experimental.....	80
3.5 AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO TÉRMICO.....	82
3.6 ANÁLISE DE INCERTEZAS.....	83

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	84
4.1 CARACTERIZAÇÃO DO PÓ E DO MEIO POROSO.....	84
4.1.1 Composição Química.....	84
4.1.2 Distribuição De Tamanho De Partícula.....	84
4.1.3 Porosidade.....	85
4.1.4 Permeabilidade.....	86
4.1.5 Raio Crítico.....	87
4.1.6 Condutividade Térmica.....	88
4.2 ANÁLISE TEÓRICA DO TUBO DE CALOR.....	88
4.3 DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURAS NOS TUBOS DE CALOR.....	92
4.4 RESULTADOS EXPERIMENTAIS DO TUBO DE CALOR TIPO #1.....	93
4.4.1 Razão De Preenchimento.....	94
4.4.2 Inclinação De Trabalho.....	97
4.5 RESULTADOS EXPERIMENTAIS DO TUBO DE CALOR TIPO #2.....	100
4.5.1 Razões De Preenchimento.....	100
4.5.2 Inclinações De Trabalho.....	104
4.6 RESULTADOS EXPERIMENTAIS DO TUBO DE CALOR TIPO #3.....	106
4.6.1 Razão De Preenchimento.....	106
4.6.2 Inclinação De Trabalho.....	110
4.7 DESEMPENHO TÉRMICO DO MELHOR TUBO DE CALOR SINTERIZADO.....	113
4.7.1 Temperatura De Operação.....	113
4.7.2 Resistência Térmica.....	113
4.8 COMPARAÇÃO ENTRE DIFERENTES DISPOSITIVOS PASSIVOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	116
4.8.1 Temperatura De Operação.....	116
4.8.2 Resistência Térmica.....	118
5 CONCLUSÕES.....	121
5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	122
REFERÊNCIAS.....	123
APÊNDICE A - PROGRAMA DE ANÁLISE DOS LIMITES OPERACIONAIS DOS TUBOS DE CALOR DE PÓ SINTERIZADO.....	128
APÊNDICE B - RESULTADOS DA ANÁLISE TEÓRICA DOS LIMITES OPERACIONAIS DOS TUBOS DE CALOR.....	133
APÊNDICE C - ANÁLISE DE INCERTEZAS.....	140
APÊNDICE D - RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....	143
ANEXO A - RESULTADOS DA ANÁLISE EM ESPECTROFOTÔMETRO DE RAIO-X DO PÓ DE COBRE XF.....	159
ANEXO B - RESULTADOS DA ANÁLISE DE DISTRIBUIÇÃO GRANULOMÉTRICA POR DIFRAÇÃO A LASER DO PÓ DE COBRE XF.....	161

1 INTRODUÇÃO

Nas últimas décadas, a diminuição dos tamanhos dos circuitos integrados, o aumento na densidade dos dispositivos e as maiores velocidades de processamento dos circuitos resultaram no aumento da energia dissipada e na introdução de uma maior quantidade de calor em sistemas eletroeletrônicos. Além disso, dispositivos semicondutores emergentes, tais como sistemas de rádio frequência, diodos emissores de luz de alta potência (LEDs), células solares e fontes de luz *laser* de estado sólido, estão enfrentando grandes gradientes de temperatura nos circuitos integrados, devido aos fluxos elevados de calor localizado (CHEN et al., 2016).

É altamente desejável explorar o elevado desempenho de equipamentos de arrefecimento, principalmente para o arrefecimento de circuitos impressos. Marcinichen et al. (2013) sugeriram quatro tecnologias principais para o arrefecimento de circuitos integrados: o escoamento monofásico em canais, o escoamento em meios porosos, os jatos colidentes e o escoamento de duas fases em canais. Estas tecnologias podem ser classificadas como dois tipos de arrefecimento, passiva e ativa. As soluções passivas são sempre preferidas devido às suas vantagens de construção e operação.

Uma alternativa passiva para o arrefecimento de equipamentos eletroeletrônicos são os tubos de calor que têm se destacado como um promissor dispositivo de transferência de calor. Isto porque utiliza do escoamento de duas fases o que garante uma condutividade térmica efetiva de 10 a 200 vezes maior do que uma barra sólida de cobre com as mesmas dimensões (CHANG et al., 2008).

Tubos de calor são dispositivos passivos de transferência de calor bifásicos, que apresentam como principal vantagem a capacidade de transportar grande quantidade de calor através de uma pequena seção transversal por distâncias consideráveis, sem a necessidade de adição de energia externa. Eles utilizam o calor da mudança de fase do fluido de trabalho, calor latente de vaporização, para realizar seu ciclo de operação que consome elevada energia na forma de calor, pois o coeficiente de transferência de calor associado aos processos de ebulição e condensação é elevado (KUMARESAN et al., 2014). Além disso, os tubos de calor apresentam outros benefícios como uma ampla faixa de temperatura de aplicação, um projeto simplificado e fácil fabricação (REAY, KEW e MCGLEN, 2014).

Segundo Chen et al. (2007), os tubos de calor se tornaram muito populares nas últimas décadas devido à sua eficiência e conveniência, passando a ser utilizados em muitas aplicações comerciais resolvendo diversos problemas de arrefecimento. Dentre as aplicações pode ser incluído o arrefecimento de eletroeletrônicos (Figura 1-a) e aplicações espaciais

(Figura 1-b) que demandam transporte ou distribuição da energia térmica de uma fonte com elevado fluxo de calor localizado (WEIBEL et al., 2010). Além dessas aplicações, podem ainda ser citadas o aproveitamento de calor em indústrias pesadas (Figura 1-c) e os coletores solares (Figura 1-d) de acordo com Tsai e Lee (2014).

Figura 1 - Aplicações dos tubos de calor



(a) Resfriamento de equipamentos eletroeletrônicos



(b) Testes de minitubos a bordo da estação espacial internacional



(c) Recuperadores de calor industriais

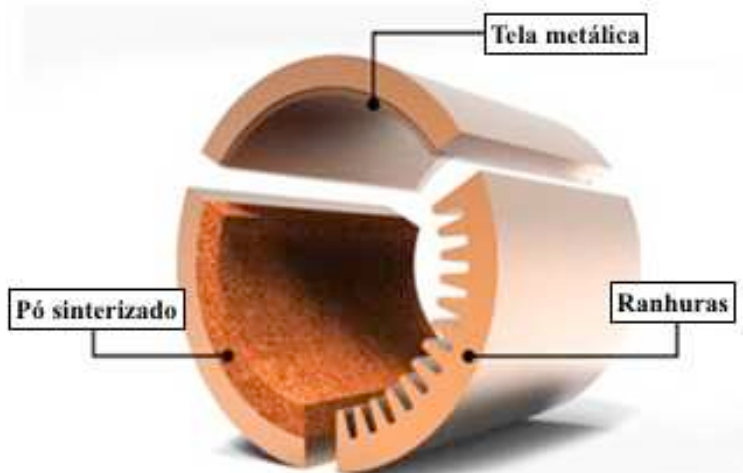
Fonte: Lepten (2018).



(d) Coletores solares de tubo evacuado

Um tubo de calor é composto por três elementos principais: invólucro, fluido de trabalho e estrutura capilar. A estrutura capilar é um elemento fundamental em um tubo de calor, pois é ela que influencia diretamente seu desempenho térmico. As estruturas porosas mais utilizadas são feitas por ranhuras, tela metálica e pó metálico sinterizado, como apresentadas na Figura 2. As principais propriedades a serem consideradas de uma estrutura capilar são a condutividade térmica, a porosidade e a permeabilidade (WANG et al., 2009).

Figura 2 - Principais estruturas capilares usada em tubos de calor



Fonte: Celsia (2018).

A estrutura capilar promove o bombeamento capilar e o caminho do escoamento para conduzir o fluido de trabalho dentro do tubo de calor (JIANG et al., 2014). As estruturas porosas de pó metálico sinterizado têm sido vastamente utilizadas em tubos de calor, uma vez que a gravidade tem um menor efeito no desempenho desse tipo de estrutura capilar. Elas apresentam poros reduzidos e uma maior condutividade térmica, pois são feitas de pó metálico que se encaixam integralmente (KHALILI; SHAFILI, 2016). Além disso, o pó metálico adere à parede do tubo com um elevado contato, reduzindo a resistência térmica entre a estrutura porosa e o tubo.

Neste contexto, o presente trabalho procura ampliar os conhecimentos do desempenho térmico de estruturas capilares de pó de cobre sinterizado em tubos de calor por meio de testes experimentais. Além disso, busca comparar o comportamento térmico de diferentes dispositivos passivos de transferência de calor com características geométricas similares, tais como: barra sólida, termossifão, tubo de calor com tela metálica e tubo de calor com ranhuras.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

O objetivo geral desta Dissertação de Mestrado é a avaliação experimental do desempenho térmico de estruturas capilares de pó sinterizado de cobre em tubos de calor.

1.1.2 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos desta Dissertação de Mestrado são:

- Desenvolver modelagem matemática simplificada levando em consideração as resistências térmicas e os limites operacionais dos tubos de calor sinterizados;
- Construir tubos de calor com diferentes espessuras de estrutura capilar de pó sinterizado de cobre e com diferentes razões de preenchimento;
- Testar experimentalmente o desempenho térmico dos tubos de calor construídos para diferentes cargas térmicas e inclinações, utilizando água como fluido de trabalho;
- Comparar, sob as mesmas condições operacionais, o desempenho térmico do melhor tubo de calor sinterizado desenvolvido com diferentes dispositivos passivos de transferência de calor (barra sólida, termossifão, tubo de calor com tela metálica e tubo de calor com ranhuras).

1.2 MOTIVAÇÃO

Tubos de calor são dispositivos passivos de transferência de calor, conhecidos como supercondutores de calor devido a sua elevada condutividade térmica, que utilizam o calor latente de vaporização de um fluido de trabalho para seu funcionamento. A estrutura capilar é responsável pelo bombeamento capilar do fluido de trabalho no interior do tubo de calor. Na presente Dissertação de Mestrado é investigado o desenvolvimento de uma estrutura capilar a partir de pó de cobre atomizado para tubos de calor por meio do processo de sinterização. Portanto, foram construídos e avaliados experimentalmente tubos de calor que, devido às suas características geométricas, podem ser utilizados no arrefecimento de processadores de equipamentos eletroeletrônicos, inclusive os de aplicação espacial. Desta forma, esta dissertação tem como intuito expandir o conhecimento sobre estruturas capilares de tubos de calor em condições favoráveis e adversas de operação.

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

Esta Dissertação de Mestrado foi subdividida em cinco capítulos, quatro apêndices e dois anexos.

No Capítulo 2 são apresentados a fundamentação teórica sobre tubos de calor que envolve seu princípio de funcionamento, seus principais componentes, seu projeto térmico e seus limites operacionais. Além disso, é apresentada uma explicação sobre o método de fabricação da estrutura capilar (sinterização) e uma revisão da literatura associada ao desenvolvimento de tubos de calor com pó sinterizado, de forma a compreender os estudos realizados nesta área.

O Capítulo 3 apresenta a metodologia do processo de sinterização, da caracterização do pó e da estrutura capilar, da construção dos tubos de calor e dos testes experimentais. Ainda, aborda o método de avaliação do desempenho térmico dos tubos de calor e a análise das incertezas experimentais.

No Capítulo 4 são apresentados os resultados experimentais da caracterização do pó, da estrutura capilar, assim como, do desempenho térmico dos tubos de calor com pó sinterizado em diferentes condições de operação. Além disso, são apresentados os resultados do melhor tubo de calor sinterizado e sua comparação com tubos de calor com diferentes estruturas capilares.

No Capítulo 5 são apresentadas as conclusões e as sugestões para trabalhos futuros.

O Apêndice A apresenta o programa computacional, escrito em linguagem de programação do *software Engineering Equation Solver*TM (EESTM), utilizado na análise teórica do projeto térmico e dos limites operacionais dos tubos de calor.

No Apêndice B é apresentada a análise teórica do projeto térmico e dos limites operacionais dos tubos de calor construídos.

O Apêndice C apresenta informações a respeito dos cálculos realizados para obtenção das incertezas experimentais.

O Apêndice D apresenta os valores dos resultados experimentais complementares ao Capítulo 4.

Finalmente, os Anexos A e B apresentam os resultados da caracterização do pó de cobre utilizado.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Nesse capítulo é abordado o princípio de funcionamento dos tubos de calor, seus principais componentes e seus limites operacionais. Além disso, é apresentada uma explicação sobre o processo de sinterização e uma revisão da literatura associada ao desenvolvimento de tubos de calor com pó sinterizado, de forma a compreender os estudos realizados nesta área.

2.1 TUBOS DE CALOR

Os tubos de calor, como mencionado anteriormente, são dispositivos que possuem uma grande condutividade térmica, pois utilizam um ciclo bifásico fechado e o calor latente de vaporização do fluido de trabalho para realizar a transferência de calor (REAY, KEW e MCGLEN, 2014). Para analisar melhor os fatores determinantes no desempenho térmico dos tubos de calor, é necessário a compreensão de seu princípio de funcionamento, seus componentes e seus limites de operação.

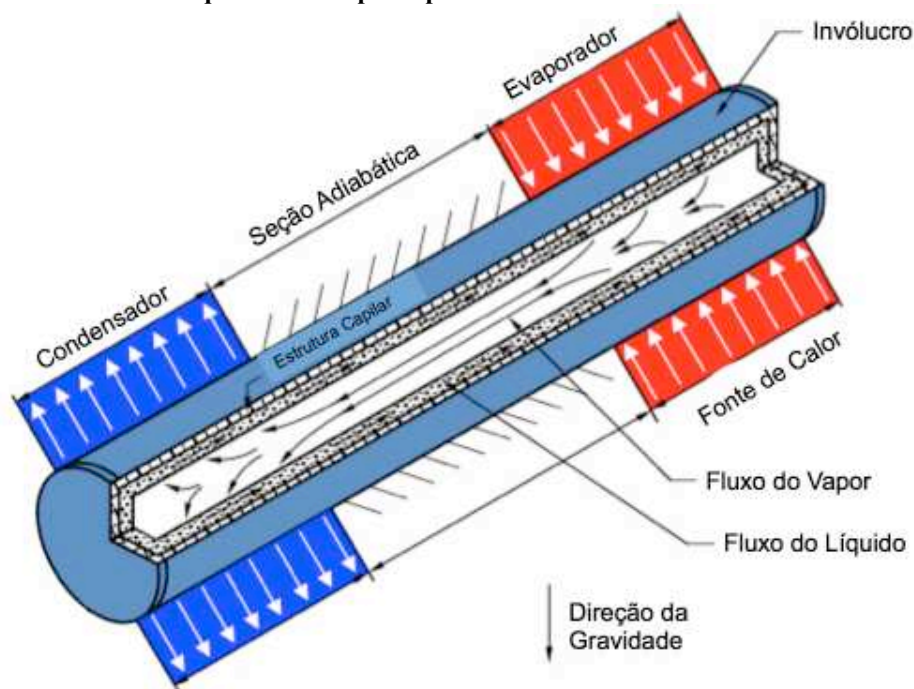
2.1.1 Princípio de Funcionamento

O tubo de calor é dispositivo para transporte de energia térmica não proporcionando temperaturas inferiores à do ambiente para o qual rejeita calor. Os tubos de calor podem assumir diversos tamanhos e formatos, porém seu princípio de funcionamento básico é sempre o mesmo. Na Figura 3 é apresentado um diagrama esquemático das principais partes e as direções do movimento do fluido de trabalho no interior do tubo de calor. O tubo de calor pode ser dividido em três partes: evaporador, seção adiabática e condensador (FAGHRI, 2014). O calor é fornecido ao tubo de calor na região do evaporador. A região adiabática é localizada entre o evaporador e o condensador, isolada do meio externo na direção radial, podendo ser dispensável dependendo da aplicação. A perda de calor para o meio externo é realizada pelo condensador.

Conforme Groll e Rösler (1992), os tubos de calor funcionam de acordo com o seguinte princípio: na região do evaporador, energia na forma de calor é fornecida ao tubo de calor, vaporizando o fluido de trabalho. O vapor gerado se desloca para o condensador do tubo de calor devido a diferença de pressão, onde o calor transportado é rejeitado para um

meio externo. Neste processo de rejeição de calor, o vapor condensa e o líquido retorna ao evaporador pela estrutura capilar, fechando o ciclo. O retorno do fluido de trabalho ocorre pelo efeito do bombeamento capilar, ou seja, o escoamento do fluido de trabalho pela estrutura capilar que reveste a parede interna do tubo de calor. Desta forma, os tubos de calor podem operar em qualquer configuração de posição do evaporador e do condensador.

Figura 3 - Desenho esquemático do princípio de funcionamento de um tubo de calor



Fonte: Adaptado de Faghri (2014).

Mais detalhes sobre o princípio de funcionamento dos tubos de calor podem ser obtidos em Chi (1976), Peterson (1994), Mantelli (2009) e Reay, Kew e McGlen (2014).

2.1.2 Principais Componentes De Um Tubo De Calor

Para um correto funcionamento do tubo de calor é necessária a compatibilidade química e mecânica entre seus elementos. O invólucro geralmente é um tubo oco, que pode ser fabricado de metal, vidro ou cerâmica. O fluido de trabalho pode variar de metal líquido a gases nobres, como hidrogênio e hélio. A estrutura porosa pode ser fabricada a partir de pós metálicos sinterizados, telas metálicas, cerâmica, fibra de vidro, ranhuras ou uma combinação destas (REAY, KEW e MCGLEN, 2014).

2.1.2.1 Invólucro

Com a função essencial de isolamento do fluido de trabalho do ambiente externo, o invólucro deve ser à prova de vazamentos, de forma que a diferença de pressão interna e a transferência de calor sejam mantidas. Segundo Reay, Kew e McGlen (2014), na seleção do material do invólucro, a compatibilidade tem grande importância devido a necessidade do material do invólucro ser quimicamente compatível com o fluido de trabalho, não gerando reações químicas internas e gases não condensáveis quando em operação. Porém, além da compatibilidade, a seleção do material do invólucro ainda depende de outros fatores como condutividade térmica, temperatura de operação, pressão interna, facilidade de fabricação, molhabilidade, entre outros. O Quadro 1 apresenta a compatibilidade dos principais fluidos de trabalho utilizados com os materiais dos invólucros.

Quadro 1 - Materiais recomendados para o invólucro em função do fluido de trabalho

Fluido	Material Recomendado	Material Não Recomendado
Amônia	Alumínio Aço Carbono Níquel Aço Inoxidável	Cobre
Acetona	Cobre Alumínio ¹ Aço Inoxidável ¹	-
Metanol	Cobre Aço Inoxidável Sílica	Alumínio
Água	Cobre Monel Aço Inoxidável 347 ²	Aço Inoxidável Alumínio Inconel Níquel Aço Carbono
Potássio	Aço Inoxidável Inconel	Titânio
Sódio	Aço Inoxidável Inconel	Titânio

Fonte: Adaptado de Reay, Kew e McGlen (2014).

¹ Pode apresentar problemas dependendo da temperatura de utilização.

² Recomendado com reservas.

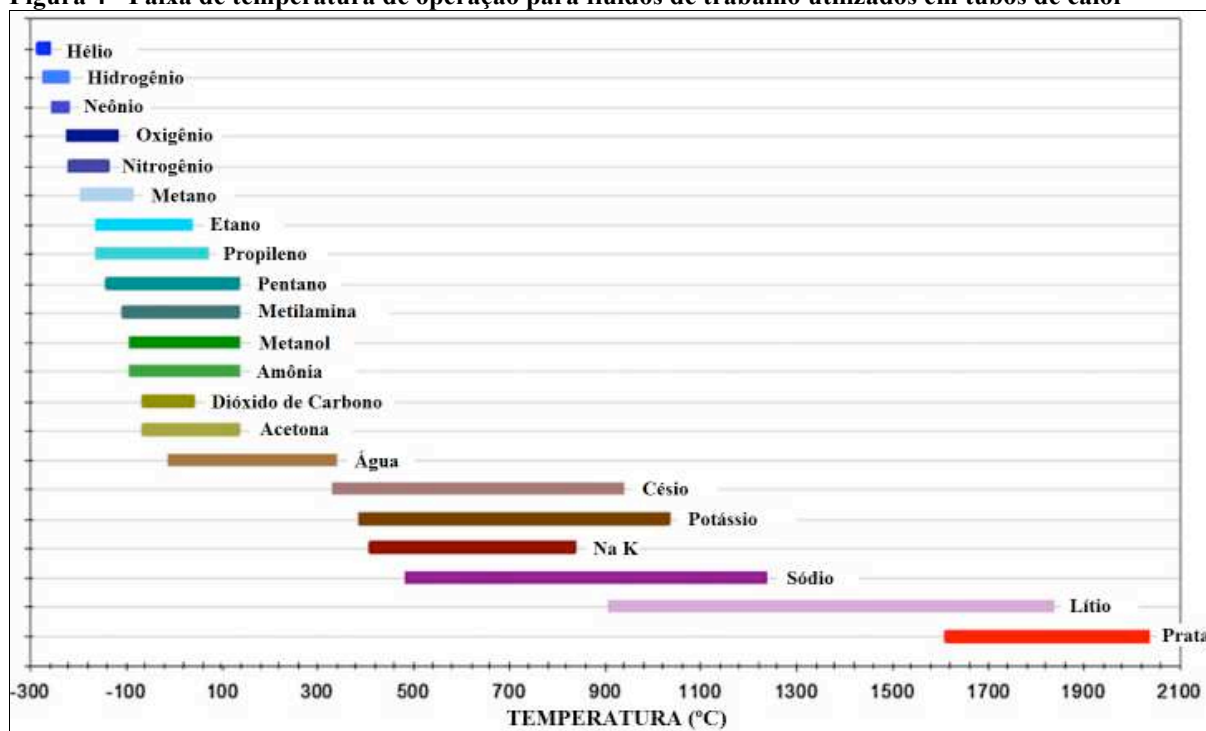
De acordo com o Quadro 1, pode ser verificado que a compatibilidade dos materiais de invólucros com a fluido de trabalho varia bastante, necessitando, assim, muita atenção na escolha desses componentes. Além disso, o invólucro deve suportar a pressão do vapor no seu interior e seu comportamento ser mecanicamente estável durante toda a sua operação.

2.1.2.2 Fluido de trabalho

Os fluidos de trabalho podem variar de metais líquidos (mercúrio, sódio, potássio, lítio) a hélio ou nitrogênio. A escolha do fluido de trabalho é determinada basicamente pela sua faixa de temperatura de operação. Porém, outros parâmetros também devem ser levados em consideração, como: compatibilidade química, pressão, molhabilidade, viscosidade, entre outros (PETERSON, 1994).

Sabendo que cada aplicação apresenta uma faixa de operação, a escolha do fluido de trabalho é uma importante etapa do projeto para que seja adequado à faixa de operação do dispositivo (FAGHRI, 2014). A Figura 4 apresenta as faixas de temperatura de operação dos fluidos de trabalho mais utilizados em tubos de calor.

Figura 4 - Faixa de temperatura de operação para fluidos de trabalho utilizados em tubos de calor



Fonte: Yang et al. apud Nishida (2016).

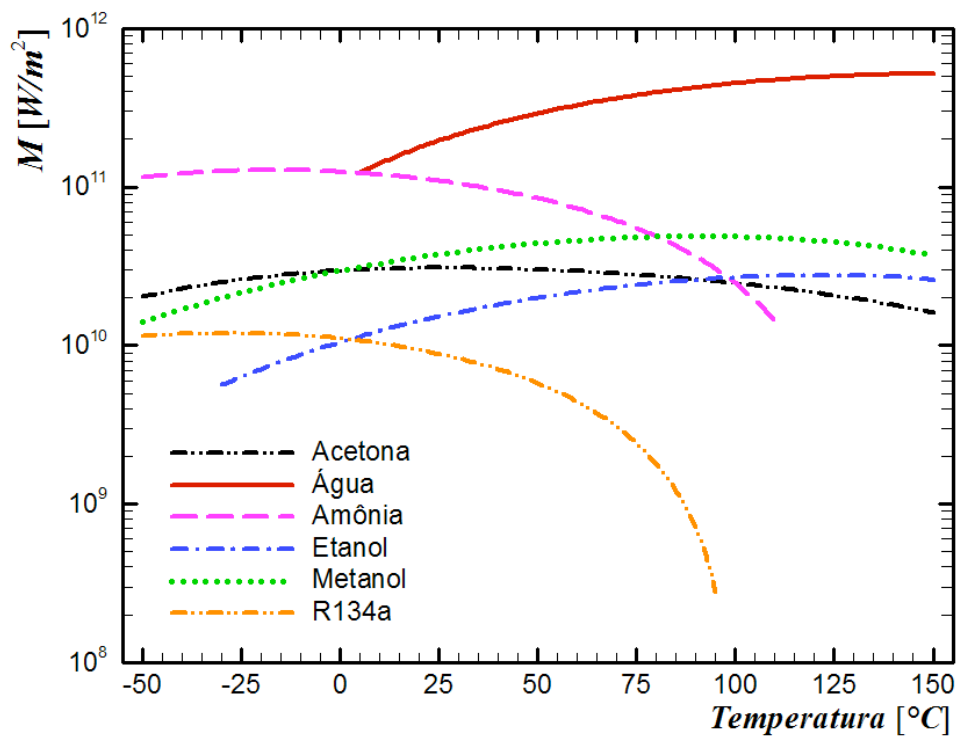
Diante de diversas propriedades que devem ser levadas em consideração na seleção do fluido de trabalho, Reay, Kew e McGlen (2014) desenvolveram um parâmetro que determina o transporte máximo de calor de um fluido de trabalho a partir de suas propriedades, considerando a seção transversal do tubo, a Figura de Mérito, M . A queda de pressão de vapor e a aceleração da gravidade são desprezadas. A Figura de Mérito pode ser expressa por:

$$M = \frac{\rho_l \sigma h_{lv}}{\mu_l} \quad (1)$$

sendo que, ρ_l é a massa específica da fase líquida do fluido de trabalho, σ é a tensão superficial, h_{lv} é o calor latente de vaporização do fluido de trabalho e μ_l é a viscosidade dinâmica da fase líquida do fluido de trabalho.

O comportamento da Figura de Mérito, M , em função da temperatura de operação para os fluidos de trabalho mais comuns em uma faixa de temperatura de -50 °C a 150 °C , é apresentado no Gráfico 1.

Gráfico 1 - Figura de mérito em função da temperatura para diferentes fluidos de trabalho



Fonte: Nishida (2016).

A partir do Gráfico 1, é possível escolher o fluido mais apropriado, ou seja, o fluido de trabalho que tenha a maior capacidade de transportar energia em uma área, para a faixa de operação desejada. Para a faixa de 0 °C a 150 °C, a água é o melhor fluido de trabalho entre os considerados. Já para a faixa de -50 °C a 0 °C, a amônia é o fluido mais apropriado.

Além dos fluidos de trabalho convencionais, os nanofluidos têm se destacados nos últimos anos, os quais se caracterizam pela adição de nanopartículas a um fluido-base conhecido que modificam sua propriedade de transporte. As nanopartículas dispersas tem o objetivo de melhorar a condutividade térmica do fluido e, desta forma, aumentam o desempenho térmico de dispositivos como os tubos de calor, gerando novas faixas de aplicação e operação em diversos equipamentos (STREMEL, 2017).

2.1.2.3 Estrutura capilar




Os objetivos da estrutura capilar são proporcionar as passagens necessárias para o escoamento de retorno do líquido condensado, o desenvolvimento da pressão de bombeamento capilar requerida por meio de poros de superfície na interface líquido-vapor e um caminho do fluxo de calor entre a parede interna do invólucro e a interface líquido-vapor. Geralmente, uma estrutura capilar efetiva requer pequenos poros na interface líquido-vapor e poros internos grandes (CHI, 1976). Elnaggar (2014) afirma que a redução do tamanho do poro da estrutura porosa causa a baixa permeabilidade, que melhora a capacidade de bombeamento, responsável por superar a queda de pressão total dentro do tubo de calor. Por outro lado, a permeabilidade deve ser alta para reduzir a queda de pressão do líquido e obter uma maior capacidade de transportar calor. Devido a esta dicotomia, inúmeros tipos de estrutura capilar, utilizando materiais diferentes e/ou estruturas compostas, vêm sendo desenvolvidos para melhorar o desempenho térmico dos tubos de calor (REAY, KEW e McGLEN, 2014).

Três propriedades muito importantes devem ser levadas em consideração em uma estrutura capilar: o raio crítico dos poros, a permeabilidade e a condutividade térmica. O poro deve apresentar um raio pequeno para bombear o líquido do condensador ao evaporador, utilizando uma elevada diferença de pressão capilar, ou para uma alta capacidade de transporte de calor. A permeabilidade deve ser alta para que exista uma pequena queda de pressão do líquido na estrutura capilar. A condutividade térmica deve ser alta o que resulta em

quedas de temperatura menores na estrutura capilar do tubo de calor, uma qualidade desejável para este dispositivo (REAY, KEW e McGLEN, 2014).

Segundo Faghri (2014), as estruturas capilares podem ser divididas em dois grupos: homogêneas ou compostas. Estruturas homogêneas apresentam projeto e construção simples. Enquanto as estruturas compostas utilizam mais de um tipo de estrutura capilar, podendo aumentar significativamente o limite capilar de um tubo de calor, com a desvantagem do elevado custo de fabricação. A Figura 5 apresenta os tipos mais comuns de estruturas capilares homogêneas utilizadas em tubos de calor.

Figura 5 - Características das principais estruturas capilares utilizadas em tubos de calor

Tipo de Meio Poroso	Bombeamento Capilar	Condutividade Térmica	Permeabilidade	Comentários
 A. Tela Metálica	Alto	Alta	Média-Baixa	Única ou Múltiplas Camadas de Telas de Fio
 B. Metal Sinterizado	Alto	Média	Média-Baixa	Partículas Esféricas Empacotadas, Metal em Fibra ou em Pó
 C. Ranhuras Axiais	Baixo	Alta	Média-Alta	Ranhuras Retangular, Circular, Triangular ou Trapezoidal

Fonte: Adaptado de Faghri (1995).

Tubos de calor com telas metálicas como estrutura capilar são os de aplicação mais comum devido à disponibilidade das telas metálicas e a facilidade de instalação. As telas podem ser feitas de diferentes metais, entre eles, aço inoxidável, monel, bronze e cobre. Telas metálicas apresentam pequenos poros e, assim, um bom bombeamento capilar, porém são susceptíveis a ação da gravidade. Sua classificação é realizada com base no número de *mesh* - número de fios de metal em polegada linear (MANTELLI, 2009).

Estruturas capilares de pó metálico sinterizado são feitas a partir do processo de sinterização, onde ocorre a união das partículas de pó originando um meio contínuo de escoamento. A sinterização é realizada com o aquecimento do tubo do invólucro com as partículas de pó alocadas internamente e o auxílio de um mandril. Desta forma, as partículas de pó metálico sinterizam entre elas e na parede interna do tubo. O mandril-modelo é feito de um material especial para que seja removido facilmente após finalizado o processo. Estruturas capilares sinterizadas apresentam poros reduzidos e elevada condutividade térmica (KHALILI e SHAFILI, 2016).

Ranhuras axiais como estruturas capilares, apresentam uma pressão capilar relativamente pequena, devido ao tamanho da ranhura ser grande quando comparado com o raio mínimo das telas ou os poros da estrutura sinterizada. Por outro lado, as ranhuras apresentam uma elevada condutividade térmica e permeabilidade (WANG et al., 2009). Sua desvantagem é o processo de fabricação de alto custo, pois a produção das ranhuras está vinculada à utilização de processos como brochamento e eletroerosão a fio. Assim como as telas metálicas, as ranhuras são susceptíveis a gravidade, sendo preferível a operação em condições favoráveis de escoamento (NISHIDA, 2016).

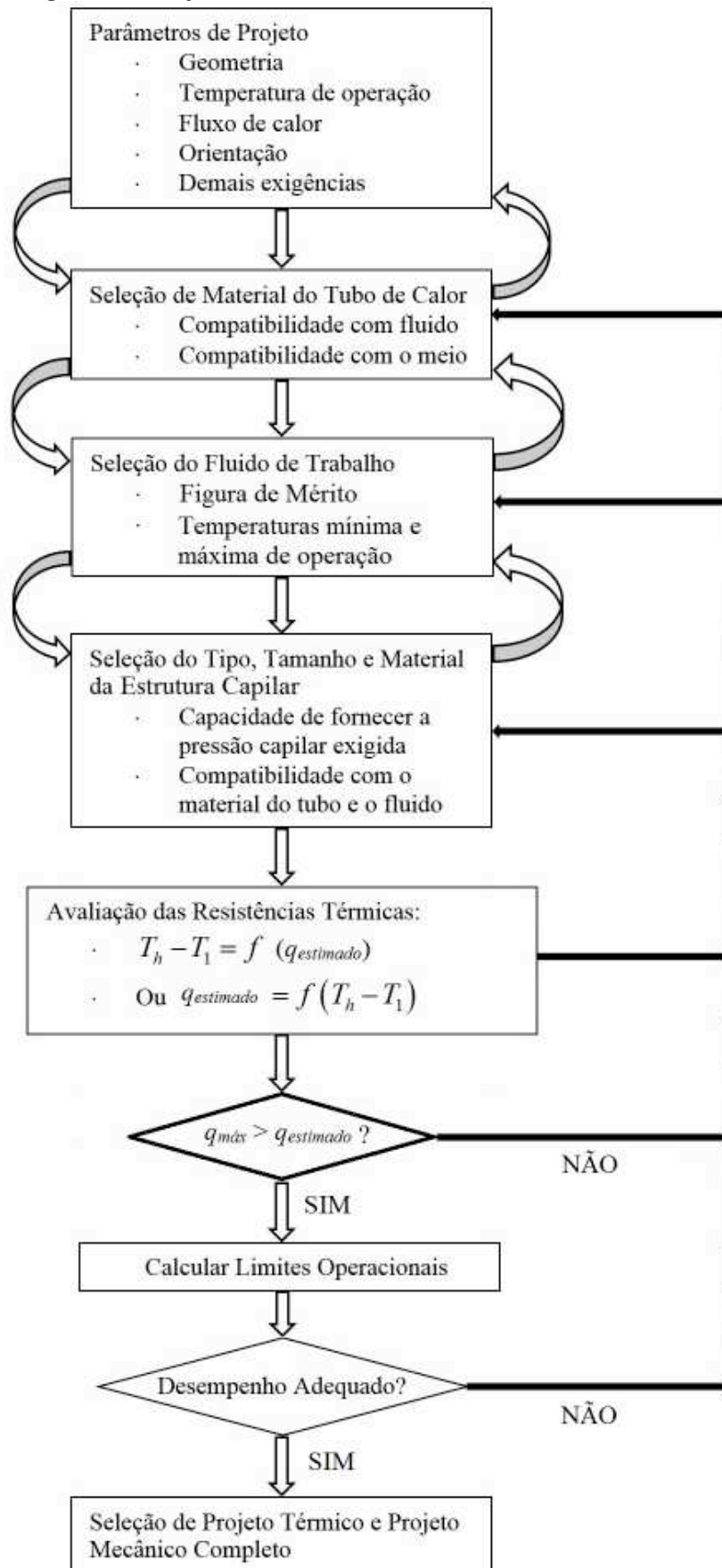
Na tentativa de combinar as melhores características de cada estrutura capilar homogênea, surgiram as estruturas capilares compostas. Podem ser feitas a partir da combinação de telas e ranhuras, onde é possível combinar o bom bombeamento capilar das telas com a elevada condutividade térmica e permeabilidade das ranhuras. Ou ainda a combinação de ranhuras e pó sinterizado.

O raio mínimo dos poros, a permeabilidade e a condutividade térmica podem variar muito de acordo com os parâmetros do processo de fabricação utilizado. Esses três fatores na região do líquido da estrutura porosa dependem do material, da espessura e do tipo da estrutura capilar. Conseqüentemente, uma ótima estrutura capilar requer a combinação entre essas contraditórias características (ELNAGGAR, 2014).

2.1.3 Projeto Térmico

O projeto térmico tem como objetivo determinar, baseado nas características do tubo de calor a ser construído, a transferência de calor máxima do dispositivo. O procedimento de projeto de um tubo de calor é resumido no Fluxograma 1.

Fluxograma 1 - Projeto térmico de um tubo de calor



Fonte: Adaptado de Reay, Kew e McGlen (2014).

A geometria, a temperatura de operação, o fluxo de calor, a orientação de trabalho do dispositivo são os primeiros parâmetros a serem levados em consideração. Além disso, a compatibilidade do invólucro com o fluido de trabalho e com o ambiente externo é um parâmetro de grande relevância para a determinação do material do tubo de calor.

O fluido de trabalho pode ser determinado de acordo com a Figura de Mérito e as temperaturas mínimas e máximas de operação. Já a estrutura capilar, depende da pressão capilar exigida e da compatibilidade com o material do tubo e com o fluido de trabalho.

Com todos os parâmetros determinados, a avaliação do desempenho do tubo de calor pode ser feita através do método proveniente da analogia entre circuitos elétricos e térmicos. O método de resistências térmicas é realizado juntamente com os modelos de limites de operação e quedas de pressão, pois esta analogia se mostrou uma poderosa ferramenta de projeto (NISHIDA, 2015).

A modelagem teórica é realizada, estimando a taxa de transferência de calor, $q_{estimado}$, que o tubo de calor poderá transportar. Os limites operacionais determinam a taxa de transferência de calor máxima ($q_{máx}$). Com todos esses dados, uma comparação é realizada para garantir que o $q_{estimado}$ não exceda $q_{máx}$, prevenindo, assim, uma possível falha do dispositivo por transporte excessivo de calor. Para finalizar, os testes experimentais são realizados a fim de verificar o desempenho do tubo de calor e se ele é adequado a aplicação. Caso negativo, todo o procedimento deve ser refeito.

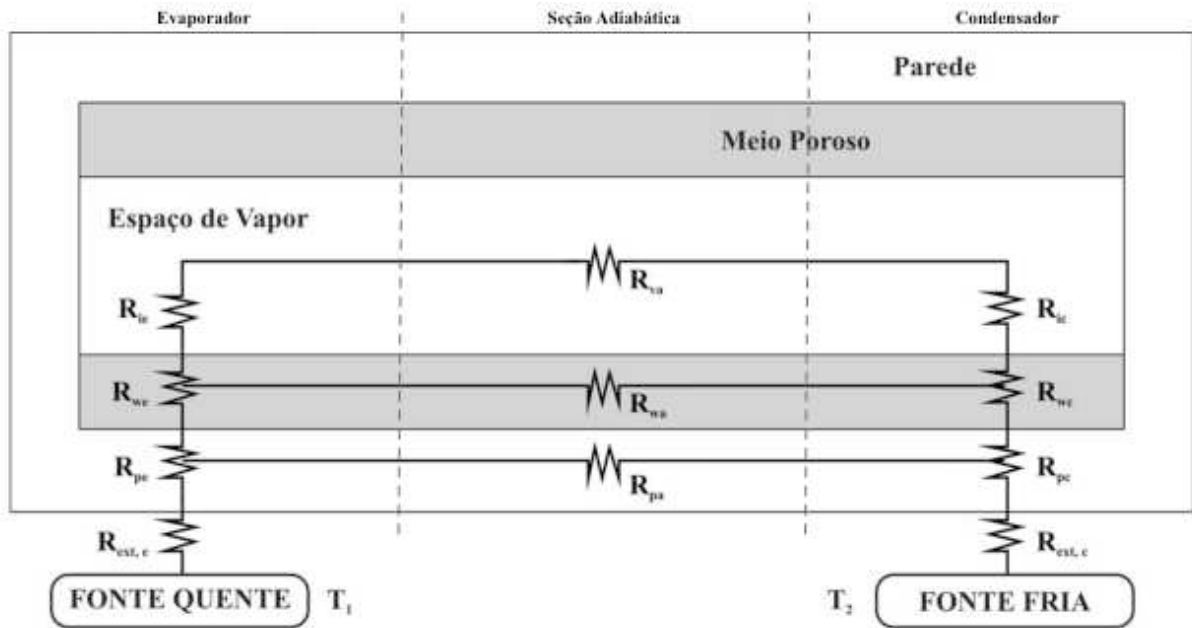
A resistência térmica global de um tubo de calor representa a dificuldade que o dispositivo tem em transportar o calor. Quanto maior a resistência global, maior será a dificuldade do sistema em transportar calor. Desta forma, a capacidade de transferência de calor de um tubo de calor pelo método das resistências térmicas pode ser calculada pela Equação (2):

$$q_{total} = \frac{T_{p,evap} - T_{p,cond}}{R_t} \quad (2)$$

sendo que, q_{total} é a potência dissipada pelo tubo de calor [W], R_t é resistência total do sistema [K/W] e $T_{p,evap}$ e $T_{p,cond}$ são as temperaturas da parede do evaporador e do condensador [K], respectivamente.

A resistência térmica total do sistema é calculada com base no circuito térmico equivalente para um tubo de calor com uma estrutura capilar revestindo a parede interna do grupo, apresentado na Figura 6.

Figura 6 - Resistência térmica equivalente de um tubo de calor



Fonte: Mantelli (2009).

As magnitudes das resistências térmicas que ocorrem no tubo de calor variam consideravelmente. A Tabela 1 apresenta os valores aproximados para um tubo de calor com água como fluido de trabalho, de acordo com Asselman & Green (1973).

Tabela 1 - Valores representativos das resistências térmicas

Resistência	$[\text{°C.cm}^2/\text{W}]$
$R_{ext,e}$	10^3-10
$R_{p,e}$	10^{-1}
$R_{w,e}$	10
$R_{i,e}$	10^{-5}
$R_{v,a}$	10^{-8}
$R_{i,c}$	10^{-5}
$R_{w,c}$	10
$R_{p,c}$	10^{-1}
$R_{ext,c}$	10^3-10

Fonte: Adaptado de Asselman & Green (1973).

O Quadro 2 apresenta como são calculadas as resistências térmicas a serem consideradas no projeto térmico de um tubo de calor.

