



## Modelo para Simulação da Performance Térmica e Capilar de Microtubos de Calor com Gradiente de Molhabilidade

Arthur P. Wernke<sup>1</sup>, Evaldo José Corat<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, São José dos Campos, SP, Brasil  
Aluno de Mestrado do curso de Ciência e Tecnologia de Materiais e Sensores - CMS.

<sup>2</sup>Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, São José dos Campos, SP, Brasil  
Laboratório Associado de Sensores e Materiais - LABAS

arthur.wernke@hotmail.com

---

**Resumo.** *Microtubos de calor são dispositivos eficientes para transporte de calor; neles a força capilar é o principal fator para seu funcionamento, desta forma é possível aumentar o desempenho através de modificação superficial do gradiente de molhabilidade. Neste estudo é proposto um modelo para simulação de microtubos de calor no qual considera os efeitos do gradiente de molhabilidade como principal força motriz e posteriormente sua avaliação para casos super-hidrofílico e super-hidrofóbico obtidos através da deposição de nanotubos de carbono verticalmente alinhados. Para avaliação do modelo foram escolhidos dois casos de estudos experimentais, que consistem em microtubos de calor com paredes de cobre com água como seu fluido de trabalho, com diferentes ângulos de contato em seus gradiente. O modelo proposto obteve diferença inferior a 13%, o que indica boa correspondência na zona operacional. Entretanto, não se mostrou capaz de prever o fluxo de calor máximo, no qual ocorre secagem.*

---

**Palavras-chave:** Microtubos de calor; Gradiente de molhabilidade; Simulação numérica via COMSOL.

### 1. Introdução

Tubos de calor são um dos sistemas mais eficientes em transporte de calor, devido sua alta condutância térmica, sua principal vantagem é transportar uma larga quantidade de calor em uma pequena área de seção transversal (FAGHRI, 1995).

Há vários tipos de tubos de calor, com escolha apropriada da geometria, do material da parede e do fluido de trabalho é possível construir tubos de calor com aplicações de 4 K até 2300 K (REAY; KEW, 1995). Um desses tipos de tubo de calor é o chamado microtubo de calor (MHP), que de acordo com Suman, De e DasGupta (2004) é definido como um tubo de calor com diâmetro (ou equivalente) entre 10-5000  $\mu\text{m}$  e comprimento total entre 10-200 mm. Sua capacidade térmica é da ordem de 10  $\text{Wm}^{-2}$  (SINGH et al., 2018).

Os microtubos de calor tem suas divisão em três seções: evaporador-adiabática-condensador. De acordo com o descrito por (SINGH et al., 2018) a mecânica de funcionamento ocorre de acordo com o que calor adicionado à seção do evaporador que vaporiza o líquido presente nos cantos, este vapor é transportado pela zona adiabática e condensa na seção do condensador.



Como resultado, a pressão do vapor aumenta no evaporador e diminui no condensador, logo há formação de um gradiente na pressão de vapor que é a responsável pelo movimento do vapor. Este fluxo promove a redução do ângulo de contato no evaporador e o aumento do ângulo de contato na seção do condensador, como resultado há fluxo de líquido do condensador em direção ao evaporador, caracterizado como um efeito capilar.

As características do microtubo de calor são promissoras para usos futuros na microeletrônica, em especial para sistemas e dispositivos com alta densidade de integração que possui maior capacidade para geração de calor (SUMAN; DE; DASGUPTA, 2004; SINGH et al., 2018).

Desta forma suas aplicações englobam componentes eletrônicos, fonte de alimentação, instrumentos de precisão e dispositivos eletrônicos da indústria aeroespacial (XIE et al., 2018). Com o aumento da demanda atual do transporte de calor nesses dispositivos eletrônicos, os microtubos de calor têm cada vez mais estudos na área (XIE et al., 2018; SUMAN; DE; DASGUPTA, 2004), sobre tudo na melhora da performance térmica através do aumento do fluxo capilar, para isso a utilização de uma superfície com gradiente de molhabilidade se mostra eficiente (XIE et al., 2018).

