

ANÁLISE NUMÉRICA DO ESCOAMENTO DE LÍQUIDO MONOFÁSICO EM CANAIS DE DIÂMETRO REDUZIDO

Bruna Evelin Gomes¹; Jacqueline Biancon Copetti²; Luiz Alberto Oliveira Rocha³

Resumo

Com o avanço de novas tecnologias, os componentes eletrônicos tendem a gerar mais calor em pequenas áreas, causando sobreaquecimentos. A utilização de trocadores de calor com canais de diâmetro reduzido vem se destacando para a dissipação de altas taxas de calor, garantindo uma temperatura de operação segura nestes sistemas. O estudo é dirigido à análise numérica da transferência de calor em um micro canal de um trocador de calor de alumínio com escoamento monofásico de líquido (água). Duas geometrias diferentes foram avaliadas, uma de canal retangular e a outra com um canal arredondado. Considerando o volume total e o volume do fluido constante, a relação entre a largura e a altura do canal, que é descrita como razão de aspecto, são variadas para cada geometria, buscando a sua otimização. A distribuição de temperatura na superfície do canal, a temperatura de saída do líquido e o coeficiente de transferência de calor também, são observados para diferentes razões de aspecto. Assim, é possível verificar que a melhor razão de aspecto tem valor igual a 3, ou seja, a largura de canal é de 229,4 μm e uma altura de 435,8 μm para a geometria arredondada, proporcionando um coeficiente de transferência de calor convectivo de 2899,3 $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$.

Palavras-chave: Transferência de calor; escoamento monofásico líquido; dissipação de calor de sistemas eletrônicos.

Abstract

Electronic components tend to generate more heat in small areas causing overheating. The use of micro heat exchangers enables the dissipation of high heat rates. This study is directed to the numerical analysis of heat transfer in a micro channel of an aluminum heat exchanger with single phase water flow. One rectangular channel geometry and the other one of rounded channel are evaluated. The aspect ratio who is the relation of width and height varied for each geometry by considering the total volume and volume of the constant fluid. The temperature distribution on the channel surface, the liquid outlet temperature and the heat transfer coefficient are observed for different aspect ratios. Thus, it can be seen that the best aspect ratio has a value of 3, that is, the channel width is 229.4 μm and a height of 435.8 μm for the rounded geometry, providing a heat transfer coefficient convective of 2899.3 $\text{W} / \text{m}^2\text{K}$.

Keywords: Heat transfer; single-phase liquid flow; heat dissipation of electronic systems.

Introdução

A remoção do calor gerado em sistemas eletrônicos integrados é um fator limitante aos avanços tecnológicos de equipamentos que requerem alta performance e alta compactidade. O uso de trocadores de calor compactos apresenta-se como alternativa para o aumento da eficiência da transferência de calor dos equipamentos. Trocadores de calor que utilizam

¹ Mestranda em Engenharia Mecânica pela Universidade do Vale dos Sinos-Unisinos. E-mail: brunaeg@edu.unisinos.br

² Doutora em Engenharia em Engenharia pela Universidad Politécnica de Madrid, professora da Universidade do Vale do Rio dos Sinos-Unisinos. E-mail: jcopetti@unisinos.br

³ Doutor em Engenharia Mecânica pela Duke University-USA, professor da Universidade do Vale do Rio dos Sinos-Unisinos. E-mail: luizor@unisinos.br.

microcanais possibilitam maior área de troca térmica por unidade de volume. De acordo com Hassan et al. (2004), a redução do tamanho do canal gera uma diminuição na resistência de transferência de calor por convecção, aumentando a taxa de remoção de calor.

Tuckerman e Pease (1981) realizaram estudos do escoamento monofásico em trocadores de calor com canais de diâmetro reduzido, com seção transversal média $57 \times 365 \mu\text{m}$, utilizando água como fluido de trabalho. Os pesquisadores alcançaram uma transferência de calor 40 vezes superior à de um trocador de calor com canais convencionais. A partir desse estudo, foi possível expandir as pesquisas sobre a transferência de calor em trocadores de calor com micro e minicanais, com escoamento monofásico e multifásico.

No projeto de um trocador de calor busca-se avaliar a melhor relação entre área de transferência de calor e volume ocupado. Nesse contexto, aplicam-se diversas metodologias para a otimização da geometria do trocador. Dentre essas metodologias, sobressai-se a teoria constructal.