Quadro 2 - Resistências térmicas de um tubo de calor

Resistência Térmica	Evaporador	Condensador
Parede - Ambiente Externo	$R_{ext,e} = \frac{1}{h_{ext,evap} A_{evap}} \quad (3)$	$R_{ext,c} = \frac{1}{h_{ext,cond} A_{cond}} \quad (4)$
Condutiva na Parede do Tubo	$R_{p,e} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2\pi l_{evap} k_p} \quad (5)$	$R_{p,c} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2\pi l_{cond} k_p} \quad (6)$
Condutiva no Meio Poroso	$R_{w,e} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2\pi l_{evap} k_{eff}} \quad (7)$	$R_{w,c} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2\pi l_{cond} k_{eff}} \quad (8)$
Interface Líquido - Vapor	$R_{i,e} = \frac{R_g T_v^2 (2\pi R_g T_v)^{1/2}}{h_{lv}^2 p_v A_{evap}} \quad (9)$	$R_{i,c} = \frac{R_g T_v^2 (2\pi R_g T_v)^{1/2}}{h_{lv}^2 p_v A_{cond}} \quad (10)$
Resistência Térmica	Seção Adiabática	
Axial do Vapor	$R_{v,a} = R_g T_v^2 \frac{\Delta p_v}{h_{lv} p_v q} \quad (11)$	
Axial no Meio Poroso	$R_{w,a} \approx 0 \quad (12)$	
Axial na Parede do Tubo	$R_{p,a} = \frac{l_{evap} + l_{adiab} + l_{cond}}{A_{mp} k_{mp} + A_p k_p} \quad (13)$	

Fonte: Adaptado de Reay, Kew e McGlen (2014).

sendo que, $h_{ext,evap}$ e $h_{ext,cond}$ são os coeficientes convectivos de transferência de calor externamente ao evaporador e ao condensador, respectivamente. Os parâmetros k_{mp} e k_p são as condutividades térmicas [W/m.K] da estrutura capilar e da parede do tubo, respectivamente, R_g é a constante do gás do fluido de trabalho [J/kg.K], T_v é a temperatura do vapor (temperatura de operação) [K], h_{lv} é o calor latente de vaporização do fluido de trabalho [J/kg], p_v é a pressão de vapor (pressão de saturação do fluido de trabalho) [Pa], A_{mp} e A_p são as áreas transversais [m²] da estrutura capilar e da parede do tubo de calor, respectivamente, l_{evap} , l_{adiab} e l_{cond} são os comprimentos do evaporador, da seção adiabática e do condensador [m], respectivamente.

As áreas do condensador e do evaporador [m^2], A_{cond} e A_{evap} , podem ser calculadas pelas relações básicas, conforme as Equações (14) e (15):

$$A_{cond} = \pi D_{ext} l_{cond} \quad (14)$$

$$A_{evap} = \pi D_{ext} l_{evap} \quad (15)$$

sendo que o D_{ext} é o diâmetro externo do tubo de calor [m].

Segundo Chi (1976), a condutividade térmica efetiva (k_{eff}) [$W/m.K$] para as estruturas capilares de esferas empacotadas é definida como:

$$k_{eff} = \frac{k_l \left[(2k_l + k_{mp}) - 2(1 - \varepsilon)(k_l - k_{mp}) \right]}{\left[2k_l + k_{mp} + (1 - \varepsilon)(k_l - k_{mp}) \right]} \quad (16)$$

sendo que, k_l é a condutividade térmica [$W/m.K$] do líquido e ε é a porosidade do meio que depende do modo de empacotamento das partículas do pó [].

A queda de pressão de vapor Δp_v , é definida pela Equação (17):

$$\Delta p_v = \left(1 - \frac{4}{\pi^2} \right) \frac{q^2}{8\rho_v r_v^4 h_{lv}^2} + 8\mu_v q \frac{l_{adiab}}{\rho_v \pi r_v^4 h_{lv}} \quad (17)$$

sendo que, q é potência dissipada estimada [W], ρ_v é a massa específica do vapor [kg/m^3], r_v é raio do vapor (raio interno de circulação do vapor) [m], h_{lv} é o calor latente de vaporização [J/kg] e μ_v é a viscosidade dinâmica do vapor [Pa.s].

As resistências térmicas $R_{p,evap}$, $R_{mp,evap}$, $R_{mf,evap}$, $R_{v,adiab}$, $R_{mf,cond}$, $R_{mp,cond}$, $R_{p,cond}$ estão dispostas em série entre si e em paralelo com as resistências $R_{p,adiab}$ e $R_{mp,adiab}$. Tal resistência equivalente está em série com as resistências do ambiente externo, $R_{ext,evap}$ e $R_{ext,cond}$, assim a resistência térmica total ou global pode ser representada pela Equação (18).

$$R_t = R_{ext,e} + \left(\frac{1}{R_{p,e} + R_{me,e} + R_{i,e} + R_{v,a} + R_{i,c} + R_{mp,c} + R_{p,c}} + \frac{1}{R_{p,a}} + \frac{1}{R_{mp,a}} \right)^{-1} + R_{ext,c} \quad (18)$$

2.1.4 Limites Operacionais De Um Tubo De Calor

Apesar de muitas vantagens e uma vasta faixa de aplicação, os tubos de calor apresentam uma série de limitações e restrições à transferência de calor. Essas restrições são conhecidas como limites de operação e definem a taxa máxima de transferência de calor que um determinado tubo pode transportar, para uma dada condição de operação. Os fenômenos físicos que podem limitar o transporte de calor nos tubos de calor são devidos aos limites do fluxo contínuo, de início de operação (*start up*), viscoso, sônico, de arrasto, capilar, do condensador e de ebulição (MANTELLI, 2009).

A restrição à transferência de calor de um tubo de calor pode ser dada por uma das limitações citadas anteriormente dependendo do tamanho e formato do tubo, fluido de trabalho, estrutura capilar e temperatura de operação. O mais baixo entre os oito limites operacionais define o limite máximo de transporte de calor de um tubo de calor (FAGHRI, 2014).

Dentre os oito limites operacionais que um tubo de calor está exposto, somente os limites operacionais mais importantes são abordados nesta Dissertação de Mestrado: limite capilar, de arrasto, viscoso, sônico e de ebulição. Os limites operacionais foram escolhidos a partir da teoria de Reay, Kew e McGlen (2014) e são apresentados na sequência.

2.1.4.1 Limite capilar

É o mais importante, pois é o limite mais comumente atingido na operação de tubos de calor em baixas temperaturas de operação. Em uma estrutura capilar, a capacidade de propiciar o retorno do condensado do condensador para o evaporador de um dado fluido de trabalho é limitada. Esse limite é chamado de limite capilar (FAGHRI, 2014). Esse limite é atingido quando a taxa de bombeamento do fluido não é suficiente para abastecer líquido na região do evaporador, ocorrendo a secagem ou falta de fluido de trabalho. A razão da ocorrência desse limite é que a pressão capilar máxima que a estrutura porosa consegue desempenhar fica menor que a soma das quedas de pressão do líquido e do vapor.

De acordo com Reay, Kew e McGlen (2014), a máxima pressão capilar, $\Delta p_{c,m\acute{a}x}$, deve ser maior que a queda de pressão total no tubo de calor. A queda de pressão pode ser estimada de acordo com a Equação (19):

$$\Delta p_{c,má} \geq \Delta p_l + \Delta p_v - \Delta p_g \quad (19)$$

sendo que, Δp_l é a queda de pressão requerida para retornar o líquido do condensador ao evaporador, Δp_v é a queda de pressão necessária para fazer com que o vapor escoe do evaporador ao condensador e Δp_g é a queda de pressão devido à aceleração da gravidade. Se essa condição não for satisfeita, a secagem da estrutura capilar na região do evaporador ocorrerá e o tubo de calor então falhará. A condição da Equação (19) se refere ao fluxo de calor [W/m^2] máximo permitido, que está diretamente relacionado ao limite capilar.

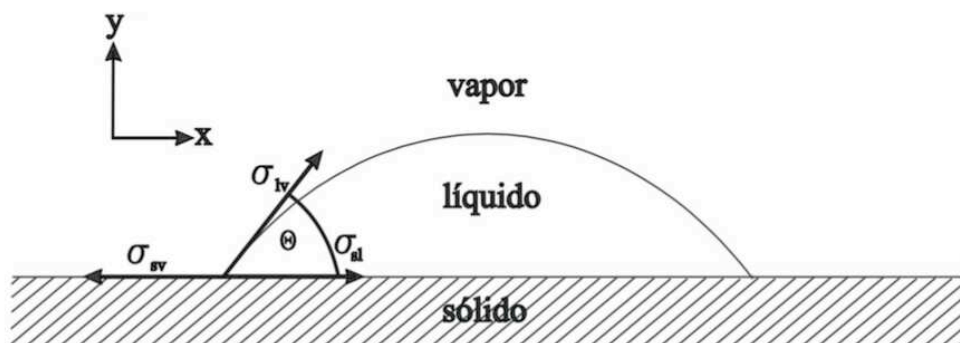
A pressão capilar máxima é calculada pela Equação (20):

$$\Delta p_{c,máx} = \frac{2\sigma_l \cos\theta}{r_{c,eff}} \quad (20)$$

sendo que, σ_l é a tensão superficial do fluido de trabalho no estado líquido [N/m], θ é o ângulo de contato que o fluido de trabalho forma com a superfície interna do tubo de calor e $r_{c,eff}$ é o raio capilar efetivo da estrutura capilar [m].

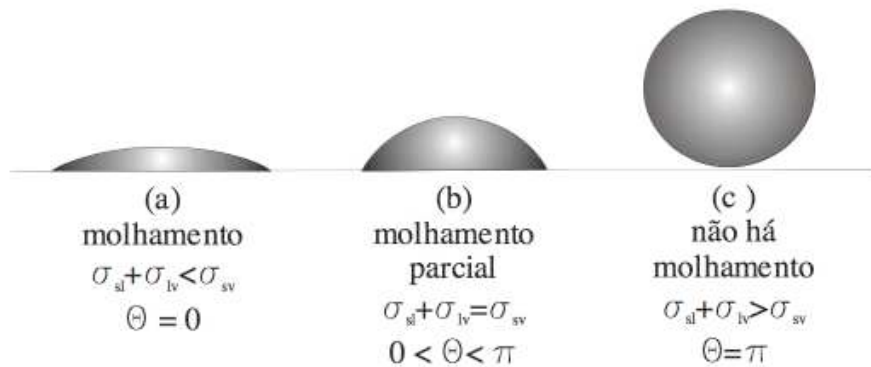
De acordo com Mantelli (2009), o ângulo de contato, θ , depende das propriedades físicas dos três meios de contato (sólido, líquido e vapor) e é formado devido ao fenômeno da condição hidrofílica; quanto mais hidrofílica a condição da superfície e fluido, maior será o ângulo de contato. A Figura 7 apresenta um esquema do ângulo de contato e das tensões superficiais presentes no contato de uma gota de fluido com um sólido. A condição para a molhabilidade é dada pela energia total da superfície e são definidas de acordo com Figura 8, onde os subscritos s , l e v se referem, respectivamente, as fases de sólido, líquido e vapor. Para líquidos molhantes θ ficará entre 0 e $\pi/2$ e para líquidos não molhantes $\theta > \pi/2$.

Figura 7 - Esquema das tensões superficiais no contato de uma gota sobre uma superfície sólida



Fonte: Mantelli (2009).

Figura 8 - Ângulo de contato molhante e não molhante



Fonte: Mantelli (2009).

O raio efetivo capilar pode ser calculado pela Equação (21) para o caso de uma estrutura capilar de pó sinterizado (esferas empacotadas), de acordo Chi (1976):

$$r_{c,eff} = 0,41r_s \quad (21)$$

sendo que r_s é o raio médio da esfera [m].

A queda de pressão para o retorno do líquido Δp_l é definida por Reay, Kew e McGlen (2014) pela equação a seguir:

$$\Delta p_l = \left(\frac{\mu_l}{KA_{mp}h_{lv}\rho_l} \right) l_{eff} q_{c,máx} \quad (22)$$

sendo que, μ_l é a viscosidade dinâmica da fase líquida [Pa.s], K é a permeabilidade [m²] da estrutura capilar, A_{mp} é área transversal da estrutura capilar [m²], h_{lv} é o calor latente de vaporização [J/kg], ρ_l é a massa específica da fase líquida [kg/m³], l_{eff} é o comprimento efetivo do tubo de calor e $q_{c,máx}$ é a capacidade máxima de transferência de calor do tubo de calor [W]. A_{mp} , K e l_{eff} são definidas para os tubos de calor em estudo, respectivamente, pelas Equações (23), (24) e (25):

$$A_{mp} = \pi(r_w^2 - r_v^2) \varepsilon \quad (23)$$

sendo que, r_w é o raio externo da seção transversal do meio poroso [m], r_v é o raio interno da estrutura capilar sinterizada onde circula o vapor, ou seja, o raio do vapor [m] e ε é a porosidade do meio que depende do modo de empacotamento das partículas do pó [].

$$K = \frac{r_s^2 \varepsilon^3}{3 \cdot 5(1 - \varepsilon)^2} \quad (24)$$

$$l_{eff} = l_{adiab} + \frac{(l_{evap} + l_{cond})}{2} \quad (25)$$

sendo que, l_{adiab} é o comprimento da seção adiabática [m], l_{evap} é o comprimento do evaporador [m] e l_{cond} é o comprimento do condensador [m].

Segundo Nishida (2016), a queda de pressão do vapor Δp_v é a soma da queda de pressão inercial para trazer o vapor da estrutura capilar para o centro do tubo e proporcionar o impulso inicial na direção do eixo, e a queda de pressão por atrito no raio r_v , onde o vapor entra em contato com a superfície da estrutura capilar. A queda de pressão do vapor é composta pelas quedas de pressão do vapor no evaporador ($\Delta p_{v,evap}$), na região adiabática ($\Delta p_{v,adiab}$) e no condensador ($\Delta p_{v,cond}$) e podem ser expressas pelas Equações (26), (27) e (28), respectivamente:

$$\Delta p_{v,evap} = \frac{\dot{m}^2}{8\rho_v r_v^4} \quad (26)$$

$$\Delta p_{v,cond} = -\frac{4}{\pi^2} \frac{\dot{m}^2}{8\rho_v r_v^4} \quad (27)$$

$$\Delta p_{v,adiab} = \frac{8\mu_v \dot{m}}{\rho_v \pi r_v^4} l_{adiab} \quad (28)$$

sendo que, $\dot{m} = q_{c,máx}/h_{lv}$ é a vazão mássica da fase vapor [kg/s], ρ_v é a massa específica da fase vapor [kg/m³], r_v é o raio de vapor [m] e μ_v é a viscosidade dinâmica da fase vapor [Pa.s].

Desta forma, a queda de pressão total do vapor é dada pela Equação (29):

$$\Delta p_v = \left(1 - \frac{4}{\pi^2}\right) \frac{q_{c,má}^2}{h_l^2 \delta \rho_v r_v^4} + \frac{8 \mu_v q_{c,má}}{\rho_v \pi r_v^4 h_{lv}} l_{a i} \quad (29)$$

A queda de pressão devido a gravidade é dada pela seguinte equação:

$$\Delta p_g = \rho_l g L \sin \psi \quad (30)$$

sendo que, g é a aceleração da gravidade [m/s^2], L é o comprimento do tubo de calor [m] e ψ é o ângulo entre o tubo de calor e a direção horizontal. Quando o condensador estiver abaixo do evaporador, o ψ será considerado positivo.

Finalmente, baseado nas equações anteriores, o limite capilar pode ser representado pela Equação (31):

$$\frac{2\sigma_l \cos \theta}{r_{c,eff}} = \left(\frac{\mu_l}{KA_{mp} h_{lv} \rho_l}\right) l_{eff} q_{c,máx} + \left(1 - \frac{4}{\pi^2}\right) \frac{q_{c,máx}^2}{h_{lv}^2 \delta \rho_v r_v^4} + \frac{8 \mu_v q_{c,máx}}{\rho_v \pi r_v^4 h_{lv}} l_{adiab} + \rho_l g L \sin(\psi) \quad (31)$$

Como esta modelagem é realizada para estrutura capilar feita de pó sinterizado, o raio de vapor r_v , o diâmetro de vapor D_v e a área de vapor A_v , serão aproximadamente calculados utilizando as seguintes expressões de Reay, Kew e McGlen (2014):

$$r_v = \frac{D_v}{2} \quad (32)$$

$$D_v = D_{int} \quad (33)$$

$$A_v = \frac{1}{4} \pi D_{int}^4 \quad (34)$$

sendo que, D_{int} é o diâmetro interno da estrutura capilar sinterizada do tubo de calor [m].

Com isso, as equações apresentadas anteriormente, envolvem os cálculos básicos para obtenção do limite capilar de um tubo de calor com pó sinterizado como estrutura capilar.

2.1.4.2 Limite de arrasto

Em um tubo de calor, forças de cisalhamento existem na interface líquido-vapor, uma vez que o vapor e o líquido se movem em direções opostas. Em velocidades relativamente altas, pequenas partículas de líquido podem ser desprendidas da superfície porosa e arrastadas pelo vapor escoando para o condensador. Se o arrasto aumentar muito, o evaporador pode secar (FAGHRI, 2014). A taxa de transferência de calor em que isso acontece é chamada de limite de arrasto e pode ser calculada, baseado em Chi (1976), conforme a seguinte relação:

$$q_{arrast} = A_v h_l \left(\frac{\sigma_l \rho_v}{2r_{c,ef}} \right)^{1/2} \quad (35)$$

2.1.4.3 Limite viscoso

Reay, Kew e McGlen (2014) afirmam que, em baixas temperaturas, as forças viscosas na região do vapor são maiores que os gradientes de pressão do evaporador e no condensador. Desta forma, os gradientes de pressão podem não ser suficientes para provocar o escoamento dentro do tubo e o escoamento do vapor se interrompe. Quando esta condição de fluxo insuficiente na região do evaporador é alcançada, o sistema atinge o limite viscoso.

A taxa de transferência de calor máxima devido ao limite viscoso é expressa por:

$$q_{vi \text{ s } \alpha} = \frac{A_v r_v^2 h_{lv} \rho_v p_{sat}}{16 \mu_v l_{eff}} \quad (36)$$

sendo que, p_{sat} é a pressão de saturação do fluido de trabalho [Pa] na temperatura de operação do tubo de calor.

2.1.4.4 Limite sônico

Segundo Faghri (2014), o evaporador e o condensador de um tubo de calor representam um canal de escoamento de vapor com adição e extração de massa devido à evaporação e condensação, respectivamente. A velocidade do vapor aumenta ao longo do

evaporador e atinge o valor máximo ao final da região do evaporador. A limitação de um sistema de escoamento desse tipo é como o de um bocal convergente-divergente com escoamento de massa constante, onde o evaporador corresponde ao gargalo do bocal. A velocidade do vapor nesse ponto máximo não pode exceder a velocidade do som. Essa condição é chamada de limite sônico.

O limite sônico ocorre usualmente durante o início de operação do tubo de calor ou quando o condensador está operando em condição estável a uma alta taxa de transferência de calor.

De acordo com Reay, Kew e McGlen (2014), a taxa de transferência de calor máxima devida ao limite sônico é determinada por:

$$q_{s\acute{o}nico} = 0,474h_v A_v (\rho_v p_v)^{1/2} \quad (37)$$

sendo que, ρ_v [kg/m^3] e p_v [Pa] são a massa específica e a pressão da fase vapor no final do evaporador, respectivamente.

2.1.4.5 Limite de ebulição

Se o fluxo de calor radial no evaporador for muito elevado, o líquido da estrutura capilar do evaporador sofre ebulição e a temperatura da parede do tubo se torna excessivamente elevada. As bolhas de vapor formada na estrutura porosa impedem que o fluido de trabalho molhe a parede do tubo, criando os pontos extremamente quentes. Se essa ebulição for muito grande, a estrutura capilar do evaporador pode secar, atingindo o chamado limite de ebulição (FAGHRI, 2014). Esse limite está usualmente associado a tubo de calor com fluidos de trabalho não metálicos.

Reay, Kew e McGlen (2014) especificam a taxa de transferência de calor máxima devido ao limite de ebulição por:

$$q_{ebuli\acute{c}\tilde{a}o} = \frac{g \left(y_c \rho_l (\sigma_l / \sigma_{l,ref}) - \rho_l L \text{sen} \psi (1 + \alpha_{mp} \Delta T) \right)}{\left(\frac{l_{evap} \mu_l}{h_{lv} \rho_l k_p D_{ext} (1 + \alpha_{mp} \Delta T)} \right) \left[\left(\frac{l_{evap}}{2} \right) + l_{adiab} \right]} \quad (38)$$

sendo que, $\sigma_{l,ref}$ é a tensão superficial do fluido de trabalho no estado líquido [N/m] calculada na temperatura de referência, k_p é a condutividade térmica da parede do tubo [W/m.K], D_{ext} é o diâmetro externo do tubo [m], α_{mp} é o coeficiente de expansão linear do material da região porosa [1/K], ΔT é a diferença de temperatura entre a temperatura de referência e a temperatura de operação [K] e y_c é a altura capilar do fluido [m] medida à temperatura de referência, definida por:

$$y_c = \frac{2\sigma_l \cos(\theta)}{\rho_v g r_v} \quad (39)$$

sendo que, θ é o ângulo de contato [°].

No Apêndice A, é apresentado o programa computacional, escrito em linguagem de programação do *software Engineering Equation Solver*TM (EESTM), utilizado na análise teórica do projeto térmico e dos limites operacionais. Os resultados do projeto térmico e dos limites operacionais dos tubos de calor são apresentados no Apêndice B.

2.2 SINTERIZAÇÃO

A sinterização é um método de processamento de metais regido pela metalurgia do pó e é utilizada frequentemente para a produção de filtros metálicos e componentes das máquinas em substituição aos processos de fundição e moldagem.

Em essência, a metalurgia do pó converte um pó metálico com propriedades específicas de tamanho, formato e empacotamento, em uma forma sólida, precisa e de alto desempenho. Desta forma, a metalurgia do pó pode ser definida como o estudo do processamento de pós metálicos, incluindo a fabricação, caracterização e a conversão dos pós metálicos em produtos úteis para a engenharia (GERMAN, 1994).

Segundo German (1989), para compreender como ocorre o processamento de um pó é necessário entender primeiramente a natureza do pó. Normalmente, a metalurgia do pó trabalha com partículas maiores que 1 μm e menores que grãos de areia que apresentam dimensão característica entre 25 a 200 μm . O microscópio eletrônico de varredura é uma das melhores ferramentas disponíveis para a observação das características discretas de um pó metálico, tais como: material, método de fabricação do pó, tamanho e formato das partículas.

O tamanho de partícula de um pó metálico é uma das mais importantes características da metalurgia do pó, que é normalmente analisada com base em um parâmetro geométrico (diâmetro, área de superfície, dimensão máxima, volume, entre outras) e considerando um formato de partícula esférico. Existem diversas técnicas de medição do tamanho, entre elas: microscopia, peneiramento, sedimentação, difração a laser e raio-X (GERMAN, 1989).

Após a caracterização do tamanho das partículas, a distribuição granulométrica é dada em um gráfico de frequência, apresentando a quantidade de pó retida em cada intervalo de tamanhos.

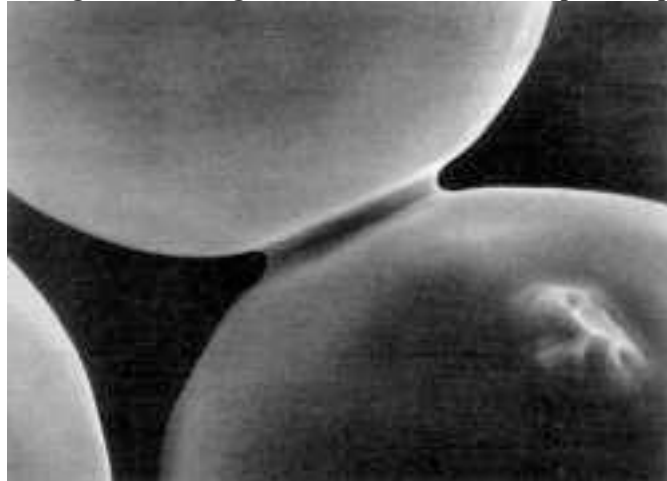
A fabricação de um pó metálico pode ocorrer por diversas técnicas mecânicas (como moagem e trituração), eletrolíticas, químicas e de atomização (a gás, centrífuga ou por líquidos) (GERMAN, 1994).

A sinterização é o processo térmico da metalurgia do pó que une partículas de um pó metálico por meio da utilização de altas temperaturas. Esse processo é normalmente realizado a uma temperatura de 70% a 90% abaixo do ponto de fusão do material de sinterização (REAY, KEW e MCGLEN, 2014). Em uma escala microestrutural as ligações entre as partículas ocorrem pelo crescimento de pescoços no contato entre as partículas. As mudanças de forma, a redução do tamanho de poro e o crescimento de grão são as principais características observadas durante a sinterização (MERA, 2011).

O processo de sinterização pode ser dividido em três estágios (THÜMMLER e OBERACKER, 1993):

- Estágio inicial: ocorre o crescimento rápido dos pescoços entre as partículas. Não ocorre grande movimentação de partículas. A Fotografia 1 apresenta uma micrografia da formação do primeiro estágio.

Fotografia 1 - Estágio inicial da sinterização de pó de níquel

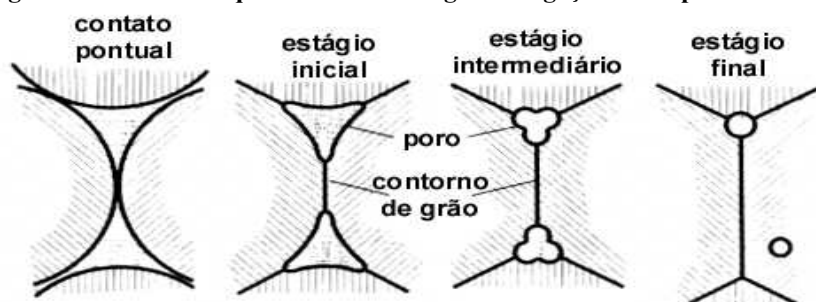


Fonte: Turkcadcam (2018).

- Estágio intermediário: com o crescimento da relação do raio do pescoço dividido pelo raio da partícula, as partículas perdem gradativamente sua característica. O tamanho de grão começa a crescer, levando a uma nova microestrutura. A maioria da retração ocorre nesta etapa.
- Estágio final: densificação total se não houver poros vazios ou gases no interior da estrutura. Os poros ficam esféricos e fechados, além disso fica evidente o crescimento do grão.

A Figura 9 apresenta um desenho esquemático dos estágios da sinterização.

Figura 9 - Desenho esquemático dos estágios de ligação entre partículas na sinterização



Fonte: Adaptado de German (1994).

De acordo com Becker (2013), as principais vantagens deste processo consistem em: perda mínima de matéria-prima, simples controle da composição química e da microestrutura, e possibilidade de utilização do mesmo maquinário para vários tipos de peças, que inclusive permite a fabricação de estrutura capilares.

A sinterização apresenta diversos parâmetros que influenciam nas características de seu produto final, dentre elas, destacam-se: o tempo, a temperatura de sinterização, o tamanho das partículas e a atmosfera. Baseado na característica final desejada, bem como no material do pó e em seus tamanhos e formato de partículas, é possível determinar o melhor tempo de temperatura de sinterização. Para evitar a oxidação do pó e reduzir as camadas de óxido já presentes em pós metálicos, a atmosfera redutora deve ser providenciada. Alguns exemplos de atmosferas de redução utilizadas são: metano, butano e propano, amônia dissociada, mistura de nitrogênio e hidrogênio com proporções predeterminadas, e hidrogênio puro (LENEL, 1980).

De acordo com Reay, Kew e McGlen (2014), a sinterização de uma estrutura capilar pode ser feita de duas maneiras dentro de um tubo de calor. No primeiro método, a estrutura porosa é sinterizada no tubo principal em uma etapa e, no segundo método, ela é sinterizada separadamente e inserida no tubo posteriormente. A maneira mais simples é realizando a sinterização do pó metálico diretamente no tubo que formará o tubo de calor final. A principal vantagem desse método é que a estrutura porosa sinteriza na parede do tubo e, portanto, faz uma estrutura rígida. Para facilitar o escoamento do vapor, um canal deve ser deixado no interior do tubo. Desta forma, um mandril temporário deve ser inserido no tubo e o pó alocado entre o mandril e o tubo. Importante ressaltar que o material do mandril não deve apresentar afinidade com o pó metálico, pois isso dificultaria a retirada do mandril, como também pode danificar a estrutura capilar.

A estrutura capilar sinterizada é uma estrutura homogênea que tem um grande contato com a parede do tubo de calor. De acordo com Reay, Kew e McGlen (2014), o pó metálico mais comumente utilizado em estruturas capilares de tubos de calor é o pó de cobre, devido a sua elevada compatibilidade, alta condutividade térmica e facilidade de processamento nas etapas posteriores da construção do tubo de calor. Nesse caso, um mandril de aço inoxidável é suficiente porque o cobre não se liga ao aço inoxidável e a barra pode ser facilmente removida após a sinterização. A barra é mantida em uma posição central em cada extremidade do tubo por suportes metálicos. O hidrogênio puro é a melhor atmosfera de redução para a sinterização de pó de cobre (LENEL, 1980). Um exemplo de estrutura capilar sinterizada de cobre é apresentada na Fotografia 2.

Fotografia 2 - Estrutura capilar sinterizada de pó de cobre



Fonte: Autoria própria.

Dentre as principais características a serem avaliadas destacam-se, a porosidade, o tamanho do poro (raio crítico) e a permeabilidade. A porosidade fornece a fração de vazios no volume total da estrutura capilar, que varia de 0 a 1, pode ser expressa em porcentagem. A porosidade interfere em todas as propriedades finais da estrutura porosa e está principalmente relacionada com a força capilar da estrutura porosa e ao raio crítico do poro, que é o raio efetivo calculado a partir da medição do diâmetro máximo do poro. Quanto menor o tamanho dos poros, maior será a força capilar. Já a permeabilidade é a resistência ao escoamento de um fluido através de um meio poroso (MERA, 2011). A condutividade térmica efetiva é a propriedade de um determinado material em transferir calor por condução.

2.3 REVISÃO DA LITERATURA

Nesta seção serão apresentados alguns trabalhos encontrados na literatura recente, relacionados ao estudo de tubos de calor com pó sinterizado de cobre. São descritas as principais características de cada estudo, bem como são apresentados os principais resultados e conclusões.

De forma geral, estudos recentes na melhoria do desempenho térmico de estruturas porosas sinterizadas podem ser divididas em duas categorias: pesquisas que avaliam diferentes fluidos de trabalho e as que investigam as características das estruturas porosas.

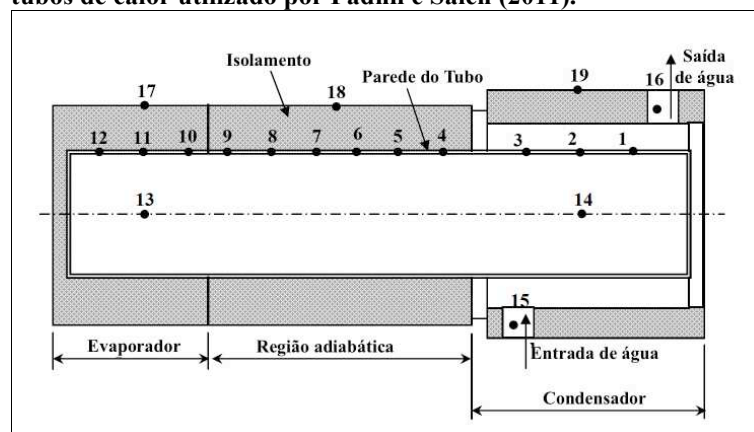
Dentro desta primeira categoria, destaca-se o trabalho de Fadhil e Saleh (2011). Os autores investigaram experimentalmente o comportamento térmico de um tubo de calor com estrutura capilar de pó metálico sinterizado comparando dois diferentes fluidos de trabalho:

água pura e etanol. O tubo de calor foi obtido a partir de um tubo de cobre com diâmetro interno de 14 mm, diâmetro externo de 16 mm e comprimento de 300 mm. Pó de cobre com tamanho médio de partícula de 0,03 mm foi utilizado para a sinterização de uma estrutura porosa com espessura de 1 mm e porosidade de 0,32. A sinterização foi feita em um forno com atmosfera controlada a 850 °C por 30 minutos.

Uma resistência elétrica foi utilizada para impor fluxo de calor no evaporador e uma jaqueta de água com um diâmetro de 30 mm foi utilizada para realizar o arrefecimento do condensador. As temperaturas dos tubos foram medidas por meio de 19 termopares do Tipo T (Figura 10) e os testes experimentais foram realizados com os tubos de calor na horizontal.

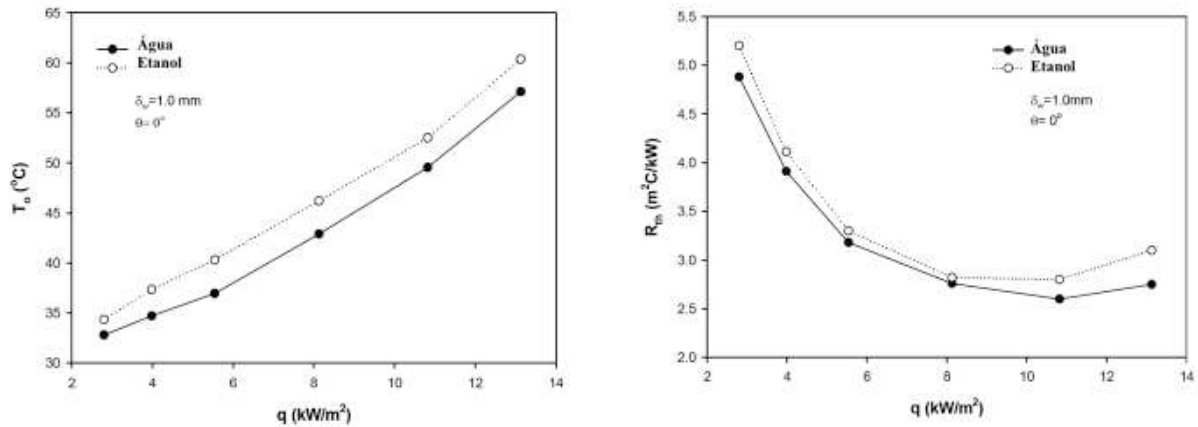
Fadhil e Saleh (2011) obtiveram resultados das temperaturas de operação e das resistências térmicas que são apresentados na Figura 11. A temperatura de operação do etanol foi mais elevada que a temperatura da água para as mesmas cargas térmicas. A resistência térmica global dos dois fluidos decresce com o aumento do fluxo de calor, porém a água apresenta uma menor resistência térmica. Isto ocorre devido a resistência térmica do tubo de calor ser afetada pelo calor latente de vaporização, onde o fluido de trabalho com maior calor latente de vaporização apresenta uma menor resistência térmica.

Figura 10 - Desenho esquemático das posições dos termopares nos tubos de calor utilizado por Fadhil e Saleh (2011).



Fonte: Adaptado de Fadhil e Saleh (2011).

Figura 11 - Resultados experimentais dos tubos de calor sinterizados de Fadhil e Saleh (2011)



(a) Temperatura de operação como função do fluxo de calor

(b) Resistência térmica em função do fluxo de calor

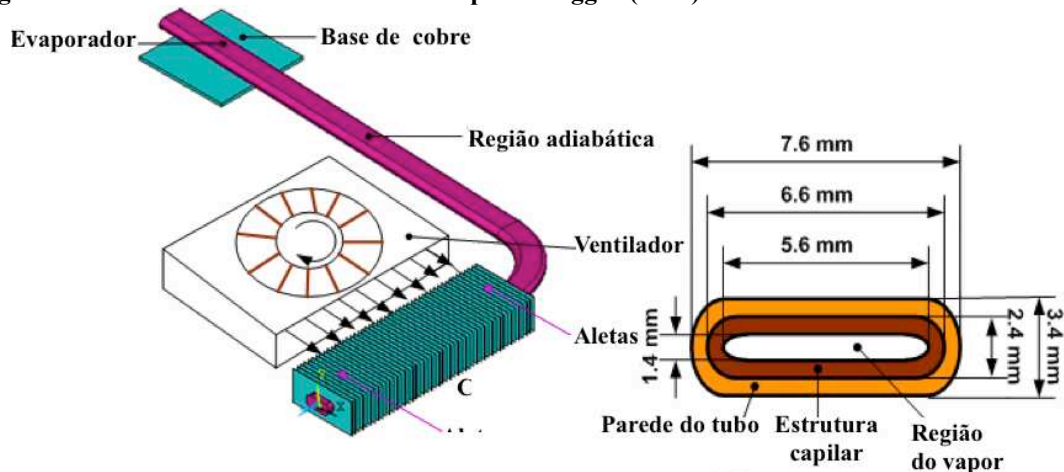
Fonte: Adaptado de Fadhil e Saleh (2011).

Os autores concluíram que a água apresenta um melhor desempenho térmico quando utilizada como fluido de trabalho em tubos de calor sinterizados (FADHIL E SALEH, 2011).

Um autor que combina as duas categorias de pesquisa é Elnaggar (2014). Ele estudou numericamente a otimização da espessura e da permeabilidade da estrutura capilar de pó de cobre sinterizado com diferentes fluidos de trabalhos em tubos de calor para arrefecimento de equipamentos eletroeletrônicos. O melhor desempenho do tubo de calor foi avaliado pela menor diferença de temperatura entre o evaporador e o condensador, assim como, pela menor queda de pressão no líquido.

O tubo de calor, mostrado na Figura 12, usualmente utilizado para o arrefecimento de um *notebook*. Uma base de cobre transmite o calor do processador para o evaporador, enquanto que o condensador é equipado com 50 aletas retangulares com o tamanho de 20 mm x 10 mm. O comprimento total do tubo de calor é de 212 mm, com um evaporador de 30 mm, uma seção adiabática de 110 mm e um condensador de 72 mm. O condensador é arrefecido por um ventilador radial. A potência dissipada foi de 35 W e uma taxa de escoamento de ar de 6,5 m³/h. As espessuras consideradas foram de 0,5 a 0,75 mm. A permeabilidade foi variada de $1,17 \cdot 10^{-11}$ a $1,93 \cdot 10^{-10}$. Os fluidos de trabalhos simulados foram água e metanol (ELNAGGAR, 2014).

Figura 12 - Tubo de calor aletado estudado por Elnaggar (2014)



Fonte: Adaptado de Elnaggar (2014).

Os resultados da otimização apresentaram que a espessura da estrutura porosa de pó de cobre sinterizado de 0,52 mm e a permeabilidade de $1,39 \cdot 10^{-11} \text{ m}^2$ utilizando água como fluido de trabalho obtiveram a menor diferença de temperatura e a menor queda de pressão, o que aumenta a capacidade de transporte de calor de 35 W para 43 W.

Kumaresan et al. (2014) realizaram uma investigação experimental visando comparar o desempenho térmico de tubos de calor com nanofluido de CuO utilizando diferentes estruturas capilares, tela metálica e pó sinterizado (Fotografia 3). Os parâmetros variados foram o fluido de trabalho, o ângulo de inclinação e a potência de entrada.

O nanofluido de água deionizada e CuO foi preparado usando o método de dois passos. As partículas são de forma esférica e o tamanho máximo é de 50 nm. Três diferentes concentrações de nanofluido de água foram testadas (0,5 %, 1,0 % e 1,5 % de CuO). Os tubos de calor utilizados neste estudo foram feitos de cobre com comprimento de 330 mm, diâmetro externo de 12 mm e espessura de parede de 1 mm. Foram testados oito tubos de calor, sendo quatro tubos de calor com tela de aço inoxidável e quatro com pó sinterizado de cobre. Em ambos os casos, um tubo de calor é preenchido com água deionizada e os outros três com nanofluidos CuO. As espessuras das estruturas capilares dos tubos de calor são mantidas a um valor constante de 1 mm (KUMARESAN et al. 2014).

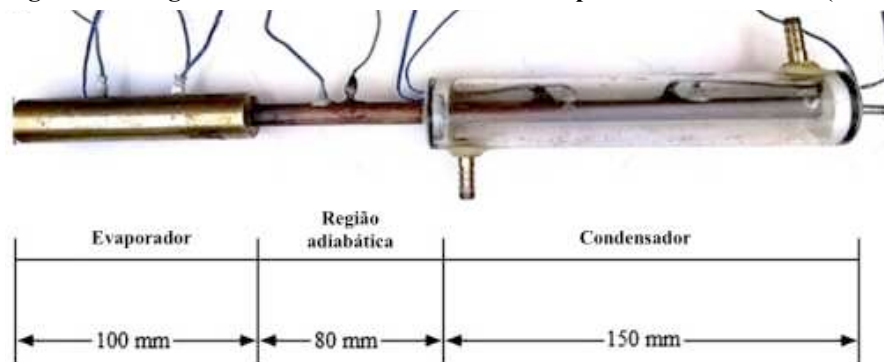
Fotografia 3 - Vista transversal dos tubos de calor após o uso de nanofluido de CuO



Fonte: Kumaresan et al. (2014).

A Figura 13 apresenta as regiões dos tubos de calor testados. O arrefecimento do condensador ocorreu por meio de convecção forçada a água. Os testes experimentais iniciaram com uma potência de entrada de 10 W com um incremento de 10 W até o tubo de calor atingir o ponto de secagem. O ângulo de inclinação do tubo de calor é variado desde o seu eixo horizontal até os valores de 30°, 45°, 60°, 75° e 90°.

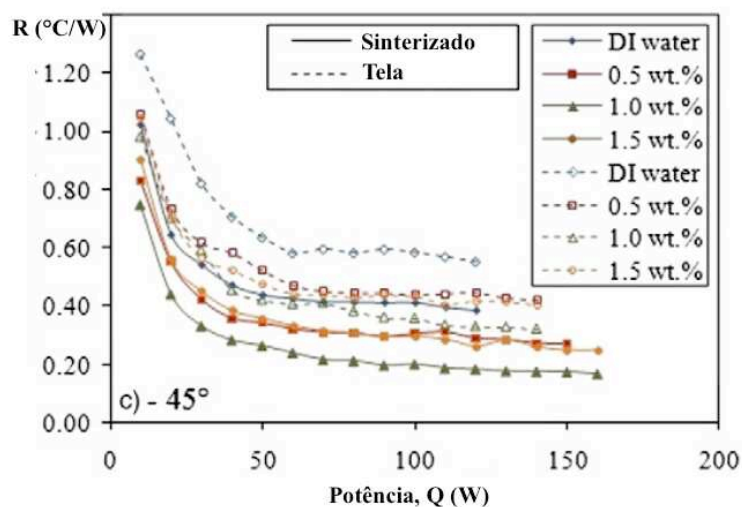
Figura 13 - Regiões do tubo de calor desenvolvido por Kumaresan et al. (2014)



Fonte: Adaptado de Kumaresan et al. (2014).