Mudanças no gradiente de molhabilidade podem gerar melhora de 90% na performance do tubo de calor (KHALID et al., 2020), em especial pode haver aumento de 30% na taxa de condensação (CHENG et al., 2017). Modelo para otimização não linear do gradiente de molhabilidade foi feito por Singh et al. (2018) que se limitou na faixa dos ângulos de 55°-10°. Cheng et al. (2017) dirigiu um estudo com ângulos de 85°-20°, fabricados por síntese de nanoestruturas do tipo cone de Cu<sub>2</sub>O através do método de oxidação de superfície com temperatura controlada.

Entretanto ângulos extremos não são comumente avaliados devido a dificuldade de fabricação de superfícies ou grande variabilidade do processo. Ângulos caracterizados como super-hidrofílico (ângulo de contato menor que 2°) e super-hidrofóbico (ângulo de contato maior que 150°) podem ser obtidos através de um nanocompósito de nanotubos de carbono verticalmente alinhados, como já demonstrado por Pinheiro (2020).

Neste estudo é proposto um modelo para simular através do COMSOL Multiphysics os efeitos dos ângulos de contato extremos nos microtubos de calor e desta forma avaliar sua capacidade preditiva em comparativo ao experimental.

## 2. Metodologia

As simulações foram conduzidas através do software COMSOL *Multiphysics*, o qual permite boa variabilidade de geometria, sem obrigatoriedade de mudar o sistema de equações para cada geometria específica, apenas adaptar as equações para funcionar no ambiente do COMSOL.

Independente do tipo e comprimento do tubo de calor as geometrias foram divididas em 3 seções base, evaporador-adiabática-condensador, cada seção é dividida em outras 5 subdivisões para aplicar condições de contorno, como múltiplas fontes de calor ou características como variações do gradiente de molhabilidade.

### 2.1. Modelo de gradiente de molhabilidade

A força motriz para a circulação do fluido de trabalho é principalmente a variação da pressão capilar ( $\Delta P_c$ ), logo esta deve ser maior ou igual à soma de todas as perdas dentro do tubo de calor ou seja (NEMEC; ČAJA; MALCHO, 2013)

$$\Delta P_c \geq \Delta P_f + \Delta P_v + \Delta P_l, \quad (1)$$



no qual  $\Delta P_f$  é pressão de troca de fase, vale destacar que sua influência é significativa apenas em altos fluxos de condensação ou evaporação;  $\Delta P_v$  é pressão de vapor e  $\Delta P_l$  é pressão de líquido. Os efeitos do gradiente de pressão capilar também deve ser superior as forças de corpo, como gravidade (FAGHRI, 1995).

Nesta etapa de equacionamento são desconsideradas as perdas ou ganhos causados pelo efeito de cisalhamento entre o fluxo de vapor e líquido, ou seja, as tensões de cisalhamento são inferiores às tensões superficiais do líquido (NEMEC; ČAJA; MALCHO, 2013). Esta consideração é aceitável devido à pequena velocidade do fluido e baixa quantidade de fluido dentro do tubo de calor (CHENG et al., 2017), consideração semelhante também foi encontrada como aceitável no estudo conduzido por Suman (2008).

A pressão capilar ( $P_c$ ) ou pressão de Laplace é dada pela equação de Young-Laplace, que para caso específico de microcanais como o interior dos MHP, é expressa como uma relação proporcional ao ângulo de contato ( $\theta$ ), da tensão superficial do fluido de trabalho ( $\sigma$ ) e inversamente proporcional à altura local do microcanal ( $h$ ) (YANG; YAO; TAI, 2003), ou seja

$$P_c = \frac{2\sigma \cos\theta}{h}. \quad (2)$$

Para caso no qual há um gradiente de molhabilidade, minimamente com variação dos extremos, tal qual, o ângulo de contato na seção do evaporador ( $\theta_e$ ) é consideravelmente diferente do ângulo de contato na seção do condensador ( $\theta_d$ ) podemos definir o ângulo de contato local ( $\theta_x$ ) como (CHENG et al., 2017; XIE et al., 2018)

$$\cos\theta_x = \cos\theta_d + (\cos\theta_e - \cos\theta_d) \frac{x}{L}, \quad (3)$$

onde  $x$  é posição local de análise e  $L$  o comprimento total do tubo de calor. Com a substituição da Equação 3 em 2 é possível relacionar a pressão capilar com a variação do ângulo de molhabilidade. Com diferenciação em relação a  $x$ , obtemos a chamada força motriz causada pelo gradiente de molhabilidade ( $F_m$ ) expressa por

$$F_m = \frac{\partial P_c}{\partial x} = \frac{2\sigma}{hL} (\cos\theta_e - \cos\theta_d). \quad (4)$$

