

CARACTERÍSTICAS DO ESCOAMENTO MONOFÁSICO EM DIFERENTES CONFIGURAÇÕES DE DISSIPADORES DE CALOR

Ariany Pereira Moreira, ariany.moreira@unesp.br¹
Anna Cláudia Piai Groppo, anna.groppo@unesp.br¹
Jeferson Diehl de Oliveira, jeferson.diehl@unesp.br¹
Elaine Maria Cardoso, elaine.cardoso@unesp.br¹

¹UNESP - Faculdade de Engenharia de São João da Boa Vista, São João da Boa Vista - SP, 13876-750

Resumo. Este trabalho apresenta uma análise experimental do escoamento monofásico em três configurações distintas de dissipadores de calor: superfície plana, micropilares alinhados e espuma metálica de cobre de células abertas. Os experimentos foram conduzidos com água deionizada como fluido de trabalho, sob diferentes vazões mássicas e fluxo de calor constante de 50 kW/m². Os resultados indicam que a espuma metálica apresentou o melhor desempenho térmico, alcançando números de Nusselt aproximadamente 178% superiores aos da superfície plana e 25% superiores aos dos micropilares. Apesar da maior queda de pressão associada à estrutura porosa da espuma, sua eficiência térmica compensa a penalidade em termos de queda de pressão, resultando no melhor desempenho termo-hidráulico entre as geometrias analisadas. Os micropilares também mostraram bom desempenho térmico com queda de pressão moderada, enquanto a superfície plana apresentou a menor queda de pressão, porém com desempenho térmico limitado. Os dados experimentais obtidos contribuem para a compreensão do impacto geométrico na eficiência de dissipadores de calor, oferecendo subsídios para o projeto de sistemas de gerenciamento térmico de alta eficiência.

Palavras-chave: Dissipador de calor compacto, micropilares, espuma metálica, desempenho termo-hidráulico.

Abstract. This work presents an experimental analysis of single-phase flow in three distinct heat sink configurations: plain surface, aligned micro-pin fins, and open-cell copper metal foam. Experiments were carried out using deionized water as the working fluid under different mass flow rates and a constant heat flux of 50 kW/m². The results show that the metal foam exhibited the best thermal performance, achieving Nusselt numbers approximately 178% higher than the plain surface and 25% higher than the micro-pin fin geometry. Although the porous structure of the foam leads to a higher pressure drop, its enhanced thermal efficiency offsets the hydraulic penalty, resulting in the best overall thermal-hydraulic performance among the tested geometries. The micro-pin fins also demonstrated good heat transfer capability with moderate pressure losses, whereas the plain surface showed the lowest pressure drop but limited thermal performance. The experimental data provide valuable insights into the influence of geometry on heat sink efficiency and offer useful guidance for designing high-performance thermal management systems.

Keywords: Micro heat sink, micro-pin fins, open-cell metal foams, thermal-hydraulic behavior.

1. INTRODUÇÃO

Os dissipadores de calor são elementos essenciais nos sistemas de gerenciamento térmico de semicondutores. Sua função é otimizar o resfriamento convectivo, transferindo o calor do dispositivo para o ambiente ao redor. Podem ser fabricados em escala de chips e sua estrutura admite o uso de altas pressões, além de fornecerem elevados coeficientes de transferência de calor, com dissipação de fluxos de calor da ordem de 10 MW/m² (Nunes *et al.*, 2023).

Como consequência, os sistemas de resfriamento existentes enfrentam desafios para lidar com esse calor, exigindo soluções eficientes de dissipação para garantir o bom funcionamento e a confiabilidade dos dispositivos (Yuan *et al.*, 2022). Nas últimas décadas, materiais metálicos porosos ou espumas metálicas têm atraído grande interesse de pesquisadores. Espumas metálicas apresentam características como alta área de superfície, elevada condutividade térmica efetiva e alta porosidade. O uso de espumas metálicas potencializa o retorno do fluido para as regiões mais quentes da superfície devido ao aumento da capilaridade, prevenindo a formação de áreas secas (*dry spots*), o que melhora o desempenho térmico do sistema (Yang *et al.*, 2024; Vilaronga *et al.*, 2024). No entanto, essa melhoria vem acompanhada de uma maior queda de pressão, que deve ser gerenciada nas considerações de projeto (Alade *et al.*, 2024).