Os autores mantiveram o foco do estudo nas mudanças na distribuição da temperatura da superfície, resistência térmica e condutividade térmica efetiva dos tubos de calor. A Figura 14 apresenta um exemplo dos resultados obtidos para as resistências térmicas dos 8 tubos de calor com diferentes potências de entrada, para a inclinação de 45°.

Figura 14 - Resistência térmica para diferentes concentrações de nanofluidos de água com partículas de CuO, na inclinação de 45°



Fonte: Adaptado de Kumaresan et al. (2014).

Os resultados experimentais de Kumaresan et al. (2014) mostraram que a redução máxima da temperatura da superfície é obtida para o tubo de calor sinterizado com ângulo de inclinação de 45° e de 60° para o tubo de calor tela metálica, ambos utilizando um nanofluido de CuO e água deionizada com uma concentração de 1,0%. A redução na resistência térmica do tubo de calor sinterizado é de 13,92% quando comparada com o tubo de calor com tela, para a mesma potência de entrada, concentração de massa e ângulo de inclinação. A presença de nanopartículas de CuO na água deionizada aumentam consideravelmente a condutividade térmica dos tubos de calor. Uma observação importante a partir deste estudo é que a estrutura sinterizada, além de reduzir a resistência térmica, também aumenta a capacidade de transporte de calor em até 20W quando comparado com o tubo de calor com tela, o que faz com o tubo de calor sinterizado apresente um melhor desempenho térmico.

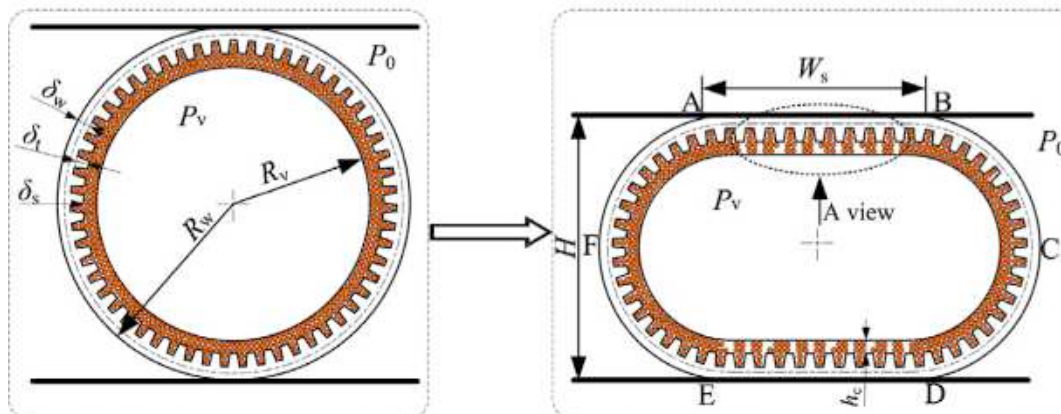
Jiang et al. (2014) desenvolveram um novo tipo de tubo de calor achatado com uma estrutura capilar composta para o arrefecimento de dispositivos eletroeletrônicos. O tubo de calor foi fabricado a partir de tubos de calor cilíndricos ranhurados e sinterizados, seguidos de uma fase de achatamento. Desta forma, a estrutura capilar combina as características do pó sinterizado (alto bombeamento capilar e alta permeabilidade) e das ranhuras (baixa resistência ao fluxo).

O processo de fabricação de baixo custo e produtivo para a estrutura capilar composta foi investigado e foram apresentados modelos de cálculo do limite capilar e resistência térmica do tubo de calor. Uma configuração experimental foi projetada para testar

o limite de transferência de calor e a resistência térmica do tubo de calor com diferentes tamanhos de pó (JIANG et al., 2014).

O processo de fabricação de tubo de calor utilizado por Jiang et al. (2014), primeiramente, foi composto pela seleção do pó de cobre esférico e sinterização do tubo ranhurado a uma temperatura de 950°C por 3 h. Após este processo, o tubo de calor foi fabricado pelos processos tradicionais (vácuo, preenchimento, entre outros) que serão apresentados posteriormente nesta Dissertação de Mestrado. O tubo de calor foi preenchido com água purificada com uma razão de preenchimento de 100%. Finalmente, o tubo de calor foi achatado. A geometria final obtida é apresentada na Figura 15.

Figura 15 - Perfil do tubo de calor com ranhuras sinterizadas obtido por Jiang et al. (2014)



Fonte: Jiang et al. (2014).

Jiang et al. (2014) mostraram por meio dos resultados que a resistência térmica foi principalmente afetada pela espessura da estrutura porosa, seguido pelo diâmetro da partícula do pó e altura achatada. A resistência térmica cresce com o aumento da espessura da estrutura capilar. O aumento do diâmetro da partícula do pó levou a redução da condutividade térmica. A resistência térmica da modelagem aumentou enquanto que o experimental diminuiu com a altura achatada devido à inconsistência entre a condição experimental e suposições ideais de modelagem. A espessura teórica ideal da estrutura capilar do tubo de calor para o limite máximo de transferência de calor foi de aproximadamente 0,45 mm a uma altura achatada de 3 mm. O limite de transferência de calor experimental dos tubos com diâmetro de partícula do pó de $40\ \mu\text{m}$ aumentou quase 5,2 vezes quando comparado aos tubos com diâmetro de $160\ \mu\text{m}$. Desta forma, o limite de transferência de calor do tubo de calor com o maior diâmetro da partícula do pó foi mais suscetível ao efeito da gravidade.

De acordo com a literatura analisada, a melhoria no desempenho térmico dos tubos de calor tem sido muito pesquisada nos últimos anos. A busca pela otimização do fluido de

trabalho e de sua estrutura capilar são meios de alcançar esse aprimoramento. Sabendo que uma estrutura capilar de pó sinterizado apresenta inúmeros parâmetros que podem ser diversificados, o foco desta Dissertação de Mestrado é o desempenho térmico de três espessuras de estrutura capilar de pó sinterizado com diversas razões de preenchimento, utilizando água como fluido de trabalho em diferentes posições de trabalho.

3 METODOLOGIA

No presente capítulo é apresentada a metodologia utilizada para o desenvolvimento desta pesquisa: descrição do processo de sinterização, caracterização da estrutura capilar fabricada, construção dos tubos de calor sinterizados e procedimento dos testes experimentais. Além disso, são abordados o método de avaliação do desempenho térmico e a análise das incertezas experimentais.

Esta pesquisa é de natureza aplicada, com abordagem qualitativa-quantitativa e de caráter exploratório, que utiliza procedimentos técnicos do tipo experimental.

3.1 SINTERIZAÇÃO

O processo de sinterização das estruturas capilares foi realizado no Laboratório de Caracterização de Materiais do Departamento Acadêmico de Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná do *Câmpus* Ponta Grossa – DAMEC/UTFPR/PG.

3.1.1 Caracterização Do Pó Metálico De Cobre

A estrutura capilar sinterizada foi fabricada a partir de um pó de cobre XF obtido por meio de atomização a gás - Fotografia 4(a). Uma micrografia das partículas de cobre, ampliação de 500x, obtida por um Microscópio Eletrônico de Varredura (MEV) *Tescan*TM VEGA3 do Laboratório de Caracterização de Materiais do DAMEC/UTFPR/PG, é apresentada na Fotografia 4(b).

A fabricação do pó de cobre por atomização a gás é um processo físico relativamente simples. Ele consiste em vaziar o metal fundido através de um orifício que é atingido por um feixe de gás (nitrogênio, argônio ou hélio). Este procedimento separa o metal fundido em pequenas gotas, que solidificam formando as partículas de pó. Posteriormente, as partículas passam por um processo de recozimento em atmosfera redutora para decompor superfícies oxidadas que possa ter ocorrido no processo. A pureza do pó obtido, geralmente, é acima de 99% e as partículas são aproximadamente esféricas (KRELLING, 2015).

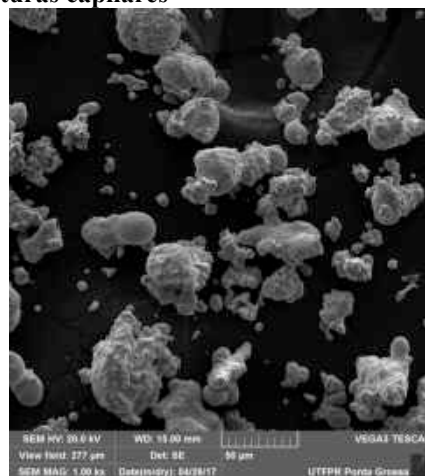
A composição química do pó metálico de cobre foi determinada por um Espectrômetro de fluorescência de raios X por Energia Dispersiva *Shimadzu*TM EDX -7000 do

Laboratório Interdisciplinar de Materiais Cerâmicos da Universidade Estadual de Ponta Grossa (LIMAC/UEPG).

Fotografia 4 - Pó de cobre utilizado para fabricação das estruturas capilares



(a) fotografia



(b) micrografia obtida no MEV (500 vezes)

Fonte: Autoria própria.

Para a determinação do tamanho médio de partículas foi aplicada a distribuição granulométrica a laser – Fotografia 5. A técnica consiste no espalhamento de luz em uma amostra de pó dispersa em meio aquoso. Um granulômetro *Cilas*TM 920, do Laboratório Interdisciplinar de Materiais Cerâmicos da Universidade Estadual de Ponta Grossa (LIMAC/UEPG), para uma faixa entre 0,3µ e 400µm foi utilizado para a medição dos tamanhos das partículas por meio da técnica de Difração de *Fraunhofer*. Neste ensaio de distribuição granulométrica foi empregado álcool como agente dispersante sob agitação via ultrassom, por um período de 60 segundos.

3.1.2 Procedimento De Sinterização

No Laboratório de Caracterização de Materiais do Departamento Acadêmico de Mecânica da UTFPR, o pó de cobre XF foi sinterizado em tubos de cobre ASTM B-75 Liga 122 com diâmetro externo de 9,45 mm, diâmetro interno de 7,75 mm e comprimento de 250 mm. As estruturas capilares foram fabricadas com o auxílio de mandris de barras de aço inoxidável AISI 304 com diferentes diâmetros e, para manutenção da concentricidade, foram utilizados suportes em aço carbono SAE 1020 – Fotografia 6.

Fotografia 5 - Equipamento para ensaio de distribuição granulométrica a laser do pó de cobre



Fonte: Autoria própria.

Fotografia 6 - Equipamento usado na preparação do tubo de cobre para a sinterização



Fonte: Autoria própria.

O aparato experimental utilizado no processo de sinterização das estruturas capilares foi composto por um forno tubular horizontal *Inti*TM FT-1200 com atmosfera controlada, um sistema de aquisição de dados *Agilent*TM 34970A e por um notebook *Dell*TM. O gás utilizado no controle de atmosfera foi uma mistura de 95% de Argônio e de 5% de Hidrogênio. Para avaliação da temperatura no interior do forno foi utilizado um termopar *Omega Engineering*TM do tipo K. A Fotografia 7 apresenta o aparato experimental do processo de sinterização.

Fotografia 7 - Aparato experimental utilizado no processo de sinterização

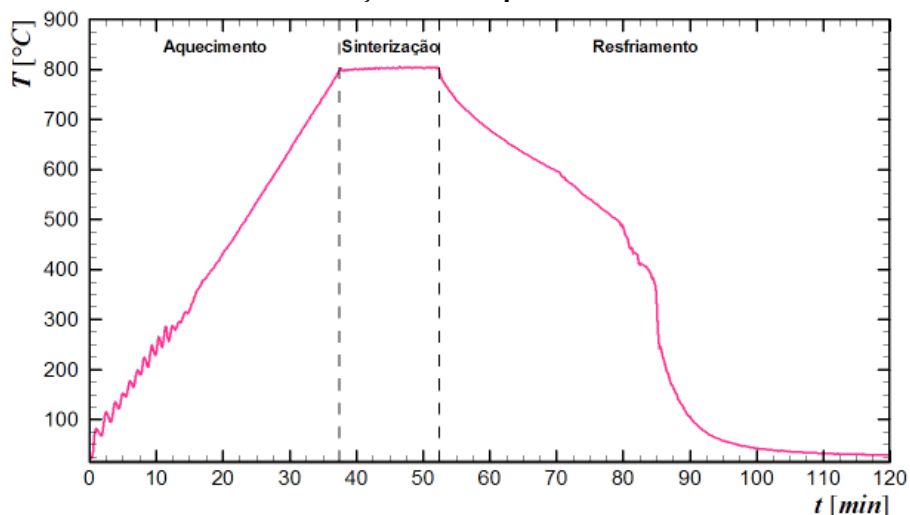


Fonte: Autoria própria.

A sinterização foi realizada a uma taxa de aquecimento de $20^{\circ}\text{C}/\text{min}$, o tempo de permanência foi de 15 minutos em uma temperatura de 800°C . Após o ciclo, o resfriamento ocorreu de forma natural até aproximadamente 450°C , quando a parte superior do forno foi aberta e convecção forçada de ar foi utilizada para acelerar o processo de resfriamento. Desta forma, o processo de sinterização foi realizado até o estágio inicial somente, o que caracteriza o processo de sinterização como incompleto.

A curva térmica obtida no procedimento de sinterização empregado neste estudo é apresentada no Gráfico 2. Ela foi adquirida por meio de um termopar instalado dentro do forno, na parede do tubo de cerâmico de mulita.

Gráfico 2 - Curva de sinterização do meio poroso de cobre



Fonte: Autoria própria.

A curva inicial do Gráfico 2 representa o aquecimento do forno até 800 °C, sendo que a oscilação nos primeiros 15 minutos ocorre devido a variação da resistência elétrica do forno. A partir dos 40 minutos, inicia o processo de sinterização propriamente dito a 800 °C por 15 minutos. A curva do processo de resfriamento é caracterizada a partir dos 55 minutos.

3.2 CARACTERIZAÇÃO DA ESTRUTURA CAPILAR SINTERIZADA

Nesta seção são apresentadas as metodologias utilizadas para a determinação das características da estrutura capilar sinterizada fabricada. Os parâmetros abordados são a porosidade, o raio crítico, a permeabilidade e a condutividade térmica. Esta caracterização foi realizada no Laboratório de Meios Porosos e Eficiência Energética do Departamento Acadêmico de Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná do *Câmpus* Ponta Grossa – LabMPEE/DAMEC/UTFPR/PG.

3.2.1 Porosidade

Para a determinação da porosidade das amostras sinterizadas, primeiramente a Técnica da Imersão em Água Destilada, uma adaptação da Norma *MPFI Standard 42* (METAL POWDER INDUSTRIES FEDERATION, 1997), foi empregada. A técnica é baseada no princípio de Arquimedes.

Inicialmente, foram sinterizadas cinco amostras com formato cilíndrico adotando a mesma curva de aquecimento da fabricação dos tubos de calor, com aproximadamente 11 mm de diâmetro e comprimento de 13 mm – Fotografia 8(a). A massa seca, m_A , das amostras foram determinadas em balança eletrônica *Shimadzu*TM AUW220D com 0,00001 g de sensibilidade, como mostrado na Fotografia 8(b). Para garantir que a amostra estava completamente seca, as amostras foram levadas em uma estufa a 100°C durante 2 horas antes da medição das massas.

Feito isso, as amostras foram imersas em água destilada fervente (aproximadamente 100°C) durante quatro horas para que todos os seus poros fossem preenchidos com água, tempo suficiente de acordo com a literatura. A Fotografia 9 mostra o procedimento de fervura em placa de aquecimento em cerâmica. Após a fervura das amostras, a temperatura da água foi reduzida até a temperatura ambiente, o excesso de água foi removido agitando rapidamente a amostra e a massa da amostra úmida, m_B , foi verificada, ou seja, a massa da amostra seca somada à massa de água destilada retida na estrutura porosa.

Fotografia 8 - Procedimento inicial da determinação da porosidade



(a) amostra do teste de porosidade



(b) medição da massa da amostra seca

Fonte: Autoria própria.

Fotografia 9 - Fervura das amostras



Fonte: Autoria própria.

O próximo passo foi a determinação da massa da amostra submersa, m_c , utilizando uma cesta padronizada. Para isto, o aparato experimental apresentado na Fotografia 10 foi utilizado, sendo composto por uma balança eletrônica *Shimadzu*TM A UW220D com 0,00001 g de sensibilidade, um suporte para as amostras em teste, um *Becker* para a imersão das amostras e água destilada.

Fotografia 10 - Aparato experimental para medição da massa submersa no Princípio de Arquimedes



(a) balança eletrônica



(b) aparato desenvolvido

Fonte: Autoria própria.

A massa da amostra submersa foi medida e na sequência a massa da cesta padronizada sem a amostra foi determinada, m_E .

A porosidade, ε , da amostra pode ser calculada pela Equação (40):

$$\varepsilon = 100 \frac{m_B - m_A}{m_B - (m_C - m_E)} \quad (40)$$

Para obtenção dos resultados levando em consideração a porosidade de poros abertos e fechados, testes de picnometria a Hélio e caracterização física pelo método de Arquimedes foram realizados no Laboratório Interdisciplinar de Materiais Cerâmicos da Universidade Estadual de Ponta Grossa (LIMAC/UEPG). Três amostras foram fabricadas, pelo mesmo processo e parâmetros de sinterização dos tubos de calor, com diâmetro e altura de 20 mm. A amostra é mostrada na Fotografia 11-a. Por meio do picnômetro *Ultrapycnometer*TM 1000, Fotografia 11-b, foi possível calcular a densidade real e o volume real do material sinterizado. Usando do princípio de Arquimedes a porosidade foi determinada. Os valores obtidos foram comparados com os valores obtidos experimentalmente pela Técnica de Imersão em Água.

Fotografia 11 - Análise em picnômetro a Hélio



(a) amostra utilizada



(b) picnômetro a Hélio

Fonte: Autoria própria.

3.2.2 Permeabilidade

Para a determinação da permeabilidade da estrutura capilar foi realizado um ensaio de extrusão capilar, baseado na Norma *MPFI Standard 39* (METAL POWDER INDUSTRIES FEDERATION, 1997). Três amostras foram fabricadas com um diâmetro de 28,66 mm e altura de 3,18 mm. A curva de sinterização empregada é a mesma dos tubos de calor. A Fotografia 12 apresenta a amostra produzida.

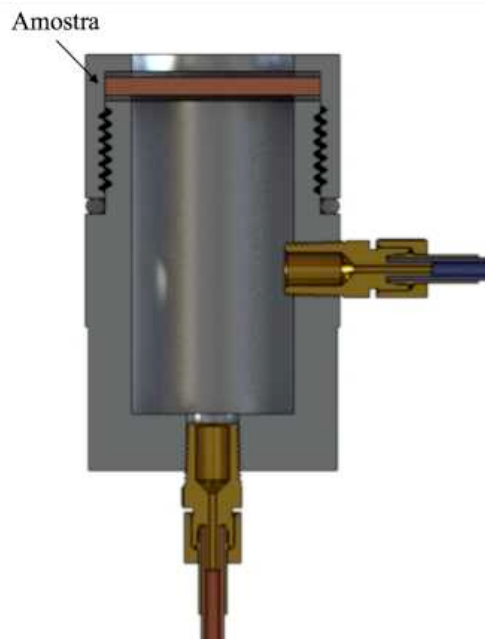
Fotografia 12 - Amostra para o teste de permeabilidade



Fonte: Autoria própria.

Uma bancada experimental composta por um compressor *Vonder*TM, um sistema de preparação de ar com regulador de pressão e manômetro *Pressure*TM, um fluxômetro *Protec*TM, manômetro digital *Digitron*TM, uma válvula reguladora e uma seção de testes foi desenvolvida para a medição da permeabilidade de ar na estrutura capilar de acordo com o desenho esquemático apresentado na Figura 16. A Fotografia 13 apresenta a bancada experimental desenvolvida e maiores informações sobre sua confecção podem ser encontradas em Bartmeyer (2018).

Figura 16 - Desenho esquemático da seção de testes da amostra para determinação de permeabilidade



Fonte: Autoria própria.

Um escoamento de ar comprimido é liberado no sistema até chegar na seção de teste com a amostra, a vazão de ar é controlada pelo fluxômetro e a diferença de pressão é registrada pelo manômetro digital. A partir desses dados experimentais, a permeabilidade foi calculada pelo regime de *Darcy*, como mostrado na equação (41):

$$Q = \frac{K_l A_{st}}{\mu t} \frac{(p_1^2 - p_2^2)}{2p_2} \quad (41)$$

sendo que, Q é a vazão [m^3/s], K_l é a permeabilidade Darciana [m^2], A_{st} é a área da seção transversal da amostra [m^2], t é a espessura [m], μ é a viscosidade do gás [$\text{Pa}\cdot\text{s}$] e p_1 e p_2 são as pressões absolutas de entrada e de saída [Pa], respectivamente.

Fotografia 13 - Bancada experimental para determinação da permeabilidade



(a) bancada experimental



(b) seção de testes experimentais

Fonte: Autoria própria.

A Equação (41) é válida para a região de escoamento laminar, porém devido a geometria complexa dos poros dos metais sinterizados esta condição não é sempre garantida. São constatadas perdas de energia no gás devido aos efeitos inerciais. Desta forma, incluindo as perdas de energia inerciais na Equação (42), a permeabilidade pode ser calculada por:

$$\frac{(p_1^2 - p_2^2)}{2p_0} = \frac{t\mu V}{K_1} + \frac{t\rho_{gás}V^2}{K_2} \quad (42)$$

sendo que, p_0 é a pressão atmosférica [Pa], $\rho_{gás}$ é a massa específica do gás [kg/m^3] e K_2 é a permeabilidade não Darciana [m^2] (coeficiente inercial). De acordo com Mera (2011), K_2 apresenta valores muito baixos, conforme esperado pela análise do número de *Reynolds*. Desta forma, para a determinação da permeabilidade será utilizada a Equação (41).

De acordo com Kaviany (1995), a permeabilidade, K , para materiais particulados empacotados pode ser estimada a partir das Equações (43) e (44) propostas por Carman-Kozeny (1927) e Rumpf e Gupte (1971):

$$K = \frac{D_s^2 \varepsilon^3}{180(1 - \varepsilon)^2} \quad (43)$$

$$K = \frac{D_s^2 \varepsilon^{5,5}}{5,6} \quad (44)$$

sendo que, D_s é o diâmetro médio da partícula do pó sinterizado [m].

3.2.3 Raio Crítico Do Poro

Para a medição do raio crítico da estrutura capilar foi utilizada a Norma *MPFI Standard 39* (METAL POWDER INDUSTRIES FEDERATION, 1997) e a mesma bancada experimental da determinação da permeabilidade.

As amostras utilizadas para a determinação do raio crítico foram imersas em álcool isopropílico 99,8% por 24 horas. Após este procedimento, foram fixadas na seção de testes e 2 mL de álcool foram derramados sobre as amostras. A vazão do ar foi aumentada gradativamente e lentamente, por meio da válvula reguladora. Foi observada a superfície da amostra e realizada a leitura da pressão de saída no manômetro digital quando ocorreu a nucleação da primeira bolha de ar. O procedimento foi repetido para todas as amostras.

A pressão encontrada é relativa ao diâmetro máximo de poro. Para a determinação do raio crítico, r_c , foi utilizada a pressão encontrada na Equação (45):

$$r_c = 2 \frac{\sigma \cos \theta}{p - \rho_l g} \quad (45)$$

sendo que, σ é a tensão superficial do álcool [N/m] na temperatura de 20°C medida durante o ensaio, θ é o ângulo de conta (assumido $\cos \theta = 1$ considerando perfeito molhamento), p pressão da nucleação da primeira bolha [Pa], ρ_l é a massa específica do álcool, g é a aceleração da gravidade e h é a altura da coluna de líquido.

3.2.4 Condutividade Térmica

A condutividade térmica efetiva da estrutura capilar de pó de cobre sinterizada foi determinada por meio de uma bancada experimental desenvolvida baseada no princípio da placa quente protegida, uma adaptação da NBR 15220 - Parte 04 (ABNT, 2003).

A bancada experimental desenvolvida por Bartmeyer (2018), Fotografia 14, foi composta por um *notebook Dell*TM, um *nobreak NHS*TM de 1200 VA, um sistema de aquisição de dados *Agilent*TM 34970A com um multiplexador *Agilent*TM 34901A de 20 canais, duas unidades de fonte de alimentação *Politerm*TM 16E, um sistema de controle computadorizado *arduíno* para a placa quente, um banho ultratermostatzado *SOLAB*TM SL-130 e um rotômetro de área variável *Omega Engineering*TM F-L2051 com válvula reguladora. Maiores detalhes do aparato experimental podem ser encontradas em Bartmeyer (2018).

Fotografia 14 - Aparato experimental para determinação da condutividade térmica



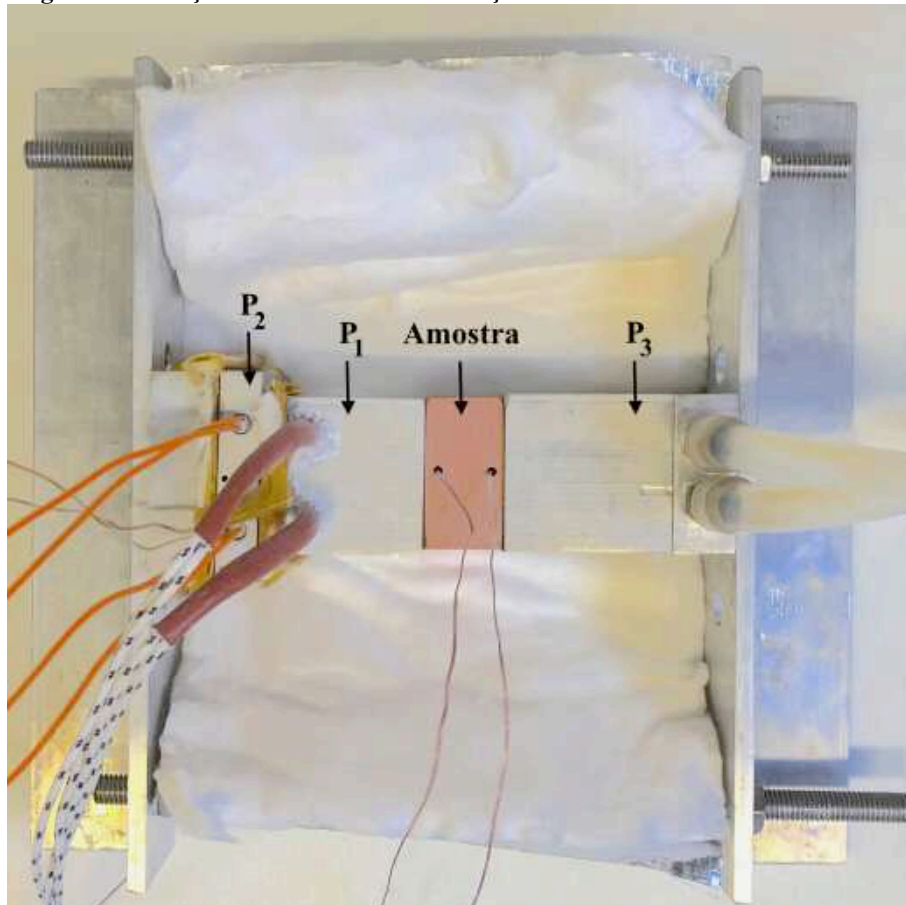
Fonte: A autoria própria.

A determinação da condutividade térmica envolve a medição do gradiente de temperatura médio estabelecido sobre o corpo-de-prova, a partir de um certo fluxo de calor e em condições de regime permanente. Desta forma, a seção de testes foi composta por uma placa quente (P_1) que promove o fluxo de calor para a amostra por meio de uma potência dissipada em duas resistências em cartucho, uma placa quente (P_2) aquecida por duas

resistências em cartucho e controlada pelo sistema de *arduino* que garante que todo o fluxo de calor será direcionado no sentido da amostra, a amostra de 37,5 mm x 37,5 mm e uma placa fria (P_3) que promove a face fria para a amostra por meio do banho ultratermostatizado. Toda a seção de testes é isolada do ambiente externo por um isolamento aeronáutico *3MTM MTI PolyfabTM*. A Fotografia 15 apresenta os componentes e a Fotografia 16 mostra o isolamento da seção de testes.

Para avaliação das temperaturas, foram utilizados termopares *Omega EngineeringTM* do Tipo T. Esses sensores de temperatura foram alocados em furos nas superfícies da amostra, sendo um fixado na superfície quente e outro na superfície fria, T_q e T_f respectivamente.

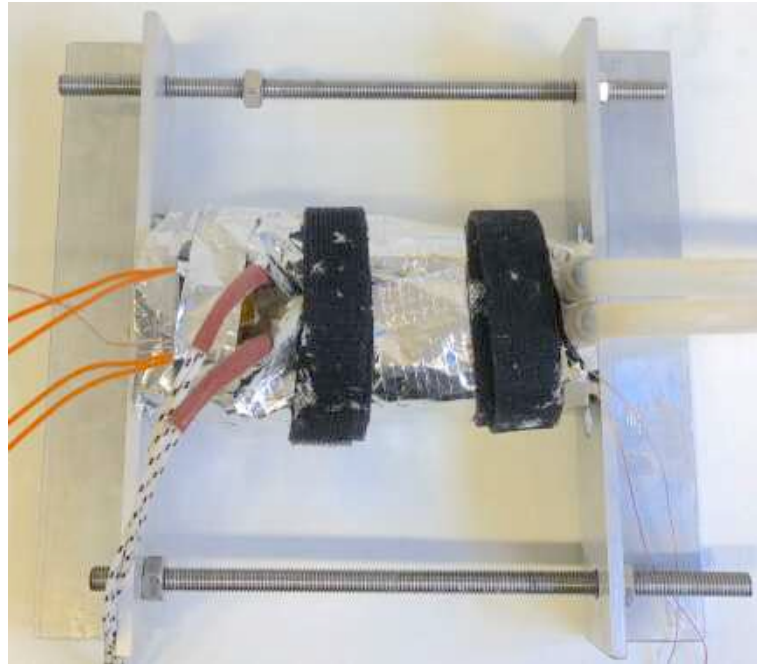
Fotografia 15 - Seção de testes da determinação da condutividade térmica



Fonte: Autoria própria.

Três amostras 37,5 mm x 37,5 mm (A, B e C) e com espessuras diferentes foram sinterizadas adotando a mesma curva de aquecimento da fabricação dos tubos de calor. A distância entre a superfície quente e a superfície fria, δ , foi de 13 mm, 8,4 mm e 5 mm respectivamente para as amostras A, B e C.

Fotografia 16 - Isolamento da seção de testes da determinação da condutividade térmica



Fonte: Autoria própria

Para a realização dos testes, a amostra foi cuidadosamente montada na seção de testes, a temperatura da placa fria foi mantida em $16 \text{ }^\circ\text{C} \pm 0,2 \text{ }^\circ\text{C}$ pelo banho ultratermostatzado, o sistema de aquisição de dados foi ativado, as fontes de alimentação foram ligadas e ajustada na dissipação de potências desejadas. Os testes foram repetidos três vezes para cada amostra e os erros foram comparados levando em consideração que a diferença entre as médias dos valores de cada termopar fossem menores que $0,5 \text{ }^\circ\text{C}$. Os testes foram realizados para carga térmica crescentes de 10 W , variando de 10 W até 30 W . Cada carga térmica foi mantida por 30 (trinta) minutos, onde a condição de funcionamento de regime *quasi* permanente foi atingida. Os dados foram registrados a cada 10 (dez) segundos pelo sistema de aquisição de dados e salvos pelo programa computacional *Agilent™ Benchlink Data Logger 3*.

A partir dos resultados e da Lei de Fourier, a condutividade térmica da estrutura capilar, k_{mp} , pode ser calculada a partir da Equação (46):

$$k_{mp} = \frac{q \delta}{A_{tr} (T_q - T_f)} \quad (46)$$

sendo que, A_{tr} é a área da seção transversal da amostra [m^2], T_q e T_f são, respectivamente, as temperaturas da superfície quente [K] e da superfície fria [K] da amostra sinterizada e δ é a distância entre os termopares [m].

Alexander (1972) *apud* Atabaki e Baliga (2007) desenvolveu um modelo para o cálculo de condutividade térmica efetiva baseado em dados experimentais de materiais sinterizados de níquel e aço inoxidável. Este modelo é representado pela expressão:

$$k_{mp} = k_{\beta} \left(\frac{k_{\beta}}{k_{\alpha}} \right)^{(1-\varepsilon)^{0,53}} \quad (47)$$

sendo que, k_{σ} e k_{β} são as condutividades térmicas do sólido e do fluido do meio, respectivamente. De acordo com os dados obtidos pelas comparações de Mera (2011), este modelo teórico é utilizado para a comparação dos resultados experimentais encontrados nesta dissertação.

3.3 CONSTRUÇÃO DOS TUBOS DE CALOR

A construção dos tubos de calor foi realizada no Laboratório de Controle Térmico do Departamento Acadêmico de Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná do *Câmpus* Ponta Grossa – LabCT/DAMEC/UTFPR/PG.

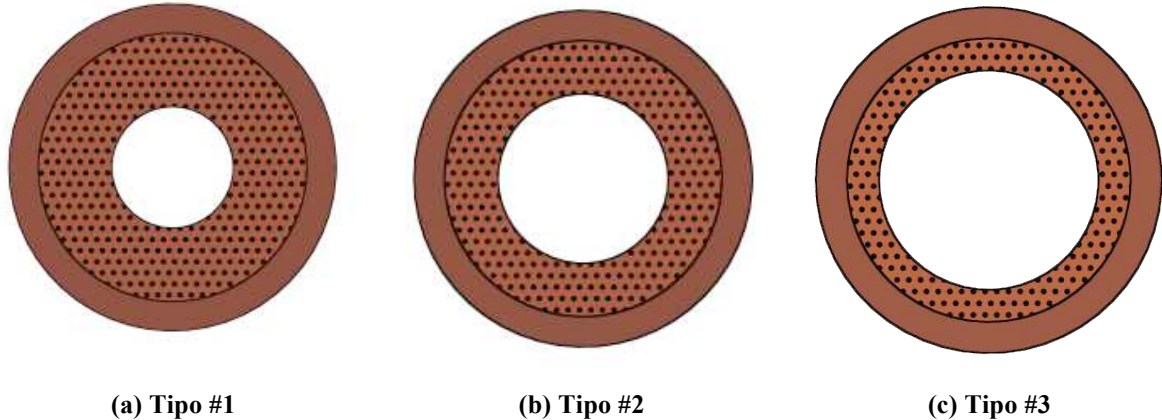
A metodologia utilizada na construção dos tubos de calor que compreendem as etapas de limpeza, montagem, teste de estanqueidade, procedimento de evacuação e preenchimento com fluido de trabalho, assim como a montagem do aparato experimental e o procedimento experimental, está descrita detalhadamente em Antonini Alves, Krambeck e Santos (2018).

3.3.1 Características Das Estruturas Capilares

Como mencionado anteriormente, o processo de sinterização apresenta diversos parâmetros que influenciam nas características da estrutura porosa dos tubos de calor: tempo, temperatura do processo, tamanho das partículas e atmosfera. Além disso, a espessura da estrutura capilar, a razão de preenchimento e a posição de operação são parâmetros essenciais de avaliação para determinar o melhor bombeamento capilar. Desta forma, três estruturas

capilares de pó de cobre sinterizado com diferentes espessuras foram fabricadas pelo processo de sinterização. Os perfis das estruturas capilares são apresentados na Figura 17 e a Tabela 2 apresenta as características das estruturas capilares construídas.

Figura 17 - Perfil das estruturas capilares sinterizadas em tubos de cobre



Fonte: Autoria própria.

Tabela 2 - Características das estruturas capilares sinterizadas fabricadas

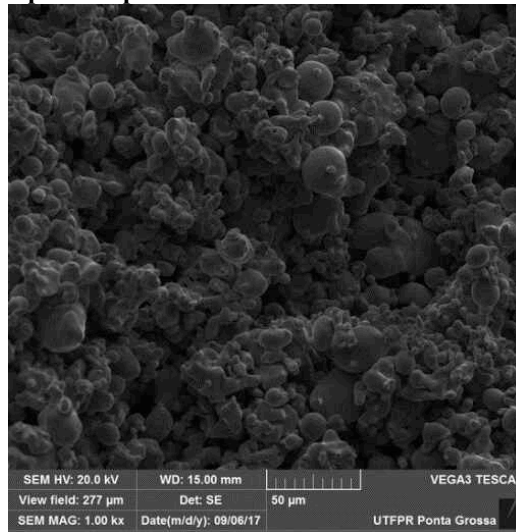
Parâmetro	Tipo #1	Tipo #2	Tipo #3
Diâmetro externo do tubo [mm]	9,45	9,45	9,45
Diâmetro externo da estrutura capilar [mm]	7,75	7,75	7,75
Diâmetro interno da estrutura capilar [mm]	3,50	4,75	6,00
Espessura [mm]	2,125	1,500	0,875

Fonte: Autoria própria.

Na Fotografia 17 apresentada uma micrografia da estrutura capilar sinterizada, com ampliação de 500x, obtida por um Microscópio Eletrônico de Varredura (MEV). De acordo com Reay, Kew e McGlen (2014), uma estrutura capilar de pó de cobre sinterizado apresenta uma estrutura sólida com alta permeabilidade e com boa resistência mecânica.

A Fotografia 18 apresenta uma amostra de cada uma das estruturas capilares obtidas através do processo de sinterização de pó de cobre.

Fotografia 17 - Micrografia da estrutura capilar de pó de cobre sinterizado



Fonte: Autoria própria.

Fotografia 18 - Amostra das diferentes configurações de estruturas capilares de pó de cobre sinterizadas



(a) Tipo #1



(b) Tipo #2



(c) Tipo #3

Fonte: Autoria própria.

3.3.2 Características Dos Tubos De Calor

Os tubos de calor foram produzidos a partir dos tubos de cobre sinterizados de acordo com os procedimentos e as configurações (Tipo #1, Tipo #2 e Tipo #3) apresentadas anteriormente. Primeiramente, os tubos com pó sinterizado foram cortados com um comprimento total de 200 mm, para formar os invólucros. As tampas de fechamento foram usinadas a partir de uma barra maciça de cobre ASTM B-75 Liga 122 com diâmetro de 9,45 mm. Os tubos capilares (utilizados para evacuação e preenchimento) foram cortados com comprimento de 40 mm de tubos de cobre com diâmetro interno de 1 mm. Os componentes básicos dos tubos de calor são mostrados na

Fotografia 19.

Os tubos de calor foram fabricados apresentando um evaporador de 80 mm de comprimento, uma seção adiabática de 20 mm de comprimento e um condensador de 100 mm

de comprimento. Mais informações sobre as regiões dos tubos de calor são apresentados na Seção 3.4.1. O fluido de trabalho utilizado foi água destilada. Na Tabela 3, as principais características dos tubos de calor construídos são apresentadas.

Fotografia 19 - Componentes do tubo de calor do Tipo #2



Fonte: Autoria própria.

Tabela 3 - Características estruturais dos tubos de calor

Característica	Tipo #1	Tipo #2	Tipo #3
Diâmetro interno do tubo de calor [mm]	7,75	7,75	7,75
Diâmetro externo do tubo de calor [mm]	9,45	9,45	9,45
Diâmetro interno da estrutura capilar [mm]	3,50	4,75	6,00
Comprimento do evaporador [mm]	80,00	80,00	80,00
Comprimento da região adiabática [mm]	20,00	20,00	20,00
Comprimento do condensador [mm]	100,00	100,00	100,00
Fluido de trabalho	Água destilada		
Estrutura capilar	Pó sinterizado		
Material da estrutura capilar	Pó de Cobre XF		

Fonte: Autoria Própria.

3.3.3 Limpeza

A limpeza dos tubos de calor é necessária para garantir a molhabilidade do fluido de trabalho, a eliminação de impurezas e melhorar a qualidade do vácuo. Desta forma, todos os componentes dos tubos de calor necessitam estar completamente limpos, antes que o fluido de trabalho seja introduzido. Para tal, primeiramente, o invólucro, as tampas de fechamento e o capilar, foram limpos com acetona visando retirar as sujidades maiores. Em seguida, os componentes foram imersos em uma solução de ácido sulfúrico (H_2SO_4 de 0,1M). Os componentes dos tubos de calor foram levados a um banho ultrassônico *Kondentech*TM, permanecendo mergulhados em acetona, durante 15 (quinze) minutos, para a retirada de

alguma sujeira possa ainda estar presente. Na Fotografia 20 é mostrado o processo de limpeza no banho ultrassônico. Após esses procedimentos, enfim, os componentes estão prontos para serem utilizados na montagem dos tubos de calor.

Fotografia 20 - Banho ultrassônico com componentes dos tubos de calor imersos em acetona



Fonte: Autorial Própria.

3.3.4 Montagem Dos Tubos De Calor

Após a realização da limpeza de seus componentes, os tubos de calor podem ser propriamente montados. Primeiramente, as tampas de fechamento e o capilar foram brasados nas extremidades dos tubos de calor. O processo de brasagem foi efetuado com o auxílio de um ferro de soldar *Hikari*TM e as peças foram brasadas utilizando uma liga de estanho como material de adição. A Fotografia 21 mostra um tubo de calor completamente montado.

Fotografia 21 - Tubo de calor construído

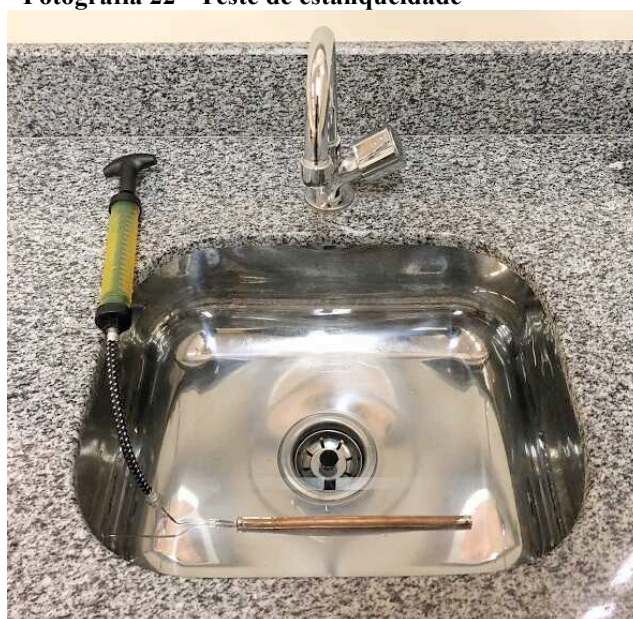


Fonte: Autorial Própria.