Visando a melhoria da performance da transferência de calor, Kandlikar e Grande (2004) propuseram o uso de estratégias de direcionamento do fluxo, o estreitamento da passagem do fluido e técnicas para o aumento da área de superfície.

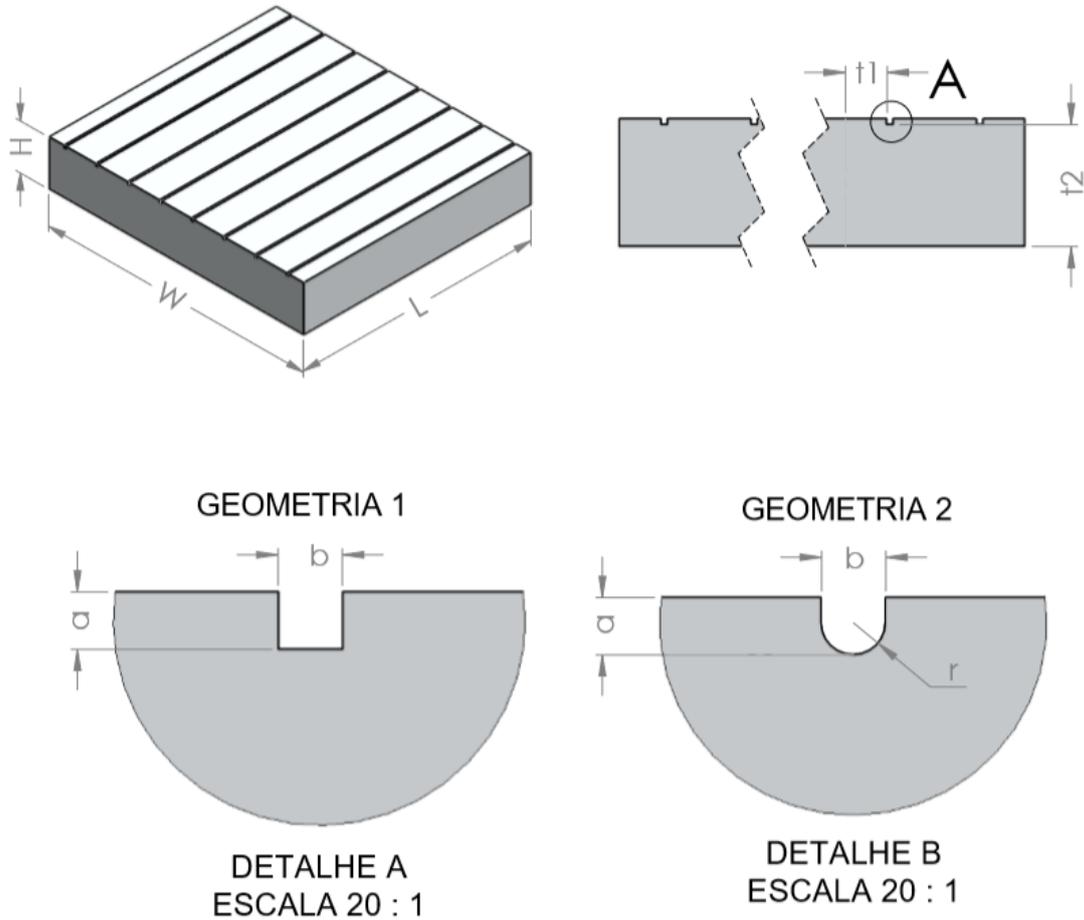
Deste modo, o presente trabalho tem como objetivo analisar o comportamento do escoamento monofásico em duas propostas diferentes de geometria de canais, ambas com diâmetros hidráulicos reduzidos, realizando a otimização da geometria em cada caso. Assim, será possível estabelecer uma configuração que permita a construção de um trocador de calor compacto com um *design* que proporcione as melhores taxas de transferência de calor.

1 Métodos e Processos

No presente estudo são analisadas duas propostas de geometrias para o canal do trocador de calor, como apresentando na figura 1: a retangular (geometria 1) e a arredondada (geometria 2). A área superficial selecionada para o trocador de calor possui largura (W) de 56 mm, comprimento (L) de 50 mm, com uma altura H . A distância entre os canais é de $2t_1$ e a distância da base do trocador de calor até o canal é de t_2 . A razão de aspecto do canal é dada pela razão entre a altura do canal (a) e a largura do canal (b).

O fluido utilizado é água e o substrato do trocador de calor é composto de alumínio.

Figura 1 - Propostas de geometria de canais para análise



Fonte: Os autores.