Estudos recentes demonstraram a influência benéfica dos parâmetros estruturais de espumas metálicas nas características de transferência de calor. Em particular, investigações numéricas recentes demonstraram que espumas metálicas de células abertas podem atingir coeficientes de transferência de calor por convecção superior, mantendo quedas de pressão moderadas. Por exemplo, Xu et al. (2024) demonstraram, por meio de simulações de dinâmica de fluidos computacional (CFD), que uma configuração ideal de espuma — caracterizada por uma densidade de poros de aproximadamente 20 PPI — pode atingir um desempenho convectivo significativamente aprimorado, promovendo efetivamente a turbulência e a mistura de fluidos, ao mesmo tempo em que equilibra a resistência viscosa. Complementando essas descobertas, Manetti et al. (2022) relataram que a otimização da espessura e da porosidade da espuma pode aumentar ainda mais a eficiência térmica do sistema, fornecendo um caminho para adaptar o desempenho do dissipador de calor a requisitos específicos de resfriamento.

Já, dissipadores de calor com a inserção de microcanais segmentados ou micropilares têm sido extensivamente estudados por sua capacidade de romper camadas limites e induzir fluxos secundários, aumentando assim o coeficiente de transferência de calor por convecção. Investigações experimentais recentes indicam que configurações otimizadas de micropilares produzem uma distribuição de temperatura de parede mais uniforme, com valores médios menores, quando comparadas a configurações sem a presença destes. Por exemplo, Nunes *et al.* (2023) analisaram o comportamento térmico de diferentes geometrias de micropilares em escoamento monofásico, relatando que a configuração com a maior altura minimiza a não uniformidade da temperatura da parede e melhora o desempenho geral da transferência de calor.

Apesar dos avanços, uma compreensão comparativa do escoamento monofásico em dissipadores de calor que empregam espumas metálicas de células abertas *versus* aqueles que incorporam diferentes geometrias de micropilares permanece pouco explorada. Portanto, o presente trabalho visa um estudo comparativo do escoamento monofásico da água deionizada em diferentes configurações de dissipadores de calor: uma empregando uma espuma metálica de células aberta, outra utilizando micropilares com arranjo alinhado e uma superfície plana (como referência). Espera-se que os resultados forneçam *insights* para o projeto e a otimização de sistemas de gerenciamento térmico em aplicações eletrônicas de alta potência, permitindo que os projetistas adaptem as configurações de dissipadores de calor a requisitos operacionais específicos.

2. METODOLOGIA

2.1. Aparato Experimental

A Figura 1 apresenta o desenho esquemático do aparato experimental, destacando seus principais componentes, incluindo o banho termostático, o medidor de vazão mássica tipo Coriolis, a válvula de pressão, os termopares, os transdutores de pressão, a seção de teste, o sistema de aquisição de dados, a fonte de potência, a fonte de alimentação do transdutor de pressão e o computador. A aquisição dos sinais dos termopares, da tensão elétrica do transdutor de pressão e da tensão aplicada na resistência foi realizada por meio do sistema DAQ AGILENT® 34970A.

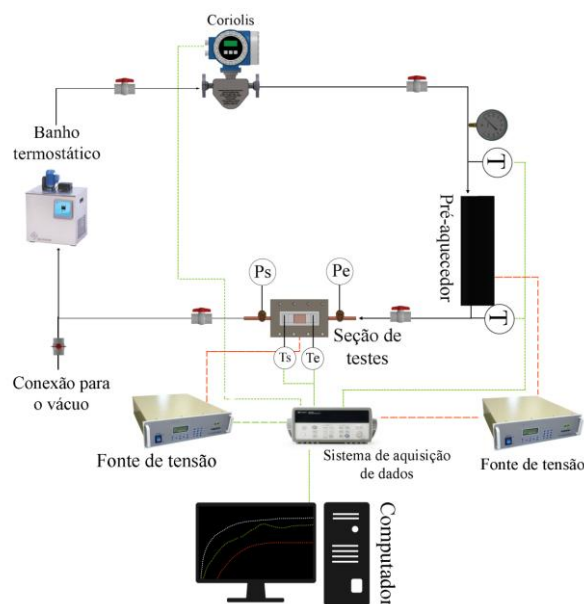


Figura 1. Desenho esquemático do aparato experimental.