3.3.5 Teste De Estanqueidade

Para verificar se não houve falha no processo de brasagem, foi realizado um teste de estanqueidade utilizando uma bomba de deslocamento positivo manual, uma cuba com água e uma conexão para ligar a bomba ao tubo capilar. Para tal, os tubos de calor foram inseridos dentro do recipiente contendo água e, com a bomba de deslocamento positivo foi bombeado ar para dentro do tubo - Fotografia 22. Se houvesse alguma falha, surgiriam bolhas na água e o tubo de calor defeituoso deveria ser desmontado, limpo, brasado e testado novamente.

Fotografia 22 - Teste de estanqueidade



Fonte: Autoria Própria.

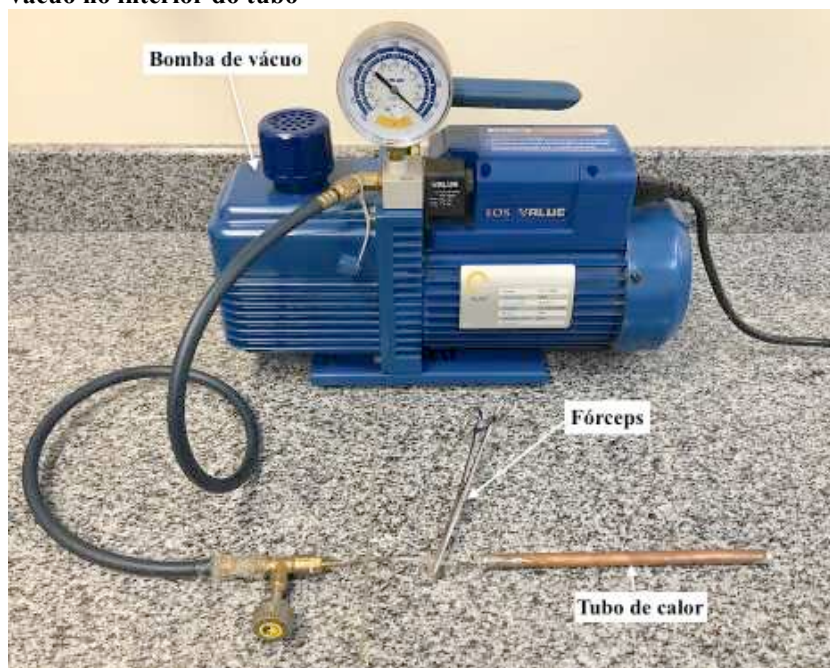
3.3.6 Procedimento De Evacuação De Ar

Antes do preenchimento dos tubos de calor com água destilada, foi necessário fazer vácuo dentro dos tubos através da utilização de uma bomba de vácuo *EOS Value™ i260SV*, como mostrado na Fotografia 23. Para tal, uma mangueira polimérica foi conectada ao capilar do tubo de calor interligando-o à bomba de vácuo através de uma válvula de controle de fluxo e uma mangueira flexível de borracha. Graxa de alto vácuo *Dow Corning™ 304* foi utilizada para garantir a vedação entre a mangueira polimérica e o capilar. Feito isso, a bomba de vácuo foi acionada. É recomendado que este processo tenha a duração de, pelo menos, 8 (oito) horas. Durante o processo de vácuo, a pressão interna atingida é de 9mbar (kPa) e a temperatura de saturação da água relacionada com essa pressão é de aproximadamente 43°C.

3.3.7 Preenchimento Com O Fluido De Trabalho

A quantidade de fluido de trabalho inserida no interior do tubo de calor é muito importante para o sistema de bombeamento capilar. Se não existir quantidade suficiente de fluido, o sistema de bombeamento interrompe seu funcionamento, o tubo de calor entra em colapso e, conseqüentemente, a transferência de calor é interrompida.

Fotografia 23 – Equipamento utilizado no procedimento de obtenção de vácuo no interior do tubo



Fonte: Autoria própria.

Para realizar o preenchimento do tubo de calor com o fluido de trabalho, foi desenvolvida uma pequena estação de preenchimento composta por um suporte universal, uma bureta graduada (escala de 0,1 mL) com capacidade de 25 mL (*Global GlassTM*) e um *fôrceps* (Fotografia 24).

O tubo de calor evacuado foi acoplado à uma mangueira polimérica que faz conexão com a bureta. Feito isso, a mangueira foi pinçada com o *fôrceps* para evitar que o ar entrasse no tubo de calor. A bureta estava completamente preenchida com o fluido de trabalho, ou seja, água destilada. O próximo passo foi abrir a válvula da bureta cuidadosamente para que não fosse formada nenhuma bolha de ar na tubulação entre a bureta e o tubo de calor. O *fôrceps* foi cuidadosamente aberto para drenar o fluido de trabalho até que o tubo de calor fosse carregado com a razão de preenchimento desejada.

A Tabela 4 apresenta as razões de preenchimento em relação ao volume do evaporador utilizadas para cada tipo de tubo de calor sinterizado com suas respectivas quantidades de fluido de trabalho. As razões de preenchimento são calculadas a partir do volume de vazios no evaporador, ou seja, o volume interno sem estrutura sinterizada somado ao volume de vazios presentes na região porosa. Destaca-se que no momento do preenchimento, muito cuidado é necessário para que não se perca o vácuo existente dentro do tubo de calor. Se isso acontecer, todo o processo de vácuo deve ser realizado novamente.

Fotografia 24 - Tubo de calor no procedimento de preenchimento com fluido



Fonte: Autoria própria.

Tabela 4 - Quantidade de fluido de trabalho utilizada nos tubos de calor

	Tubo de calor	Razão de preenchimento em relação ao volume do evaporador [%]			
		60	80	100	120
Quantidade de fluido de trabalho [mL]	Tipo #1	1,54	2,06	2,57	3,09
	Tipo #2	1,70	2,27	2,83	3,40
	Tipo #3	1,90	2,54	3,17	3,80

Fonte: Autoria própria.

Após o carregamento, o capilar foi clipado com um alicate de pressão, como mostrado na Fotografia 25, e a extremidade do capilar brasada para completa vedação.

Fotografia 25 - Brasagem do capilar



Fonte: Autoria própria.

3.4 TESTES EXPERIMENTAIS

Na presente seção, o aparato experimental e os procedimentos experimentais adotados são descritos.

3.4.1 Aparato Experimental

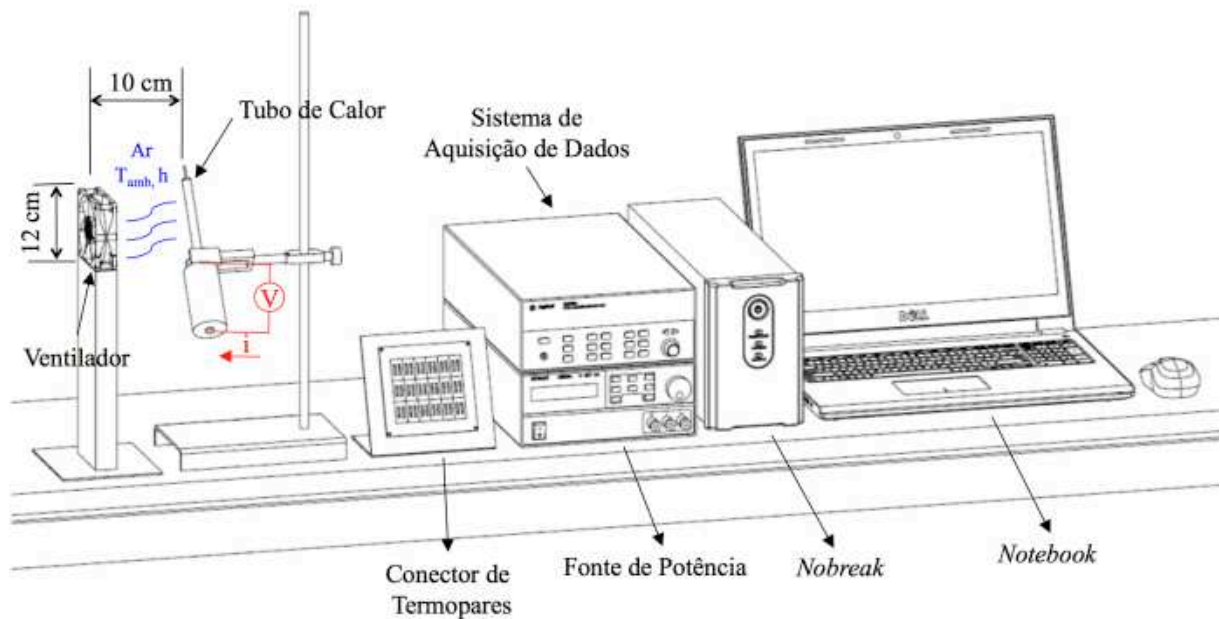
O aparato experimental utilizado para os testes experimentais dos tubos de calor, mostrado na Fotografia 26, foi composto por uma unidade de fonte de alimentação *Agilent*TM U8002A, um sistema de aquisição de dados *Agilent*TM 34970A com um multiplexador *Agilent*TM 34901A de 20 canais, um *notebook Dell*TM, um ventilador *Ultrar*TM DF12038HBL2, um suporte universal com garra e um *nobreak NHS*TM de 1200 VA. A Figura 18 apresenta um desenho esquemático da bancada experimental utilizada nos testes.

Fotografia 26 - Aparato experimental



Fonte: Autoria própria.

Figura 18 - Desenho esquemático do aparato experimental

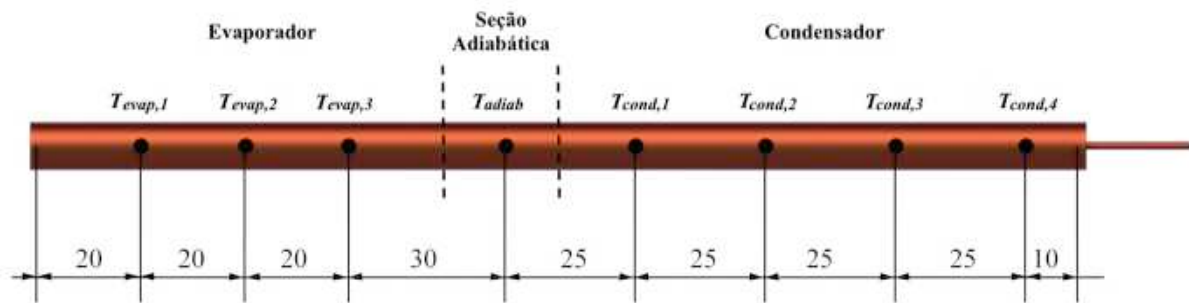


Fonte: Autoria própria.

Para avaliação do comportamento térmico dos tubos de calor, foram utilizados termopares *Omega Engineering*TM do Tipo K. Esses sensores de temperatura foram fixados na superfície externa ao longo do comprimento dos tubos de calor utilizando uma fita adesiva termosensível *Kapton*TM, sendo três termopares fixados no evaporador ($T_{evap,1}$, $T_{evap,2}$ e $T_{evap,3}$), um termopar na seção adiabática (T_{adiab}) e quatro no condensador ($T_{cond,1}$, $T_{cond,2}$, $T_{cond,3}$, e $T_{cond,4}$).

A Figura 19 apresenta de forma esquemática o posicionamento dos termopares nos tubos de calor em cada região. Toda a superfície externa do tubo de calor foi protegida com fita adesiva termosensível *Kapton*TM para que resistência e os termopares não fiquem em contato direto com o tubo de cobre.

Figura 19 - Posicionamento dos termopares nos tubos de calor



Fonte: Autoria própria.

Para o funcionamento correto do tubo de calor é necessário um sistema de aquecimento no evaporador e um sistema de arrefecimento no condensador. Desta forma, nesta Dissertação de Mestrado, o sistema de aquecimento do evaporador é constituído pela dissipação de potência por meio da passagem de uma corrente elétrica em um resistor elétrico em fita de liga de níquel-cromo *Omega Engineering*TM com 0,1 mm de espessura e 3,5 mm de largura. Para garantir que o calor gerado pelo efeito *Joule* seja transmitido ao evaporador, um isolamento térmico aeronáutico de fibra cerâmica e uma camada de polietileno são instalados nesta região. Uma fita de fibra de vidro é usada na seção adiabática como isolamento térmico entre o suporte e o tubo de calor. O sistema de arrefecimento foi constituído de convecção forçada de ar, composto por um ventilador na região do condensador.

3.4.2 Procedimento Experimental

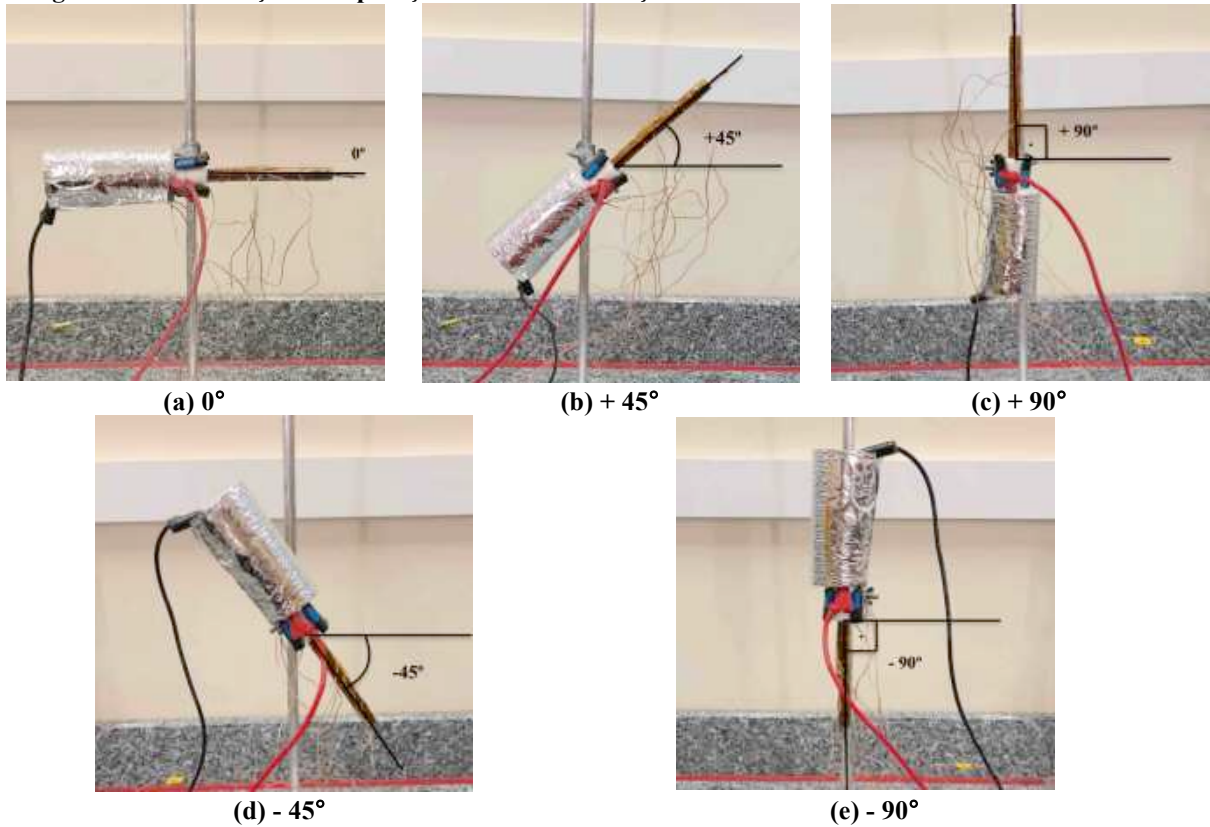
Buscando obter um melhor resultado e a repetitividade dos testes experimentais, a temperatura do ambiente foi mantida em $20\text{ °C} \pm 0,5\text{ °C}$ por um sistema de condicionamento de ambiente *Rhemm*TM. Uma verificação minuciosa dos equipamentos do aparato experimental e do tubo de calor a ser testado (fixação de termopares, isolamento térmico, conexão do resistor, entre outros) foi feita antes de cada teste experimental. O tubo de calor foi cuidadosamente fixado ao suporte universal com garra pela região adiabática na posição

de teste desejada. O ventilador foi ligado, corretamente posicionado na região do condensador do tubo de calor e ajustado a uma velocidade média do ar de 5 m/s controlada por um potenciômetro e um anemômetro, com um erro combinado de $\pm 0,2$ m/s. O sistema de aquisição de dados foi ativado e as temperaturas medidas pelos termopares eram verificadas em relação à temperatura ambiente, e, se estas estivessem estáveis e aproximadamente a 20 °C, finalmente, a fonte de alimentação era ligada e ajustada na dissipação de potência desejada.

Os tubos de calor sinterizados (Tipo #1, Tipo #2 e Tipo #3) foram testados em cinco inclinações relativas a horizontal, sendo elas: 0°, + 45°, + 90°, - 45° e - 90°. As posições de operação testadas são mostradas na Fotografia 27. Na posição 0°, os tubos de calor operavam na posição horizontal. As posições de + 45° e + 90°, com o evaporador abaixo do condensador, são posições favoráveis de trabalho devido a assistência da gravidade no movimento do fluido de trabalho. As posições de - 45° e - 90°, com o evaporador acima do condensador, apresentam condições adversas de trabalho devido ao escoamento do fluido de trabalho na estrutura capilar ocorrer contra a gravidade.

Os testes experimentais foram repetidos três vezes para cada tubo de calor em cada posição e os erros foram comparados levando em consideração que a diferença entre as médias dos valores das seções (evaporador, seção adiabática e condensador) fossem menores que 0,5 °C. Os testes foram realizados para carga térmicas crescentes de 5 W, variando de 5 W até 45 W. Cada carga térmica foi mantida por 15 (quinze) minutos, onde a condição de funcionamento de regime *quasi* permanente foi atingida. Por questões de segurança com os materiais utilizados, os testes foram imediatamente interrompidos quando a temperatura média de 160 °C foi alcançada no evaporador dos tubos de calor. Os dados foram registrados a cada 5 (cinco) segundos pelo sistema de aquisição de dados e salvos pelo programa computacional *Agilent™ Benchlink Data Logger 3*. Posteriormente, os dados foram tratados para avaliação do desempenho térmico dos tubos de calor para as diversas inclinações.

Fotografia 27 - Inclinações de operação testadas em relação a horizontal



Fonte: Autoria própria.

3.5 AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO TÉRMICO

O desempenho térmico dos tubos de calor foi analisado e comparado utilizando a temperatura de operação (T_{op}) e a resistência térmica global (R_t). A temperatura de operação analisada é a temperatura da seção adiabática, devido a não apresentar troca térmica com o meio. A resistência térmica global de um tubo de calor, R_t , indica a dificuldade do dispositivo passivo para transportar energia térmica e pode ser definida como:

$$R_t = \frac{\Delta T}{q} = \frac{\bar{T}_{evap} - \bar{T}_{cond}}{q} \quad (48)$$

sendo que, q é a capacidade de transferência de calor do dispositivo [W], T_{evap} e T_{cond} são as médias das temperaturas do evaporador [°C] e do condensador [°C], respectivamente.

3.6 ANÁLISE DE INCERTEZAS

Nesta Dissertação de Mestrado, foram avaliadas as incertezas experimentais dos sensores de temperatura (termopares do Tipo K), do sistema de aquisição de dados e da fonte de alimentação. O método de combinação de incertezas descrito por Holman (2011) foi utilizado para a determinação na incerteza da medição da potência elétrica, obtida a partir dos resistores elétricos, e para a determinação das incertezas das resistências térmicas dos tubos de calor. As incertezas dos dados mensurados foram estimadas para as temperaturas dos termopares e para a potência de entrada, considerando a precisão dos termopares de $\pm 2,2$ °C, da tensão de $0,35\% + 20$ mV e da corrente de $0,35\% + 20$ mA. As incertezas foram avaliadas do tipo retângulo para todas as medidas, devido aos valores máximos e mínimos de variação de cada equipamento utilizado serem conhecidos. A incerteza combinada foi definida do tipo de incertezas correlacionadas, baseado na natureza dos dados adquiridos por meio do experimento. O Apêndice C apresenta os cálculos das incertezas.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Na presente seção são apresentados e discutidos os resultados experimentais obtidos da caracterização do pó, da caracterização da estrutura capilar e da avaliação térmica dos tubos de calor com pó de cobre sinterizado (Tipos #1, #2 e #3). Além disso, os resultados experimentais do desempenho térmico dos tubos sinterizados são comparados com diferentes dispositivos passivos (barra sólida, termossifão, tubo de calor com tela metálica e tubo de calor com microranhuras).

4.1 CARACTERIZAÇÃO DO PÓ E DO MEIO POROSO

Nesta seção são apresentados os principais resultados da caracterização do pó de cobre e da estrutura capilar de pó sinterizado. O pó metálico é caracterizado por meio da composição e da distribuição do tamanho de partícula. As características da estrutura capilar apresentadas são: a porosidade, a permeabilidade, tamanho do poro (raio crítico) e condutividade térmica.

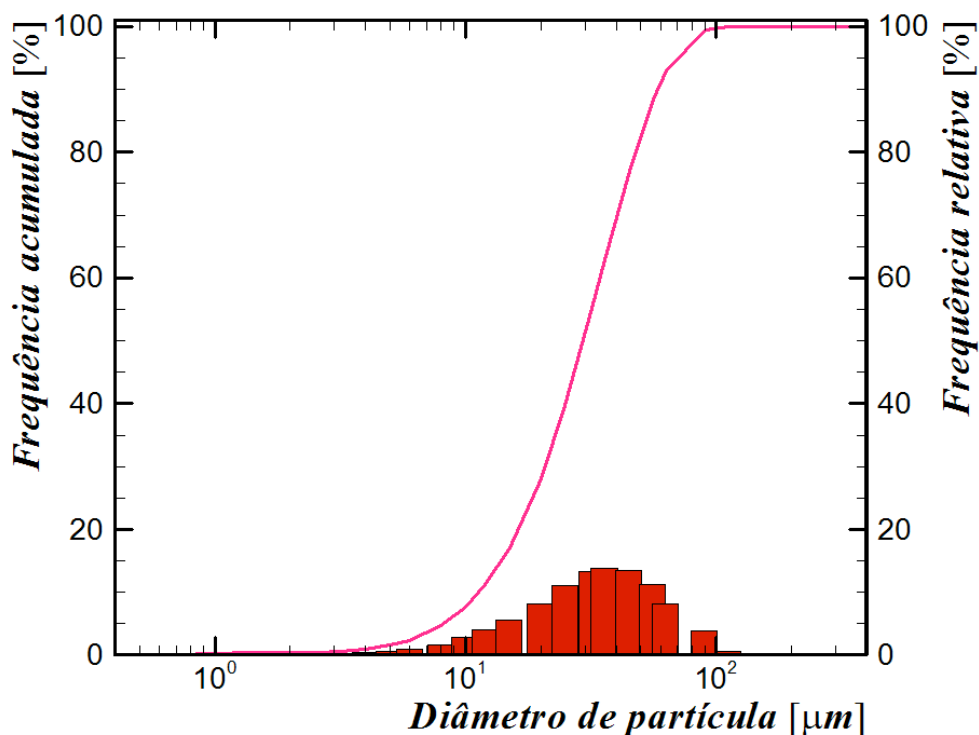
4.1.1 Composição Química

O pó metálico é composto por 100% de cobre. Os dados obtidos pelo espectrômetro são apresentados no Anexo A.

4.1.2 Distribuição De Tamanho De Partícula

A distribuição do tamanho médio de partículas obtida pela distribuição granulométrica a laser do pó de cobre XF é apresentada no Gráfico 3. Neste gráfico, o eixo x apresenta o diâmetro de partícula [μm] e o eixo y apresenta as frequências relativas [%] e acumulada [%]. A linha contínua representa a frequência relativa acumulada para cada tamanho de partícula, definidas dentro de 30 classes de tamanhos. O diâmetro médio de partícula baseado no volume foi de 33 μm . Mais detalhes dos dados obtidos pelo Granulômetro a Laser *Cilas*TM 920 são apresentados no Anexo B.

Gráfico 3 - Distribuição granulométrica do pó de cobre XF



Fonte: Autoria própria.

4.1.3 Porosidade

O resumo dos resultados experimentais de porosidade obtidos pelo método de Arquimedes é apresentado na Tabela 5. A porosidade média encontrada experimentalmente para a estrutura capilar de pó sinterizado de cobre foi de 55,03%.

Tabela 5 - Resultado das Porosidades experimentais

Amostra	Porosidade [%]
A	55,11
B	55,09
C	55,53
D	55,16
E	54,26
Média	55,03

Fonte: Autoria própria.

Os resultados obtidos por picnometria a hélio associados a caracterização física pelo método de Arquimedes realizadas no LIMAC/UEPG são apresentados na Tabela 6. A porosidade total é de 54,79%.

Tabela 6 - Resultados da Análise em Picnômetro a Hélio e Caracterização Física

Amostras	1	2	3	Média	Desvio padrão
Porosidade aparente [%]	55,40	53,40	54,56	54,46	1,01
Porosidade fechada [%]	0,02	0,16	0,83	0,33	0,43
Porosidade total [%]	55,42	53,56	55,39	54,79	1,06
Densidade aparente [g/cm ³]	8,81	8,78	8,65	8,74	0,08
Densidade aparente total [g/cm ³]	3,93	4,09	3,93	3,98	0,09
Densidade aparente Pic. Hélio [g/cm ³]	9,10	8,93	8,91	8,98	0,11
Densidade geométrica [g/cm ³]	3,66	3,74	3,70	3,70	0,04

Fonte: Autoria Própria.

Baseado nos resultados de porosidade obtidos pelos dois métodos, é possível observar que as medidas são muito próximas, com uma diferença menor que 1%, mostrando que a técnica empregada experimentalmente foi satisfatória.

4.1.4 Permeabilidade

Segundo o procedimento descrito no Capítulo 3, os resultados experimentais da permeabilidade obtida pelas 3 amostras são apresentados na Tabela 7. A permeabilidade média encontrada experimentalmente para a estrutura capilar de pó sinterizado de cobre foi de $7,81 \cdot 10^{-13}$.

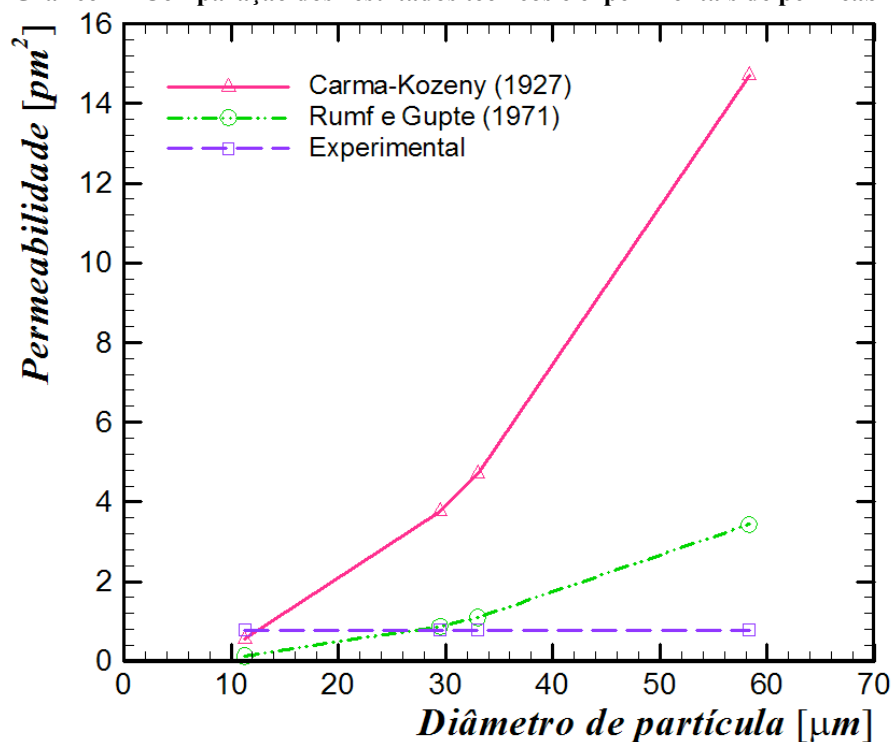
Tabela 7 - Resultados experimentais da Permeabilidade

Amostra	Permeabilidade [m ²]
A	$7,80 \cdot 10^{-13} \pm 0,38 \cdot 10^{-13}$
B	$7,41 \cdot 10^{-13} \pm 0,36 \cdot 10^{-13}$
C	$8,21 \cdot 10^{-13} \pm 0,39 \cdot 10^{-13}$
Média	$7,81 \cdot 10^{-13} \pm 0,38 \cdot 10^{-13}$

Fonte: Autoria própria.

O Gráfico 4 apresenta os resultados experimentais comparados com os modelos propostos na literatura por Carman-Kozeny (1927) e Rumpf e Gupte (1971). Os resultados são comparados considerando os diâmetros correspondente a cada quartil da distribuição granulométrica (11,3 µm, 29,5 µm e 58,3 µm) e o diâmetro médio de partículas 33 µm.

Gráfico 4 - Comparação dos resultados teóricos e experimentais de permeabilidade



Fonte: Autoria própria.

Os resultados experimentais apresentam uma melhor correspondência com os modelos teóricos para o diâmetro de partículas menor, ou seja, os do primeiro quartil. Para diâmetros maiores, a discrepância dos valores é muito elevada. Esta diferença pode ser resultado da idealização das partículas como esféricas nos modelos teóricos, enquanto que pela avaliação das imagens experimentais pode ser constatado que as partículas não apresentam um formato exatamente esférico. Desta forma, quando o tamanho de partícula é pequeno, a idealização de formato não tem grande influência, enquanto que para uma partícula grande, a idealização acaba afastando os resultados teóricos dos valores experimentais.

4.1.5 Raio Crítico

As médias das medidas das amostras e a média do raio crítico dos poros da estrutura capilar são apresentadas na Tabela 8. O raio crítico médio medido experimentalmente foi de 6,57 µm. O raio crítico teórico é de 6,765 µm. Desta forma, considerando a incerteza experimental, os resultados das amostras são similares e de acordo com a literatura.

Tabela 8 - Resultado da medição de raio crítico

Amostra	Raio crítico [μm]
A	$6,96 \pm 0,24$
B	$6,45 \pm 0,21$
C	$6,30 \pm 0,20$
Média	$6,57 \pm 0,22$

Fonte: Autoria própria.

4.1.6 Condutividade Térmica

A condutividade térmica efetiva da estrutura capilar de pó de cobre sinterizado calculada com base nos resultados experimentais para as diferentes amostras é apresentada na Tabela 9. A condutividade térmica efetiva média da estrutura capilar é de 15,13 W/mK.

Tabela 9 - Resultados experimentais da Condutividade Térmica Efetiva

Amostra	Condutividade Térmica Efetiva [W/mK]
A	16,52
B	13,60
C	15,29
Média	15,13

Fonte: Autoria própria.

O valor médio da condutividade térmica efetiva do meio poroso se encontra próximo ao valor teórico calculado pela correlação de Alexander (1972) *apud* Atabaki e Baliga (2007), 15,55 W/mK. A diferença dos valores é de 2,89 %, o que valida o modelo experimental proposto para determinação da condutividade térmica efetiva.

4.2 ANÁLISE TEÓRICA DO TUBO DE CALOR

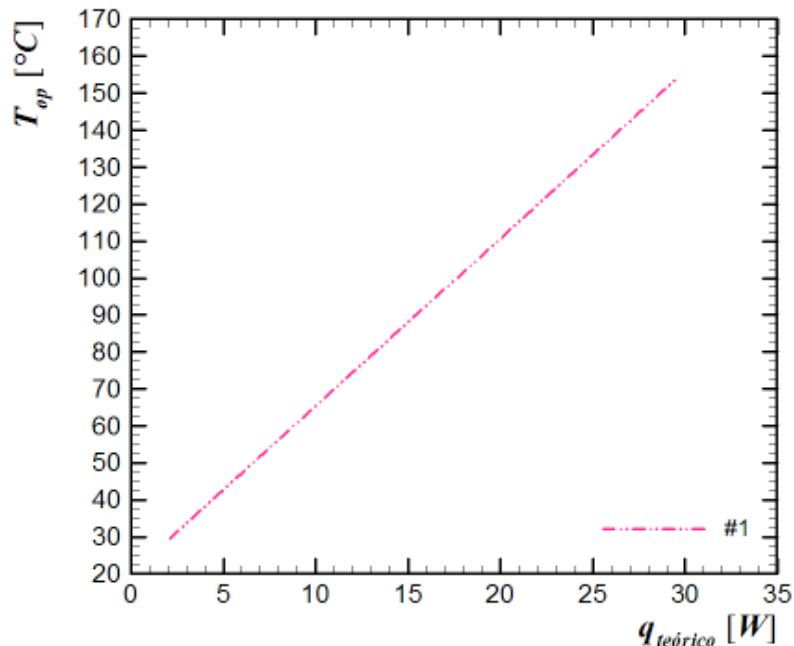
Na presente seção são apresentados e discutidos os resultados teóricos do projeto térmico e dos limites operacionais dos tubos de calor sinterizados.

O *software Engineering Equation Solver™* (EES™) foi utilizado para o desenvolvimento do projeto térmico e dos limites operacionais dos tubos de calor de cobre sinterizados. As propriedades termofísicas dos materiais e do fluido de trabalho foram retiradas da biblioteca do *software* EES™.

Os tubos de calor sinterizados utilizados nos cálculos apresentam diâmetro externo de 9,45 mm, diâmetro interno de 7,75 mm, comprimento de 200 mm, e o comprimento do evaporador, da seção adiabática e do condensador foram de 80 mm, 20 mm e 100 mm, respectivamente. O projeto térmico e os limites operacionais foram calculados para as três diferentes estruturas capilares de pó de cobre (Tipo #1, Tipo #2 e Tipo #3) na posição horizontal, por ser a posição sem influência direta da gravidade.

A partir do projeto térmico é possível determinar a potência que pode ser dissipada pelo tubo de calor baseado na temperatura de operação do tubo. Os resultados do projeto térmico para as três configurações de tubos de calor, apesar da espessura da estrutura capilar variar, mostraram valores muito próximos com diferenças menores que 1%. Desta forma, o Gráfico 5 apresenta os resultados do projeto térmico do tubo de calor do Tipo #2 em função da temperatura de operação para a posição horizontal. A temperatura de operação foi variada de 30 °C a 160 °C. Os valores obtidos para os três tubos de calor sinterizados estão dispostos no Apêndice B.

Gráfico 5 - Temperatura de operação em função do $q_{teórico}$ para o Tubo de Calor Tipo #2

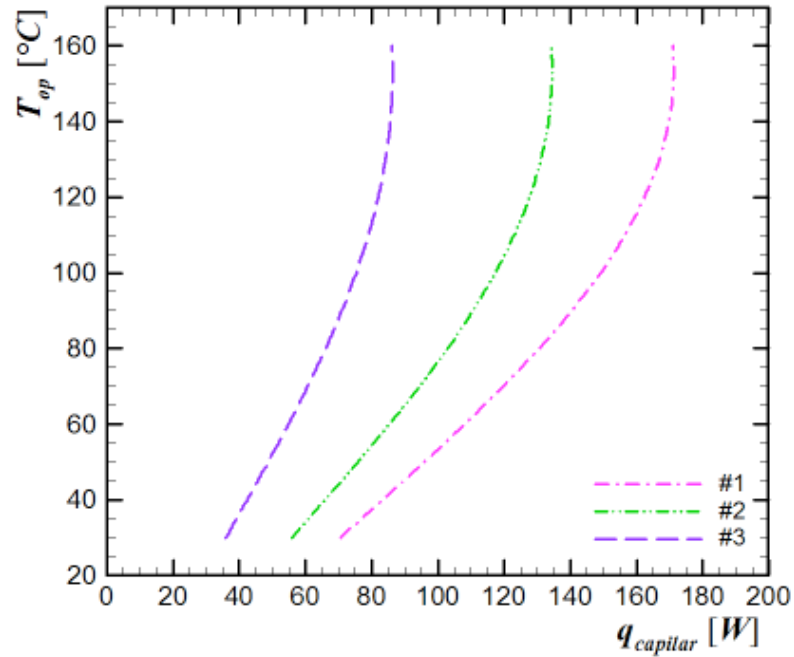


Fonte: Autoria própria.

De acordo com o projeto térmico, considerando uma temperatura máxima de 160 °C (temperatura máxima prevista experimentalmente), o tubo de calor é capaz de dissipar uma potência máxima de aproximadamente 30 W.

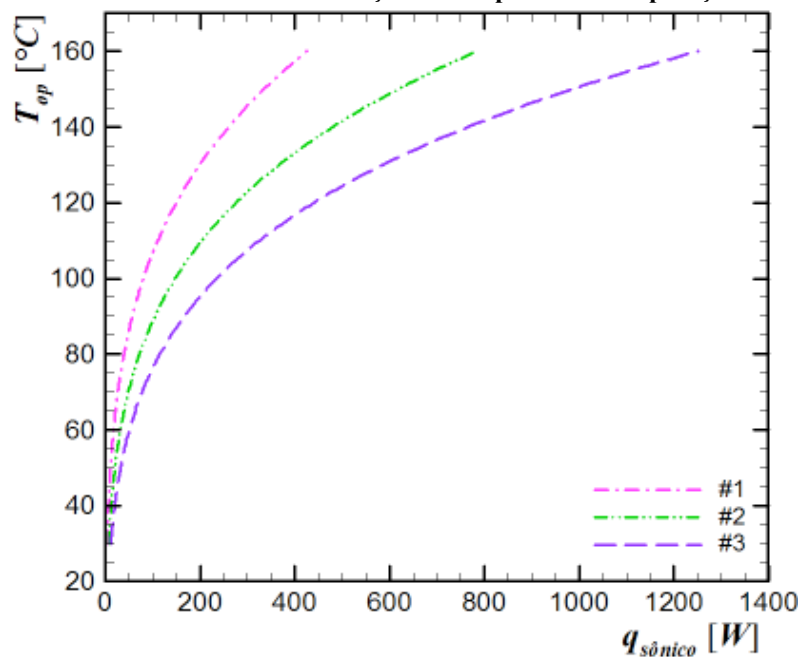
O menor dos limites sempre caracteriza o limite de transferência de calor do tubo de calor. No caso dos tubos de calor sinterizados do Tipo #1, #2 e #3, o limite capilar foi o menor dentre os limites analisados. Os Gráfico 6, Gráfico 7, Gráfico 8, Gráfico 9, Gráfico 10 apresentam, respectivamente, os limites capilar, sônico, de arrasto, viscoso, e de ebulição para os tubos de calor analisados neste Trabalho na posição horizontal.

Gráfico 6 - Limite capilar em função da temperatura de operação



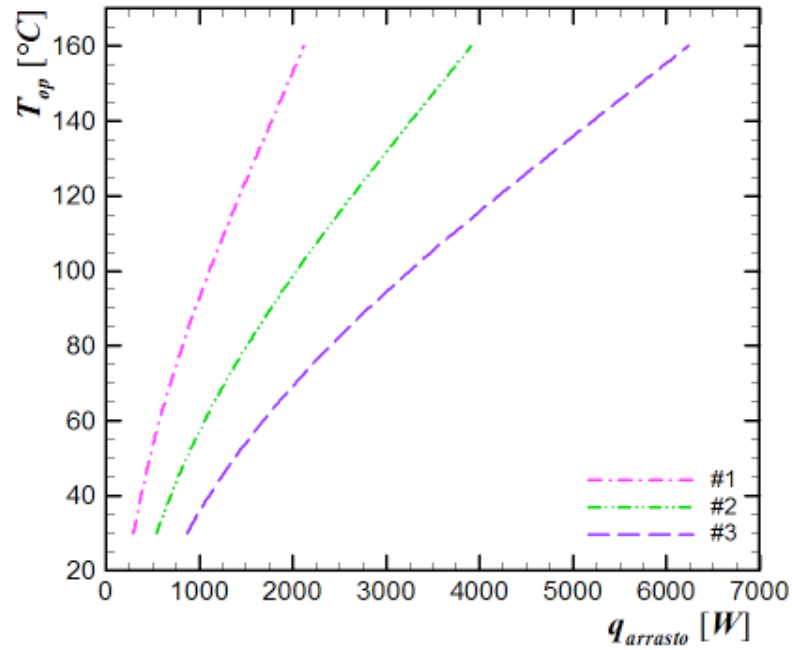
Fonte: Autoria própria.

Gráfico 7 - Limite sônico em função da temperatura de operação



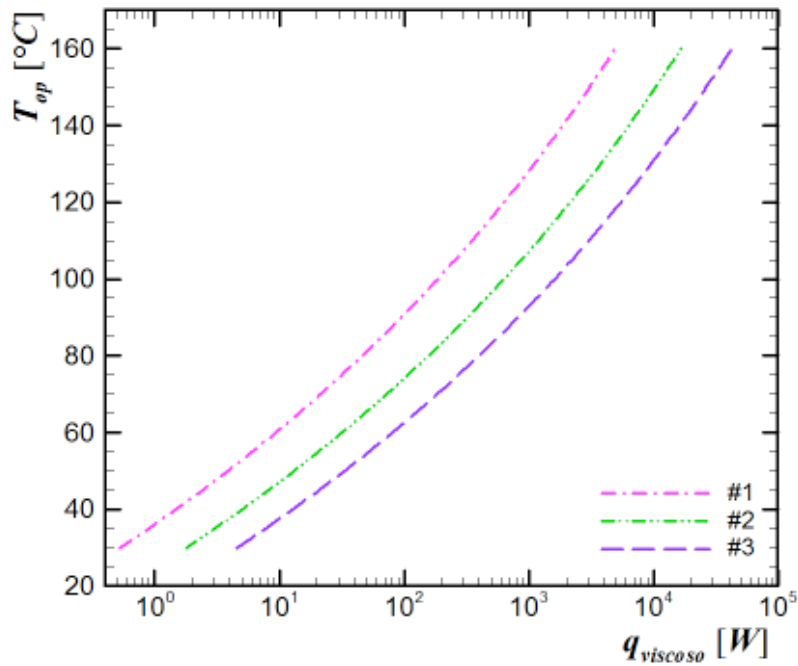
Fonte: Autoria própria.