1.1 Modelagem Matemática

Para a realização da otimização dos canais do trocador de calor, deve-se considerar a relação entre o volume total do trocador de calor V e o volume do fluido V_f é determinada por ϕ .

$$\phi = \frac{V_f}{V} \quad (1)$$

A razão de aspecto do canal, α , é determinada pela relação entre a altura a e a largura b do canal.

$$\alpha = \frac{a}{b} \quad (2)$$

A relação da distância entre os canais, t_1 , e a altura entre a base e o canal, t_2 , dada por β .

$$\beta = \frac{t_1}{t_2} \quad (3)$$

O volume do sólido, V_s , é dado pela diferença entre o volume total e o volume do fluido.

$$\beta = \frac{t_1}{t_2} \quad (4)$$

O volume do sólido para a geometria 1 é determinado por:

$$V_s = (2t_1(t_2 + a) + bt_2)L \quad (5)$$

Considerando um canal com raio r , o volume da geometria 2 pode ser determinada por:

$$V_s = \left(2t_1(t_2 + a) + bt_2 + br - \pi \frac{r^2}{2} \right) L \quad (6)$$

Assim, o número de canais é determinado pela equação:

$$n_{canal}^o = \frac{W}{b+2t_1} \quad (7)$$

O coeficiente de transferência de calor convectivo local, h , pode ser determinado a partir da equação da lei resfriamento de Newton para convecção, ou:

$$q'' = h(T_{sup} - T_f) \quad (8)$$

sendo T_{sup} a temperatura da superfície do trocador na mesma posição que a temperatura do fluido T_f e q'' é o fluxo de calor. Para o sistema é considerado o coeficiente de calor convectivo médio.

1.2 Modelagem Numérica

O software CFD (Computational Fluid Dynamics) ANSYS FLUENT[®] 19.1 (versão educacional) é utilizado para a análise do escoamento no trocador de calor.

Na análise, as seguintes hipóteses são adotadas: (a) o regime é permanente; (b) com exceção da face do substrato, todo o sistema é isolado termicamente do ambiente externo; (c) a fonte de calor está em estado estacionário; (d) o sistema é simétrico; (e) as propriedades do substrato e do fluido são independentes.

As equações de conservação de massa, de quantidade de movimento e de energia, que descrevem o fenômeno no fluido, podem ser expressas como:

$$\nabla(\rho\vec{V}) = 0 \quad (9)$$

$$\vec{V}\nabla(\rho\vec{V}) = -\nabla p + \nabla(\rho\nabla\vec{V}) \quad (10)$$

$$\vec{V}\nabla(\rho\vec{V}) = -\nabla p + \nabla(\mu\nabla\vec{V}) \quad (11)$$

$$\rho c_p(\vec{V}\nabla T) = k\nabla^2 T \quad (12)$$

Para o substrato de alumínio, as equações de conservação da massa e da energia podem ser descritas como:

$$\nabla(\rho\vec{V}) = 0 \quad (13)$$

$$k\nabla^2 T = 0 \quad (14)$$

O método usado para a solução do acoplamento velocidade pressão é o *SIMPLE*. As equações do sistema foram solucionadas com *second order upwind*. O critério de convergência residual é de 10^{-6} para a continuidade e a energia.

O experimento de um trocador de calor, proposto por Gomes e Copetti (2017), com canais de 500 μm de largura e 200 μm de altura, o fluxo de calor de 16,5 W/cm^2 , com velocidade mássica de 3514 $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$, foi replicado em uma simulação computacional no ANSYS FLUENT® 19.1.

O método GCI (Grid Convergence Index), conforme apresentado por Celik et al. (2008), é utilizado para avaliar o teste de convergência de malha. Para esta pesquisa, em cada malha proposta, há relação de aumento de 1,5 do tamanho do elemento. O erro requerido é inferior a 3%.

A tabela 1 mostra a relação de malhas averiguadas. A malha de 132922 elementos foi viabilizada e o tamanho máximo de elemento foi de 0,3 mm.

Tabela 1 - Validação das Malhas

Malha	Número de Elementos	GCI (%)
1	132922	-
2	42402	0,352
3	11766	0,235

Fonte: Os autores.

O erro relativo encontrado foi de 2,28% entre as análises numérica e a experimental. Com esse resultado, é possível afirmar que a malha criada através do módulo ANSYS MESHING® permite a aquisição de dados comparativos a dados experimentais.