Um banho termostático, QUIMIS® Q241M, foi utilizado para controlar a temperatura na entrada da seção de teste e dois transdutores de pressão absoluta OmegaTM PXM309-2A fizeram a aferição da pressão na entrada e saída da seção de teste. A seção de teste (Figura 2) consiste em um bloco de cobre que apresenta duas superfícies distintas: uma com micropilares quadrados alinhados, usinados diretamente no bloco, e outra superfície plana. Na superfície plana foi posicionada a espuma metálica de cobre, a qual foi fixada por pressão entre a superfície plana e uma placa de policarbonato. Na base do dissipador de calor têm-se cinco termopares tipo K (incerteza de $\pm 0,2$ °C) para aferição da temperatura e determinação do fluxo de calor transferido para o fluido de trabalho. Uma resistência elétrica do tipo cartucho com 250 W/220 V, alimentada por uma fonte de potência (modelo TCA 300-05BR1A, 300V-5A), forneceu a potência necessária para os ensaios. Na parte superior, uma placa de policarbonato de 5 mm de espessura foi utilizada para isolamento térmico e visualização do escoamento.

O isolamento térmico da seção de teste foi feito por meio de um molde cerâmico refratário envolto por uma peça bipartida de politetrafluoroetileno. Nesta foram usinados os *plenums* de entrada e saída do dissipador de calor. Os *plenums* foram fabricados com dimensões $10 \times 15 \times 10 \text{ mm}^3$ (altura x largura x comprimento), possuindo acesso para termopares tipo K que fazem a aferição das temperaturas de entrada e saída da seção de testes. Entre os *plenums* e a superfície de teste foram fabricados canais com 0,75 mm de altura com a finalidade de uniformizar o escoamento na região dos micropilares.

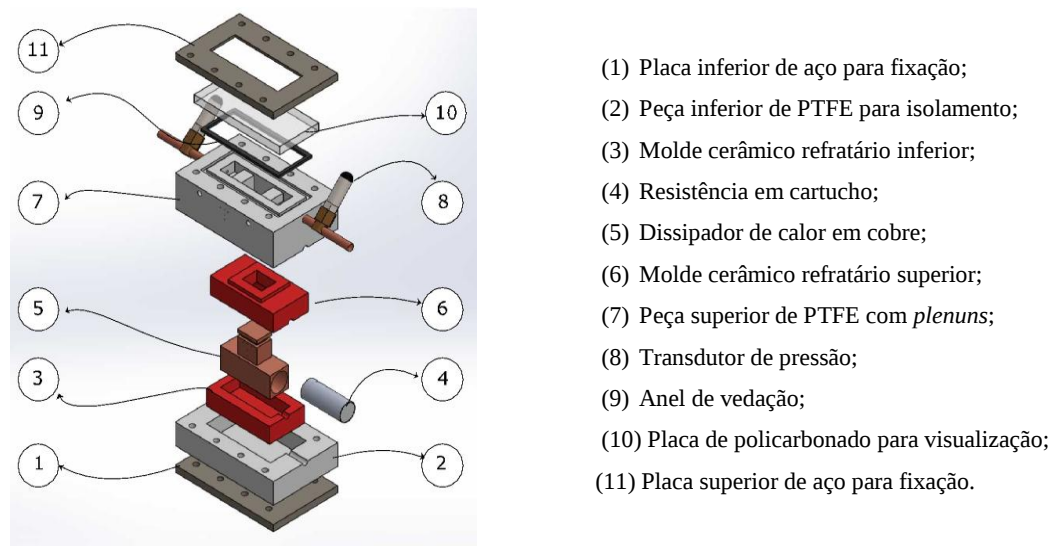


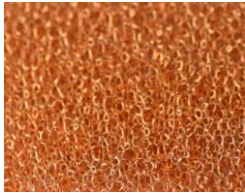
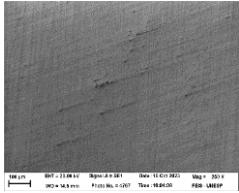
Figura 2. Seção de teste em vista isométrica explodida com descrição dos componentes.