Gráfico 8 - Limite de arrasto em função da temperatura de operação



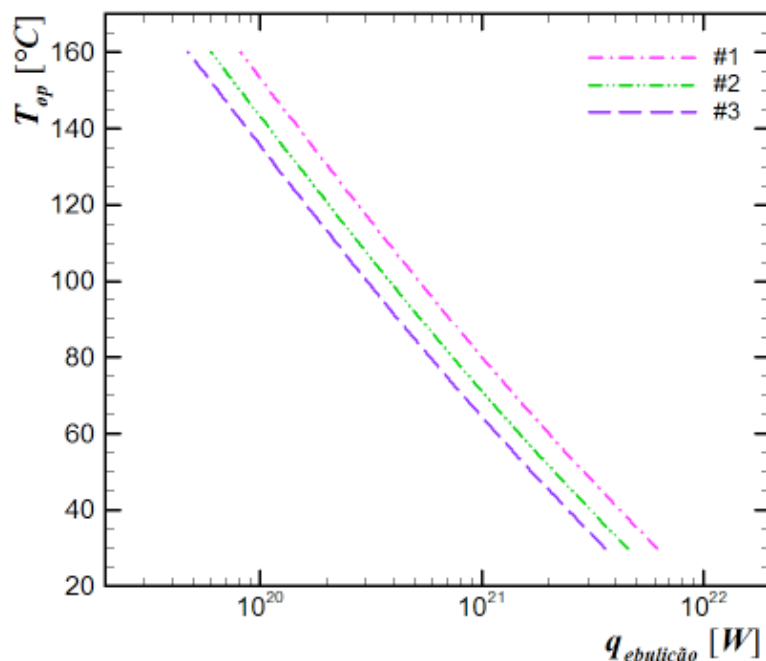
Fonte: Autoria própria.

Gráfico 9 - Limite viscoso em função da temperatura de operação



Fonte: Autoria própria.

Gráfico 10 - Limite de ebulição em função da temperatura de operação



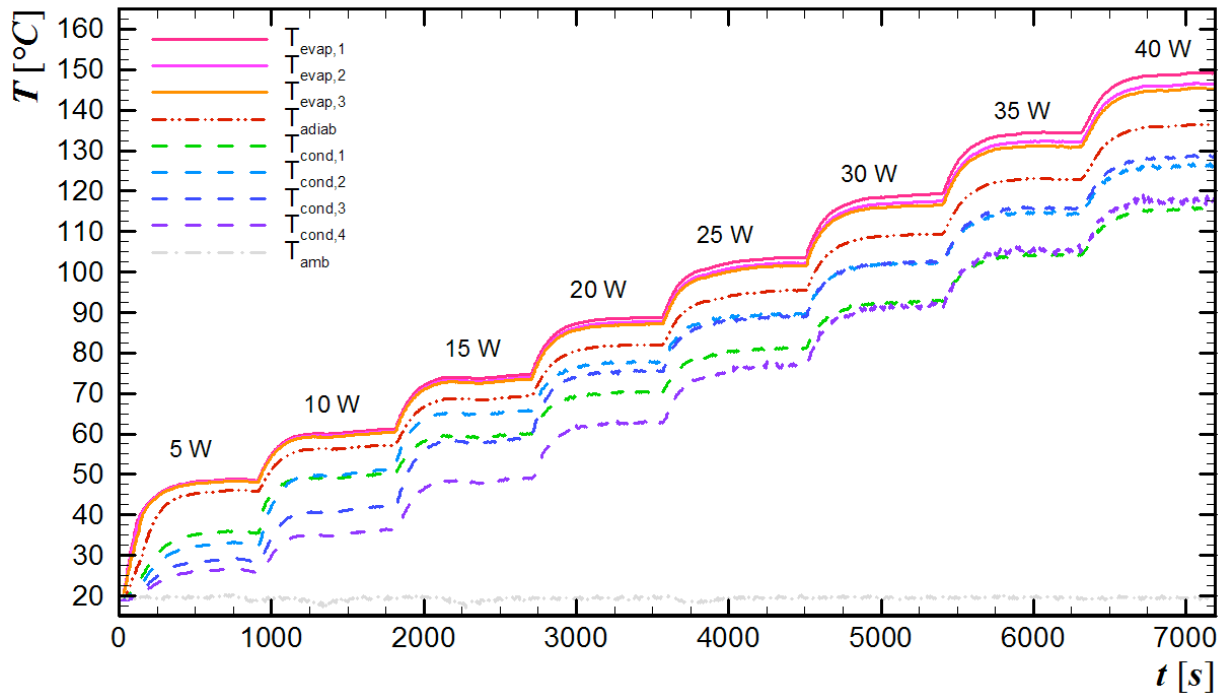
Fonte: Autoria própria.

Os valores dos limites operacionais obtidos para os tubos de calor do Tipo #1, Tipo #2 e Tipo #3 estão dispostos no Apêndice B. Todos os limites operacionais são maiores que as potências estimadas pelo projeto térmico, o que viabiliza a construção dos tubos de calor com as características propostas, pois nenhum limite operacional será atingido durante o funcionamento do dispositivo passivo.

4.3 DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURAS NOS TUBOS DE CALOR

De acordo com o procedimento experimental proposto, a distribuição de temperaturas verificada durante a realização dos testes para cada termopar tende a um mesmo aspecto, modificando somente a magnitude dos valores. Esses valores são tratados e avaliados posteriormente de acordo com a temperatura de operação e resistência térmica, o que possibilita uma melhor comparação entre os tubos de calor. Devido à grande quantidade de resultados, somente um exemplo dos testes realizados é apresentado no Gráfico 11. O gráfico ilustra a distribuição de temperaturas em função do tempo, para diferentes potências dissipadas ao tubo de calor do Tipo #3 com uma razão de preenchimento de 60 % do volume do evaporador, posicionado na horizontal.

Gráfico 11 - Distribuição de temperaturas em função do tempo para o tubo de calor sinterizado do Tipo #3 com 60 % de razão de preenchimento

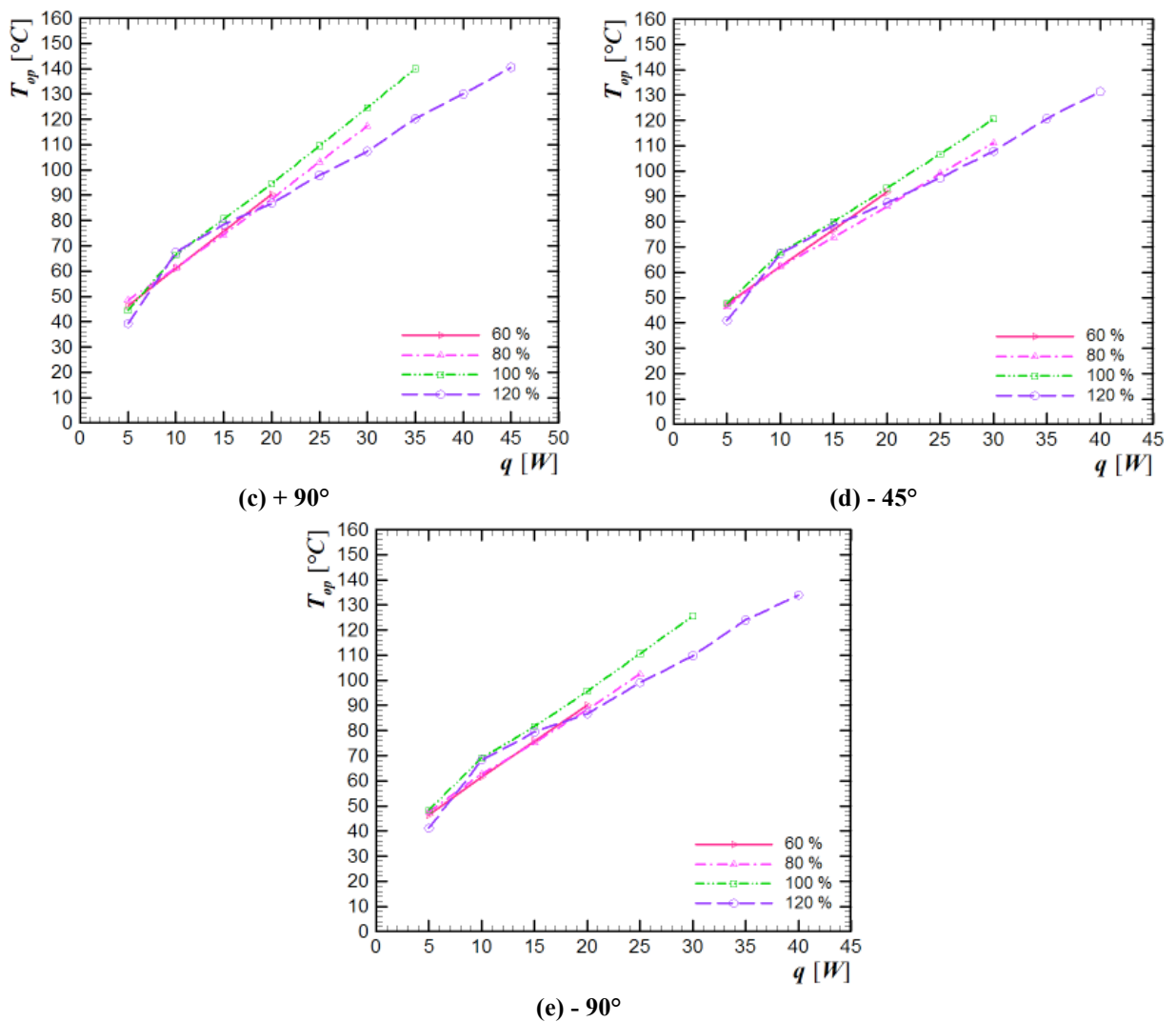


Fonte: Autoria própria.

O evaporador do tubo de calor sinterizado obteve um comportamento isotérmico, enquanto o condensador apresentou um pequeno gradiente entre as temperaturas dos quatro termopares da região. Isto ocorre devido ao escoamento não ser completamente uniforme na região do condensador no sentido azimutal. O tubo operou satisfatoriamente e atingiu o regime *quasi* permanente por volta de 300 s após a aplicação da primeira carga térmica. Com a potência de 40 W, o tubo de calor alcançou o regime quase permanente com uma temperatura de operação, ou seja, temperatura da região adiabática, de aproximadamente 138 °C. Para a carga térmica de 45 W, a temperatura crítica preestabelecida para a média do evaporador (160°C) foi atingida, sendo o teste encerrado.

4.4 RESULTADOS EXPERIMENTAIS DO TUBO DE CALOR TIPO #1

Os resultados experimentais do desempenho térmico dos tubos de calor do Tipo #1 em relação as diferentes razões de preenchimento e as orientações de operação são apresentados nesta seção.



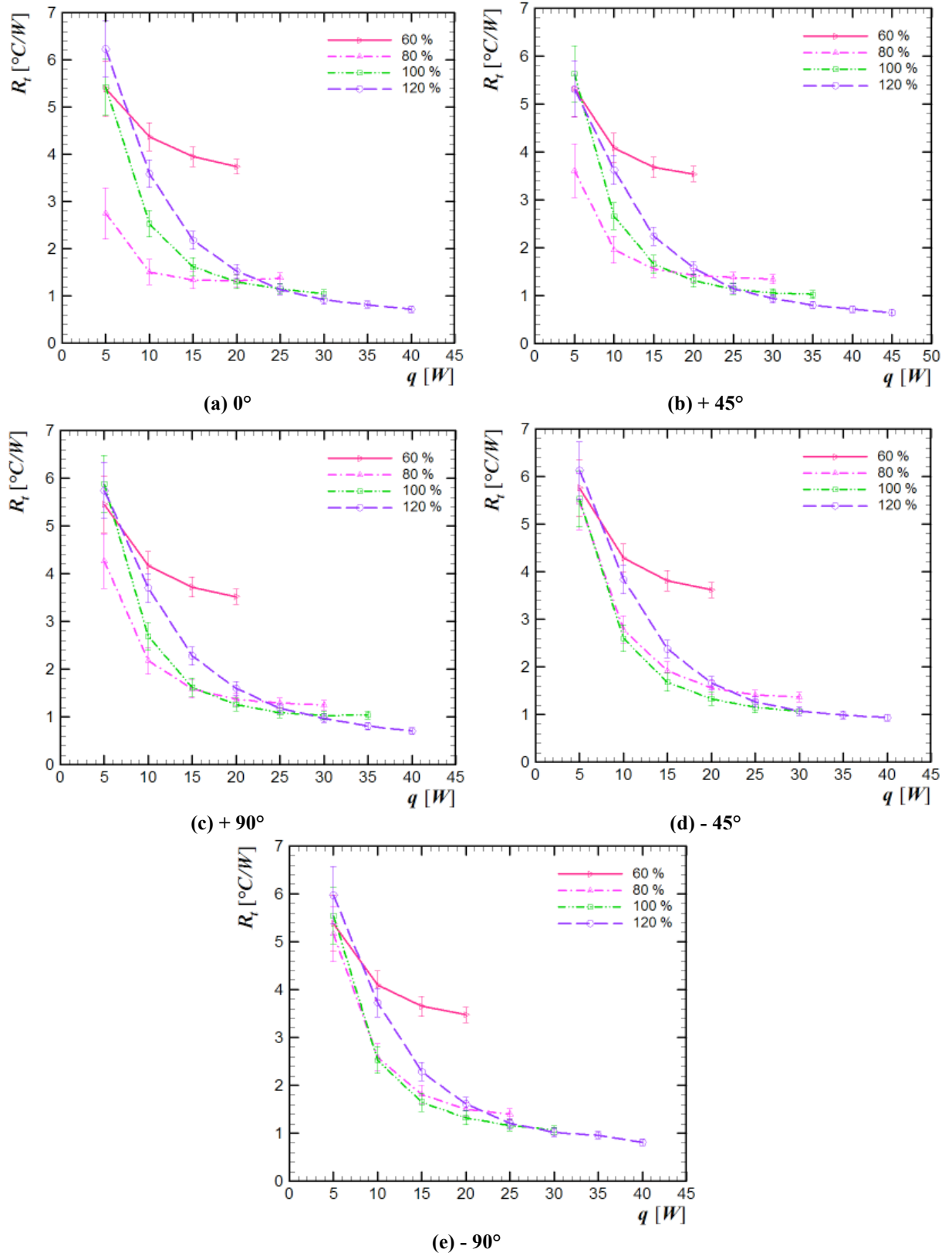
Fonte: Autoria própria.

As temperaturas de operação aumentam com a elevação da potência dissipada como esperado. O tubo de calor com a razão de preenchimento de 120 % foi o que suportou maiores potências, porém o comportamento da sua temperatura de operação não foi linearmente correspondente ao aumento da dissipação. Os outros tubos de calor apresentaram um comportamento linear em todas as inclinações de trabalho. A diferença entre as temperaturas de operação das diferentes razões de preenchimento aumenta com o aumento da potência dissipada.

4.4.1.2 Resistência térmica

O Gráfico 13 apresenta o comportamento da resistência térmica global para os tubos de calor do Tipo #1 em função da potência dissipada para as cinco posições de operação. As barras verticais indicam as incertezas experimentais das medidas. Os dados experimentais obtidos estão dispostos no Apêndice D.

Gráfico 13 - Resistência térmica do tubo de calor sinterizado do Tipo #1 para diferentes razões de preenchimento



Fonte: Autoria própria.

A resistência térmica dos tubos de calor diminui com o aumento da potência dissipada, para a maioria dos casos apresentados. O tubo de calor com a menor resistência térmica e que suportou maiores potências (40 W ou 45 W), ou seja, com o melhor desempenho térmico a partir de 25 W foi o com razão de preenchimento de 120 % do volume do evaporador. O tubo de calor com 60% de razão de preenchimento apresentou a resistência térmica mais elevada e o pior comportamento térmico devido à falta de fluido de trabalho no evaporador, mesmo em posições favoráveis ao escoamento do fluido (a favor da gravidade). Já os tubos com 80 % e 100 % de razão de preenchimento, apresentaram desempenhos térmicos satisfatórios, porém para aplicações com elevadas potências, 40 W e 45 W, suas temperaturas de operação ficariam demasiadamente elevadas, podendo inviabilizar o uso.

4.4.2 Inclinação De Trabalho

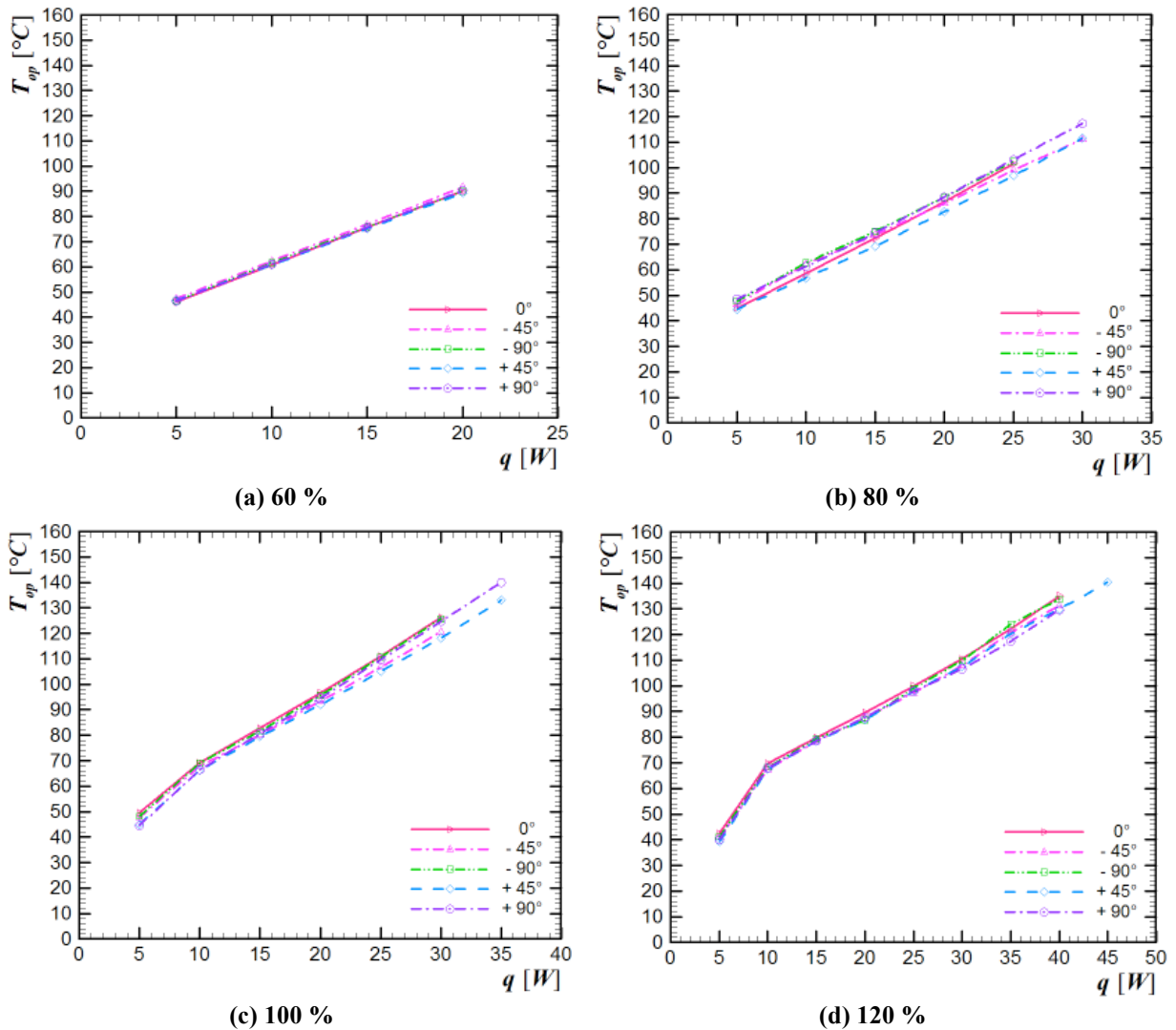
Os resultados para as cinco inclinações de trabalho do tubo de calor do Tipo #1 são apresentados, comparando as razões de preenchimento em relação às suas temperaturas de operação e resistência térmica.

4.4.2.1 Temperatura de operação

O Gráfico 14 apresenta as temperaturas de operação em regime *quasi* permanente dos tubos de calor do Tipo #1 em diferentes inclinações para as potências dissipadas, considerando as quatro diferentes razões de preenchimento.

Os quatro tubos de calor de pó sinterizado do Tipo #1 apresentaram um comportamento da temperatura de operação similar e linear para todas as inclinações de trabalho. No entanto, para os tubos com 100 % e, principalmente, 120 % de razão de preenchimento, a inclinação da reta se modifica a partir de 10 W. Em potências baixas, a pressão interna sobe rapidamente até o ciclo termodinâmico se estabilizar, ou seja, atingir um ponto ótimo de funcionamento. Após estabilizado, as temperaturas de operação sobem com a mesma intensidade. No geral, em posições a favor da gravidade (+ 45° e + 90° em relação a horizontal) os tubos de calor suportaram uma potência ligeiramente mais elevada. Porém, em todos as inclinações, as temperaturas de operação foram muito próximas.

Gráfico 14 - Temperatura de operação do tubo de calor sinterizado do Tipo #1 para diferentes inclinações



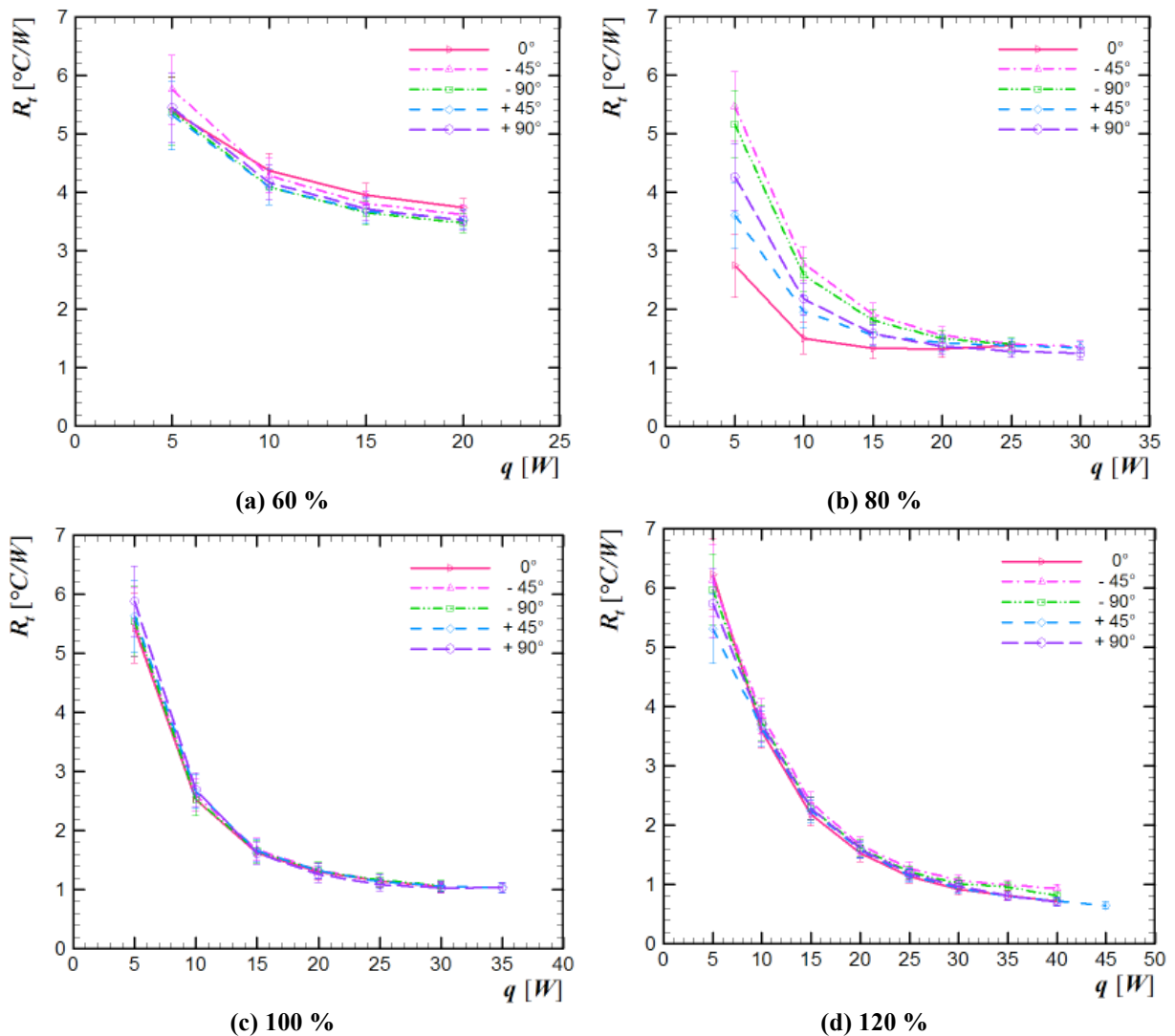
Fonte: Autoria própria.

Para o tubo com uma razão de preenchimento de 60 %, as temperaturas de operação ficaram entre 45 °C e 95 °C. O tubo com 80 % operou de 45 °C até 120 °C. Já os tubos com 100 % e 120 % alcançaram temperaturas de operação de 40 °C a 140 °C. A razão desta elevação da temperatura de operação se dá ao fato de que quanto maior o volume de fluido dentro do tubo de calor, maior é o volume de condensado que retorna para o evaporador por gravidade (em posições favoráveis de trabalho) e por capilaridade (em posições opostas a gravidade). Quando a estrutura capilar fica saturada ou inundada por fluido, a resistência térmica nesta região aumenta fazendo com que a temperatura de operação aumente.

4.4.2.2 Resistência térmica

O Gráfico 15 apresenta o comportamento da resistência térmica global ao longo dos tubos de calor do Tipo #1 em função da potência dissipada para as quatro razões de preenchimento. As barras verticais indicam as incertezas experimentais das medidas. A resistência térmica do tubo de calor diminui com o aumento da potência dissipada, para a todos os casos apresentados.

Gráfico 15 - Resistência térmica do tubo de calor sinterizado do Tipo #1 para diferentes inclinações



Fonte: Autoria própria.

Como mencionado anteriormente, apesar do desempenho térmico do tubo de calor com 60% ser muito parecido para todas as inclinações, seu comportamento é o pior devido a que sua resistência térmica é muito elevada e apenas suportou 20 W. O tubo com 80 % de

razão de preenchimento apresentou melhores resistências térmicas e seu comportamento foi influenciado pelas posições de operação, principalmente para baixas potências, devido ao ciclo termodinâmico estar estabilizando (em algumas posições a quantidade de fluido que retorna ao evaporador é suficiente, porém em outras não). Os tubos de 100 % e 120 % apresentaram as resistências térmicas mais baixas, especialmente para potências maiores que 20 W. Além disso, eles apresentaram um desempenho térmico mais aproximado para todas as posições de trabalho testadas. Para esses dois tubos, o ciclo termodinâmico dentro do tubo consegue ser completo para todas as potências dissipadas.

Para o tubo de calor do Tipo #1, a melhor razão de preenchimento foi a de 120 % do volume do evaporador, devido a mais baixa temperatura de operação, comportamento similar em diversas posições de trabalho, suportar até 45 W de potência dissipada e valores mais baixos de resistência térmica.

4.5 RESULTADOS EXPERIMENTAIS DO TUBO DE CALOR TIPO #2

Os resultados experimentais do desempenho térmico dos tubos de calor do Tipo #2 em relação as diferentes razões de preenchimento e as posições de operação são apresentados.

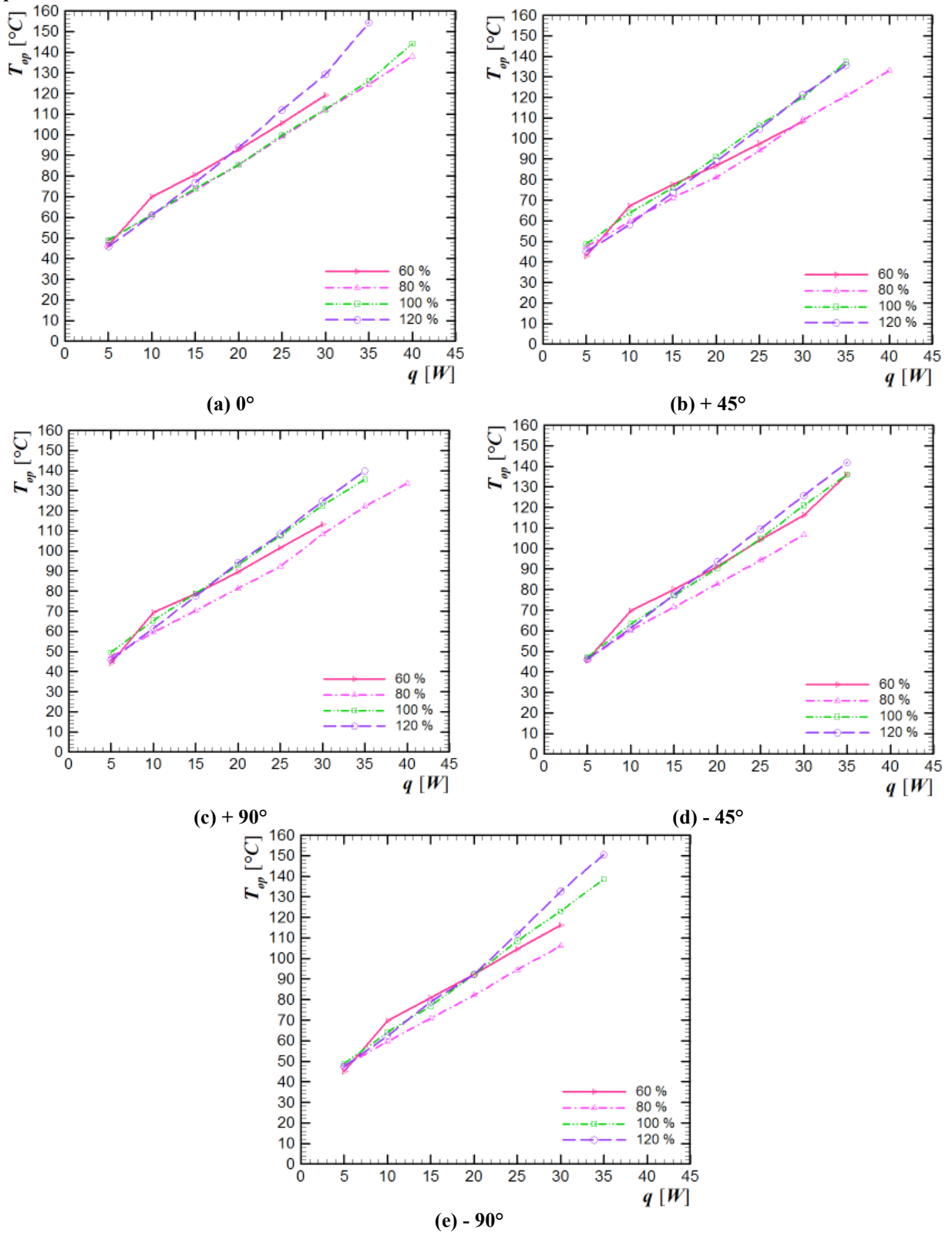
4.5.1 Razões De Preenchimento

Os resultados para das razões de preenchimento de 60 %, 80 %, 100 % e 120 % do volume do evaporador do Tipo #2 são avaliados para as diferentes posições de inclinação em relação as suas temperaturas de operação e resistências térmicas.

4.5.1.1 Temperatura de operação

O Gráfico 16 apresenta o comportamento da temperatura de operação em regime *quasi* permanente dos tubos de calor do Tipo #2 com diferentes razões de preenchimento, para as potências dissipadas em cinco diferentes posições de operação em relação a horizontal. Os dados experimentais obtidos estão dispostos no Apêndice D.

Gráfico 16 - Temperatura de operação do tubo de calor sinterizado do Tipo #2 para diferentes razões de preenchimento



Fonte: Autoria própria.

Em todos os casos, a tendência foi o aumento da temperatura de operação com a elevação da potência dissipada, porém o comportamento linear das temperaturas com o

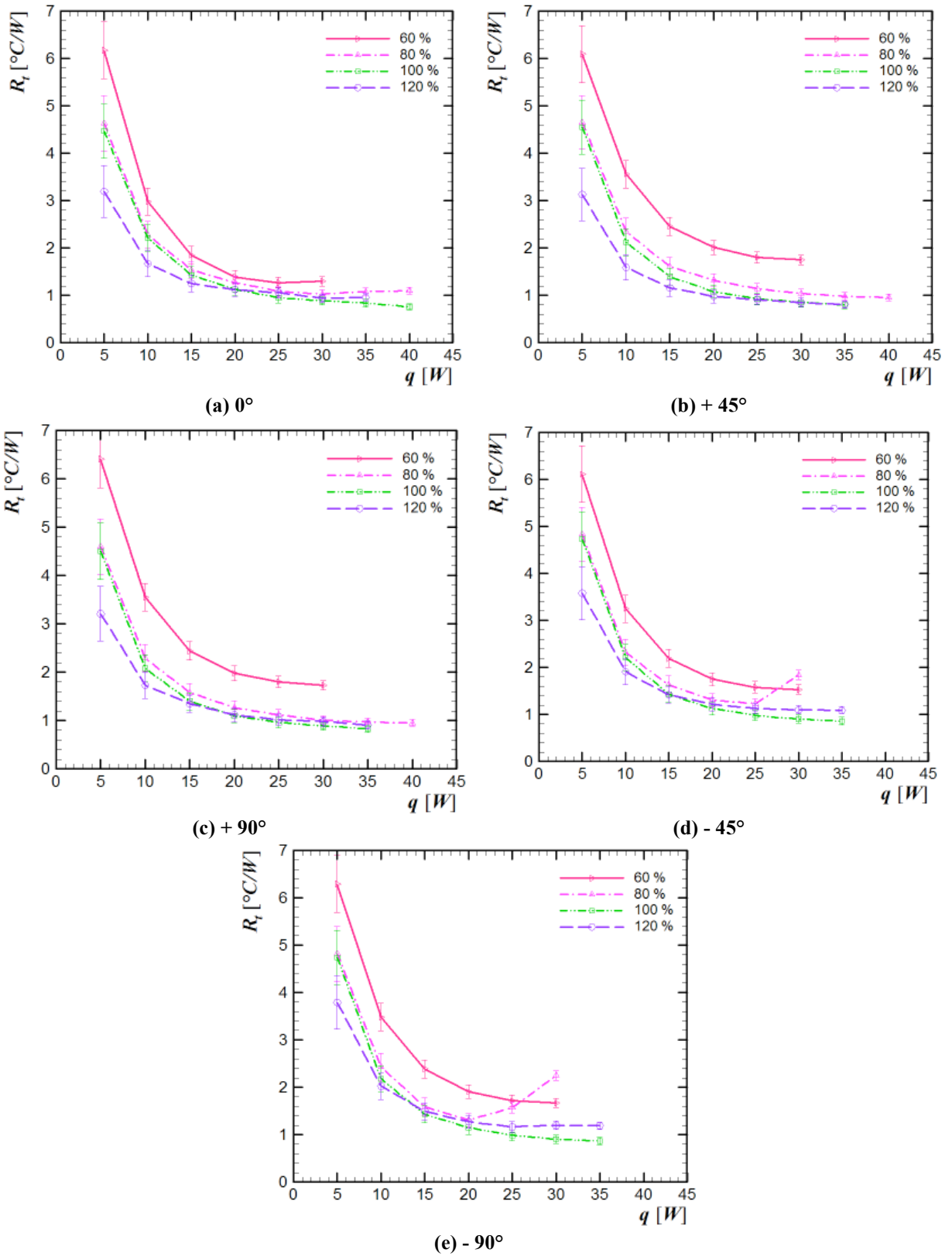
aumento da potência não foi constatado para o tubo com 60 % de razão de preenchimento. As temperaturas de operação do tubo de calor com 80 % de razão de preenchimento foram as mais baixas para todas as posições de trabalho. Para a posição horizontal, as temperaturas dos tubos de 80 % e 100 % foram muito próximas.

4.5.1.2 Resistência térmica

O Gráfico 17 apresenta o comportamento da resistência térmica global ao longo dos tubos de calor do Tipo #2 em função da potência dissipada para as cinco posições de operação. As barras verticais indicam as incertezas experimentais das medidas. Os dados experimentais obtidos estão dispostos no Apêndice D.

Como esperado, as resistências térmicas dos tubos de calor decresceram com o incremento da potência dissipada, funcionando satisfatoriamente. Considerando as cinco posições, as resistências térmicas do tubo de calor com 60 % foram as mais elevadas devido a provável secagem do fluido de trabalho do evaporador. Os tubos de 80 %, 100 % e 120 % apresentaram resistências térmicas com um comportamento bem similar. Devido a resistência mais baixa em todas as inclinações, o tubo de calor com 100 % de razão de preenchimento apresentou o melhor desempenho térmico. Em condições adversas, ou seja, contra a gravidade (45° e -90° em relação a horizontal), o tubo de calor com 80 % de razão de preenchimento, apresentou uma elevação das resistências térmicas para potências mais elevadas, isto ocorreu devido ao aumento da temperatura localizada do evaporador (nucleação de bolhas de ebulição), causando o mal funcionamento do tubo de calor. No caso do tubo com 60 %, possivelmente a nucleação não ocorreu na região do termopar.

Gráfico 17 - Resistência térmica do tubo de calor sinterizado do Tipo #2 para diferentes razões de preenchimento



Fonte: Autoria própria.

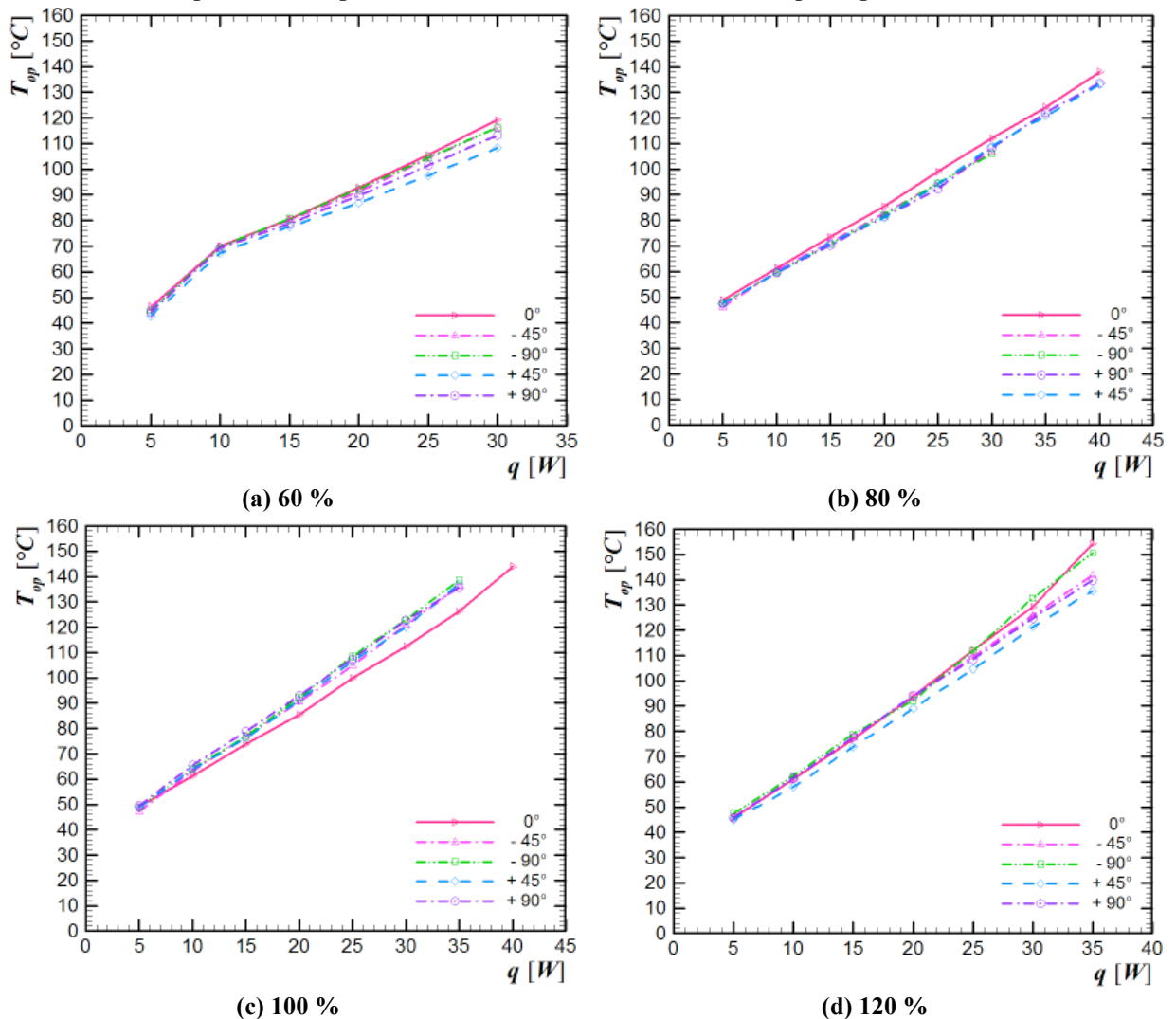
4.5.2 Inclinações De Trabalho

Os resultados para as cinco inclinações de trabalho do tubo de calor do Tipo #2 são apresentados, comparado as razões de preenchimento em relação as suas temperaturas de operação e resistências térmicas.

4.5.2.1 Temperatura de operação

O Gráfico 18 apresenta o comportamento da temperatura de operação em regime *quasi* permanente dos tubos de calor do Tipo #2 em diferentes inclinações de trabalho, para as potências dissipadas, considerando as quatro diferentes razões de preenchimento (60 %, 80 %, 100 % e 120 %).

Gráfico 18 - Temperatura de operação do tubo de calor sinterizado do Tipo #2 para diferentes inclinações



Fonte: Autoria própria.

Os comportamentos das temperaturas de operação dos quatro tubos de calor foram muito próximos para todas as posições de operação. Além disso, a maioria segue o comportamento linear. Com exceção do tubo de calor com 60 %, que a inclinação da reta se modifica a partir de 10 W. Isto ocorre devido ao ciclo termodinâmico para essa configuração de estrutura capilar não ter se estabilizado ainda. Somente em potências mais elevadas, o comportamento é consolidado. Como verificado no Tipo #1, em posições a favor da gravidade os tubos de calor suportaram uma potência ligeiramente mais elevada.

Para o Tipo #2, o volume de fluido não influenciou diretamente na temperatura de operação do tubo de calor para as potências testadas, como constatado pelos dados experimentais. Comparando, por exemplo, as temperaturas de operação para 30 W, todas ficam entre 110 °C e 120 °C.