Está é a principal força atuante no sistema, em especial para MHP longos (grandes valores de  $x$ ), entretanto a força motriz total ( $F_t$ ) pode ser obtida através do balanço de força entre componentes de gravidade ( $F_g$ ) e força capilar ( $F_c$ ) da forma,

$$F_t = F_g + F_c + F_m$$
$$F_t = \frac{\rho g H}{x} + \frac{2\sigma \cos\theta_x}{xh} + \frac{2\sigma}{hL} (\cos\theta_e - \cos\theta_d). \quad (5)$$

Pela Equação 5 é possível perceber que um gradiente de molhabilidade pode melhorar a capacidade de ciclagem do fluido de trabalho e esta melhoria é proporcional à diferença entre os ângulos de contato da seção do evaporador e da seção do condensador ( $\Delta\theta$ ).



Vale destacar que neste estudo é assumido que o ângulo de contato real na superfície é igual ao ângulo de contato estático, mesmo sob efeito de um ângulo de inclinação, logo é desconsiderado o processo de histerese. De acordo com Singh et al. (2018) esta consideração é razoável na maioria dos casos devido à diferença entre os ângulos serem em menor ordem de grandeza.

## 2.2. Performance térmica

O parâmetro informado para avaliação da performance do tubo de calor é a resistência térmica, em um transportador de calor perfeito temos que o fluxo de calor na entrada ( $Q_e$ ) é totalmente rejeitado em sua saída e por consequência a temperatura de entrada, temperatura no evaporador ( $T_e$ ), é igual a temperatura de saída, temperatura no condensador ( $T_d$ ). Isto não é possível devido à realização de trabalho interno pelo fluido de trabalho, logo o tubo de calor não é 100% eficiente e possui uma variação de temperatura entre suas extremidades ( $\Delta T_{ed}$ ). A resistência térmica ( $R$ ) resultante dessa variação de temperatura é calculada como

$$R = \frac{\Delta T_{ed}}{Q_e}. \quad (6)$$

O tubo de calor nunca poderá ser um sistema isotérmico devido à violação da segunda lei da termodinâmica, entretanto a diferença de temperatura entre as pontas é pequena em relação a outros transportadores de calor (FAGHRI, 1995).

O fluxo de calor local na seção do condensador ( $Q_x$ ) é uma função expressa por

$$Q_x = Q_e \left( 1 + \frac{L_e + L_a - x}{L_d} \right), \quad (7)$$

no qual,  $L_e$ ,  $L_a$  e  $L_d$  são o comprimento da seção do evaporador, adiabática e do condensador, respectivamente. Como o valor de  $x$  tem sua origem no início da seção do evaporador podemos afirmar que para seção do condensador  $L_e + L_a - x \leq 0$ , desta forma o resultado da Equação 7 é tal qual  $Q_x \leq Q_e$ .

## 2.3. Condições de contorno e iniciais

Inicialmente o tubo de calor se encontra em equilíbrio com o ambiente, logo podemos afirmar que a temperatura do fluido de trabalho, tanto em fase líquida quanto gasosa ( $T_m$ ) e a temperatura das paredes ( $T_p$ ) são ambas inicialmente iguais à temperatura ambiente ( $T_{amb}$ ), ou seja

$$T_m = T_p = T_{amb}. \quad (8)$$

A velocidade do fluido de trabalho ( $u$ ) no começo ( $x = 0$ ) e no fim do tubo de calor ( $x = L$ ) é nula, desta forma

$$u(0) = u(L) = 0. \quad (9)$$

## 3. Resultados e Discussão

Para demonstrar a efetividade do modelo e sua capacidade preditiva foram esquematizados dois comparativos e analisada sua performance como capacidade preditiva. Na Tabela 1 são mostradas as características geométricas dos tubos de calor de referência.