2.2. Superfícies de teste

Os testes foram realizados em três configurações de superfícies de aquecimento: plana (referência), microcanais segmentados e plana acoplada a espuma metálica de Cobre (Cu *foam*). A superfície plana possui uma rugosidade média $R_a = 0,17 \pm 0,08$. A Tabela 1 apresenta imagens de microscopia das superfícies testadas. Para a fabricação dos microcanais, foram usinados micropilares em superfícies de cobre ($20 \times 15 \text{ mm}^2$) por meio de microfresamento, resultando em estruturas com $350 \mu\text{m}$ de altura, $300 \mu\text{m}$ de largura e $250 \mu\text{m}$ de espaçamento entre as aletas.

Tabela 1. Imagens de microscopia das superfícies de teste.

Arranjo	Vista superior	Vista lateral	Imagem MEV (100%)
Micropilares Alinhados			

Arranjo	Vista superior	Vista lateral	Imagem MEV (100%)
Espuma Metálica		—	—
Plana		—	

A espuma metálica foi adquirida da Nanoshel[®] e suas características podem ser observadas nas Tabelas 2 e 3, a seguir.

Tabela 2. Densidade das espumas metálicas, relativa, média e desvio padrão das medidas (Manetti *et al.*, 2022).

Material	$m_{foam}(kg \times 10^{-3})$	$\rho_{foam}(kg/m^3)$	$\rho_r(\%)$	$\varepsilon(\%)$
Cu	$0,697 \pm 0,009$	$908,1 \pm 11,7$	$10,1 \pm 0,13$	$89,9 \pm 0,01$

A porosidade (ε) foi calculada a partir da densidade relativa, ρ_r , que por sua vez é encontrada pela razão entre a densidade do material poroso (ρ_{foam}) em relação à densidade do material totalmente sólido (ρ_s), que para o Cu é de 8960 kg/m^3 (Manetti *et al.*, 2022). As relações entre as propriedades são representadas por:

$$\varepsilon = 1 - \rho_r = 1 - \frac{\rho_{foam}}{\rho_s} \quad (1)$$

$$\rho_{foam} = \frac{m_{foam}}{V_{foam}} \quad (2)$$

Tabela 3. Características geométricas da espuma metálica medida por meio das imagens microscópicas (Manetti *et al.*, 2022).

Material	Poros por polegada, PPI medido (pol^{-1})	Diâmetro médio dos poros, $d_p(mm)$	Diâmetro da fibra, $d_f(mm)$	Comprimento do ligamento, $l(mm)$
Cu	$31,75 \pm 6,19$	$0,42 \pm 0,14$	$0,25 \pm 0,04$	$0,36 \pm 0,12$

Para uma melhor análise da superfície de micropilares foram mensurados parâmetros como, altura, largura e espaçamento entre fileiras, passo transversal, S_T (dado pela distância entre os centros de duas aletas consecutivas no sentido transversal ao escoamento), e o passo longitudinal, S_L (medido de forma semelhante ao S_T , mas entre aletas consecutivas na mesma direção do escoamento). A Tabela 4 apresenta esses parâmetros.

Tabela 4. Características construtivas do dissipador de calor com micropilares.

Superfície	Altura, $H(\mu m)$	Largura, $D(\mu m)$	Espaçamento, $S(\mu m)$	$S_T/S_L(\mu m)$	Número de micropilares
Micropilares	350	300	250	550/550	972

2.3. Procedimento experimental

Os testes foram realizados em regime monofásico, tendo como fluido de trabalho água deionizada, para diferentes velocidades mássicas ($450 \leq G \leq 1800 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$) e potência aplicada ao sistema de 15 W que corresponde a um fluxo de calor de 50 kW/m^2 .

A queda de pressão ao longo do escoamento foi analisada juntamente com a taxa de calor que foi transferida do dissipador de calor para o fluido de trabalho. A condição de temperatura do fluido na entrada da seção de testes foi assegurada pelo banho termostático (sendo mantida a $\sim 25 \text{ }^\circ\text{C}$).

