

DISSIPADORES DE CALOR MICROALETADOS PARA RESFRIAMENTO DE PROCESSADORES

Isabelle Guimarães da Silva¹, isabelle.g.silva@unesp.br
João Batista Campos Silva², campos.silva@unesp.br
Elaine Maria Cardoso^{1,2}, elaine.cardoso@unesp.br

¹ UNESP - Universidade Estadual Paulista/Câmpus de São João da Boa Vista, Av. Profa. Isette Correa Fontão, 505 – Jardim das Flores, São João da Boa Vista – SP, 13876-750

² UNESP - Universidade Estadual Paulista/Faculdade de Engenharia - Câmpus de Ilha Solteira, Av. Brasil Sul, 56 - Centro, Ilha Solteira.

Resumo: *Uma das soluções para o aumento da eficiência térmica com o uso de dissipadores em microescala é a inserção de aletas ou microcanais, que aumentam a área de contato para a troca de calor. Neste trabalho se propõe o estudo analítico de escoamento monofásico em dissipadores de calor compactos baseados em multimicrocanais, visando minimizar a queda de pressão e maximizar o coeficiente de transferência de calor para sua aplicação na área aeroespacial e eletrônica. O modelo desenvolvido utiliza a água como fluido de trabalho para o resfriamento ativo de componentes eletrônicos. Para analisar a viabilidade de uso do dissipador de calor compacto proposto, realizou-se uma comparação do dissipador proposto (com microcanais) com um dissipador de canal retangular, sob as mesmas condições de operação, e, também, uma comparação entre o sistema de resfriamento ativo (convecção forçada) e o sistema de resfriamento passivo (convecção natural).*

Palavras chave: *Dissipadores de calor compactos. Multimicrocanais. Escoamento monofásico. Eficiência térmica.*

Abstract. *One of the applicable solutions for increasing thermal efficiency with the use of microscale heat sinks is the insertion of fins or microchannels, which increase the contact area for heat exchange. The present work aims to analyze the single-phase flow in multi-microchannel based heat sinks, in order to minimize the pressure drop and maximize the heat transfer coefficient for its application in the areas of aerospace and electronics. The developed model uses water as the working fluid for the active cooling of electronic components.*

Keywords: *Compact heat sinks. Multi-microchannels. Single-phase flow. Thermal efficiency.*

1. INTRODUÇÃO

Os dissipadores de calor são equipamentos utilizados para a otimização de projetos de engenharia, como por exemplo, na área de eletrônica, química, mecânica, aeroespacial, etc. Visto que o excesso de calor pode sobrecarregar um determinado sistema, bem como a sua falta pode induzir a uma perda de eficiência, ambos podem ser prejudiciais ao bom desempenho dos componentes de um projeto. Na área de engenharia aeroespacial, a parte de componentes eletrônicos é otimizada, visto que todos os projetos se utilizam de um espaço reduzido para alocá-los. A falta de controle da temperatura nos componentes pode ocasionar danos, comprometendo dados e investimentos. Assim, torna-se necessário o uso de dissipadores de calor compactos, que regulam a temperatura para o máximo desempenho de um determinado componente, ocupando mínimo espaço.

Os sistemas de refrigeração por microescala são capazes de resfriar dispositivos e aparelhos eletrônicos de alta geração de calor, visto que o desempenho da transferência de calor de um dissipador de calor baseado em microcanais é muito superior ao de qualquer trocador de calor tradicional (Murshed e Castro, 2017). Uma vez que o espaço requerido para o dispositivo de resfriamento de um determinado sistema é de grande importância, como no exemplo da área aeroespacial citado acima, o modelo a ser desenvolvido neste trabalho proporciona ampla aplicação industrial.

Segundo Qu e Mudawar (2003), a diminuição do diâmetro do canal, por onde o fluido escoar, leva ao aumento da relação área por volume de fluido ocupado, que além de aumentar a eficiência da troca térmica, também possibilita a diminuição da vazão de fluido refrigerante desses sistemas térmicos. Além disso, os trocadores de calor compactos também podem ser fabricados na escala dos processadores dos dispositivos eletrônicos compactos (por exemplo, processadores Intel® Core™). Assim, a associação de microcanais e fluidos refrigerantes modernos mostra grande potencial para substituição de dissipadores de calor convencionais em dispositivos eletrônicos modernos de alta eficiência (Prajapati, et al., 2017).

Em escoamentos monofásicos, os microcanais apresentam uma queda de pressão (responsável pelo consumo de energia da bomba utilizada) maior do que a queda de pressão em macrocanais sob as mesmas condições de operação. Qu e Mudawar (2002) realizaram um estudo experimental e numérico para prever a queda de pressão de um trocador de calor baseado em microcanais retangulares para escoamento monofásico utilizando água como fluido refrigerante. Os autores observaram que a queda de pressão diminuiu com o aumento do fluxo de calor aplicado para números de Reynolds constante (diminuição na viscosidade da água com o aumento da temperatura).