Vale destacar que ambos os casos experimentais escolhidos para teste o fluido de trabalho é água, isso é devido à relação super-hidrofilicidade e super-hidrofobicidade em superfícies revestidas por nanotubos de carbono já conhecidas por Pinheiro (2020) no qual proporciona alta condensação de água.

Mesmo os ângulos de molhabilidade com diferentes valores, apresentam faixas de variação semelhantes, ou seja, para o caso de estudo um lado é hidrofóbico (condensador) e o outro é hidrofílico (evaporador). Para Cheng et al. (2017) há  $\Delta\theta_1$  de  $65^\circ$  e para Xie et al. (2018) há  $\Delta\theta_2$  de  $45^\circ$ , ter o valores aproximados de  $\Delta\theta$  é indicativo de ter curvas de comportamento térmico semelhantes (sob mesmas condições externas) devido ao demonstrado na Equação 3.

Tabela 1: Características dos tubos de calor dos estudos de referência. Fonte: Produção do autor.

Ref.	Material e fluido de trabalho	Potência de entrada	Geometria
1 - Xie et al. (2018)	Material: Cobre Fluído: Água Molhab.: $45^\circ$ - $0^\circ$	10-50 W	Tubo de calor radial Raio: 3mm Ranhuras: 0,23x0,30mm Comprimento total: 190mm Comprimento do evaporador: 10mm Comprimento do condensador: 10mm Espessura da parede: 1mm
2 - Cheng et al. (2017)	Material: Cobre Fluído: Água Molhab.: $85^\circ$ - $20^\circ$	10-50 W	Tubo de calor plano Comprimento total: 100mm Comprimento do evaporador: 10mm Comprimento do condensador: 10mm Espessura da parede: 1mm

As simulações do sistema da referência 1, foi obtido a Figura 1, no qual relaciona a resistência térmica (Equação 6) com o potência de entrada no sistema. O modelo apresenta resistência térmica mínima de  $0,00176^\circ\text{C}/\text{W}$ , e resistência térmica média de  $0,11530^\circ\text{C}/\text{W}$ .

É notável a semelhança à curva obtida na referência (Figura 2), entretanto deve ser apontado que o modelo não considera características de fabricação, impurezas no líquido de trabalho e problemas na execução de experimentos, logo, a curva de performance térmica não possui variações bruscas como ocorre na curva demonstrada na Figura 2 em vermelho (com círculos). As curvas apresentam uma diferença percentual média de aproximadamente 12%, dentro da faixa operacional demonstrada, entre 10-50 W.

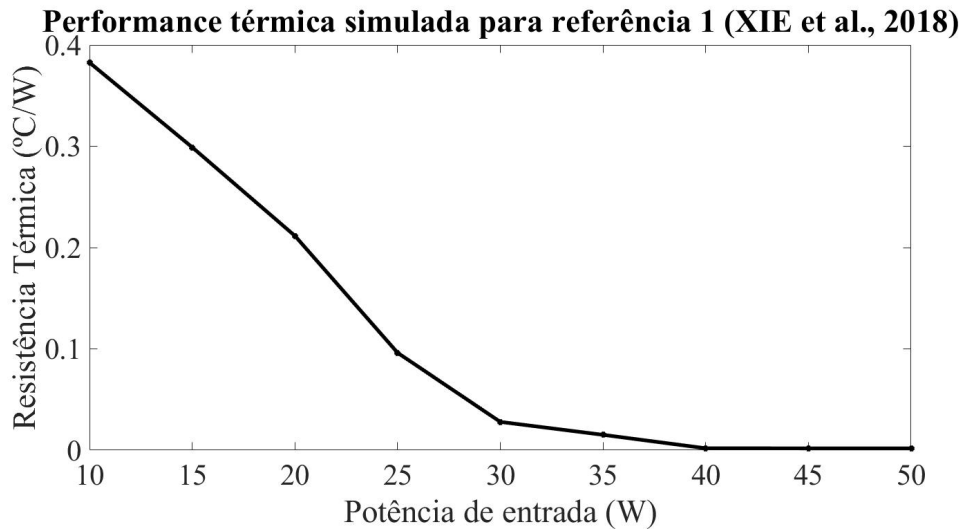


Figura 1. Performance térmica simulada para configuração de referência 1. Fonte: produção do autor.