O seguinte procedimento experimental foi adotado para realização dos testes:

a) Aplicação de ar comprimido em toda a linha para eliminar quaisquer impurezas;

- b) Realização de vácuo para eliminar o ar presente dentro da tubulação e favorecer a sucção do fluido de trabalho;
- c) Alimentação elétrica do banho termostático, do medidor de vazão tipo Coriolis, do sistema de aquisição de dados e das fontes de tensão do circuito principal;
- d) Verificação dos sinais dos instrumentos e acesso à interface do *software* BenchLink Data Logger 3;
- e) Carregamento do banho termostático com ~ 6 L de água deionizada. Depois de finalizado, as válvulas são abertas para o fluido se deslocar pela linha, preenchendo todo o circuito.
- f) Acionamento do banho termostático, ajustando sua temperatura a fim de controlar a temperatura desejada na entrada do dissipador de calor. Por meio da válvula de ajuste fino na saída do banho termostático e da aferição pelo Coriolis, é possível atingir a velocidade mássica desejada para o ensaio;
- g) Fixação da potência elétrica fornecida à resistência tipo cartucho, responsável pelo aquecimento da seção de testes;
- h) Realização dos testes em regime monofásico.

Os dados experimentais foram coletados após o sistema atingir o regime permanente para cada patamar de fluxo de calor aplicado. Considerou-se que o regime foi alcançado quando as variações de temperatura permaneceram inferiores à incerteza experimental dos termopares ($\pm 0,2$ °C) por um período de 5 minutos. A aquisição dos dados ocorreu a cada 2 segundos, sendo utilizados os últimos 100 pontos registrados em regime permanente para o tratamento dos dados experimentais.

Para determinar a temperatura da superfície aquecida (T_{sup}), empregou-se o método de extrapolação do perfil de temperatura linear, que consiste em extrapolar o perfil térmico com base nos valores medidos pelos termopares dispostos verticalmente no bloco de cobre.

Neste trabalho, o coeficiente de transferência de calor ($h_{efetivo}$) foi determinado com base no fluxo de calor efetivo, $q''_{efetivo}$ [W/m²]:

$$h_{efetivo} = \frac{q''_{efetivo}}{T_{sup} - T_f} \quad (3)$$

No qual T_{sup} é a temperatura da superfície [°C] e T_f a temperatura média do fluido de trabalho [°C], dada pela média aritmética entre a temperatura da água deionizada na entrada e saída do dissipador de calor. O $q''_{efetivo}$ considera a área da base (A_b) do dissipador de calor. Assim:

$$q''_{efetivo} = \frac{Q_{in} - Q_{loss}}{A_b} \quad (4)$$

sendo Q_{in} a potência fornecida [W] à resistência tipo cartucho, alocada na base da seção de teste. Já a taxa de calor perdido (Q_{loss}) [W] em regime monofásico é calculado como:

$$Q_{loss} = Q_{in} - \dot{m}c_p(T_s - T_e) \quad (5)$$

sendo $\dot{m}$ a vazão mássica de água deionizada [kg/s]; c_p é o calor específico da água [J/kg·K] na temperatura média do fluido; e T_e e T_s são as temperaturas de entrada e saída da água [°C], respectivamente.

A área de transferência de calor considera, neste trabalho, a área da base, A_b :

$$A_b = L \cdot W \quad (6)$$

sendo L o comprimento do canal do dissipador de calor [m] e W a largura do canal [m].

A queda de pressão é obtida por meio dos transdutores de pressão localizados na entrada (p_e) e saída (p_s) do dissipador de calor,

$$\Delta p_{medido} = p_e - p_s \quad (7)$$

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Na Figura 3, observa-se que a espuma metálica apresenta uma queda de pressão superior às demais configurações, o que é consistente com sua estrutura porosa que aumenta a resistência ao escoamento do fluido. Estudos experimentais, como o de Li *et al.* (2025), confirmam que a permeabilidade da espuma metálica influencia diretamente a queda de pressão, resultando em valores mais elevados em comparação com dissipadores convencionais. Apesar dessa penalidade em termos de queda de pressão, a eficiência térmica — avaliada em termos de Nusselt — da espuma metálica compensa o aumento da resistência ao escoamento (Figura 4).