Deste modo, com o teste de convergência de malha e a comparação aos resultados experimentais, a malha 1, é exequível na análise computacional do escoamento monofásico do fluido em um trocador de calor

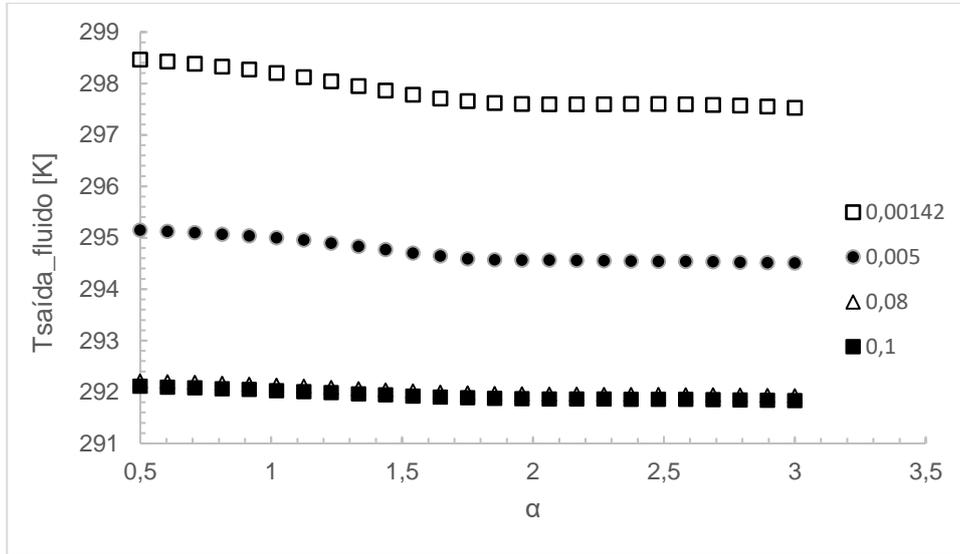
1.3 Análise da Geometria do Canal

A análise das geometrias foi realizada considerando a condição de simetria dos canais do trocador de calor, por isso, apenas um canal é avaliado na simulação numérica com um volume do fluido constante de 5 mm^3 , conforme observado experimentalmente por Gomes e Copetti (2017). A temperatura de entrada do fluido foi de 291,15 K em uma velocidade mássica de 3514 $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$. O fluxo de calor do sistema foi de 16,5 W/cm^2 .

Segundo Gudong et al. (2015), o aumento da temperatura do fluido está relacionado ao desempenho da transferência de calor do sistema. Na figura 2, é mostrada a variação da

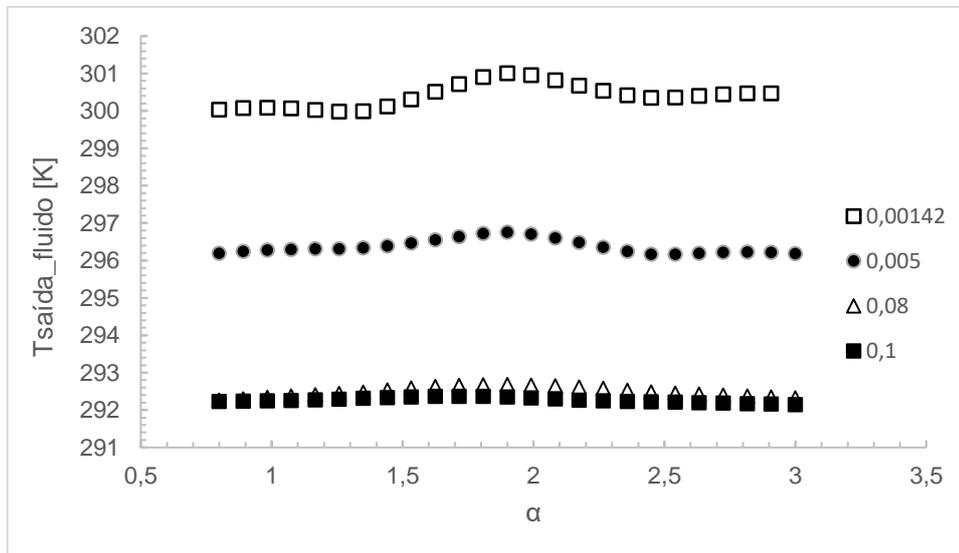
temperatura média do fluido considerando o impacto da variação da razão de aspecto, α , entre 0,5 a 3 para a geometria 1. Já na figura 3, as razões de aspecto variaram de 0,8 a 3 para a geometria 2. Em ambos os casos, as relações de volume, ϕ , utilizadas foram de 0,00142, 0,005, 0,08 e 0,1 devido as condições geométricas. A relação β permaneceu constante de 0,3578.