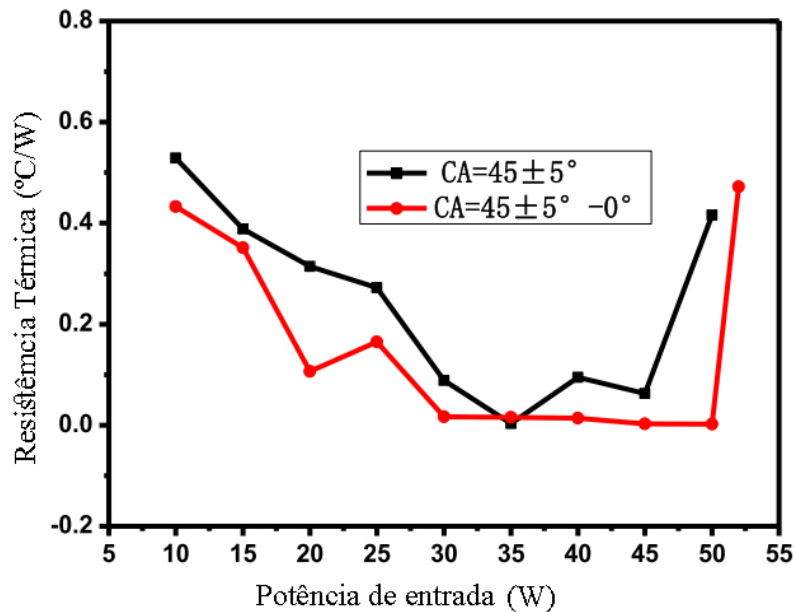


Figura 2. Curva de referência 1 da performance térmica para ângulo de molhabilidade  $45^{\circ}$ - $0^{\circ}$  em vermelho (com círculos). As curvas são referentes a diferentes comparativos de molhabilidade, com ângulo de contato (CA) ao longo do tubo de calor em  $45^{\circ}$ , curva em preto (com quadrados) e com gradiente de molhabilidade de  $45^{\circ}$ - $0^{\circ}$  na relação condensador- evaporador, curva em vermelho (com círculos). Fonte: Xie et al. (2018).

Para a simulação do sistema de referência 2 foi obtida uma resistência mínima de  $0,00196^{\circ}\text{C}/\text{W}$  e resistência média de  $0,19496^{\circ}\text{C}/\text{W}$ , a curva de performance térmica é mostrada na Figura 3. Esta curva se aproxima ao obtido por Cheng et al. (2017) (Figura 4), devido não haver mudanças abruptas, a diferença percentual na resistência média é de aproximadamente 7%.

Para ambas as simulações baseado na referência 1 e na referência 2 foram obtidos valores de erro médio de 12 e 7%, respectivamente. Valor semelhante é encontrado por Singh et al.



Performance térmica simulada para referência 2 (CHENG et al., 2017)

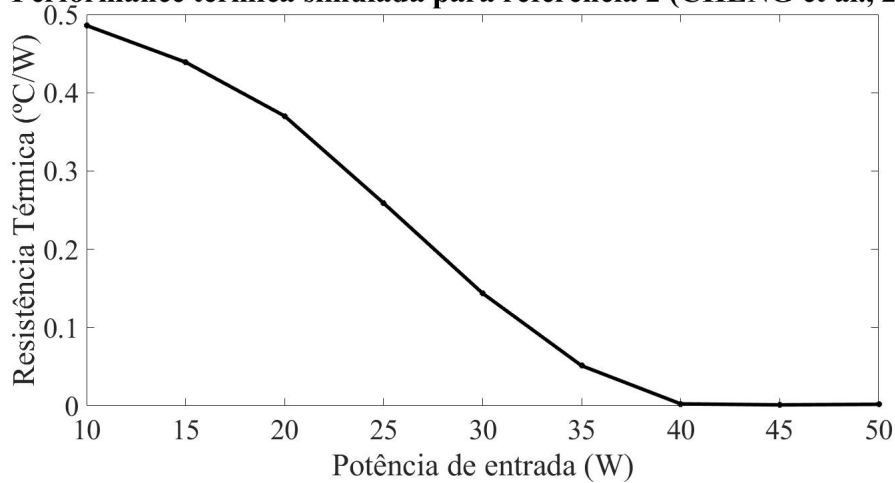


Figura 3. Performance térmica simulada para configuração de referência 2. Fonte: produção do autor.