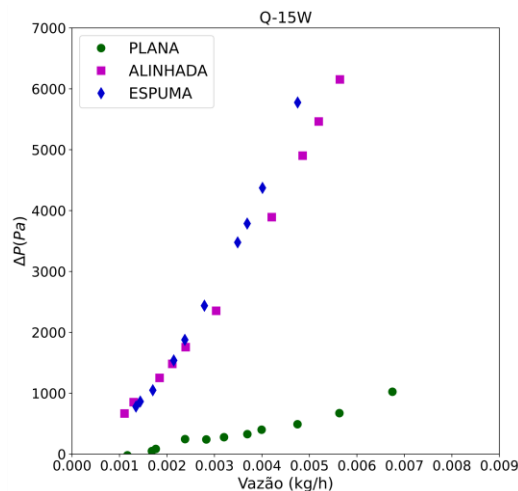


Figura 3. Queda de pressão para diferentes vazões mássicas e para fluxo de calor de 50 kW/m².

Comparativamente, a geometria de micropilares alinhados apresenta uma queda de pressão semelhante à da espuma metálica para baixas velocidades mássicas. Entretanto, à medida que G aumenta (diretamente proporcional à vazão mássica) a diferença se acentua, com a espuma metálica exibindo, em média, 6,5% a mais de queda de pressão. Isso pode ser atribuído ao aumento da turbulência e da resistência ao escoamento dentro da matriz porosa da espuma. Por outro lado, a superfície plana mantém a menor queda de pressão ao longo de toda a faixa avaliada, mas com desempenho térmico significativamente inferior, destacando a compensação entre eficiência térmica e resistência ao escoamento nas diferentes configurações de dissipadores de calor.

Observa-se na Figura 4 que todas as configurações promovem um aumento do número de Nusselt com o incremento da vazão, indicando uma intensificação da convecção forçada. Esse comportamento é consistente com estudos anteriores (Nunes *et al.*, 2023) que demonstram que o aumento do número de Reynolds resulta em maior transferência de calor devido à redução da espessura da camada limite térmica e ao aumento da turbulência no escoamento. Entre as geometrias analisadas, a configuração com a espuma metálica se destacou com os maiores valores de Nusselt ao longo de toda a faixa de vazão. A estrutura porosa da espuma metálica aumenta significativamente a área de superfície disponível para transferência de calor e promove uma mistura mais eficaz do fluido, resultando em coeficientes de transferência de calor mais elevados.

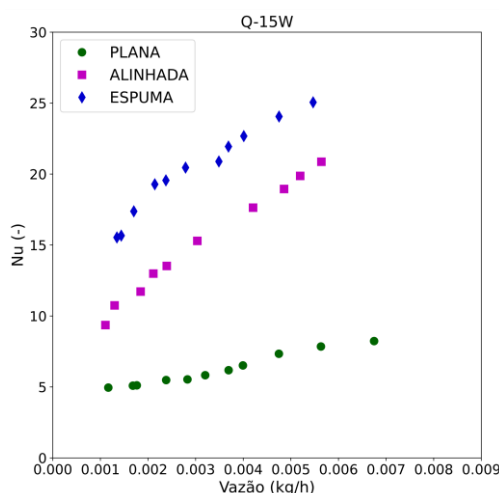


Figura 4. Número de Nusselt para diferentes vazões mássicas e para fluxo de calor de 50 kW/m².

Para a maior vazão analisada, o número de Nusselt da espuma metálica atingiu aproximadamente 25, enquanto os valores para os micropilares alinhados e a superfície plana foram cerca de 20 e 8, respectivamente. Isso representa um aumento de aproximadamente 178% em relação à superfície plana e uma melhoria de 25% em comparação com os micropilares alinhados. Esse ganho térmico pode ser atribuído à estrutura altamente porosa da espuma metálica, que amplia a área de contato entre o fluido e a superfície sólida, além de induzir maior perturbação na camada limite térmica, favorecendo a troca de calor por convecção.