Figura 2 - Temperatura de saída do fluido para diferentes razões de aspecto da geometria 1



Fonte: Os autores.

Figura 3 - Temperatura de saída do fluido para diferentes razões de aspecto da geometria 2



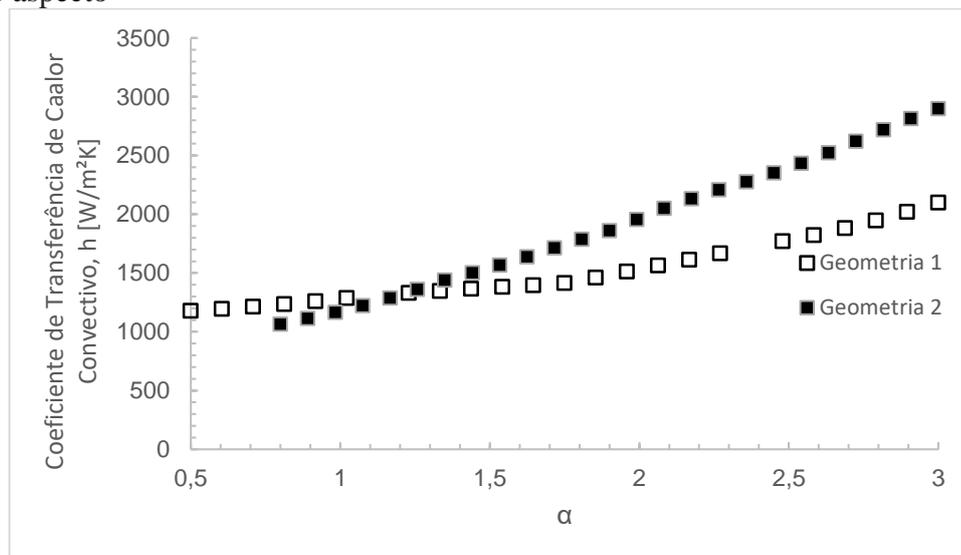
Fonte: Os autores.

Na geometria 1, os maiores valores alcançados para a temperatura média de saída do líquido ficaram na faixa de 0,5 a 0,8 da razão de aspecto. Para a geometria 2, os maiores valores de temperatura média do fluido estão entre a razão de aspecto de 1,7 e 2. Para cada geometria a temperatura de saída do fluido apresentou o mesmo comportamento, independente da relação entre o volume total e o volume do fluido.

Mieconanski e Errera (2017) encontraram valores temperatura de saída do fluido 302 K a 312 K, em uma variação de altura e largura de um canal retangular cobrindo a faixa de 0,5 a 3, além disso, os pesquisadores utilizaram uma relação constante entre o volume total e o volume do sólido de 0,35 e um fluxo de calor de 100 W/cm². O objetivo era aumentar a temperatura de saída do fluido e comparar a temperatura do dissipador para verificar a eficiência do mesmo. Ao contrário dos resultados desse estudo, os autores encontraram um comportamento crescente da temperatura de saída do fluido. A diferença entre os resultados pode ser devido a abordagem de otimização dos autores, que consideram o volume do sólido como fixo.

Como a maior temperatura de saída do fluido é encontrada para a relação de ϕ igual 0,00142, o coeficiente de transferência de calor convectivo para cada canal é avaliado para esse parâmetro e razões de aspecto variando de 0,5 a 3 para geometria 1, e de 0,8 a 3 para geometria 2 (figura 4).

Figura 4 - Coeficiente de transferência de calor convectivo para as geometrias 1 e 2 e diferentes razões de aspecto



Fonte: Os autores.

O coeficiente de transferência de calor aumenta com a variação da razão de aspecto para ambas geometrias. No entanto, a geometria 2 alcança valores superiores em relação à geometria 1. No caso específico de $\alpha = 3$, ou seja, no ponto onde os coeficientes de transferência de calor convectivo atingiram os seus maiores valores dentro da faixa de razão de aspecto testada, o coeficiente da geometria 1 foi de 2101,17 W/m²K, enquanto a geometria 2 alcançou um valor de 2899,30 W/m²K.