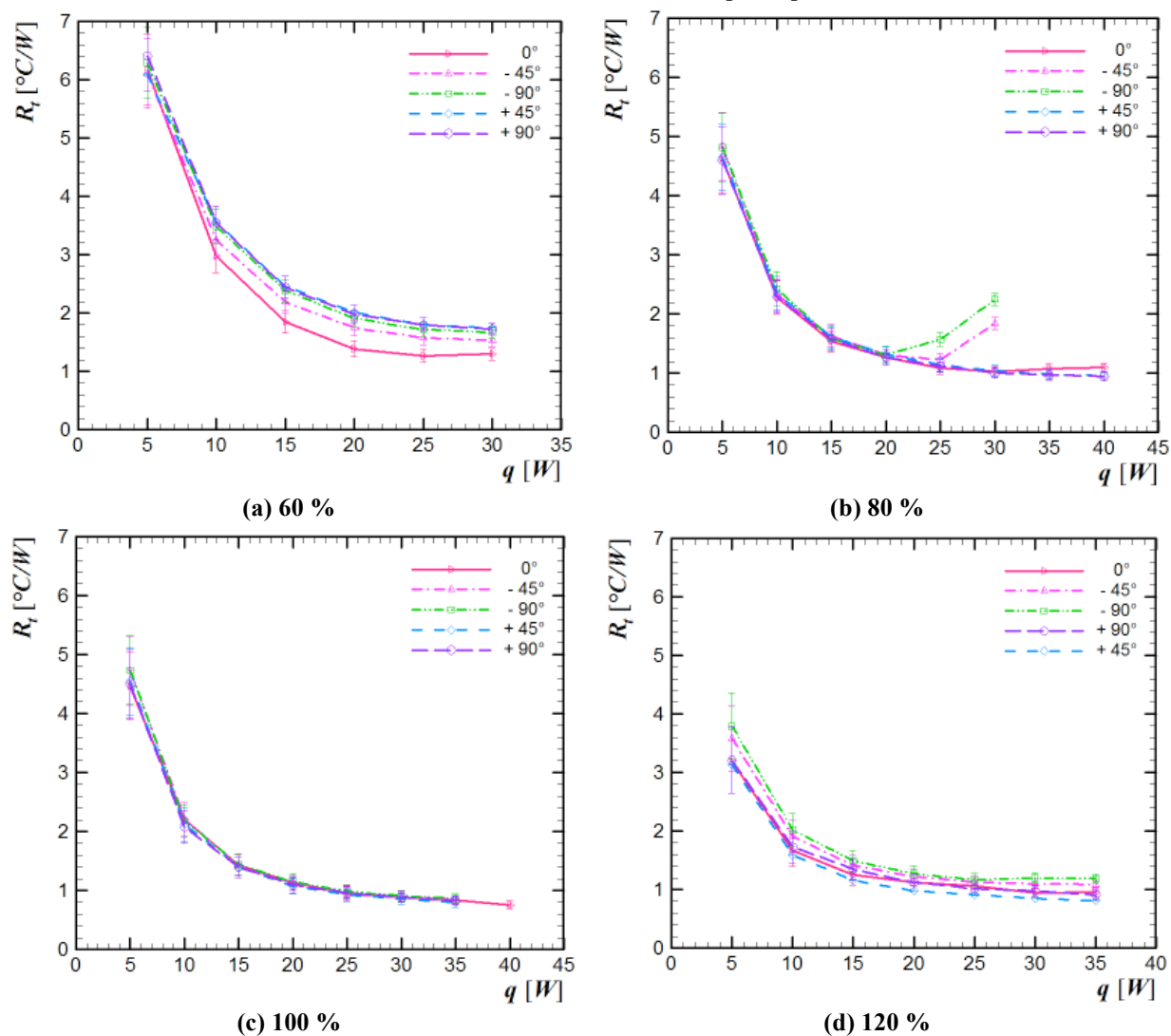
4.5.2.2 Resistência térmica

O Gráfico 19 apresenta o comportamento da resistência térmica global ao longo dos tubos de calor do Tipo #2 em função da potência dissipada para as quatro razões de preenchimento. As barras verticais indicam as incertezas experimentais das medidas.

A resistência térmica do tubo de calor diminui com o aumento da potência dissipada, para a maioria dos casos apresentados. Os tubos de calor funcionaram de forma satisfatória. O tubo de calor com 100 % de razão de preenchimento apresentou o comportamento mais uniforme para todas as posições de trabalho, além da menor resistência térmica, desta forma, foi o melhor tubo de calor com o melhor desempenho térmico. Já os outros tubos foram mais susceptíveis a variação da posição de trabalho. Como mencionado anteriormente, o comportamento do tubo com 80 % em condições adversas se dá, possivelmente, pela nucleação de bolhas no processo de ebulição.

Apesar da temperatura de operação do tubo de calor do Tipo #2 com 100 % de razão de preenchimento do evaporador não ter sido a mais baixa, a sua resistência térmica foi a mais baixa para todas as posições de trabalho, principalmente para altas potências dissipadas. Desta forma, a melhor razão de preenchimento para o tubo de calor do Tipo #2 foi a de 100 %.

Gráfico 19 - Resistência térmica do tubo de calor sinterizado do Tipo #2 para diferentes inclinações



Fonte: Autoria própria.

4.6 RESULTADOS EXPERIMENTAIS DO TUBO DE CALOR TIPO #3

Os resultados experimentais do desempenho térmico dos tubos de calor do Tipo #3 em relação as diferentes razões de preenchimento e as posições de operação são apresentados nesta seção.

4.6.1 Razão De Preenchimento

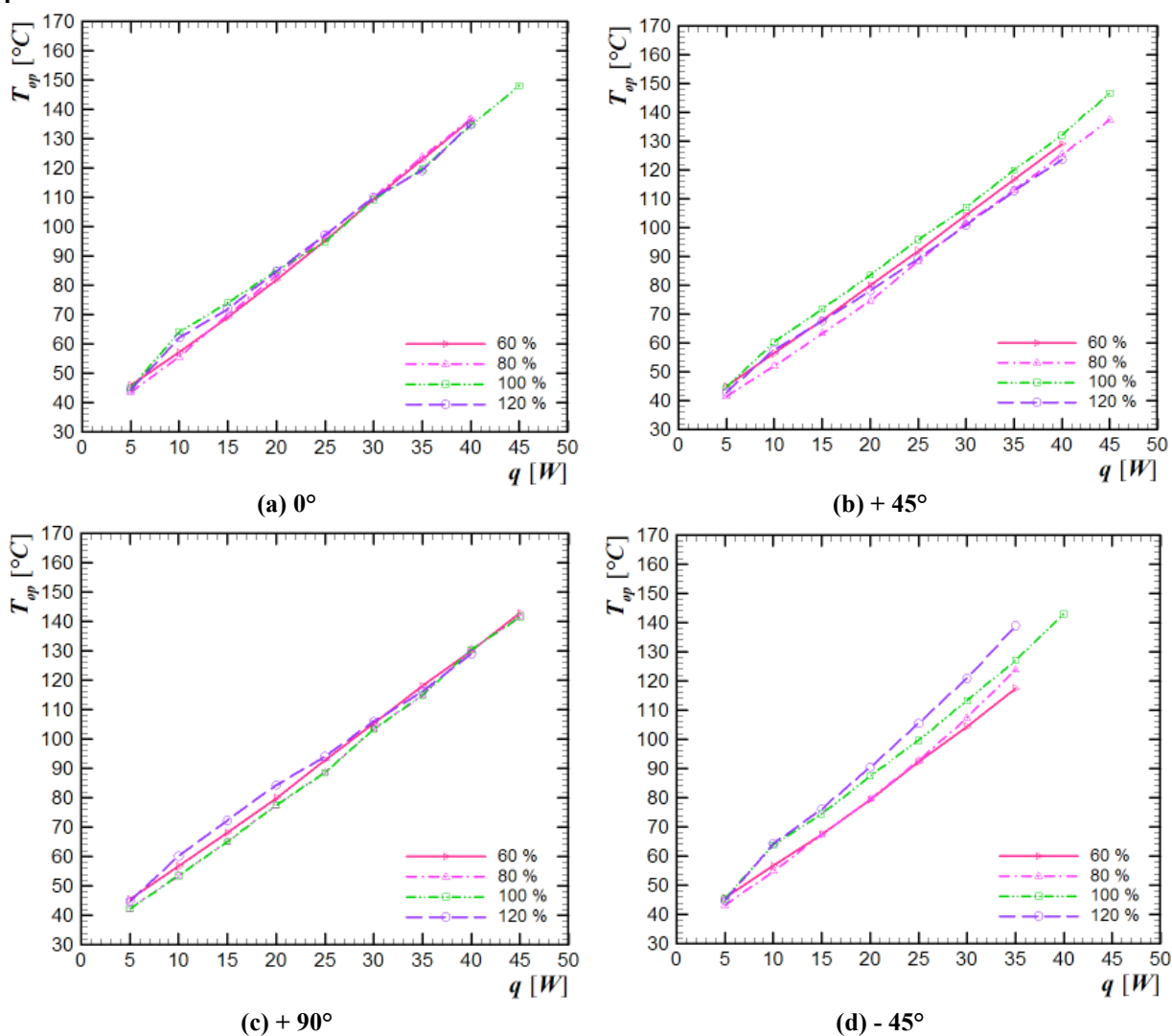
Os resultados experimentais das razões de preenchimento de 60 %, 80 %, 100 % e 120 % do volume do evaporador do Tipo #3 são avaliados para as diferentes posições de inclinação em relação a suas temperaturas de operação e resistências térmicas.

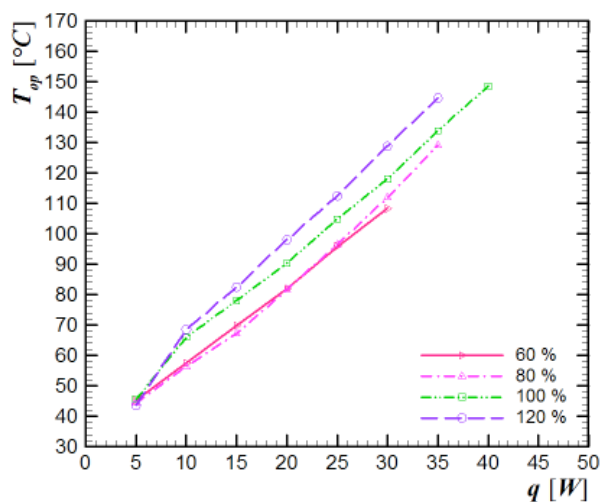
4.6.1.1 Temperatura de operação

O

Gráfico 20 apresenta o comportamento da temperatura de operação em regime *quasi* permanente dos tubos de calor do Tipo #3, com diferentes razões de preenchimento, para as potências dissipadas em cinco diferentes posições de operação. Os dados experimentais obtidos estão dispostos no Apêndice D.

Gráfico 20 - Temperatura de operação do tubo de calor sinterizado do Tipo #3 para diferentes razões de preenchimento





(e) - 90°

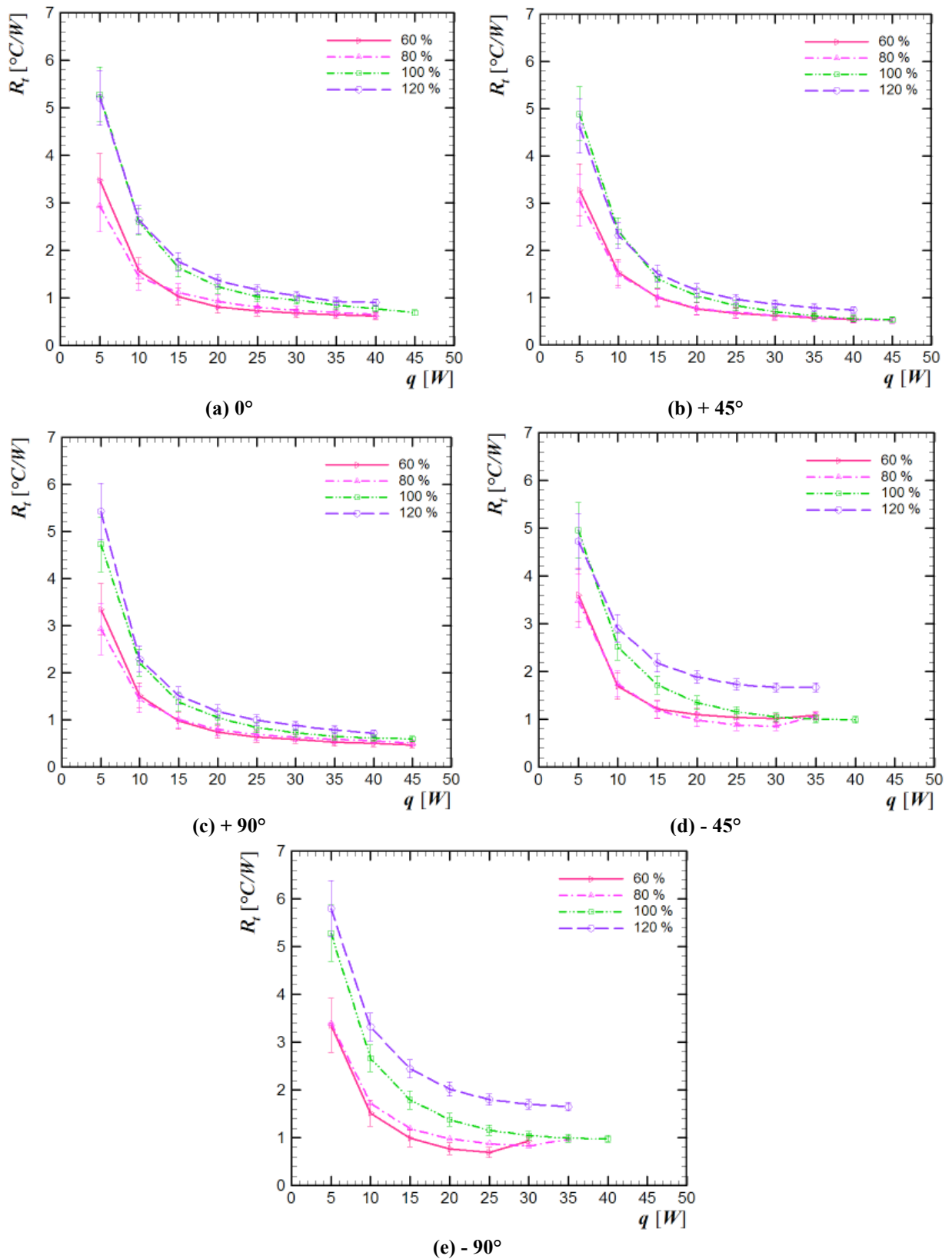
Fonte: Autoria própria.

As temperaturas de operação aumentam com a elevação da potência dissipada como esperado. Para posições favoráveis a gravidade, os comportamentos dos tubos com diferentes razões de preenchimento foram muito próximos. Já para posições opostas a gravidade, foram as razões de preenchimento que acabaram tendo uma influência maior. O tubo de calor com a razão de preenchimento de 100 % foi o que suportou maiores potências considerando diversas inclinações.

4.6.1.2 Resistência térmica

O Gráfico 21 apresenta o comportamento da resistência térmica global para os tubos de calor do Tipo #3 em função da potência dissipada para as cinco posições de operação. Os dados experimentais obtidos estão dispostos no Apêndice D.

Gráfico 21 - Resistência térmica do tubo de calor sinterizado do Tipo #3 para diferentes razões de preenchimento



Fonte: Autoria própria.

A resistência térmica dos tubos de calor diminui com o aumento da potência dissipada, para a maioria dos casos apresentados. O tubo de calor com a menor resistência térmica e que suportou maiores potências (40 W), o foi o com razão de preenchimento de 100% do volume do evaporador. Em posições a favor da gravidade e na horizontal, todos os tubos de calor se comportaram de forma satisfatória. O tubo de calor com 60% de razão de preenchimento apresentou as resistências térmicas mais elevadas, em posições adversas, devido à falta de fluido de trabalho no evaporador. Para aplicações em posições opostas a gravidade, o tubo de 100 % de razão de preenchimento seria o mais indicado.

4.6.2 Inclinação De Trabalho

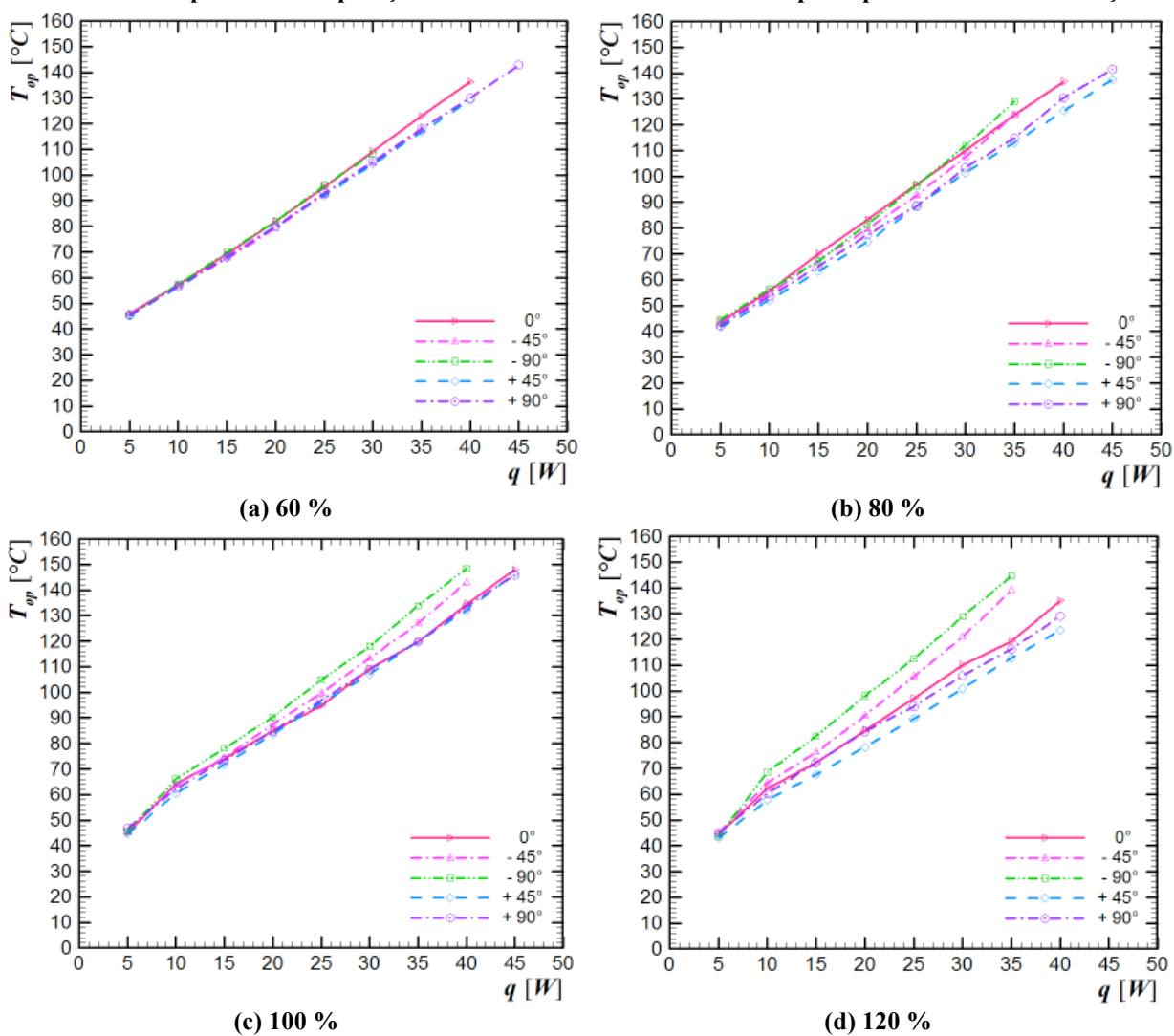
Os resultados para as cinco inclinações de trabalho do tubo de calor do Tipo #3 são apresentados, comparando as razões de preenchimento em relação as suas temperaturas de operação e resistência térmica.

4.6.2.1 Temperatura de operação

O Gráfico 22 apresenta as temperaturas de operação em regime *quasi* permanente dos tubos de calor do Tipo #3 em diferentes inclinações para as potências dissipadas, considerando as quatro diferentes razões de preenchimento.

O tubo de calor de pó sinterizado com 60 % de razão de preenchimento apresentou um comportamento da temperatura de operação parecido e linear para todas as inclinações de trabalho. Já os outros três tubos, se comportaram de forma linear, mas com pequenas variações nos seus valores. A razão disto é a influência da piscina de fluido de trabalho na estrutura capilar reduzida. Para os Tipos #1 e Tipo #2, que tinham uma camada mais espessa de estrutura capilar sinterizada, o ciclo termodinâmico dentro do tubo conseguia ser mantido com mais facilidade, não sendo fortemente influenciado pela inclinação de operação, pois a estrutura porosa se mantém completa com fluido e a piscina restante de fluido é pequena. O Tipo #3, apresenta uma camada mais fina de pó sinterizado, o que proporciona uma piscina de fluido maior. Desta forma, para o Tipo #3 com razões de preenchimento maiores, as piscinas variam de posição conforme a inclinação, o que resultados em um comportamento não uniforme.

Gráfico 22 - Temperatura de operação do tubo de calor sinterizado do Tipo #3 para diferentes inclinações

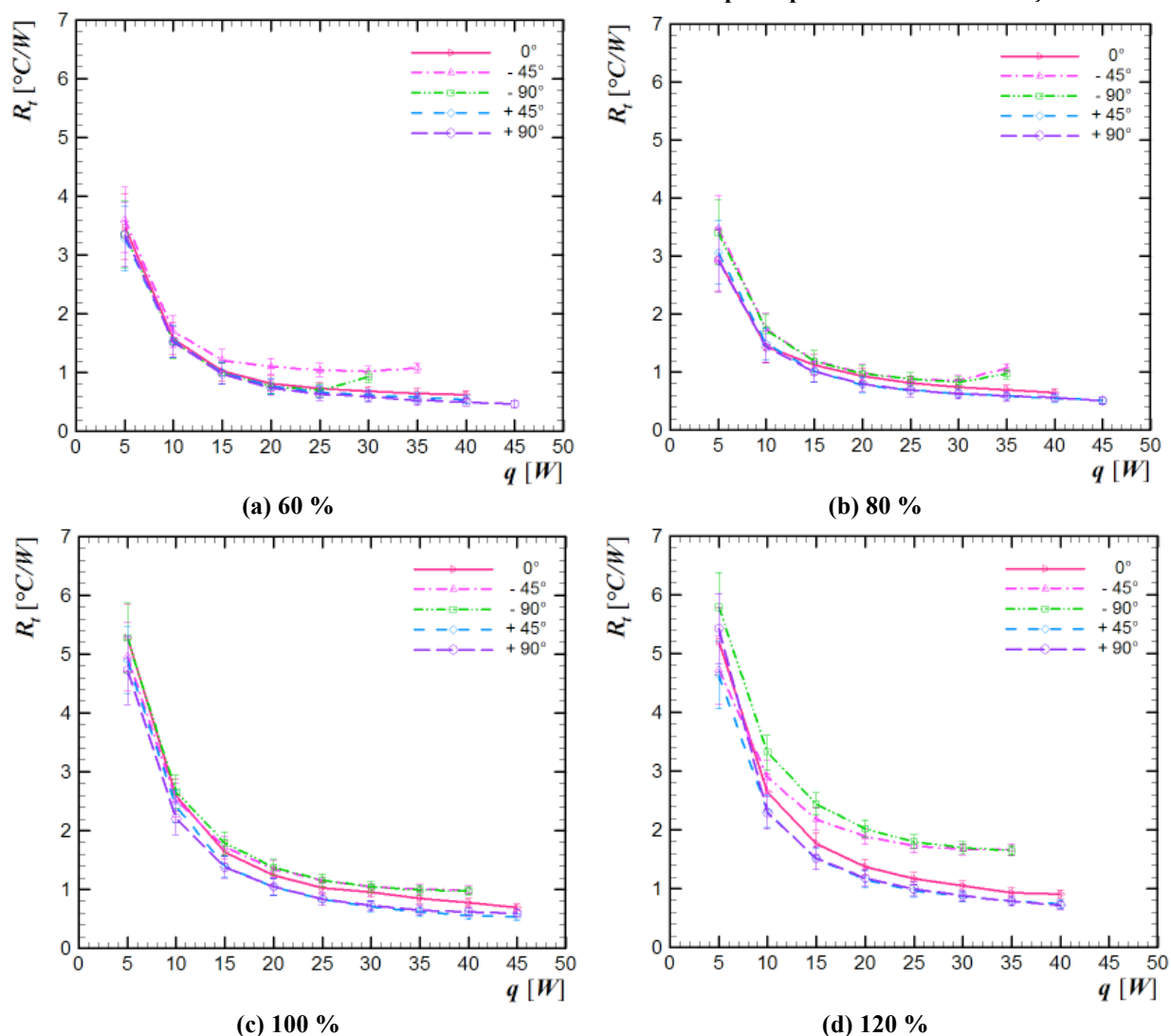


Fonte: Autoria própria.

4.6.2.2 Resistência térmica

O Gráfico 23 apresenta o comportamento da resistência térmica global ao longo dos tubos de calor do Tipo #3 em função da potência dissipada para as quatro razões de preenchimento. A resistência térmica do tubo de calor diminui com o aumento da potência dissipada, para a maioria dos casos apresentados.

Gráfico 23 - Resistência térmica do tubo de calor sinterizado do Tipo #3 para diferentes inclinações



Fonte: Autoria própria.

Todas as razões de preenchimento se mostraram satisfatórias para a aplicação em tubos de calor do Tipo #3. A resistência térmica mais elevada da razão de 120 % ocorre devido a elevada quantidade de fluido no interior do tubo, formando piscina de fluido de trabalho e elevando sua temperatura local. No caso dos tubos com 60 % e 80 %, somente em posições adversas de trabalho, elas mostraram variação. Apesar de reduzida as resistências térmicas dos tubos de calor com 60 % e 80 % de razão de preenchimento para potências abaixo de 20 W, o tubo com 100 % apresentou as resistências mais baixas para potências de 30 W a 45 W, além de um comportamento mais uniforme para todas as inclinações de trabalho.

Para o tubo de calor do Tipo #3, a melhor razão de preenchimento foi a de 100% do volume do evaporador, devido a mais baixa temperatura de operação, comportamento similar

em diversas posições de trabalho, suportar até 45 W de potência dissipada e valores mais baixos de resistência térmica.

4.7 DESEMPENHO TÉRMICO DO MELHOR TUBO DE CALOR SINTERIZADO

Os resultados experimentais dos três tipos de tubos de calor de pó de cobre sinterizado (Tipo #1, Tipo #2 e Tipo #3), proporcionaram a determinação do tubo de calor sinterizado com o melhor desempenho térmico. Desta forma, a comparação das temperaturas de operação e das resistências térmicas deste tubo de calor para as cinco diferentes posições de operação são apresentadas nessa seção.

4.7.1 Temperatura De Operação

O Gráfico 24 mostra os valores das temperaturas de operação do tubo de calor sinterizado com o melhor desempenho térmico parametrizado na inclinação de trabalho.

Comparando os melhores tubos de cada tipo, é possível verificar que os comportamentos dos tubos de calor são muito parecidos para todas as inclinações de trabalho. As temperaturas de operação variaram de 40 °C a 145 °C para a maioria dos casos. Além disso, todos os tipos suportaram uma potência de pelo menos 35 W. Desta forma, de acordo com a temperatura de operação, para cargas térmicas de até 35 W poderíamos utilizar qualquer configuração de tubo. No entanto, se a aplicação exigir uma dissipação de potência de 40 ou 45 W, o Tipo #3 seria o mais indicado pois atende a essa potência em qualquer inclinação.

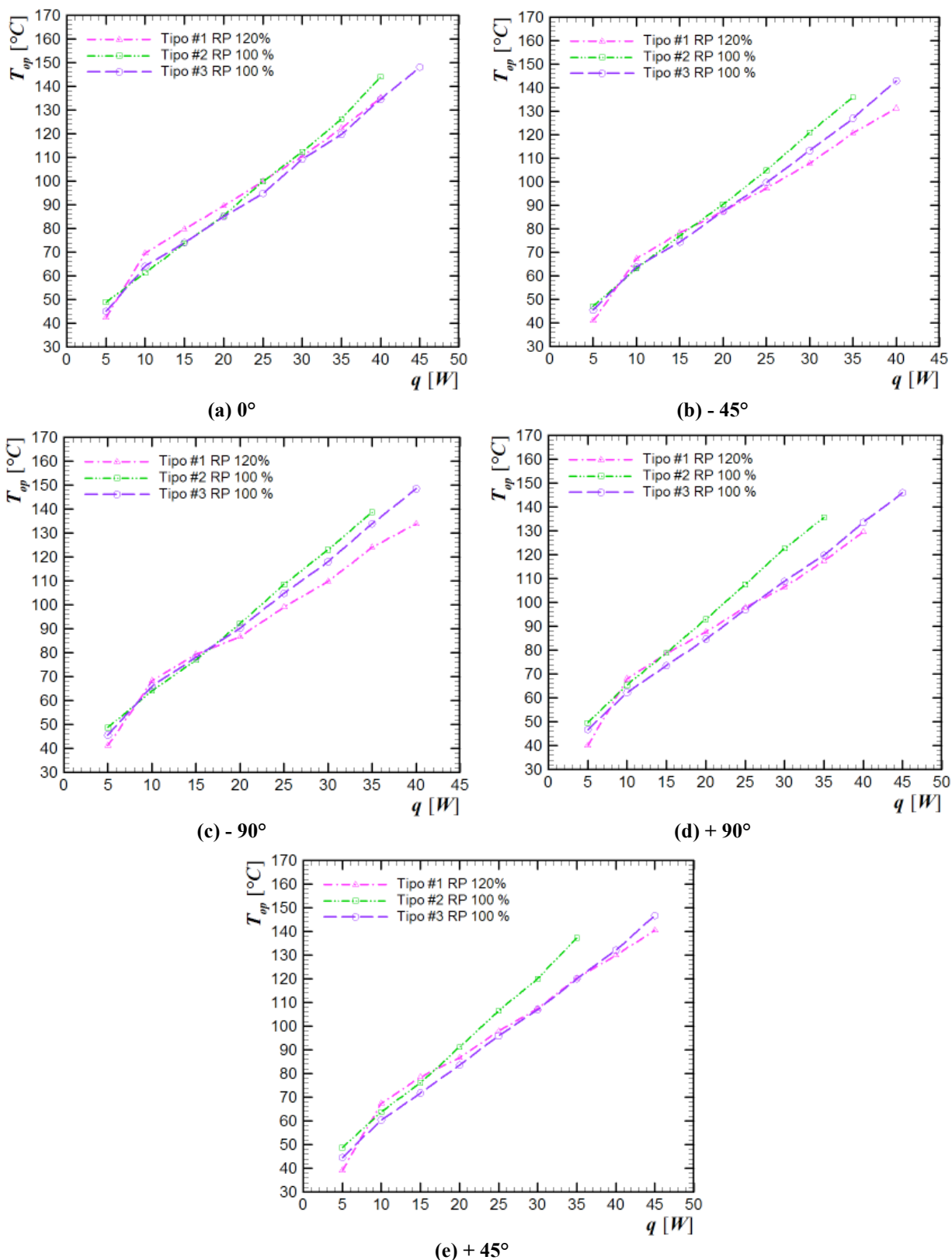
4.7.2 Resistência Térmica

O Gráfico 25 apresenta os valores das resistências térmica do tubo de calor sinterizado com o melhor desempenho térmico parametrizado na inclinação de trabalho.

O comportamento das resistências térmicas dos tubos de calor são muito parecidos para as diferentes inclinações de trabalho e, como mencionado anteriormente, eles se mostraram satisfatórios. As resistências térmicas variam de 0,5°C/W a 6,5 °C/W. Qualquer configuração poderia ser aplicada em tubos de calor, porém devido ao comportamento mais

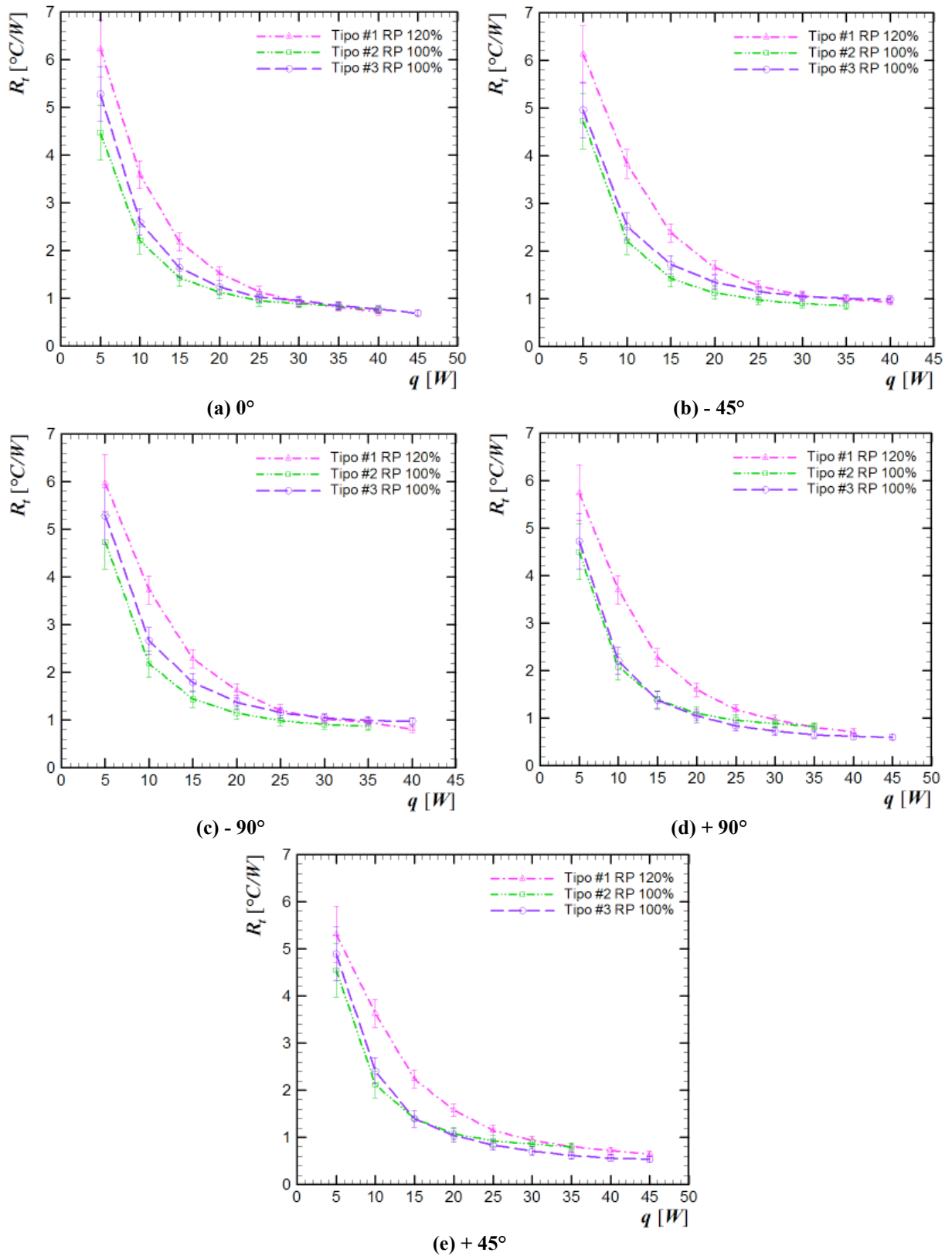
uniforme em todas as posições de trabalho, o Tipo #3 com 100 % de razão de preenchimento do volume do evaporador foi considerada a melhor configuração para a faixa de 5 a 45W.

Gráfico 24 - Temperatura de operação em função da potência dissipada para os Tipos #1, #2 e #3



Fonte: Autoria própria.

Gráfico 25 - Resistência térmica em função da potência dissipada para os Tipos #1, #2 e #3



Fonte: Autoria própria.

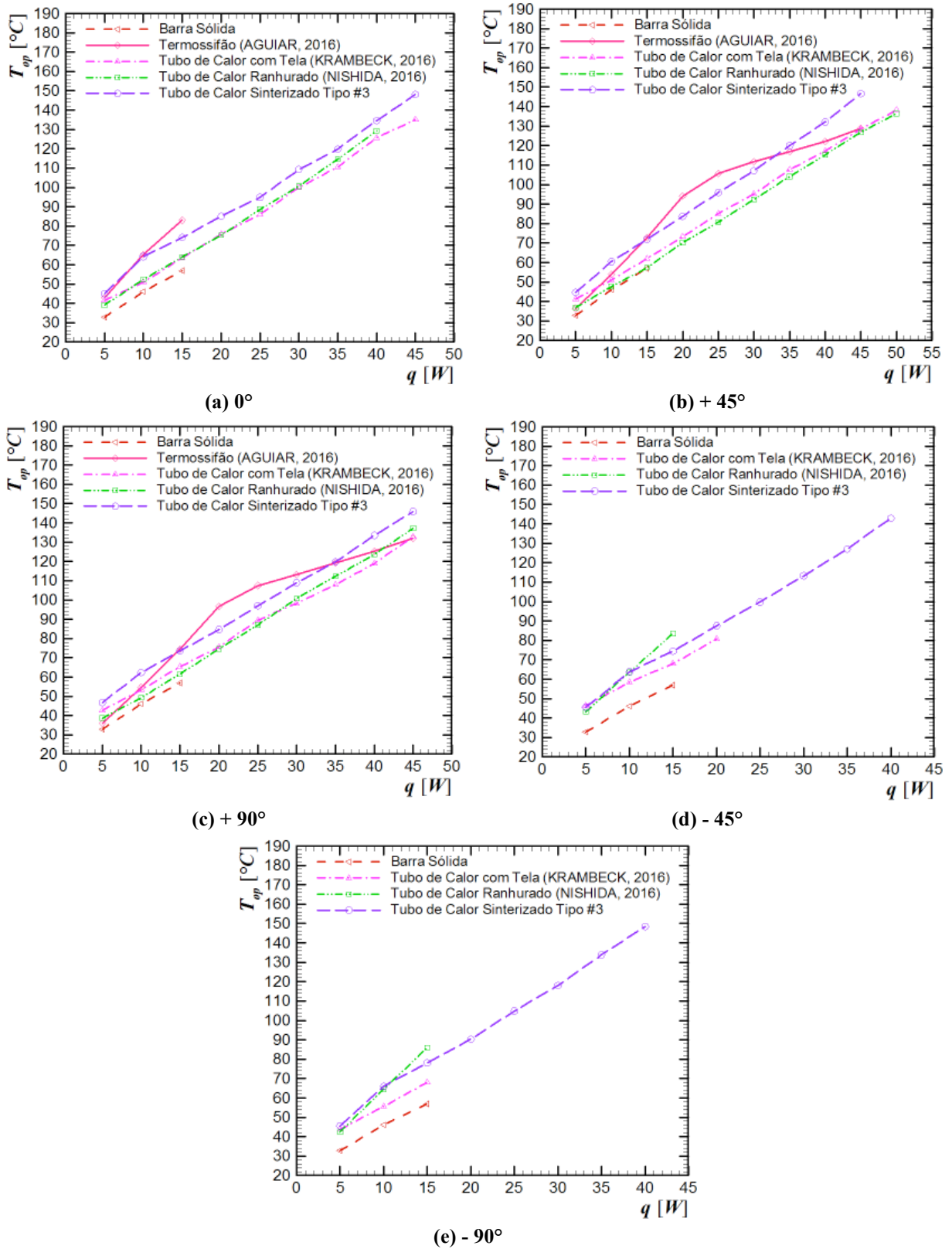
4.8 COMPARAÇÃO ENTRE DIFERENTES DISPOSITIVOS PASSIVOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Após a determinação do tubo de calor sinterizado com a melhor configuração de estrutura capilar e com a razão de preenchimento mais apropriada, o Tipo #3 com 100 % de razão de preenchimento, uma comparação com diferentes dispositivos de transferência de calor pode ser realizada, a fim de avaliar para quais condições cada dispositivo é mais apropriado. Desta forma, nesta seção, são comparados os resultados experimentais de quatro dispositivos de transferência de calor, com as mesmas características geométricas e suas melhores razões de preenchimento, com o tubo de calor sinterizado do Tipo #3 com 100% de razão de preenchimento. Os dispositivos avaliados foram uma barra sólida, um termossifão (AGUIAR, 2016), um tubo de calor com tela metálica (KRAMBECK, 2016) e um tubo de calor com ranhuras (NISHIDA, 2016). A barra sólida tem o comprimento de 200 mm e o diâmetro de 9,45 mm. Todos os dispositivos bifásicos utilizaram água como fluido de trabalho e tem as mesmas dimensões do tubo de calor sinterizado, ou seja, comprimento de 200 mm, diâmetro interno de 7,75 e diâmetro externo de 9,45 mm. O termossifão utilizou uma razão de preenchimento de 40 % do volume do evaporador, a melhor razão de acordo com o estudo experimental de Aguiar (2016). Os tubos de calor utilizaram uma razão de preenchimento de 60%, baseada na literatura, e as melhores configurações destas estruturas capilares foram utilizadas nesta comparação. O tubo de calor com tela metálica utilizou uma tela *mesh* #100 de bronze fosforoso. Já o tubo ranhurado, utilizou o melhor formato das microranhuras de acordo com Nishida (2016), em que a largura, profundidade e distância entre as ranhuras é a mesma. Os dispositivos são comparados em relação as temperaturas de operação e resistências térmicas, parametrizados na inclinação de trabalho, uma vez que foram testados sob as mesmas condições operacionais.

4.8.1 Temperatura De Operação

O Gráfico 26 apresenta as temperaturas de operação dos diferentes dispositivos de transferência de calor em função das potências dissipadas, parametrizado na inclinação de trabalho. As temperaturas de operação se elevam com o aumento da dissipação de potência no evaporador para todos os dispositivos, em todas as inclinações de trabalho. A incerteza combinada da temperatura de operação é de 1,27°C.

Gráfico 26 - Temperatura de operação em função da potência dissipada para diferentes dispositivos passivos



Fonte: Autoria própria.