(2018) no qual demonstra uma modelagem específica para um caso de tubo de calor com seção trapezoidal e gradiente de molhabilidade entre 10°-55°, vale destacar que sua modelagem avalia diferentes parâmetros da distribuição de molhabilidade (como não linearidade), entretanto ele aponta que essas diferenças percentuais entre simulação e experimento indicam bom resultado, principalmente devido à dificuldade de fabricação e garantia de uniformidade nas propriedades de molhabilidade desejadas.

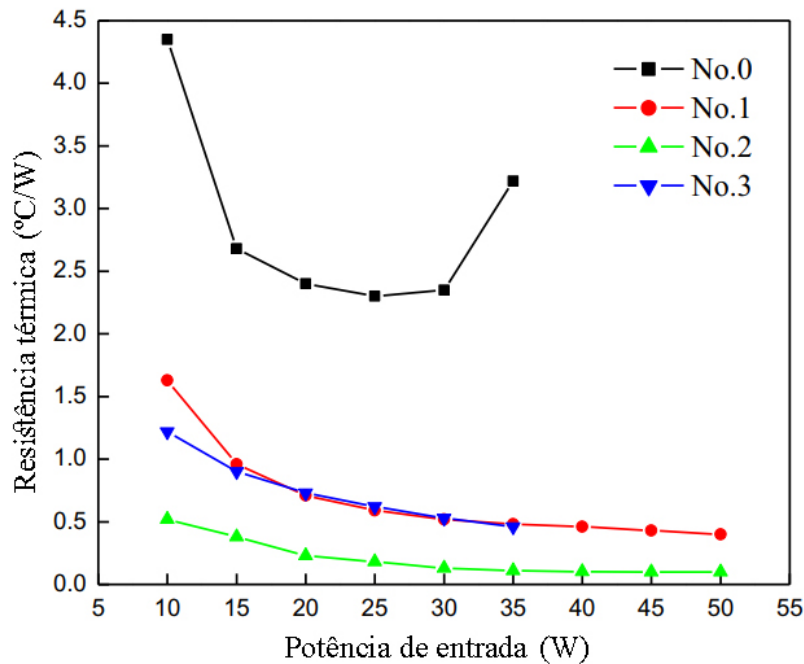


Figura 4. Curva de referência 2 da performance térmica para ângulo de molhabilidade 85°-20° (verde No.2). Demais curvas são para ângulos de molhabilidade na ordem das seções evaporador-adiabática-condensador, tal que, No.0 85°-85°-85°, No.1 20°-20°-20°, No.2 20°-20°/85°-85°, No.3 85°-85°/20°-20°. Fonte: Cheng et al. (2017).



Logo o modelo apresentado possui forte correspondência dentro da zona operacional definida previamente nos conjuntos experimentais, entretanto é necessário reforçar o modelo com os limites operacionais dos tubos de calor para resultados mais fidedigno à possível realidade para aplicação dos nanotubos de carbono com configurações de super-hidrofilicidade e super-hidrofobicidade.

Da Figura 2 é notável que a partir de certa potência de entrada o tubo de calor tem sua resistência térmica aumentada significativamente de forma abrupta, isso é característico ao ocorrer a secagem no tubo de calor. Este efeito aponta possibilidade de duas limitações nos tubos de calor, limite capilar e limite de ebulição. Entretanto, como demonstrado na Equação 5, a variação do ângulo de molhabilidade causa mudanças no limite capilar devido ao balanço de pressão entre fluido e vapor (FAGHRI, 1995) este efeito é possível de observar nas diferentes curvas da Figura 2 (curva No.0 em preto) e Figura 4 (em ambas as curvas a partir de 45 W).

O modelo apresentado neste estudo, não tem o limite capilar definido o que prejudica sua precisão na aplicação fora da faixa de trabalho selecionada e previamente já definida. Devido ao equacionamento demonstrado (Equação 5) há falso indicativo de quanto maior  $\Delta\theta$  melhor o desempenho do tubo de calor, o que não necessariamente é verdade devido à outras limitantes no sistema físico.