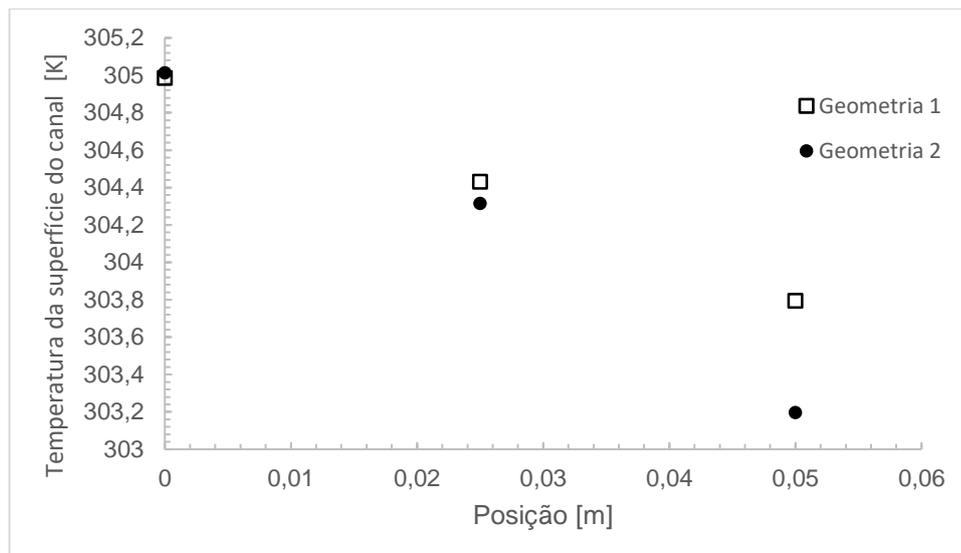
Na figura 5 é apresentada a distribuição de temperatura de superfície do canal para cada geometria, considerando $\alpha = 3$, pois, como visto anteriormente, essa razão de aspecto

apresenta o maior coeficiente de transferência de calor. Nesta mesma condição a largura do canal é de 182,57 μm a altura de 547,72 μm para a geometria 1 e para a geometria 2 a largura de canal é 229,4 μm e altura de 435,8 μm . Este resultado está de acordo com Kandlikar et al. (2006) que indicam que um canal profundo e estreito é mais vantajoso para a transferência de calor que um canal largo ou raso.

O número de canais ideais para o trocador de calor com base na otimização da razão de aspecto é acima de 7 canais para ambas geometrias, assim, recomenda-se o uso de 8 canais.

Na posição inicial, a diferença de temperatura da superfície do canal entre a geometria 1 e a geometria 2 é mínima, o mesmo comportamento ocorre na posição central do canal, no entanto, na posição final do canal, ou seja, na posição de saída do fluido a diferença de temperatura entre a geometria 1 e a geometria 2 é acentuada. Na verificação de outras razões de aspecto, a geometria 1 apresenta as menores temperaturas para a superfície do canal porém, na faixa de razão de aspecto de 1,4 a 1,8 existe uma mudança de distribuição de temperatura. A geometria 2 exibe valores menores de temperatura do substrato, principalmente na posição final do canal. Para a razão de aspecto de 1,35, as temperaturas da posição inicial, central e final da geometria 1 são respectivamente 308,73 K, 308,77K e 308 K, e para a geometria 2 as temperaturas são 311,36 K, 310,55 K e 309,38 K. Já para a razão de aspecto de 1,9, as temperaturas são 308,53 K, 308,54 K e 308,03 K para a geometria 1 e 308,85 K, 308,16 K e 306,84 K para a geometria 2.

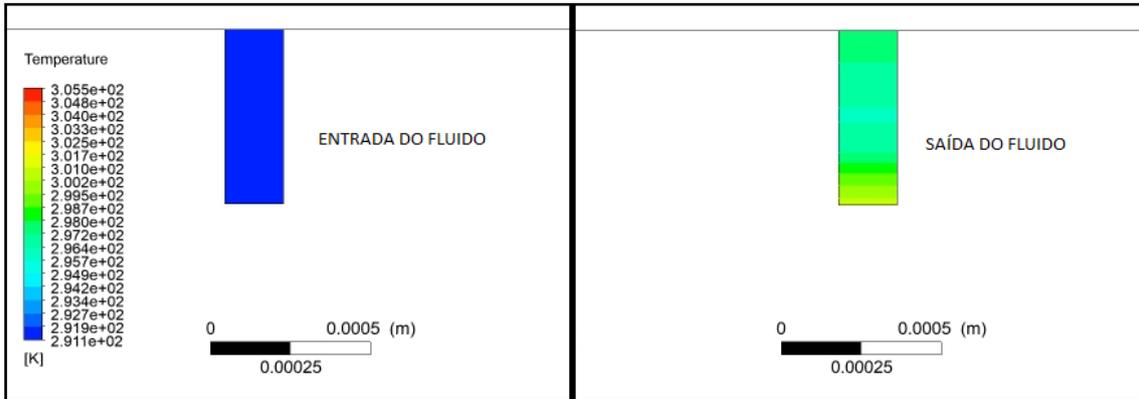
Figura 5 - Temperatura da superfície do canal para a geometria 1 e 2



Fonte: Os autores.