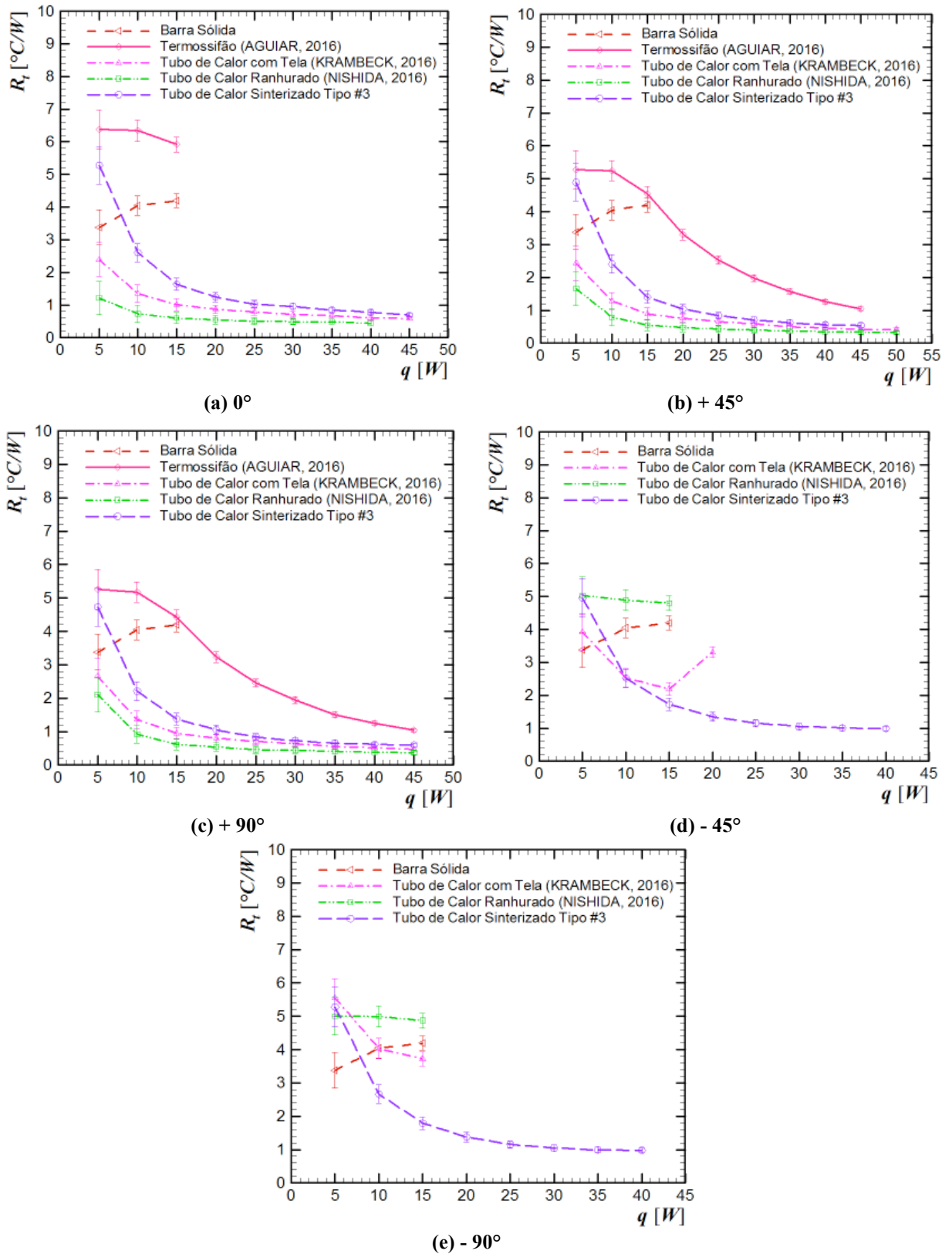
As temperaturas de operação aumentam com a elevação da potência dissipada como esperado. A barra sólida e os tubos de calor apresentaram um comportamento linear em todas as inclinações de trabalho. O termossifão obteve um comportamento linear na posição horizontal, porém não se manteve para outras posições. Isto se deve principalmente ao fato das mudanças de pontos de nucleação dentro do termossifão, que acabam elevando as temperaturas de operação pontualmente. O melhor comportamento de temperatura de operação pode ser determinado como o do tubo de calor sinterizado. Apesar de sua temperatura ser mais elevada que de outros dispositivos passivos para três posições de trabalho, o tubo sinterizado foi o único que suportou elevadas potências (acima de 20 W) em todas as posições, ou seja, foi o dispositivo passivo com o comportamento mais uniforme. E, apesar da barra sólida apresentar um comportamento uniforme, ela suporta uma potência muito inferior ao do tubo sinterizado, de no máximo 15 W.

4.8.2 Resistência Térmica

O Gráfico 27 mostra a resistência térmica global dos diferentes dispositivos de transferência de calor em função das potências dissipadas, parametrizado na inclinação de trabalho. As barras verticais indicam as incertezas experimentais dos valores de resistência térmica.

A resistência térmica da barra sólida apresenta pequena variação para as cargas de calor em todas as posições. À medida que a dissipação de calor é elevada, a resistência térmica diminui para termossifão e os tubos de calor nas posições de $+45^\circ$ e $+90^\circ$ em relação a horizontal, ou seja, posições a favor da gravidade. Na horizontal, os tubos de calor obtêm o mesmo comportamento. No entanto, o termossifão mudou drasticamente. Isso acontece devido a necessidade de gravidade para o retorno de fluido no termossifão. Já nas posições de -45° e -90° em relação a horizontal, ou seja, posições adversas de operação, somente o tubo de calor com pó sinterizado manteve o seu comportamento, reduzindo a resistência com o aumento da potência dissipada. Os tubos de calor com tela metálica e com ranhuras obtiveram resistências térmicas muito elevadas, mesmo com o aumento da potência. Além disso, suportaram, no geral, somente 15 W, o que impossibilita a aplicações destes dispositivos para potências elevadas. Nessas condições, o termossifão não foi avaliado devido a sua impossibilidade de completar o ciclo termodinâmico dentro do tubo.

Gráfico 27 - Resistência térmica em função da potência dissipada para diferentes dispositivos passivos



Fonte: Autoria própria.

Como mencionado, a resistência térmica global dos tubos de calor e do termossifão leva em consideração a diferença de temperatura entre o evaporador e o condensador e a potência dissipada. No entanto, os processos que regem a resistência térmica global são relacionadas à dinâmica dos fluidos e à transferência de calor. A dinâmica dos fluidos é influenciada pela gravidade e pelo bombeamento capilar. No termossifão, o escoamento do fluido do condensador ao evaporador ocorre exclusivamente pela gravidade. Por outro lado, nos tubos de calor, além da gravidade, o bombeamento capilar também tem uma influência positiva sobre o escoamento de fluido. Porém, no caso de condições adversas de trabalho (-45° e -90°), o bombeamento capilar proporcionado pela ranhuras e pela tela metálica ainda não é suficiente para retornar o fluido de trabalho para o evaporador. No caso do tubo de calor sinterizado, mesmo na direção oposta da gravidade, o bombeamento capilar é realizado com sucesso, proporcionando o fechamento do ciclo termodinâmico, e o funcionamento correto do tubo de calor.

Para as posições de 0° , $+45^\circ$ e -90° , a resistência térmica global dos tubos de calor é menor do que a barras sólida e o termossifão. Isto se dá devido a transferência de calor nos evaporadores ser regulada pela ebulição, o que é facilitado pela existência de locais de nucleação. Locais de nucleação nos termossifão acontecem devido à rugosidade da superfície (imperfeições). Nos tubos de calor, as estruturas capilares (tela metálica, ranhuras e pó sinterizado) fornecem os locais de nucleação e, assim, um processo de ebulição mais eficiente. Além disso, o processo de ebulição ocorre mais facilmente com um número maior de locais de nucleação.

Finalmente, se resistências térmicas mais baixas forem desejadas para dispositivos passivos, a redução do coeficiente global de transferência de calor no condensador pode ser realizada, usando aletas ou refrigeração líquida, por exemplo. Porém, o comportamento das resistências se manterá o mesmo, somente com magnitudes menores.

5 CONCLUSÕES

Nesta Dissertação de Mestrado, estruturas capilares de pó de cobre sinterizado com diferentes espessuras em tubos de calor foram fabricadas, testadas experimentalmente e analisadas termicamente. Devido às suas características geométricas, os tubos de calor podem ser utilizados no arrefecimento de processadores de equipamentos eletroeletrônicos, inclusive os de aplicação espacial.

Uma modelagem baseada no projeto térmico e nos principais limites operacionais dos tubos de calor sinterizados foi desenvolvida. Os limites operacionais avaliados foram os limites capilar, de arrasto, viscoso, sônico e de ebulição, sendo que o limite capilar foi o mais importante devido ao valor mais baixo em termos de fluxo máximo suportado. A modelagem foi implementada no *software* EESTM (*Engineering Equation Solver*TM) e utilizada como suporte no desenvolvimento do projeto dos tubos de calor sinterizados. Os tubos de calor foram fabricados a partir tubos de cobre com diâmetro externo de 9,45 mm, diâmetro interno de 7,75mm e comprimento total de 200mm. Três estruturas capilares de pó de cobre sinterizado com diferentes espessuras (Tipo #1, Tipo #2 e Tipo #3) foram fabricadas pelo processo de sinterização. O fluido de trabalho utilizado foi água destilada e cada tubo de calor foi testado com diversas razões de preenchimento. O condensado foi resfriado por convecção forçada de ar e o evaporador foi aquecido utilizando um resistor elétrico em fita e isolado do ambiente externo por um isolamento térmico aeronáutico. Os tubos de calor foram testados experimentalmente para inclinações de operação iguais a 0°, +45°, +90°, -45° e -90° com a horizontal, sob cargas térmicas compreendidas entre 5W e 45W.

O pó metálico foi caracterizado por Microscopia Eletrônica de Varredura (MEV), Espectrometria de Fluorescência de Raios-X por Dispersão de Energia (ED-XRF) e Distribuição Granulométrica por Difração a Laser. A estrutura capilar sinterizada foi caracterizada em relação a porosidade, raio crítico, permeabilidade e condutividade térmica.

Os resultados experimentais de desempenho térmico dos tubos de calor sinterizados mostraram que o pó de cobre e o procedimento de sinterização utilizados foram adequados para aplicação em tubos de calor de cobre, uma vez que os tubos de calor funcionaram satisfatoriamente. As melhores razões de preenchimento foram de 120 %, 100 % e 100 % em relação ao volume do evaporador para os tubos de calor do Tipo #1, Tipo #2 e Tipo #3, respectivamente. Os resultados experimentais do desempenho térmico dos tubos de calor

mostraram que o Tipo #3 com uma razão de preenchimento de 100% do volume do evaporador apresentou o melhor desempenho, ou seja, a menor resistência térmica e menor temperatura de operação.

Quando comparado o desempenho térmico do tubo de calor sinterizado com o melhor desempenho com outros dispositivos passivos de transferência de calor (barra sólida, termossifão, tubo de calor com tela metálica e tubo de calor com ranhuras), sob as mesmas condições operacionais, o tubo de calor sinterizado apresentou um comportamento muito semelhante aos dos melhores dispositivos. Além disso, o tubo sinterizado se mostrou mais eficiente em condições adversas de trabalho. Desta forma, o tubo de calor sinterizado é adequado para aplicações no arrefecimento de equipamentos eletroeletrônicos de médio porte.

5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

As sugestões para trabalhos futuros de forma a dar continuidade ao trabalho desenvolvido nessa Dissertação são:

- Variação dos parâmetros do processo sinterização, como tempo e temperatura de sinterização;
- Utilização de pós de cobre com características diferentes;
- O uso de fluidos de trabalho, como metanol, acetona e nanofluidos;
- Modificação da geometria do tubo de calor;
- Combinação de diferentes estruturas capilares, como pó sinterizado com ranhuras.
- O aumento do coeficiente convectivo do condensador para reduzir a resistência térmica do tubo de calor usando, por exemplo, convecção forçada à água como sistema de arrefecimento.

REFERÊNCIAS

AGUIAR, Vinícius Marrone De. **Influência da Razão de Preenchimento e da Inclinação no Desempenho Térmico de Termossifões**. 2016. 135p. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2016.

ASSELMAN, G.A.A.; GREEN, D.B. **Heat Pipes**. Philips Technical Review, v. 33/4, p. 104-113, 1973.

ANTONINI ALVES, Thiago; KRAMBECK, Larissa; SANTOS, Paulo H. Dias dos. Heat Pipe and Thermosyphon for Thermal Management of Thermoelectric Cooling. In: ARANGUREN, Patricia. **Bringing Thermoelectricity into Reality**. Navarra: Intechopen, 2018. Cap. 17. p. 353-373.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 15220: Desempenho térmico de edificações**. Rio de Janeiro: ABNT, 2003. 8 p.

ATABAKI, N.; BALIGA, B.R. **Effective Thermal Conductivity of Water- Saturated Sintered Powder-Metal Plates**. Heat and Mass Transfer, No. 44, p. 85-99, 2007.

BARTMEYER, G.A.; KRAMBECK, L.; FUSÃO, D.; ANTONINI ALVES, T. **Aplicação da sinterização de pó de cobre para estrutura capilar em tubos de calor**. Boletim Técnico da Faculdade de Tecnologia de São Paulo, v. 44, pp. 74, 2017.

BARTMEYER, Guilherme Antonio. **Fabricação e Caracterização de Estrutura Capilar Por Sinterização de Pó de Cobre Para Aplicação Em Tubos De Calor**. 2018. Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa, PR, Brasil, 2018.

BECKER, Rodrigo P. **Junção de compactados ferrosos via sinterização por fase líquida**. 2013. 71 p. Dissertação (Mestrado em Ciência e Engenharia de Materiais) - Universidade Federal de Santa Catarina, SC, 2013.

CELSIA. **Heat Pipe & Vapor Chamber Technology Overview**. Disponível em: <<http://celsiainc.com/heat-pipe-and-vapor-chamber-technology-overview/>>. Acesso em: 17 fev. 2018.

CHANG, Yu-Wei; CHENG, Chiao-Hung; WANG, Jung-Chang; CHEN, Sih-Li. **Heat Pipe for Cooling of Electronic Equipment**. *Energy Conversion and Management*. v. 49, p. 3398-3404, jun. 2008.

CHEN, Shao-Wen; HSIEH, Jui-Ching; CHOU, Cheng-Tai; LIN, Hung-Hui; SHEN, Sheng-Chih; TSAI, Ming-Jye. Experimental Investigation and Visualization on Capillary and Boiling Limits of Micro-Grooves made by Different Processes. *Sensors and Actuators.*, v. A 139, p. 78-87, mar. 2007.

CHEN, Xianping; YE, Huaiyu; FAN; Xuejun; REN, Tianling; ZHANG, Guoqi. A review of small heat pipes for electronics. **Applied Thermal Engineering**, v. 96, p. 1-17, 2016.

CHI, S.W. *Heat Pipe Theory and Practice: A Sourcebook*. Washington, DC, USA: Hemisphere Publishing Corporation, 1976.

ELNAGGAR, Mohamed H.A. **The Optimization of Thickness and Permeability of Wick Structure with Different Working Fluids of L-Shape Heat Pipe for Electronic Cooling**. *Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering*, v. 8, no. 3, p. 119-125, 2014.

ENGINEERING EQUATION SOLVER. **F-Chart Software**. Middleton, WI, USA. 2002. 320 p.

FADHIL, Obaid T.; SALEH, Ahmed A.M. **Thermal performance of a heat pipe with sintered powder metal wick using ethanol and water as working fluids**. *AJES*-v. 4, no. 1, p. 62-71, 2011.

FAGHRI, Amir. **Heat Pipe Science and Technology**. Washington, DC, USA: Taylor & Francis, 1995.

FAGHRI, Amir. **Heat Pipes: Review, Opportunities and Challenges**. *Frontiers in Heat Pipes*, v. 5/1, p. 1-48, 2014.

GERMAN, Randall M. **Porous Metallurgy Science**. 2ed. Princeton, N.J.: Metal Powder Industries Federation, 1994.

GERMAN, Randall M. **Particle Packing Characteristics**. Princeton, N.J.: Metal Powder Industries Federation, 1989.

GROLL, M.; RÖSLER, S. **Operation principles and performance of heat pipes and closed two-phase thermosyphons**. Journal of Non-Equilibrium Thermodynamics, v. 17, p. 091-151, 1992.

HOLMAN, J.P. **Experimental Methods for Engineers**, 8.ed., Singapore, Mcgrall-Hill, 2011.

JIANG, Lelun; LING, Jintian; JIANG, Linzhen; TANG, Yong; LI, Yan; ZHOU, Wei; GAO, Jinwu. **Thermal performance of a novel porous crack composite wick heat pipe**. Energy Conversion and Management, v.81, p. 10-18, 2014.

KAVIANY, M. **Principles of Heat Transfer in Porous media**. New York: Springer-Verlag, New York, 1995.

KHALILI, M.; SHAFILI, M.B. **Experimental and numerical investigation of the thermal performance of a novel sintered-wick heat pipe**. Applied Thermal Engineering, v. 94, p. 59-75, 2016.

KRELLING, Anael. Notas de Aula: **Metalurgia do pó**. IFSC, Joinville, 2015.

KRAMBECK, Larissa. **Investigação experimental do desempenho térmico de telas metálicas em tubos de calor**. 2016. Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa, PR, Brasil, 2016.

KRAMBECK, L.; NISHIDA, F.B.; SANTOS, P.H.D.; ANTONINI ALVES, T. **Heat pipe with axial microgrooves fabricated by wire electrical discharge machining (wire-EDM)**. 9th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Brazil, 2017.

KUMARESAN, G.; VENKATACHALAPATHY, S.; ASIRVATHAM, L.G.; WONGWISES, S. **Comparative study on heat transfer characteristics of sintered and mesh wick heat pipes using CuO nanofluids**. International Communications in Heat and Mass Transfer, v.57, p. 208-215, 2014.

LENEL, F. **Powder Metallurgy: Principles and Applications**. Metal Powder Industries Federation, Princeton, NJ, 1980.

LEPTEN (Florianópolis). Universidade Federal de Santa Catarina. **LABTUCAL: Linhas de pesquisas**. Disponível em: <<http://www.lepten.ufsc.br/pesquisa/tucal/linhas.html>>. Acesso em: 17 fev. 2018.

LOBERTO, A.; MCA, da Silva; GENOVA, L.A. A Metalurgia do Pó - alternativa econômica com menor impacto ambiental. In: Grupo Setorial de Metalurgia do Pó. (Org.), São Paulo: Metallum Eventos Técnicos, v. 1, 2009.

MANTELLI, Márcia B.H. Notas de Aula: **Curso sobre Tubos de Calor e Termossifões**. UFSC, Florianópolis, 2009.

MARCINICHEN, J.B.; OLIVIER, J.A.; LAMAISON, N.; THOME, J.R. Advances in electronics cooling. **Heat Transfer Eng**, v. 34, p. 434–446, 2013.

MERA, Juan P. F. **Análise da transferência de calor em meios de porosidade variável para tubos de calor**. 2011p. 165 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina, SC, 2011.

METAL POWDER INDUSTRIES FEDERATION, Standard 39: **Determination of Properties of Sintered Bronze PM Filter Powders**, New Jersey, 1997.

METAL POWDER INDUSTRIES FEDERATION, Standard 42: **Determination of Density of Compacted or Sintered Powder Metallurgy Products**, New Jersey, 1997.

NISHIDA, Felipe B. **Desenvolvimento de Tubos De Calor com Microranhuras Fabricadas por Eletroerosão a Fio**. 2016. 158 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2016.

PETERSON, G. P. **An Introduction to Heat Pipes: Modeling, Testing and Application**. New York, NY, USA: John Wiley & Sons, 1994.

PÓS METÁLICOS ESPECIAIS. Certificado de qualidade de pó metálico de cobre [mensagem pessoal]. Mensagem recebida por <larissakrambeck@gmail.com> em 29/01/2017.

REAY, David A.; KEW, Peter A.; MCGLEN, Ryan J. **Heat Pipes: Theory, Design and Applications**. 6 ed. Waltham, MA, USA: Elsevier, 2014. 251p.

REDE METROLÓGICA RS. **Incerteza de Medição: Guia Prático do Avaliador de Laboratórios**, p.32, Abril, 2013.

SANTOS, P.H.D., REIS, L.S., MARQUARDT, L.S., VICENTE, K.A.T., ANTONINI ALVES, T. **Modeling and Experimental Tests of a Copper Thermosyphon**. Acta Scientiarum. Technology, vol. 39, pp. 59-68, 2017.

STREMEL, Gedley K. **Investigação da inclinação e do fluido de trabalho no desempenho térmico de termossifões**. 2017. Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa, PR, Brasil, 2017.

THÜMMLER, F.; OBERACKER, R. **Introduction to powder metallurgy**. Cambridge: The Institute of Materials, 332 p., 1993.

TSAI, Yao-Yang; LEE, Cho-Han. **Effects of sintered structural parameters on reducing the superheat level in heat pipe evaporators**. International Journal of Thermal Sciences, v.76, p. 225-234, 2014.

TURKCADCAM. **Sintering Technology**. Disponível em: <<http://www.turkcadcam.net/rapor/autofab/sintering.html>>. Acesso em: 18 fev. 2018.

WANG, X.; TANG, Y.; CHEN, P. **Investigation into Performance of a Heat Pipe with Micro Grooves Fabricated by Extrusion-Ploughing Process**. Energy Conversion and Management, v. 50, p. 1384-1388, 2009.

WEIBEL, Justin A.; GARIMELLA, Suresh V.; NORTH, Mark T. **Characterization of evaporation and boiling from sintered powder wicks fed by capillary action**. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 53, p. 4204-4215, 2010.

APÊNDICE A - Programa de Análise dos Limites Operacionais dos Tubos de Calor de Pó Sinterizado

"PROJETO TÉRMICO DE UM TUBO DE CALOR COM PÓ DE COBRE SINTERIZADO"
 "Larissa Krambeck"

"!Passo #1"

L=0.20 [m]
 L_evap=0.08 [m]
 L_adiab=0.02 [m]
 L_cond=0.10 [m]
 $L_{eff} = ((L_{evap}+L_{cond})/2)+L_{adiab}$

d_ext=0.00945 [m]
 d_int=0.00775 [m]
 d_v=0.0035 [m]
 $r_v=d_v/2$

$A_{evap}=\pi*d_{ext}*L_{evap}$
 $A_{cond}=\pi*d_{ext}*L_{cond}$

$A_{wall}=\pi\#/4*(d_{ext}^2-d_{int}^2)$
 $A_{mp}=(\pi/4*(d_{int}^2-d_v^2))*\epsilon$

"Área transversal da parede do tubo de calor"
 "Área transversal da estrutura capilar"

$T_w=40[C]$

"!Temperatura da parede foi estimada"

"Tubo"

tubo\$='Copper'
 $k_p=\text{conductivity}(\text{tubo}\$, T=T_w)$
 $cp_p=\text{cp}(\text{tubo}\$, T=T_v)$
 $\rho_p=\text{density}(\text{tubo}\$, T=T_v)$

"Condutividade térmica do tubo de cobre"

"Meio Poroso - Pó sinterizado"

$k_{mp}=15.55$
 $\epsilon=0.55$
 $k_{eff}=(k_l*((2*k_l)+k_{mp})-(2*(1-\epsilon)*(k_l-k_{mp}))))/((2*k_l)+k_{mp}+((1-\epsilon)*(k_l-k_{mp})))$

"Condutividade térmica do meio poroso"
 "porosidade do meio poroso"

"Dados do ambiente externo"

"h_ext_evap=10"
 "h_ext_cond=37"

"Convecção natural com ar - 2 a 25"
 "Convecção forçada com ar - 25 a 250"

"T_s_evap =80 [C]"

$T_{ext_cond} =20 [C]$
 condensador"

"Temperatura da superfície do evaporador"
 "Temperatura externa do ambiente no"

"!Determinação do coeficiente convecção no condensador: escoamento cruzado externo sobre cilindro"

"Propriedades do fluido de resfriamento do condensador"

fluido_resfriamento\$='Air'
 $T_{filme}=(T_{ext_cond}+T_w)/2$

$p_{atm}=Po\#$
 $u_{ext_cond}=5 [m/s]$

"Velocidade do ventilador"

$k_{fr}=\text{conductivity}(\text{fluido_resfriamento}\$, T=T_{filme})$
 $cp_{fr}=\text{cp}(\text{fluido_resfriamento}\$, T=T_{filme})$
 $\rho_{fr}=\text{density}(\text{fluido_resfriamento}\$, T=T_{filme}, P=p_{atm})$
 $\mu_{fr}=\text{viscosity}(\text{fluido_resfriamento}\$, T=T_{filme})$
 $Pr_{fr}=\text{prandtl}(\text{fluido_resfriamento}\$, T=T_{filme})$

"Churchill & Bernstein (1977)"

$Re_D=\rho_{fr}*u_{ext_cond}*d_{ext}/\mu_{fr}$
 $Nusselt_D=0.3+(0.62*Re_D^{0.5}*Pr_{fr}^{1/3})/(((1+(0.4/Pr_{fr})^{2/3})^{0.25})*((1+(Re_D/282000)^{5/8}))^{4/5}))$

$$h_{\text{ext_cond}} = \text{Nusselt_D} * k_{\text{fr}} / d_{\text{ext}}$$

"!Passo #2"

$$R_1 = 0$$

"R1: resistência térmica parede/ambiente externo EVAPORADOR"

$$R_2 = (\ln(d_{\text{ext}}/d_{\text{int}})) / (2 * \pi * L_{\text{evap}} * k_p)$$

"R_2: resistência térmica condutiva da parede EVAPORADOR"

$$R_3 = (\ln(d_{\text{ext}}/d_{\text{int}})) / (2 * \pi * L_{\text{evap}} * k_{\text{eff}})$$

"R_3: resistência térmica interface meio poroso-liquido EVAPORADOR"

$$R_7 = (\ln(d_{\text{ext}}/d_{\text{int}})) / (2 * \pi * L_{\text{cond}} * k_{\text{eff}})$$

"R_7: resistência térmica interface meio poroso-liquido CONDENSADOR"

$$R_8 = (\ln(d_{\text{ext}}/d_{\text{int}})) / (2 * \pi * L_{\text{cond}} * k_p)$$

"R_8: resistência térmica condutiva da parede CONDENSADOR"

$$R_9 = 1 / (h_{\text{ext_cond}} * A_{\text{cond}})$$

"R_9: resistência térmica do condensador com meio"

"!Passo #3"

"Temperatura de Vapor"

$$T_v = T_{\text{ext_cond}} + ((R_7 + R_8 + R_9) / (R_1 + R_2 + R_3 + R_7 + R_8 + R_9)) * (T_{\text{s_evap}} - T_{\text{ext_cond}})$$

"!Passo #4"

"Fluido de Trabalho"

$$x_l = 0$$

$$x_v = 1$$

$$p_v = p_{\text{sat}}(\text{Water}, T = T_v)$$

$$h_{\text{lv}} = \text{enthalpy_vaporization}(\text{Water}, T = T_v)$$

$$\sigma = \text{surfacetension}(\text{Water}, T = T_v)$$

"Tensão superficial"

$$\rho_l = \text{density}(\text{Water}, T = T_v, x = x_l)$$

"Massa específica do líquido"

$$\rho_v = \text{density}(\text{Water}, T = T_v, x = x_v)$$

"Massa específica do vapor"

$$\mu_l = \text{viscosity}(\text{Water}, T = T_v, x = x_l)$$

"Viscosidade do líquido"

$$\mu_v = \text{viscosity}(\text{Water}, T = T_v, x = x_v)$$

"Viscosidade do vapor"

$$\nu_l = \mu_l / \rho_l$$

$$\nu_v = \mu_v / \rho_v$$

$$k_l = \text{conductivity}(\text{Water}, T = T_v, x = x_l)$$

"Condutividade térmica do fluido líquido"

$$k_v = \text{conductivity}(\text{Water}, T = T_v, x = x_v)$$

"Condutividade térmica do fluido vapor"

$$R_g = 461.62 \text{ [J/kg-K]}$$

"Constante do gás"

"!Passo #5"

"RESISTÊNCIAS TÉRMICAS"

"R4: resistência térmica interface líquido-vapor EVAPORADOR"

$$R_4 = (R_g * T_v^2 * (2 * \pi * R_g * T_v)^{0.5}) / (h_{\text{lv}}^2 * p_v * A_{\text{evap}})$$

"R6: resistência térmica interface líquido-vapor CONDENSADOR"

$$R_6 = (R_g * T_v^2 * (2 * \pi * R_g * T_v)^{0.5}) / (h_{\text{lv}}^2 * p_v * A_{\text{cond}})$$

"!Passo #6"

"Estimativa da carga térmica"

$$\Delta T = T_{\text{s_evap}} - T_{\text{ext_cond}}$$

$$q_{\text{estimada}} = (\Delta T) / (R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_6 + R_7 + R_8 + R_9)$$

"!Passo #7"

$$\Delta T_{\text{ap_v}} = (8 * \mu_v * q_{\text{estimada}} * L_{\text{eff}}) / (\rho_v * \pi * (r_v^4) * h_{\text{lv}}) \quad \text{"Reay (pg. 26 - Eq. 2.48)"}$$

$$R_5 = R_g * T_v^2 * \Delta T_{\text{ap_v}} / (h_{\text{lv}} * p_v * q_{\text{estimada}})$$

"R_5: resistência térmica entre EVAPORADOR e CONDENSADOR na região de vapor"

$$R_{10}=(L_{\text{evap}}+L_{\text{adiab}}+L_{\text{cond}})/(A_{\text{mp}}*k_{\text{mp}}+A_{\text{wall}}*k_{\text{p}})$$

"R_10: resistência térmica axial na parede do tubo de calor"

$$R_{11}=0$$

"R_11: resistência térmica axial no meio poroso do tubo de calor"

"!Passo #8"

"Resistência Térmica Total"

$$R_{\text{total}}=R_1+(((R_2+R_3+R_4+R_5+R_6+R_7+R_8)^{-1}+R_{10}^{-1})^{-1})+R_9$$

"Recálculo da Carga Térmica"

$$q_{\text{total}}=\text{DELTAT}/R_{\text{total}}$$

"LIMITES OPERACIONAIS DOS TUBOS DE CALOR DE PÓ DE COBRE SINTERIZADO"

"Parâmetro desejado"

"T=50"

"Tubo"

tubo\$='Copper'

"Material do tubo de calor"

L=0.20 [m]

L_evap=0.08 [m]

L_adiab=0.02 [m]

L_cond=0.10 [m]

L_eff = ((L_evap+L_cond)/2)+L_adiab

d_ext=0.00945 [m]

d_int=0.00775 [m]

k_p=conductivity(tubo\$, T=T)

alpha_mp = linearexpcoef(tubo\$, T=T)

"coeficiente de expansão linear do cobre"

g= 9.81 [m/s²]

"aceleração da gravidade"

"Referência"

T_ref=20 [C]

sigma_l_ref=surfacetension(Water,T=T_ref)

"Estrutura Capilar - esferas de cobre empacotadas"

r_s=16.5e-6 [m]

"raio da esfera empacotada"

d_v=0.006 [m]

"diâmetro de escoamento de vapor"

r_v=d_v/2

"raio do escoamento de vapor"

A_v = 1/4 * pi *(d_v^2)

"área de vapor"

epsilon=0.55

"porosidade"

r_int=d_int/2 [m]

"raio interno do tubo"

A_mp=pi*(r_int^2-r_v^2)*epsilon

"area transversal da região porosa"

r_c_eff = 0.41*r_s

"raio capilar efetivo esferas empacotadas -

Mantelli (pg.33 - Tabela. 3.1)"

"Fluido de Trabalho"

x_l=0

x_v=1

p_sat=p_sat(Water,T=T)

h_lv=h_lv2*1000

h_lv2=enthalpy_vaporization(Water,T=T)

sigma_l=surfacetension(Water,T=T)

"Tensão superficial"

$\rho_l = \text{density}(\text{Water}, T=T, x=x_l)$ "Massa específica do líquido"
 $\rho_v = \text{density}(\text{Water}, T=T, x=x_v)$ "Massa específica do vapor"
 $\mu_l = \text{viscosity}(\text{Water}, T=T, x=x_l)$ "Viscosidade do líquido"
 $\mu_v = \text{viscosity}(\text{Water}, T=T, x=x_v)$ "Viscosidade do vapor"

"!Limite Capilar"

$\Delta P_c = \Delta P_{lI} + \Delta P_{lv} + \Delta P_{lg}$
 "Reay (pg. 15 - Eq. 2.2)"

$\Delta P_c = 2 \cdot \sigma_l \cdot \cos(\theta) / r_{c_eff}$

"Reay (pg. 20 - Eq. 2.16)"

$\theta = 0$ [deg]

"ângulo de contato, Reay (pg. 20)"

$\Delta P_{lI} = (\mu_l \cdot L_{eff} \cdot q_{capilar}) / (\rho_l \cdot K \cdot A_{mp} \cdot h_{lv})$

"Reay (pg. 23 - Eq. 2.32) $m_{dot} = q_{c_max} / h_{lv}$ "

$K = ((r_s^2) \cdot \epsilon^3) / (37.5 \cdot ((1 - \epsilon)^2))$

"permeabilidade do meio poroso"

$\Delta P_{lv} = (1 -$

$(4/\pi^2)) \cdot (q_{capilar}^2 / (h_{lv}^2 \cdot 8 \cdot \rho_v \cdot r_v^4)) + (8 \cdot \mu_v \cdot q_{capilar} \cdot L_{adiab} / (\rho_v \cdot \pi \cdot (r_v^4) \cdot h_{lv}))$

"Queda de pressão - Reay (pg. 26 - Eq. 2.52)"

$\Delta P_{lg} = \rho_l \cdot g \cdot L \cdot \sin(\phi)$

"Reay (pg. 16 - Eq. 2.3)"

$\phi = 0$

"ângulo que o tubo faz com a horizontal - Reay (pg. 16)"

"!Limite de arrasto"

$q_{arrasto} = A_v \cdot h_{lv} \cdot ((\sigma_l \cdot \rho_v / (2 \cdot r_{c_eff}))^{(1/2)})$

"Chi 1976"

"!Limite Viscoso"

$q_{viscoso} = A_v \cdot (r_v^2) \cdot h_{lv} \cdot \rho_v \cdot p_{sat} / (16 \cdot \mu_v \cdot L_{eff})$

"!Limite Sônico"

$q_{sonico} = 0.474 \cdot h_{lv} \cdot A_v \cdot (\rho_v \cdot p_{sat})^{(1/2)}$

"Reay (pg 48, eq 2.102)"

"!Limite de Ebulição"

"Reay (pg. 41 - Eq. 2.87)"

$q_{ebulicao} = g \cdot (y_c \cdot \rho_l \cdot (\sigma_l / \sigma_{l_ref}) -$

$\rho_l \cdot L \cdot \sin(\phi) \cdot (1 + \alpha_{mp} \cdot \Delta T)) / ((L_{evap} \cdot \mu_l) / (h_{lv} \cdot \rho_l \cdot k_p \cdot d_{ext} \cdot (1 + \alpha_{mp} \cdot \Delta T)) \cdot (L_{evap} / 2 + L_{adiab}))$

$\Delta T = T - T_{ref}$

"Diferença entre temperatura de operação}"

$y_c = (2 \cdot \sigma_l \cdot \cos(\theta)) / (\rho_v \cdot g \cdot r_v)$

"Altura capilar do fluido"

APÊNDICE B - Resultados da Análise Teórica dos Limites Operacionais dos Tubos de Calor

Os valores teóricos do projeto térmico e dos limites operacionais avaliados para os tubos de calor sinterizados são apresentados neste apêndice.

A Tabela 10 mostra os valores das potências teóricas estimadas a partir do projeto térmico dos três tubos de calor (Tipo #1, Tipo #2 e Tipo #3) em função da temperatura de operação.

Tabela 10 - Potência Teórica em função da Temperatura de Operação dos três tubos de calor sinterizados, na horizontal

Temperatura de Operação [°C]	Potência teórica [W]		
	#1	#2	#3
30	2,03	2,08	2,09
34	3,07	3,12	3,14
39	4,11	4,18	4,19
44	5,17	5,23	5,25
49	6,23	6,29	6,30
53	7,29	7,34	7,36
58	8,35	8,40	8,42
63	9,42	9,46	9,47
68	10,49	10,52	10,53
73	11,55	11,58	11,59
77	12,62	12,64	12,65
82	13,68	13,70	13,71
87	14,74	14,76	14,77
92	15,81	15,83	15,83
97	16,87	16,89	16,89
101	17,93	17,94	17,95
106	18,99	19,00	19,01
111	20,05	20,06	20,07
116	21,11	21,12	21,12
121	22,17	22,18	22,18
125	23,23	23,24	23,24
130	24,29	24,30	24,30
135	25,35	25,35	25,36
140	26,41	26,41	26,41
145	27,46	27,47	27,47
149	28,52	28,52	28,52
154	29,58	29,58	29,58

Fonte: Autorial própria.

A Tabela 11 apresenta os valores do limite capilar dos três tubos de calor sinterizados do Tipo #1, Tipo #2 e Tipo #3 em função da temperatura de operação na posição horizontal.

Tabela 11 - Limite Capilar em função da Temperatura de Operação dos três tubos de calor sinterizados

Temperatura de Operação [°C]	Limite Capilar [W]		
	#1	#2	#3
30	70,6	55,9	36,0
35	76,9	60,9	39,2
40	83,3	65,9	42,4
45	89,6	70,9	45,5
50	95,9	75,8	48,7
55	102,1	80,6	51,8
60	108,1	85,3	54,8
65	114,0	90,0	57,8
70	119,8	94,4	60,7
75	125,3	98,7	63,4
80	130,6	102,9	66,1
85	135,7	106,8	68,6
90	140,4	110,5	71,0
95	144,9	114,0	73,2
100	149,1	117,3	75,3
105	153,0	120,3	77,2
110	156,5	123,0	79,0
115	159,6	125,5	80,6
120	162,4	127,7	82,0
125	164,8	129,5	83,2
130	166,9	131,1	84,2
135	168,5	132,4	85,0
140	169,8	133,4	85,6
145	170,7	134,0	86,0
150	171,1	134,4	86,3
155	171,2	134,5	86,3
160	170,9	134,2	86,1

Fonte: Autorial própria.

A Tabela 12 apresenta os valores do limite de arrasto dos três tubos de calor sinterizados do Tipo #1, Tipo #2 e Tipo #3 em função da temperatura de operação na posição horizontal.

Tabela 12 - Limite de arrasto em função da Temperatura de Operação dos três tubos de calor sinterizados

Temperatura de Operação [°C]	Limite de Arrasto [W]		
	#1	#2	#3
30	296	545	869
35	334	615	982
40	376	692	1104
45	420	774	1235
50	468	862	1376
55	519	956	1525
60	573	1055	1684
65	630	1160	1851
70	690	1271	2028
75	753	1387	2212
80	819	1508	2406
85	887	1634	2607
90	958	1765	2816
95	1032	1900	3032
100	1107	2040	3254
105	1185	2183	3483
110	1265	2330	3718
115	1347	2480	3958
120	1430	2634	4202
125	1514	2789	4450
130	1600	2947	4701
135	1686	3106	4955
140	1773	3266	5211
145	1860	3426	5467
150	1948	3587	5724
155	2035	3748	5980
160	2121	3907	6234

Fonte: Autoria própria.

A Tabela 13 apresenta os valores do limite sônico dos três tubos de calor sinterizados do Tipo #1, Tipo #2 e Tipo #3 em função da temperatura de operação na posição horizontal.

Tabela 13 - Limite sônico em função da Temperatura de Operação dos três tubos de calor sinterizados

Temperatura de Operação [°C]	Limite Sônico [W]		
	#1	#2	#3
30	4	7	12
35	5	10	15
40	7	12	20
45	9	16	25
50	11	20	32
55	14	26	41
60	17	32	51
65	21	40	63
70	26	49	78
75	32	60	95
80	39	72	115
85	47	87	139
90	57	105	167
95	68	125	199
100	80	148	235
105	94	174	277
110	111	204	325
115	129	238	379
120	150	276	440
125	173	319	509
130	199	367	586
135	228	421	671
140	261	480	766
145	296	546	870
150	336	618	986
155	379	697	1113
160	426	784	1252

Fonte: Autoria própria.

A Tabela 14 apresenta os valores do limite viscoso dos três tubos de calor sinterizados do Tipo #1, Tipo #2 e Tipo #3 em função da temperatura de operação na posição horizontal.

Tabela 14 - Limite Viscoso em função da Temperatura de Operação dos três tubos de calor sinterizados

Temperatura de Operação [°C]	Limite Viscoso [W]		
	#1	#2	#3
30	1	7	5
35	1	10	8
40	1	12	13
45	2	16	21
50	4	20	33
55	6	26	52
60	9	32	81
65	14	40	123
70	21	49	185
75	32	60	274
80	46	72	400
85	67	87	577
90	95	105	822
95	134	125	1156
100	186	148	1610
105	257	174	2218
110	350	204	3025
115	473	238	4086
120	633	276	5468
125	840	319	7254
130	1105	367	9542
135	1442	421	12452
140	1867	480	16124
145	2400	546	20726
150	3063	618	26454
155	3883	697	33536
160	4891	784	42239

Fonte: Autoria própria.

A Tabela 15 apresenta os valores do limite de arrasto dos três tubos de calor sinterizados do Tipo #1, Tipo #2 e Tipo #3 em função da temperatura de operação na posição horizontal.

Tabela 15 - Limite de Ebulição em função da Temperatura de Operação dos três tubos de calor sinterizados

Temperatura de Operação [°C]	Limite de Ebulição [W]		
	#1	#2	#3
30	6,2E+21	4,5E+21	3,6E+21
35	5,1E+21	3,7E+21	3,0E+21
40	4,2E+21	3,1E+21	2,4E+21
45	3,5E+21	2,6E+21	2,0E+21
50	2,9E+21	2,1E+21	1,7E+21
55	2,4E+21	1,8E+21	1,4E+21
60	2,0E+21	1,5E+21	1,2E+21
65	1,7E+21	1,2E+21	9,8E+20
70	1,4E+21	1,0E+21	8,2E+20
75	1,2E+21	8,8E+20	6,9E+20
80	1,0E+21	7,4E+20	5,9E+20
85	8,5E+20	6,3E+20	4,9E+20
90	7,2E+20	5,3E+20	4,2E+20
95	6,1E+20	4,5E+20	3,6E+20
100	5,2E+20	3,8E+20	3,0E+20
105	4,4E+20	3,3E+20	2,6E+20
110	3,8E+20	2,8E+20	2,2E+20
115	3,2E+20	2,4E+20	1,9E+20
120	2,8E+20	2,0E+20	1,6E+20
125	2,4E+20	1,7E+20	1,4E+20
130	2,0E+20	1,5E+20	1,2E+20
135	1,7E+20	1,3E+20	1,0E+20
140	1,5E+20	1,1E+20	8,7E+19
145	1,3E+20	9,5E+19	7,5E+19
150	1,1E+20	8,1E+19	6,4E+19
155	9,5E+19	7,0E+19	5,5E+19
160	8,1E+19	6,0E+19	4,7E+19

Fonte: Autoria própria.