Ramos-Alvarado, et al. (2011) efetuaram um estudo numérico comparativo de vários microcanais de seção quadrada utilizando água deionizada como fluido refrigerante. O melhor desempenho foi dado pelo dissipador que apresentou uma melhor distribuição de temperatura na superfície (a uniformidade no escoamento diminui possíveis *hotspots* ou pontos de secagem). Tan (2019) também mostrou que o projeto de um trocador de calor baseado em multimicrocanais deve maximizar a uniformidade do escoamento nos canais, a fim de melhorar o desempenho térmico e hidrodinâmico do trocador de calor.

Desta forma, no presente trabalho tem-se como objetivo o estudo analítico da queda de pressão e transferência de calor para escoamento monofásico utilizando um dissipador de calor de multimicrocanais; para diferentes fluidos de trabalho (água ou ar). Parâmetros relacionados ao escoamento e à geometria dos microcanais são utilizados para a otimização do dissipador de calor em termos de número de Nusselt e fator de atrito. A motivação encontra-se na possibilidade da aplicação dos métodos desenvolvidos e resultados obtidos, na otimização de sistemas de resfriamento compactos aplicáveis à área aeroespacial e eletrônica.

2. METODOLOGIA

A metodologia consiste na definição dos parâmetros de entrada (geometria e material do dissipador - em todos os casos utilizou-se o cobre devido a sua alta condutividade térmica); escolha de um processador de referência para avaliação da potência fornecida ao sistema térmico; informações da literatura (relacionadas a correlações experimentais e propriedades termofísicas dos materiais); e considerações do modelo térmico (incluindo os parâmetros de operação e propriedades termofluídicas).

Ainda que existam muitas empresas no ramo da eletrônica nacional, a Intel® Core™ foi escolhida como referencial do processador a ser usado neste trabalho dada à facilidade de obtenção de seus dados. O dispositivo escolhido foi o Processador Intel® Core™ 15-10600 (com área de 40 mm²). Considerou-se uma potência fornecida pelo processador igual a 35 W; este valor operacional é fornecido pelo fabricante baseando-se na TDP (potência de design térmico), ou seja, representa a quantidade de calor que precisa ser dissipada para que haja um bom funcionamento do processador e conseqüentemente, obtenha-se uma melhor eficiência térmica. A análise compreende 03 casos, dos quais um corresponde a resfriamento passivo e outros dois a resfriamento ativo.

Resfriamento Passivo:

Os sistemas de resfriamento passivo caracterizam-se pela ausência de sistemas de bombeamento e, por conseguinte, não há consumo de potência. Apesar de aparentemente ser uma boa opção por não apresentar necessidade de bombeamento externo, esta alternativa é limitada e acaba por ser, na maior parte das vezes, ineficiente do ponto de vista térmico. O **Caso 1** corresponde a um dissipador de calor compacto microaletado com a parte superior aberta. Neste modelo, o resfriamento passivo se dá pelo processo de convecção natural, onde o fluido de trabalho (ar a 27 °C e 98 kPa) é o responsável pela troca de calor que acontecerá entre a superfície e aletas do dissipador e o meio externo. Os parâmetros geométricos e fluidotérmicos deste modelo e do processador estão apresentados na Tab. 1.

Tabela 1. Parâmetros geométricos para o dissipador de calor (**Caso 1**).

Potência de entrada [W]	35
Área da base [m ²]	1,00E-04
Número de aletas [-]	25
Comprimento das aletas [m]	1,00E-2
Comprimento total do dissipador de calor, L [m]	1,00E-2
Largura total do dissipador de calor, W [m]	1,00E-2
Altura total do dissipador de calor [m]	9,00E-02
Largura de cada aleta, W_f [m]	2,00E-04
Altura de cada aleta, H_f [m]	7,00E-04
Largura da parede entre as aletas, W_g [m]	1,92E-04
Área da seção transversal de cada aleta [m ²]	1,40E-07
Condutividade térmica do cobre a 27 °C [W/m·K]	3,98E+02

A Fig. 1 representa o sistema dissipador de calor e processador da Intel® Core™, bem como suas dimensões.

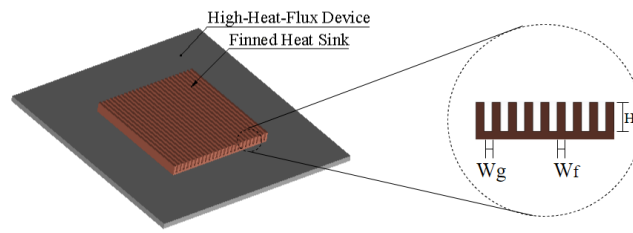


Figura 1. Acoplamento dissipador de calor aletado com o processador

As equações governantes para o **Caso 1** (resfriamento passivo) consideram o número de Rayleigh e, para tanto, utilizou-se a seguinte correlação para o comprimento característico (Mahmoud *et al.*, 2011):

$$L_c = \frac{2 \cdot (4 \cdot L_f \cdot H_f)}{2 \cdot (H_f + L_f)} \quad (1)$$

na qual, H_f é a altura da aleta e L_f é a medida do comprimento destas aletas;

Tem-se que β corresponde ao coeficiente de expansão volumétrica e T_∞ é a temperatura do ar no local de análise (27 °C), assim o número de Rayleigh é dado por:

$$Ra_r = \frac{(9,81 \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L_c^3 \cdot Pr)}{\nu \cdot \alpha} \quad (2)$$

no qual, T_s é a temperatura da superfície em contato com o processador, Pr é o número de Prandtl para o fluido (ar), α é a difusividade térmica e ν é a viscosidade cinemática.