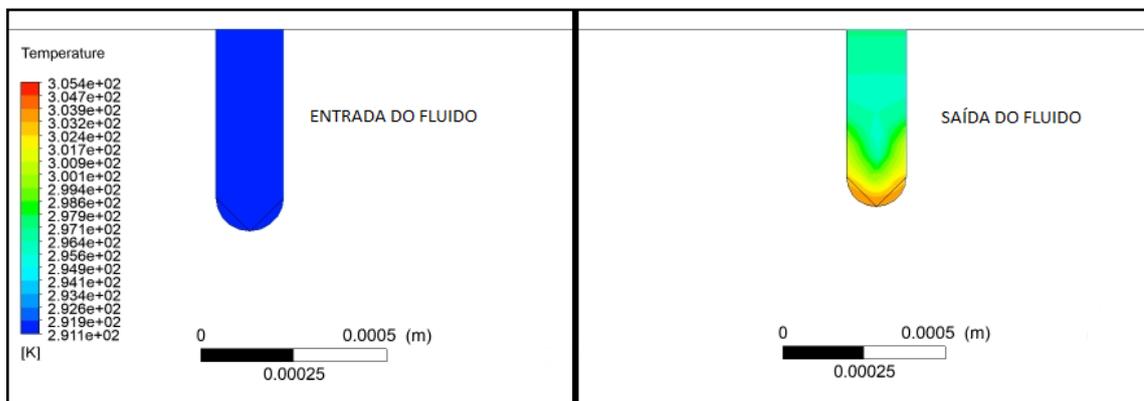
Nas figuras 6 e 7 são mostrados os perfis de temperatura do líquido para $\alpha = 3$, com um ϕ de 0,00142, considerando a geometria 1 e 2, respectivamente.

Figura 6 - Temperatura de entrada e saída da geometria 1



Fonte: Os autores.

Figura 7 - Temperatura de entrada e saída da geometria 2

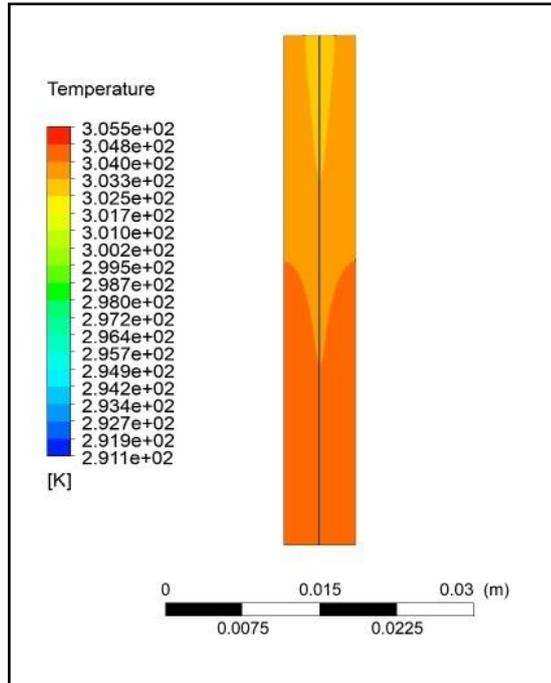


Fonte: Os autores.

Como pode-se observar nas figuras 6 e 7, o interior do fluido é o local com a menor temperatura, enquanto a distribuição de temperatura no fluido da geometria 1 apresenta homogeneidade, na geometria 2, é possível analisar temperaturas superiores na camada do fluido em contato com superfície do sólido, devido ao seu formato geométrico. Enquanto a temperatura da geometria 1 apresenta uma temperatura medida de saída do fluido de 297,52 K para a mesma relação de aspecto a geometria 2 apresenta uma temperatura média de saída do fluido de 300,45 K.