APÊNDICE C - Análise de Incertezas

A incerteza de um resultado de medição experimental é necessária para poder estimar o grau de dúvida associado ao resultado da medição (REDE METROLÓGICA RS, 2013). Desta forma, as incertezas das medidas experimentais foram analisadas utilizando o método de combinação de incertezas descrito por Holman (2011), considerando a combinação de incertezas de grandezas correlacionadas.

C.1 Incerteza das Temperaturas

Termopares do Tipo K (cromel-alumel) foram utilizados para a realização deste trabalho. Sabe-se que a precisão dos termopares é de $2,2^{\circ}\text{C}$ e a incerteza foi avaliada como do tipo retângula. Desta forma, os valores das incertezas dos sensores de temperatura foram estimados em:

$$u(T) = \frac{\pm 2,2}{\sqrt{3}} = \pm 1,27^{\circ}\text{C} \quad (49)$$

As incertezas combinadas das temperaturas do evaporador, da região adiabática e do condensador foram calculadas de acordo com as seguintes equações respectivamente:

$$u(\bar{T}_{evap}) = \left| \frac{\partial \bar{T}_{evap}}{\partial T_{evap,1}} \right| u(T_{evap,1}) + \left| \frac{\partial \bar{T}_{evap}}{\partial T_{evap,2}} \right| u(T_{evap,2}) + \left| \frac{\partial \bar{T}_{evap}}{\partial T_{evap,3}} \right| u(T_{evap,3}) \quad (50)$$

$$u(T_{adiab}) = u(T) = \pm 1,27^{\circ}\text{C} \quad (51)$$

$$u(\bar{T}_{cond}) = \left| \frac{\partial \bar{T}_{cond}}{\partial T_{cond,1}} \right| u(T_{cond,1}) + \left| \frac{\partial \bar{T}_{cond}}{\partial T_{cond,2}} \right| u(T_{cond,2}) + \left| \frac{\partial \bar{T}_{cond}}{\partial T_{cond,3}} \right| u(T_{cond,3}) + \left| \frac{\partial \bar{T}_{cond}}{\partial T_{cond,4}} \right| u(T_{cond,4}) \quad (52)$$

C.2 Incerteza da Capacidade de Transferência de Calor

As incertezas de medição associadas a potência dissipada ao evaporador foram estimadas com relação ao fornecimento de potência à resistência elétrica dos testes na bancada experimental. As incertezas foram avaliadas do tipo retângulas, considerando a precisão da tensão de $0,35\% + 20\text{mV}$ e da corrente de $0,35\% + 20\text{mA}$. A potência elétrica dissipada pela resistência elétrica é calculada como mostrado a seguir.

$$Pot = VI \quad (53)$$

A incerteza da potência elétrica dissipada será:

$$u(Pot) = \left| \frac{\partial q}{\partial V} \right| u(V) + \left| \frac{\partial q}{\partial I} \right| u(I) \quad (54)$$

Considerando-se que as perdas térmicas na região do evaporador são desprezíveis e que toda energia é transferida para a parede do tubo de calor, a incerteza da capacidade de transferência de calor pode ser estimada como:

$$u(q) = u(Pot) \quad (55)$$

C.3 Incerteza da Resistência Térmica Global

A resistência térmica global é dada pela razão entre a diferença das temperaturas médias no evaporador e condensador do tubo de calor e a potência inserida nas resistências elétricas, como apresentada na Equação (35). A incerteza da diferença das temperaturas pode ser definida como:

$$u(\Delta T) = \left| \frac{\partial \Delta T}{\partial T_{evap}} \right| u(T_{evap}) + \left| \frac{\partial \Delta T}{\partial T_{cond}} \right| u(T_{cond}) \quad (56)$$

Desta forma, a incerteza da medição da resistência térmica global é calculada por:

$$u(R_t) = \left| \frac{\partial R_t}{\partial q} \right| u(q) + \left| \frac{\partial R_t}{\partial \Delta T} \right| u(\Delta T) \quad (57)$$

APÊNDICE D - Resultados Experimentais

Os valores experimentais avaliados de temperaturas de operação e os calculados de resistências térmicas são expostos nos itens deste apêndice.

D.1 TUBO DE CALOR DO TIPO #1

D.1.1 Temperatura de Operação

A Tabela 16 mostra as temperaturas de operação em regime *quasi* permanente dos tubos de calor do Tipo #1, com diferentes razões de preenchimento, para as potências dissipadas a inclinação de 0° em relação a horizontal.

Tabela 16 - Temperaturas de Operação do tubo de calor sinterizado do Tipo #1, a 0° em relação a horizontal

Potência [W]	Temperatura de Operação [°C]			
	60%	80%	100%	120%
5	46,1	45,0	49,5	42,5
10	60,8	58,4	69,2	69,6
15	75,6	72,4	82,8	79,8
20	90,2	86,7	96,5	89,6
25		101,5	111,1	100,1
30			126,2	110,4
35				122,3
40				135,1

Fonte: Autoria própria.

A Tabela 17 apresenta as temperaturas de operação em regime *quasi* permanente dos tubos de calor do Tipo #1, com diferentes razões de preenchimento, para as potências dissipadas a inclinação de - 45° em relação a horizontal.

Tabela 17 - Temperaturas de Operação do tubo de calor sinterizado do Tipo #1, a - 45° em relação a horizontal

Potência [W]	Temperatura de Operação [°C]			
	60%	80%	100%	120%
5	47,3	46,4	47,7	40,9
10	62,3	62,3	67,8	67,4
15	76,9	73,7	80,1	78,4
20	91,6	86,0	93,3	87,5
25		99,0	107,0	97,3
30		111,1	120,5	107,8
35				120,7
40				131,3

Fonte: Autoria própria.

A Tabela 18 mostra as temperaturas de operação em regime *quasi* permanente dos tubos de calor do Tipo #1, com diferentes razões de preenchimento, para as potências dissipadas a inclinação de -90° em relação a horizontal.

Tabela 18 - Temperaturas de Operação do tubo de calor sinterizado do Tipo #1, a -90° em relação a horizontal

Potência [W]	Temperatura de Operação [°C]			
	60%	80%	100%	120%
5	46,4	47,7	48,3	41,2
10	61,6	62,7	69,1	68,3
15	75,8	75,1	81,6	79,4
20	90,0	88,4	95,7	86,7
25		102,4	110,6	99,0
30			125,6	109,8
35				124,0
40				133,8

Fonte: Autoria própria.

A Tabela 19 mostra as temperaturas de operação em regime *quasi* permanente dos tubos de calor do Tipo #1, com diferentes razões de preenchimento, para as potências dissipadas a inclinação de $+90^\circ$ em relação a horizontal.

Tabela 19 - Temperaturas de Operação do tubo de calor sinterizado do Tipo #1, a $+90^\circ$ em relação a horizontal

Potência [W]	Temperatura de Operação [°C]			
	60%	80%	100%	120%
5	46,3	48,6	44,4	40,1
10	61,1	61,3	66,4	68,0
15	75,7	74,4	80,7	78,6
20	90,4	88,5	94,5	87,7
25		103,2	109,6	97,9
30		117,3	124,6	106,4
35			140,0	117,3
40				129,6

Fonte: Autoria própria.

A Tabela 20 mostra as temperaturas de operação em regime *quasi* permanente dos tubos de calor do Tipo #1, com diferentes razões de preenchimento, para as potências dissipadas a inclinação de $+45^\circ$ em relação a horizontal.

Tabela 20 - Temperaturas de Operação do tubo de calor sinterizado do Tipo #1, a +45° em relação a horizontal

Potência [W]	Temperatura de Operação [°C]			
	60%	80%	100%	120%
5	46,6	44,5	45,1	39,2
10	60,8	56,8	66,2	67,4
15	75,1	69,2	79,4	78,5
20	89,4	82,7	91,1	86,8
25		96,8	105,0	98,0
30		111,6	118,2	107,4
35			133,0	120,3
40				130,0
45				140,6

Fonte: Autoria própria.

D.1.2 Resistência térmica

A Tabela 21 apresenta os valores das resistências térmica dos tubos de calor do Tipo #1 em regime *quasi* permanente e sua respectiva incerteza experimental em função da potência dissipada para as quatro razões de preenchimento, a inclinação de 0° em relação a horizontal.

Tabela 21 - Resistência térmica dos tubos de calor sinterizados do Tipo #1, a 0° em relação a horizontal

Potência [W]	Resistência Térmica [°C/W]			
	60%	80%	100%	120%
5	5,39 ± 0,59	2,75 ± 0,54	5,43 ± 0,59	6,23 ± 0,60
10	4,37 ± 0,30	1,51 ± 0,27	2,53 ± 0,28	3,59 ± 0,29
15	3,95 ± 0,21	1,59 ± 0,18	1,62 ± 0,19	2,18 ± 0,19
20	3,74 ± 0,16	1,37 ± 0,14	1,30 ± 0,14	1,53 ± 0,14
25		1,29 ± 0,11	1,15 ± 0,11	1,14 ± 0,11
30			1,05 ± 0,09	0,92 ± 0,09
35				0,82 ± 0,08
40				0,72 ± 0,07

Fonte: Autoria própria.

A Tabela 22 apresenta os valores das resistências térmica dos tubos de calor do Tipo #1 em regime *quasi* permanente e sua respectiva incerteza experimental em função da

potência dissipada para as quatro razões de preenchimento, a inclinação de - 45° em relação a horizontal.

Tabela 22 - Resistência térmica dos tubos de calor sinterizados do Tipo #1, a - 45° em relação a horizontal

Potência [W]	Resistência Térmica [°C/W]			
	60%	80%	100%	120%
5	5,76 ± 0,59	5,47 ± 0,59	5,53 ± 0,59	6,13 ± 0,60
10	4,27 ± 0,30	2,78 ± 0,29	2,60 ± 0,28	3,83 ± 0,30
15	3,81 ± 0,21	1,92 ± 0,19	1,68 ± 0,19	2,38 ± 0,19
20	3,62 ± 0,16	1,56 ± 0,14	1,33 ± 0,14	1,66 ± 0,14
25		1,41 ± 0,11	1,15 ± 0,11	1,27 ± 0,11
30		1,37 ± 0,10	1,07 ± 0,09	1,07 ± 0,09
35				0,99 ± 0,08
40				0,94 ± 0,07

Fonte: Autoria própria.

A Tabela 23 apresenta os valores das resistências térmica dos tubos de calor do Tipo #1 em regime *quasi* permanente e sua respectiva incerteza experimental em função da potência dissipada para as quatro razões de preenchimento, a inclinação de - 90° em relação a horizontal.

Tabela 23 - Resistência térmica dos tubos de calor sinterizados do Tipo #1, - 90° em relação a horizontal

Potência [W]	Resistência Térmica [°C/W]			
	60%	80%	100%	120%
5	5,38 ± 0,58	5,16 ± 0,58	5,54 ± 0,59	5,97 ± 0,60
10	4,09 ± 0,30	2,59 ± 0,28	2,53 ± 0,28	3,73 ± 0,30
15	3,65 ± 0,21	1,81 ± 0,19	1,65 ± 0,19	2,29 ± 0,19
20	3,48 ± 0,16	1,50 ± 0,14	1,32 ± 0,14	1,62 ± 0,14
25		1,40 ± 0,11	1,16 ± 0,11	1,21 ± 0,11
30			1,07 ± 0,09	1,02 ± 0,09
35				0,96 ± 0,08
40				0,81 ± 0,07

Fonte: Autoria própria.

A Tabela 24 apresenta os valores das resistências térmica dos tubos de calor do Tipo #1 em regime *quasi* permanente e sua respectiva incerteza experimental em função da potência dissipada para as quatro razões de preenchimento, a inclinação de + 90° em relação a horizontal.

Tabela 24 - Resistência térmica dos tubos de calor sinterizados do Tipo #1, + 90° em relação a horizontal

Potência [W]	Resistência Térmica [°C/W]			
	60%	80%	100%	120%
5	5,45 ± 0,59	4,26 ± 0,57	5,88 ± 0,60	5,74 ± 0,59
10	4,17 ± 0,30	2,18 ± 0,28	2,69 ± 0,29	3,70 ± 0,30
15	3,72 ± 0,21	1,59 ± 0,19	1,62 ± 0,19	2,28 ± 0,19
20	3,52 ± 0,16	1,37 ± 0,14	1,26 ± 0,14	1,60 ± 0,14
25		1,29 ± 0,11	1,09 ± 0,11	1,18 ± 0,11
30		1,25 ± 0,10	1,03 ± 0,09	0,97 ± 0,09
35			1,04 ± 0,08	0,81 ± 0,08
40				0,71 ± 0,07

Fonte: Autoria própria.

A Tabela 25 apresenta os valores das resistências térmica dos tubos de calor do Tipo #1 em regime *quasi* permanente e sua respectiva incerteza experimental em função da potência dissipada para as quatro razões de preenchimento, a inclinação de + 45° em relação a horizontal.

Tabela 25 - Resistência térmica dos tubos de calor sinterizados do Tipo #1, + 45° em relação a horizontal

Potência [W]	Resistência Térmica [°C/W]			
	60%	80%	100%	120%
5	5,32 ± 0,58	3,21 ± 0,56	5,63 ± 0,58	5,31 ± 0,59
10	4,09 ± 0,30	1,96 ± 0,28	2,66 ± 0,28	3,63 ± 0,30
15	3,68 ± 0,21	1,56 ± 0,18	1,66 ± 0,19	2,24 ± 0,19
20	3,54 ± 0,16	1,43 ± 0,14	1,32 ± 0,14	1,58 ± 0,14
25		1,38 ± 0,11	1,14 ± 0,11	1,15 ± 0,11
30		1,35 ± 0,10	1,06 ± 0,09	0,94 ± 0,09
35			1,03 ± 0,08	0,81 ± 0,08
40				0,72 ± 0,07
45				0,65 ± 0,06

Fonte: Autoria própria.

D.2 Tubo de Calor do Tipo #2

D.2.1 Temperatura de Operação

A Tabela 26 mostra as temperaturas de operação em regime *quasi* permanente dos tubos de calor do Tipo #2, com diferentes razões de preenchimento, para as potências dissipadas a inclinação de 0° em relação a horizontal.

Tabela 26 - Temperaturas de Operação do tubo de calor sinterizado do Tipo #2, na horizontal

Potência [W]	Temperatura de Operação [°C]			
	60%	80%	100%	120%
5	46,4	48,8	49,0	45,9
10	70,0	61,4	61,3	60,9
15	80,6	73,4	73,9	76,9
20	92,8	85,4	85,4	93,8
25	105,5	99,0	99,9	112,0
30	119,2	112,2	112,3	129,3
35		124,2	126,2	154,3
40		138,0	144,0	

Fonte: Autoria própria.

A Tabela 27 mostra as temperaturas de operação em regime *quasi* permanente dos tubos de calor do Tipo #2, com diferentes razões de preenchimento, para as potências dissipadas a inclinação de - 45° em relação a horizontal.

Tabela 27 - Temperaturas de Operação do tubo de calor sinterizado do Tipo #2, a - 45° em relação a horizontal

Potência [W]	Temperatura de Operação [°C]			
	60%	80%	100%	120%
5	45,7	46,1	47,2	46,2
10	69,6	60,3	63,3	61,3
15	80,1	71,5	77,0	77,6
20	91,3	82,8	90,5	93,5
25	104,3	94,3	104,9	109,5
30	116,3	106,6	120,9	125,7
35			135,9	141,8
40				

Fonte: Autoria própria.

A Tabela 28 mostra as temperaturas de operação em regime *quasi* permanente dos tubos de calor do Tipo #2, com diferentes razões de preenchimento, para as potências dissipadas a inclinação de -90° em relação a horizontal.

Tabela 28 - Temperaturas de Operação do tubo de calor sinterizado do Tipo #2, a -90° em relação a horizontal

Potência [W]	Temperatura de Operação [°C]			
	60%	80%	100%	120%
5	44,9	47,7	48,8	47,5
10	69,7	59,6	64,2	62,3
15	80,7	70,8	76,9	79,0
20	92,2	82,1	92,2	92,2
25	104,6	94,6	108,5	111,9
30	116,2	106,1	123,0	132,6
35			138,7	150,5
40				

Fonte: Autorial própria.

A Tabela 29 mostra as temperaturas de operação em regime *quasi* permanente dos tubos de calor do Tipo #2, com diferentes razões de preenchimento, para as potências dissipadas a inclinação de $+90^\circ$ em relação a horizontal.

Tabela 29 - Temperaturas de Operação do tubo de calor sinterizado do Tipo #2, a $+90^\circ$ em relação a horizontal

Potência [W]	Temperatura de Operação [°C]			
	60%	80%	100%	120%
5	44,3	47,5	49,6	45,8
10	69,3	59,6	65,5	61,5
15	78,8	70,4	78,9	77,5
20	89,7	81,4	93,0	94,2
25	101,5	92,3	107,6	108,5
30	113,2	108,4	122,6	124,8
35		122,1	135,6	139,8
40		133,6		

Fonte: Autorial própria.

A Tabela 30 mostra as temperaturas de operação em regime *quasi* permanente dos tubos de calor do Tipo #2, com diferentes razões de preenchimento, para as potências dissipadas a inclinação de $+45^\circ$ em relação a horizontal.

Tabela 30 - Temperaturas de Operação do tubo de calor sinterizado do Tipo #2, a + 45° em relação a horizontal

Potência [W]	Temperatura de Operação [°C]			
	60%	80%	100%	120%
5	42,9	47,3	48,8	45,0
10	67,3	59,7	63,9	58,1
15	77,6	71,1	76,1	73,8
20	86,8	81,2	91,2	89,0
25	97,5	94,1	106,5	104,7
30	108,4	109,0	120,1	121,3
35		120,7	137,2	135,6
40		133,1		

Fonte: Autoria própria.

D.2.2 Resistência Térmica

A Tabela 31 apresenta os valores das resistências térmica dos tubos de calor do Tipo #2 em regime *quasi* permanente e sua respectiva incerteza experimental em função da potência dissipada para as quatro razões de preenchimento, a inclinação de 0° em relação a horizontal.

Tabela 31 - Resistência térmica dos tubos de calor sinterizados do Tipo #2, a 0° em relação a horizontal

Potência [W]	Resistência Térmica [°C/W]			
	60%	80%	100%	120%
5	6,17 ± 0,60	4,63 ± 0,58	4,47 ± 0,57	3,19 ± 0,55
10	2,98 ± 0,29	2,28 ± 0,28	2,21 ± 0,28	1,67 ± 0,27
15	1,85 ± 0,19	1,54 ± 0,18	1,43 ± 0,18	1,25 ± 0,18
20	1,39 ± 0,14	1,27 ± 0,14	1,13 ± 0,14	1,12 ± 0,14
25	1,27 ± 0,11	1,09 ± 0,11	0,95 ± 0,11	1,06 ± 0,11
30	1,30 ± 0,10	1,03 ± 0,09	0,89 ± 0,09	0,94 ± 0,09
35		1,08 ± 0,08	0,84 ± 0,08	0,96 ± 0,08
40		1,10 ± 0,07	0,76 ± 0,07	

Fonte: Autoria própria.

A Tabela 32 apresenta os valores das resistências térmica dos tubos de calor do Tipo #2 em regime *quasi* permanente e sua respectiva incerteza experimental em função da potência dissipada para as quatro razões de preenchimento, a inclinação de - 45° em relação a horizontal.

Tabela 32 - Resistência térmica dos tubos de calor sinterizados do Tipo #2, a - 45° em relação a horizontal

Potência [W]	Resistência Térmica [°C/W]			
	60%	80%	100%	120%
5	6,11 ± 0,60	4,83 ± 0,58	4,73 ± 0,58	3,58 ± 0,56
10	3,25 ± 0,29	2,32 ± 0,28	2,21 ± 0,28	1,91 ± 0,28
15	2,19 ± 0,19	1,63 ± 0,19	1,43 ± 0,18	1,42 ± 0,18
20	1,75 ± 0,14	1,31 ± 0,14	1,13 ± 0,14	1,22 ± 0,14
25	1,58 ± 0,11	1,23 ± 0,11	0,98 ± 0,11	1,13 ± 0,11
30	1,53 ± 0,10	1,84 ± 0,10	0,90 ± 0,09	1,10 ± 0,09
35			0,86 ± 0,08	1,09 ± 0,08
40				

Fonte: Autoria própria.

A Tabela 33 apresenta os valores das resistências térmica dos tubos de calor do Tipo #2 em regime *quasi* permanente e sua respectiva incerteza experimental em função da potência dissipada para as quatro razões de preenchimento, a inclinação de - 90° em relação a horizontal.

Tabela 33 - Resistência térmica dos tubos de calor sinterizados do Tipo #2, a - 90° em relação a horizontal

Potência [W]	Resistência Térmica [°C/W]			
	60%	80%	100%	120%
5	6,29 ± 0,60	4,82 ± 0,58	4,74 ± 0,57	3,79 ± 0,57
10	3,48 ± 0,29	2,43 ± 0,28	2,18 ± 0,28	2,02 ± 0,28
15	2,39 ± 0,19	1,59 ± 0,19	1,44 ± 0,18	1,49 ± 0,18
20	1,91 ± 0,14	1,31 ± 0,14	1,15 ± 0,14	1,27 ± 0,14
25	1,72 ± 0,12	1,57 ± 0,12	0,99 ± 0,11	1,17 ± 0,11
30	1,67 ± 0,10	2,25 ± 0,10	0,91 ± 0,09	1,20 ± 0,09
35			0,87 ± 0,08	1,19 ± 0,08
40				

Fonte: Autoria própria.

A Tabela 34 apresenta os valores das resistências térmica dos tubos de calor do Tipo #2 em regime *quasi* permanente e sua respectiva incerteza experimental em função da potência dissipada para as quatro razões de preenchimento, a inclinação de + 90° em relação a horizontal.

Tabela 34 - Resistência térmica dos tubos de calor sinterizados do Tipo #2, a + 90° em relação a horizontal

Potência [W]	Resistência Térmica [°C/W]			
	60%	80%	100%	120%
5	6,41 ± 0,60	4,60 ± 0,57	4,50 ± 0,58	3,21 ± 0,56
10	3,55 ± 0,29	2,29 ± 0,28	2,08 ± 0,28	1,73 ± 0,27
15	2,44 ± 0,19	1,58 ± 0,19	1,40 ± 0,18	1,35 ± 0,18
20	1,98 ± 0,15	1,27 ± 0,14	1,10 ± 0,14	1,12 ± 0,14
25	1,80 ± 0,12	1,12 ± 0,11	0,96 ± 0,11	1,02 ± 0,11
30	1,73 ± 0,10	1,01 ± 0,09	0,89 ± 0,09	0,98 ± 0,09
35		0,97 ± 0,08	0,88 ± 0,08	0,91 ± 0,08
40		0,95 ± 0,07		

Fonte: Autoria própria.

A Tabela 35 apresenta os valores das resistências térmica dos tubos de calor do Tipo #2 em regime *quasi* permanente e sua respectiva incerteza experimental em função da potência dissipada para as quatro razões de preenchimento, a inclinação de + 45° em relação a horizontal.

Tabela 35 - Resistência térmica dos tubos de calor sinterizados do Tipo #2, a + 45° em relação a horizontal

Potência [W]	Resistência Térmica [°C/W]			
	60%	80%	100%	120%
5	6,09 ± 0,60	4,65 ± 0,57	4,55 ± 0,57	3,13 ± 0,55
10	3,56 ± 0,29	2,35 ± 0,28	2,12 ± 0,28	1,59 ± 0,27
15	2,46 ± 0,19	1,61 ± 0,19	1,40 ± 0,18	1,16 ± 0,18
20	2,01 ± 0,15	1,32 ± 0,14	1,08 ± 0,14	0,98 ± 0,14
25	1,80 ± 0,12	1,14 ± 0,11	0,93 ± 0,11	0,91 ± 0,11
30	1,75 ± 0,10	1,04 ± 0,09	0,86 ± 0,09	0,85 ± 0,09
35		0,98 ± 0,08	0,80 ± 0,08	0,81 ± 0,08
40		0,96 ± 0,07		

Fonte: Autoria própria.

D.3 Tubo de Calor do Tipo #3

D.3.1 Temperatura de Operação

A Tabela 36 mostra as temperaturas de operação em regime *quasi* permanente dos tubos de calor do Tipo #3, com diferentes razões de preenchimento, para as potências dissipadas a inclinação de 0° em relação a horizontal.

Tabela 36 - Temperaturas de Operação do tubo de calor sinterizado do Tipo #3, a 0° em relação a horizontal

Potência [W]	Temperatura de Operação [°C]			
	60%	80%	100%	120%
5	46,0	43,7	45,1	44,5
10	57,2	55,6	64,2	62,1
15	69,2	70,1	74,1	72,1
20	82,1	83,3	85,1	84,8
25	95,4	96,9	94,8	97,2
30	109,3	110,1	109,3	110,1
35	122,9	123,8	119,7	119,1
40	136,4	136,7	134,5	134,9
45			148,0	

Fonte: Autorial própria.

A Tabela 37 mostra as temperaturas de operação em regime *quasi* permanente dos tubos de calor do Tipo #3, com diferentes razões de preenchimento, para as potências dissipadas a inclinação de - 45° em relação a horizontal.

Tabela 37 - Temperaturas de Operação do tubo de calor sinterizado do Tipo #3, a - 45° em relação a horizontal

Potência [W]	Temperatura de Operação [°C]			
	60%	80%	100%	120%
5	45,8	43,2	45,5	44,9
10	56,7	54,8	63,8	64,4
15	67,4	67,4	74,5	76,2
20	79,3	79,6	87,5	90,5
25	92,4	92,7	99,7	105,5
30	104,4	107,4	113,3	120,9
35	117,5	123,9	127,0	139,0
40			143,0	

Fonte: Autorial própria.

A Tabela 38 mostra as temperaturas de operação em regime *quasi* permanente dos tubos de calor do Tipo #3, com diferentes razões de preenchimento, para as potências dissipadas a inclinação de -90° em relação a horizontal.

Tabela 38 - Temperaturas de Operação do tubo de calor sinterizado do Tipo #3, a -90° em relação a horizontal

Potência [W]	Temperatura de Operação [°C]			
	60%	80%	100%	120%
5	45,4	44,4	45,7	43,6
10	57,5	56,4	66,1	68,6
15	69,8	67,2	78,1	82,5
20	82,0	81,6	90,3	98,1
25	95,9	96,5	104,8	112,4
30	108,3	111,9	118,0	128,7
35		129,0	133,9	144,6
40			148,5	

Fonte: A autoria própria.

A Tabela 39 mostra as temperaturas de operação em regime *quasi* permanente dos tubos de calor do Tipo #3, com diferentes razões de preenchimento, para as potências dissipadas a inclinação de $+90^\circ$ em relação a horizontal.

Tabela 39 - Temperaturas de Operação do tubo de calor sinterizado do Tipo #3, a $+90^\circ$ em relação a horizontal

Potência [W]	Temperatura de Operação [°C]			
	60%	80%	100%	120%
5	45,45	42,3	46,80	44,86
10	56,67	53,6	62,31	60,19
15	68,11	65,1	73,57	72,29
20	79,94	77,5	84,65	84,32
25	92,93	88,6	96,93	94,03
30	105,22	103,4	108,91	105,95
35	118,03	114,9	119,76	116,26
40	129,91	130,4	133,49	128,97
45	142,78	141,5	145,91	

Fonte: A autoria própria.

A Tabela 40 mostra as temperaturas de operação em regime *quasi* permanente dos tubos de calor do Tipo #3, com diferentes razões de preenchimento, para as potências dissipadas a inclinação de + 45° em relação a horizontal.

Tabela 40 - Temperaturas de Operação do tubo de calor sinterizado do Tipo #3, a + 45° em relação a horizontal

Potência [W]	Temperatura de Operação [°C]			
	60%	80%	100%	120%
5	45,1	41,6	44,7	43,0
10	56,4	52,1	60,5	57,7
15	67,9	63,3	71,8	67,6
20	80,0	74,6	83,6	78,2
25	92,0	88,4	95,9	89,2
30	104,2	101,4	107,0	100,9
35	116,8	113,1	120,0	112,8
40	129,1	125,4	132,1	123,5
45		137,5	146,7	

Fonte: Autoria própria.

D.3.2 Resistência Térmica

A Tabela 41 apresenta os valores das resistências térmica dos tubos de calor do Tipo #3 em regime *quasi* permanente e sua respectiva incerteza experimental em função da potência dissipada para as quatro razões de preenchimento, a inclinação de 0° em relação a horizontal.

Tabela 41 - Resistência térmica dos tubos de calor sinterizados do Tipo #3, a 0° em relação a horizontal

Potência [W]	Resistência Térmica [°C/W]			
	60%	80%	100%	120%
5	3,48 ± 0,56	2,94 ± 0,55	5,28 ± 0,58	5,21 ± 0,58
10	1,58 ± 0,27	1,44 ± 0,27	2,60 ± 0,28	2,65 ± 0,29
15	1,03 ± 0,18	1,12 ± 0,18	1,43 ± 0,19	1,77 ± 0,19
20	0,81 ± 0,14	0,93 ± 0,14	1,24 ± 0,14	1,37 ± 0,14
25	0,73 ± 0,11	0,81 ± 0,11	1,03 ± 0,11	1,17 ± 0,11
30	0,68 ± 0,09	0,74 ± 0,09	0,96 ± 0,09	1,05 ± 0,09
35	0,65 ± 0,08	0,70 ± 0,08	0,85 ± 0,08	0,93 ± 0,08
40	0,62 ± 0,07	0,65 ± 0,07	0,78 ± 0,07	0,91 ± 0,07
45			0,69 ± 0,06	

Fonte: Autoria própria.

A Tabela 42 apresenta os valores das resistências térmica dos tubos de calor do Tipo #3 em regime *quasi* permanente e sua respectiva incerteza experimental em função da potência dissipada para as quatro razões de preenchimento, a inclinação de - 45° em relação a horizontal.

Tabela 42 - Resistência térmica dos tubos de calor sinterizados do Tipo #3, a - 45° em relação a horizontal

Potência [W]	Resistência Térmica [°C/W]			
	60%	80%	100%	120%
5	3,60 ± 0,56	3,48 ± 0,56	4,96 ± 0,58	4,73 ± 0,58
10	1,70 ± 0,27	1,74 ± 0,27	2,52 ± 0,28	2,90 ± 0,29
15	1,21 ± 0,18	1,19 ± 0,18	1,72 ± 0,19	2,18 ± 0,19
20	1,10 ± 0,14	0,99 ± 0,14	1,35 ± 0,14	1,89 ± 0,14
25	1,04 ± 0,11	0,88 ± 0,11	1,16 ± 0,11	1,73 ± 0,12
30	1,02 ± 0,09	0,86 ± 0,09	1,05 ± 0,09	1,67 ± 0,10
35	1,08 ± 0,08	1,07 ± 0,08	1,01 ± 0,08	1,67 ± 0,09
40			0,99 ± 0,07	

Fonte: Autoria própria.

A Tabela 43 apresenta os valores das resistências térmica dos tubos de calor do Tipo #3 em regime *quasi* permanente e sua respectiva incerteza experimental em função da potência dissipada para as quatro razões de preenchimento, a inclinação de - 90° em relação a horizontal.

Tabela 43 - Resistência térmica dos tubos de calor sinterizados do Tipo #3, a - 90° em relação a horizontal

Potência [W]	Resistência Térmica [°C/W]			
	60%	80%	100%	120%
5	3,35 ± 0,56	3,40 ± 0,56	5,28 ± 0,59	5,79 ± 0,59
10	1,52 ± 0,27	1,72 ± 0,27	2,66 ± 0,28	3,32 ± 0,29
15	0,99 ± 0,18	1,19 ± 0,18	1,79 ± 0,19	2,44 ± 0,19
20	0,77 ± 0,13	0,98 ± 0,14	1,38 ± 0,14	2,02 ± 0,15
25	0,70 ± 0,11	0,88 ± 0,11	1,16 ± 0,11	1,80 ± 0,12
30	0,93 ± 0,09	0,83 ± 0,09	1,05 ± 0,09	1,70 ± 0,10
35		0,97 ± 0,08	0,99 ± 0,08	1,65 ± 0,09
40			0,98 ± 0,07	

Fonte: Autoria própria.

A Tabela 44 apresenta os valores das resistências térmica dos tubos de calor do Tipo #3 em regime *quasi* permanente e sua respectiva incerteza experimental em função da

potência dissipada para as quatro razões de preenchimento, a inclinação de + 90° em relação a horizontal.

Tabela 44 - Resistência térmica dos tubos de calor sinterizados do Tipo #3, a + 90° em relação a horizontal

Potência [W]	Resistência Térmica [°C/W]			
	60%	80%	100%	120%
5	3,35 ± 0,55	2,93 ± 0,55	4,73 ± 0,58	5,43 ± 0,59
10	1,52 ± 0,27	1,43 ± 0,27	2,21 ± 0,28	2,29 ± 0,28
15	0,98 ± 0,18	1,01 ± 0,18	1,38 ± 0,18	1,52 ± 0,19
20	0,74 ± 0,13	0,80 ± 0,13	1,05 ± 0,14	1,18 ± 0,14
25	0,64 ± 0,11	0,69 ± 0,11	0,84 ± 0,11	1,00 ± 0,11
30	0,59 ± 0,09	0,63 ± 0,09	0,73 ± 0,09	0,88 ± 0,09
35	0,53 ± 0,08	0,59 ± 0,08	0,65 ± 0,08	0,79 ± 0,08
40	0,50 ± 0,07	0,56 ± 0,07	0,62 ± 0,07	0,72 ± 0,07
45	0,47 ± 0,06	0,51 ± 0,06	0,60 ± 0,06	

Fonte: Autoria própria.

A Tabela 45 apresenta os valores das resistências térmica dos tubos de calor do Tipo #3 em regime *quasi* permanente e sua respectiva incerteza experimental em função da potência dissipada para as quatro razões de preenchimento, a inclinação de + 45° em relação a horizontal.

Tabela 45 - Resistência térmica dos tubos de calor sinterizados do Tipo #3, a +45° em relação a horizontal

Potência [W]	Resistência Térmica [°C/W]			
	60%	80%	100%	120%
5	3,28 ± 0,55	3,06 ± 0,55	4,89 ± 0,57	4,63 ± 0,57
10	1,54 ± 0,27	1,49 ± 0,27	2,41 ± 0,28	2,32 ± 0,28
15	1,00 ± 0,18	1,02 ± 0,18	1,40 ± 0,18	1,51 ± 0,18
20	0,77 ± 0,13	0,78 ± 0,13	1,04 ± 0,14	1,16 ± 0,14
25	0,67 ± 0,11	0,69 ± 0,11	0,84 ± 0,11	0,97 ± 0,11
30	0,62 ± 0,09	0,63 ± 0,09	0,71 ± 0,09	0,87 ± 0,09
35	0,58 ± 0,08	0,59 ± 0,08	0,62 ± 0,08	0,79 ± 0,08
40	0,54 ± 0,07	0,55 ± 0,07	0,56 ± 0,07	0,74 ± 0,07
45		0,52 ± 0,06	0,54 ± 0,06	

Fonte: Autoria própria.

ANEXO A - Resultados da Análise em Espectrofotômetro de Raio-X do Pó de Cobre XF

Sample: Amostra_Cu_#1_fino
 Operator: DOUGLAS
 Comment : Solid sample (without cell) / Vac /
 Group : solid_vac_MT_10mm_2C
 Date : 2017-12-12 14:31:15

Measurement Condition

Analyte	TG kV	uA	FI Acq. (keV)	Anal. (keV)	Time(sec)	D.T. (%)
Ti-U	Rh 50	5-Auto	-- 0 - 40	0.0 - 40.0	Live - 100	23
Na-Sc	Rh 15	70-Auto	-- 0 - 20	0.0 - 4.4	Live - 99	24

Quantitative Result

Analyte	Result	(Std.Dev.)	Proc.-Calc.	Line	Int. (cps/uA)
Cu	100.000%	(0.178)	Quan-FP	CuKa	634.733

ANEXO B - Resultados da Análise de Distribuição Granulométrica por Difração a Laser
do Pó de Cobre XF



DISTRIBUIÇÃO GRANULOMÉTRICA

CILAS 920 Líquido

Faixa : 0.30 mu - 400.00 mu / 30 Classes

Ref da amostra : Cu
 Type produit : MAT PRIMA
 Client : TEBECHERANI
 Comentários : 1,5g DE AMOSTRA
 Líquido : AGUA
 Agente dispersante : ALCOOL
 Operador : DOUGLAS
 Empresa : UEPG
 Localização : LIMAC
 Data : 05/04/2018 Hora : 14:17:09
 Índice med. : 432

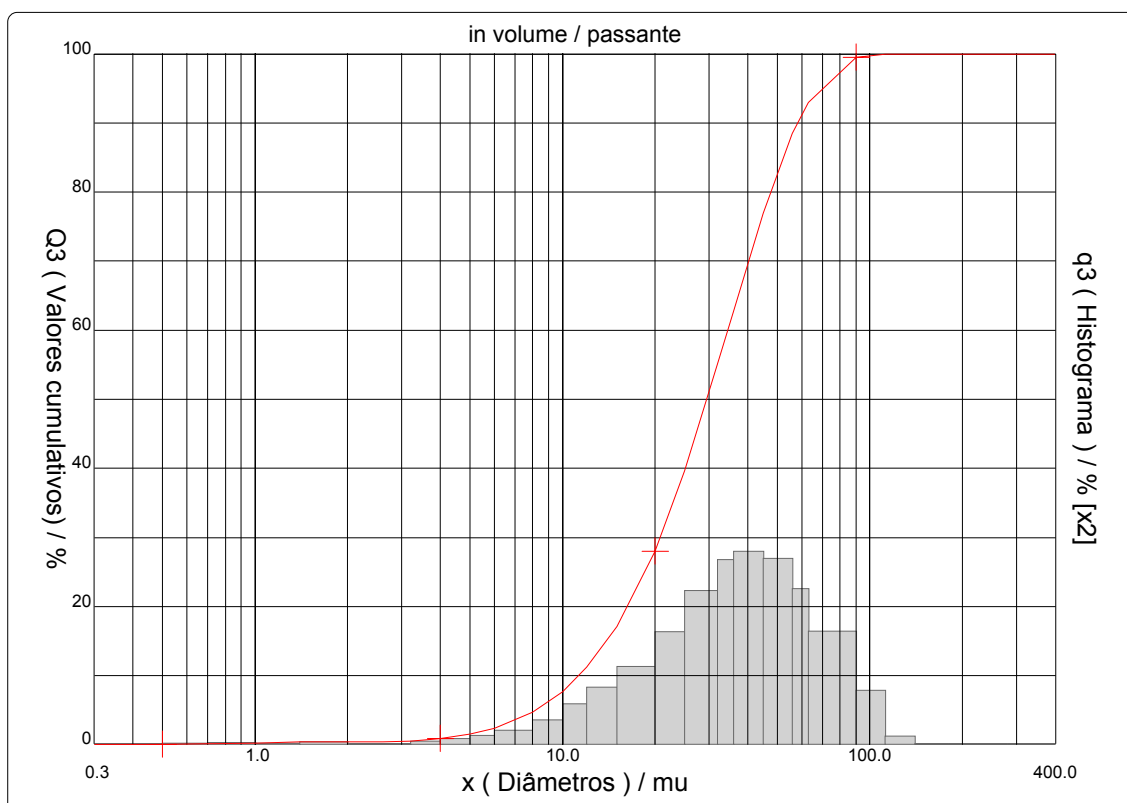
Ultrasom : 60 s (+durante)
 Concentração : 95
 Diâmetro a 10% : 11.27 mu
 Diâmetro a 50% : 29.50 mu
 Diâmetro a 90% : 58.31 mu
 Diâmetro médio : 33.00 mu
 Fraunhofer
 Densidade/Fator : -----
 Superfície específica : -----
 Diluição automática : Sim / Não
 Medida./Limp. : 0/0/3
 SOP : UEPG2

Valores cumulativos particulares

in volume / passante

x	0.30	0.50	0.70	1.00	1.40	2.00	2.60	3.20	4.00	5.00
Q3	0.00	0.04	0.13	0.20	0.38	0.38	0.38	0.55	0.92	1.55
x	6.00	8.00	10.00	12.00	15.00	20.00	25.00	32.00	36.00	45.00
Q3	2.39	4.68	7.70	11.22	17.09	28.03	39.65	55.10	62.81	76.89

x : diâmetro / mu Q3 : valor cumulativo / % q3 : Histograma / %



Núm. de série : 314

Ref : 2.r113.m14.66A0000/3.30/432/m25.0.5.10.1Fh.20.5.10.1Bh/Q-.0.0.0.0/70.0.15.g60.2.9.10.1.10.P1900.1.10.N.0/V 5.12/830



DISTRIBUIÇÃO GRANULOMÉTRICA

CILAS 920 Líquido

Faixa : 0.30 mu - 400.00 mu / 30 Classes

Ref da amostra : Cu Type produit : MAT PRIMA Client : TEBECHERANI Comentários : 1,5g DE AMOSTRA Líquido : AGUA Agente dispersante : ALCOOL Operador : DOUGLAS Empresa : UEPG Localização : LIMAC Data : 05/04/2018 Hora : 14:17:09 Índice med. : 432	Ultrassom : 60 s (+durante) Concentração : 95 Diâmetro a 10% : 11.27 mu Diâmetro a 50% : 29.50 mu Diâmetro a 90% : 58.31 mu Diâmetro médio : 33.00 mu Fraunhofer Densidade/Fator : ----- Superfície específica : ----- Diluição automática : Sim / Não Medida./Limp. : 0/0/3 SOP : UEPG2
------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Valores cumulados característicos in volume / passante

x	0.30	0.50	0.70	1.00	1.40	2.00	2.60	3.20	4.00	5.00
Q3	0.00	0.04	0.13	0.20	0.38	0.38	0.38	0.55	0.92	1.55
q3	0.00	0.02	0.06	0.04	0.11	0.00	0.00	0.17	0.35	0.60
x	6.00	8.00	10.00	12.00	15.00	20.00	25.00	32.00	36.00	45.00
Q3	2.39	4.68	7.70	11.22	17.09	28.03	39.65	55.10	62.81	76.89
q3	0.98	1.69	2.87	4.10	5.58	8.07	11.05	13.28	13.89	13.39
x	56.00	63.00	90.00	112.0	140.0	180.0	224.0	280.0	315.0	400.0
Q3	88.45	92.97	99.47	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00
q3	11.22	8.14	3.87	0.51	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

x : diâmetro / mu Q3 : valor cumulativo / % q3 : Histograma / %