#### 4. Conclusão

Neste estudo foi apresentada uma modelagem aplicada ao COMSOL Multiphysics de tubo de calor com gradiente de molhabilidade e para sua validação foram utilizados dois casos de estudo experimentais. Ambos os casos escolhidos são microtubos de calor feitos de cobre, água como seu fluido de trabalho e valores próximos da variação entre o extremos dos ângulos de contato.

O modelo apresentado possui boa correspondência na zona operacional definida previamente nos casos de estudo. Sobretudo dentro de efeitos de discretização de domínio, desta forma não é necessário definir um equacionamento específico para cada geometria do tubo de calor. Entretanto, o equacionamento proposto não se mostrou capaz de prever o fluxo de calor máximo, no qual há secagem do tubo de calor.

Trabalhos futuros seguem na direção de refinar o modelo com limites operacionais dos tubo de calor, expandir o modelo para ter uma capacidade preditiva da secagem e adicionar equacionamento específico para tratar o fluido de trabalho através de simplificações do equacionamento de Navier-Stokes, para que dessa forma se tornem mais precisos ao utilizar os nanotubos de carbono verticalmente alinhados com as configurações super-hidrofóbico e super-hidrofilico em suas zonas do condensador e evaporador, respectivamente.

**Agradecimentos:** Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) pelo fomento à ciência brasileira através da bolsa de mestrado concedida.

#### Referências

CHENG, J. et al. Enhancement of capillary and thermal performance of grooved copper heat pipe by gradient wettability surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Springer, v. 107, p. 586–591, 2017. ISSN 0017-9310. DOI:10.1007/s001580050176.

FAGHRI, A. *Heat Pipe Science and Technology*. 1. ed. [S.l.]: Taylor & Francis, 1995. (Mechanical Engineering). ISBN 1-5603-2383-3, 978-1-5603-2383-9.

KHALID, S. U. et al. Heat pipes: progress in thermal performance enhancement for microelectronics. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, Springer, v. 143, n. 3, p. 2227–2243, 2020. ISSN 1588-2926. DOI:10.1007/s10973-020-09820-7.





NEMEC, P.; ČAJA, A.; MALCHO, M. Mathematical model for heat transfer limitations of heat pipe. *Mathematical and Computer Modelling*, Elsevier, v. 57, n. 1 - 2, p. 126–136, 2013. ISSN 0895-7177. DOI:10.1016/j.mcm.2011.06.047.

PINHEIRO, R. A. *Desenvolvimento de superfícies super-hidrofóbicas para coletores de água da atmosfera a partir do nanocompósito VACNT/PE*. Tese (Doutorado) — Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais (INPE), 2020.

REAY, D.; KEW, P. *Heat Pipes Theory, Design and Applications*. 5. ed. [S.l.]: Elsevier, 1995. (Mechanical Engineering). ISBN 0-7506-6754-0, 978-0-7506-6754-8.

SINGH, M. et al. Enhanced thermal performance of micro heat pipes through optimization of wettability gradient. *Applied Thermal Engineering*, Elsevier, v. 143, p. 350–357, 2018. ISSN 1359-4311. DOI:10.1016/j.applthermaleng.2018.07.093.

SUMAN, B. Effects of a surface-tension gradient on the performance of a micro-grooved heat pipe: an analytical study. *Microfluidics and Nanofluidics*, Springer, v. 5, n. 5, p. 655–667, 2008. ISSN 1613-4990. DOI:10.1007/s10404-008-0282-8.

SUMAN, B.; DE, S.; DASGUPTA, S. A model of the capillary limit of a micro heat pipe and prediction of the dry-out length. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Elsevier, v. 26, n. 3, p. 495–505, 2004. ISSN 0142-727X. DOI:10.1016/j.ijheatfluidflow.2004.09.006.

XIE, X. et al. Thermal performance of the flat micro-heat pipe with the wettability gradient surface by laser fabrication. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Elsevier, v. 125, p. 658–669, 2018. ISSN 0017-9310. DOI:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.04.110.

YANG, L.-J.; YAO, T.-J.; TAI, Y.-C. The marching velocity of the capillary meniscus in a microchannel. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, IOP Publishing, v. 14, n. 2, p. 220–225, 2003. ISSN 0895-7177. DOI:10.1088/0960-1317/14/2/008.