4. CONCLUSÕES

Este estudo comparou o desempenho térmico e hidráulico de três geometrias de dissipadores de calor (superfície plana, micropilares alinhados e espuma metálica) submetidas a um fluxo de calor constante. Os resultados demonstraram que a espuma metálica apresentou o melhor desempenho térmico, aproximadamente 25% superior ao dos micropilares alinhados e 178% maior que o da superfície plana. Esse ganho é atribuído à estrutura porosa tridimensional da espuma, que promove maior área de troca térmica e favorece o desenvolvimento de escoamentos mais turbulentos e eficientes.

Do ponto de vista hidrodinâmico, a espuma metálica demonstrou um desempenho competitivo, apresentando uma queda de pressão ligeiramente inferior (6,5%) à dos micropilares alinhados, mesmo com sua estrutura altamente porosa. Embora a queda de pressão seja maior em comparação à superfície plana, devido à maior complexidade geométrica, o ganho expressivo em termos de transferência de calor compensa esse efeito, resultando na melhor eficiência térmico-hidráulica global entre as configurações analisadas.

Assim, conclui-se que a espuma metálica se destaca como a solução mais eficiente entre as geometrias testadas, representando uma estratégia promissora para aplicações que demandam elevada capacidade de dissipação térmica.

5. AGRADECIMENTOS

E.M. Cardoso agradece pelo apoio financeiro do Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (Proc. n° 309848/2020-2 e 305040/2023-5) e da Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo (Proc. n° 2013/15431-7, 2019/02566-8, 2022/03946-1 e 2022/15765-1). A. Moreira agradece pelo apoio financeiro da UNESP e da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) - Código de Financiamento e processo n° 00188887.677996/2022-00.

6. REFERÊNCIAS

- ALADE, B.; KISITU, D.; BATTLESON, M.; SCHAFFARZICK, D.; ORTEGA, A. Experimental investigation of single-phase forced convection heat transfer with water in compressed copper foam. ASME 2024 International Technical Conference and Exhibition on Packaging and Integration of Electronic and Photonic Microsystems. San Jose, California, USA. October 8–10, 2024. ASME. <https://doi.org/10.1115/IPACK2024-140105>
- LI, Z.; WANG, W.; WANG, L.; DU, C.; LI, H. Numerical research on heat transfer and flow characteristics of R141b refrigerant in metal foam bionic hierarchical microchannels. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, p. 09576509251324049, 3 mar. 2025. doi: 10.1177/09576509251324049.
- MANETTI, L. L., DE OLIVEIRA, I. L., CARDOSO, E. M. Thermal efficiency of open-cell metal foams: Impact of foam thickness by comparing correlations and numerical modeling. Applied Thermal Engineering, 207, 118219, 2022. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118219>
- NUNES, J.M.; DE OLIVEIRA, J.D.; COPETTI, J.B.; GAJGHATE, S.S.; BANERJEE, U.; MITRA, S.K.; CARDOSO, E.M. Thermal performance analysis of micro pin fin heat sinks under different flow conditions. Energies, 16, 3175, 2023. <https://doi.org/10.3390/en16073175>.
- VILARONGA, A.; MANETTI, L.; GAJGHATE, S.; OLIVEIRA, J.; CARDOSO, E. The effect of metal foam fins on pool boiling of DI-water. Experimental Thermal and Fluid Science, 154, 111151, 2024. doi: 10.1016/j.expthermflusci.2024.111151.
- YANG, W.; XIE, C.; JIN, C.; ZHU, W.; LI, Y.; TANG, X. Simulation and experimental study of thermoelectric generators with an axial gradient metal foam heat exchanger. Renewable Energy, 232, 121061, out. 2024. doi: 10.1016/j.renene.2024.121061.
- YUAN, Y.; CHEN, L.; ZHANG, C.; LI, X.; TAO, W.-Q. Numerical investigation of flow boiling heat transfer in manifold microchannels. Applied Thermal Engineering, 217, 119268, 2022. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2022.119268.
- XU, Q.; WU, Y.; CHEN, Y.; NIE, Z. Unlocking the Thermal efficiency of irregular open-cell metal foams: a computational exploration of flow dynamics and heat transfer phenomena. Energies, 17, 1305, 2024. <https://doi.org/10.3390/en17061305>

7. RESPONSABILIDADE PELAS INFORMAÇÕES

Os autores são os únicos responsáveis pelas informações incluídas neste trabalho.