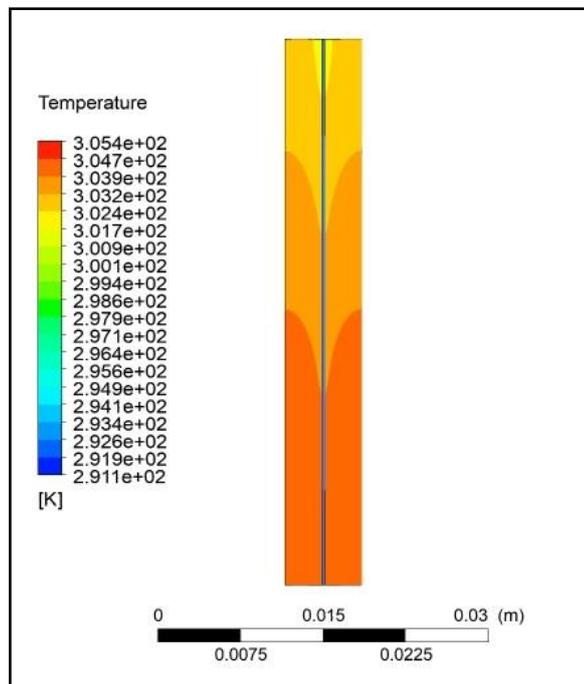
As figuras 8 e 9 apresentam os perfis de temperatura do substrato das geometrias 1 e 2, respectivamente, considerando $\alpha = 3$ e $\phi = 0,00142$.

Figura 8 - Temperatura do substrato para a geometria 1



Fonte: Os autores.

Figura 9 - Temperatura do substrato para a geometria 2



Fonte: Os autores.

Para $\alpha = 3$, a temperatura média da superfície do trocador de calor é de 304,4 K para a geometria 1 e 304,17 K para a geometria 2. Já para $\alpha = 0,8$ a temperatura média no substrato é de 310,62 K para a geometria 1 e de 315,02 K para a geometria 2. Como visto na comparação

das Figs. 8 e 9, a distribuição da temperatura no sólido ocorre de forma mais eficiente para a geometria 2.

2 Conclusões

Na análise numérica dos canais com diâmetro reduzido, é possível observar que a transferência de calor é mais eficiente para a geometria de canal arredonda. A melhor relação entre a largura e a altura do canal, ou a razão de aspecto para ambas geometrias é de 3, não sendo possível uma verificação de outros intervalos superiores a 3 devido às condições geométricas pré-estabelecidas. O canal que apresentou melhor desempenho na transferência de calor do trocador de calor possui largura de canal de 229,4 μm e altura de 435,8 μm , resultando em um coeficiente de calor convectivo de 2899,30 $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$.

Agradecimentos

Os autores agradecem à UNISINOS (Universidade do Vale do Rio dos Sinos) e à CAPES (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior).

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) - Código de Financiamento 001.

Referências

- CELIK, I. B.; GHIA, U.; ROACHE, P. J.; FREITAS, C. J.; COLEMAN, H.; RAAD, P. E. Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications. **Journal of Fluids Engineering**, v. 130, n. 7, jul. 2008.
- GOMES, B.; COPETTI, J. B. Experimental and Numerical study of a Micro Heat Exchanger. In: 24th ABCM International Congress of Mechanical Engineering, 24., 2017, Curitiba. **Anais...** 2017.
- GUDONG, X., et al. Experimental and numerical study of fluid flow and heat transfer characteristics in microchannel heat sink with complex structure. **Energy Conversion and Management**, v. 105, p. 848-857, 2015.
- HASSAN, I.; PHUTTHAVONG, P.; ABDELGAWAD, M. Microchannel heat sinks: an overview of the state-of-the-art. **Microscale Thermophysical Engineering**, v. 8, n. 3, p. 183-205, 2004.
- KANDLIKAR, S. G., et al. **Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels**. Elsevier, p. 450, 2006.
- KANDLIKAR, S. G.; GRANDE, W. J. Evaluation of Single Phase Flow in Microchannels for High Heat Flux Chip Cooling - Thermohydraulic Performance Enhancement and Fabrication Technology. **Heat Transfer Engineering**, v. 25, n. 8, p. 5-16, 2004.

MIECOANSKI, L. F; ERRERA, M. R. Constructal Design of a PV cooling System. In: XXXVIII Iberian-Latin American Congress on Computational Methods in Engineering, 38., 2017, Florianópolis. 2017.

TUCKERMAN, D. B.; PEASE, R. F. W. High-Performance Heat Sinking for VLSI. **IEEE Electron Device Letter**, v. 5, n. 2, p. 126-129. 1981.