O número de Nusselt para o cálculo do coeficiente médio de transferência de calor para convecção natural em dissipadores microaletados é dado pela Eq. (3), sendo L o comprimento das aletas:

$$Nu_{Lc} = 1,18 \cdot \left(Ra_{Lc} \cdot \left(\frac{L_c}{L_f} \right)^4 \cdot \left(\frac{L_c}{H_f} \right)^4 \right)^{0,147} \quad (3)$$

Desta forma, o coeficiente de transferência de calor médio por convecção é descrito, considerando k_{ar} a condutividade térmica do ar, por:

$$h_c = Nu_{Lc} \cdot \frac{k_{ar}}{L_c} \quad (4)$$

Uma vez que a potência de entrada foi definida (35 W) tem-se:

$$q_{eff} = \frac{P_w}{L \cdot [(N_{ch} + 1) \cdot W_f + N_{ch} \cdot W_{ch}]} \quad (5)$$

sendo q_{eff} o fluxo de calor efetivo na base do dissipador, L a largura total do dissipador, W_f a largura das aletas, W_{ch} a largura dos microcanais, e N_{ch} o número de microcanais.

O fluxo de calor no fundo dos canais e na superfície das aletas, bem como na base da aleta, é dado, respectivamente, pelas Eqs. (7) e (8):

$$q_p = \frac{P_w}{L \cdot [(N_{ch} + 1) \cdot 2 \cdot (H_f + \frac{W_{th}}{2}) + N_{ch} \cdot W_{ch}]} \quad (6)$$

$$q_b = \frac{2 \cdot q_p \cdot (H_f + \frac{W_f}{2})}{W_{th}} \quad (7)$$

Portanto, a temperatura da superfície é dada por:

$$T_s = \theta(x) + T_\infty \quad (8)$$

sendo que x o comprimento vertical da aleta, e $\theta(x)$ dado por:

$$\theta(x) = \frac{q_b''}{m \cdot k_{cu}} \cdot \frac{\cosh[m(L-x)]}{\sinh(mL)} \quad (9)$$

Assim, para o **Caso 1**, tem-se que o sistema de resfriamento passivo (por meio da convecção natural) é ineficiente dado o modelo apresentado. Os valores obtidos para o número de Nusselt se mantiveram na ordem de 10^0 , e para a temperatura da superfície (que corresponde à temperatura do processador) obteve-se um valor da ordem de 10^2 , inviabilizando a aplicação do resfriamento passivo no presente projeto.

Resfriamento Ativo:

Os sistemas de resfriamento ativo caracterizam-se por terem a ação de resfriamento baseada pelo bombeamento de um fluido de trabalho através de um dissipador, necessitando, portanto, de uma fonte de bombeamento externa. A potência de bombeamento está correlacionada com a queda de pressão do sistema, e esta por sua vez, com a vazão e o tipo de fluido de trabalho (vazões elevadas e maiores viscosidades propiciam aumento da queda de pressão) e com a geometria do dissipador de calor.

Neste trabalho são analisados dois casos (**Caso 2** e **Caso 3**); o **Caso 2** corresponde a um dissipador de calor compacto com multimicrocanais e o **Caso 3** corresponde a um dissipador de calor compacto com um único canal retangular.

Os parâmetros geométricos para ambos os casos estão apresentados na Tab. 2 e na Fig. 2 .

Tabela 2. Parâmetros geométricos para o **Caso 2** e **Caso 3**.

Parâmetros Geométricos	Caso 2	Caso 3
Número de microcanais [-]	25	1
Comprimento dos microcanais [m]	1,00E-02	1,00E-02
Comprimento total do dissipador de calor, L [m]	1,00E-02	1,00E-02
Largura total do dissipador de calor, W [m]	1,00E-02	1,00E-02
Altura total do dissipador de calor, H [m]	9,00E-02	9,00E-02
Largura do microcanal, W_{ch} [m]	1,92E-04	9,60E-03
Altura do microcanal, H_{ch} [m]	5,00E-04	5,00E-04
Largura da parede entre os microcanais, W_{th} [m]	2,00E-04	-
Área da seção transversal do canal [m ²]	9,60E-08	4,80E-06
Área da seção transversal da aleta [m ²]	1,40E-06	-
Razão da largura pela altura do microcanal [-]	3,84E-01	1,92E+01
Perímetro da aleta [m]	2,00E-02	-
Diâmetro hidráulico [m]	2,77E-04	9,50E-04
Condutividade térmica do cobre a 27 °C [W/m·K]	3,98E+02	3,98E+02

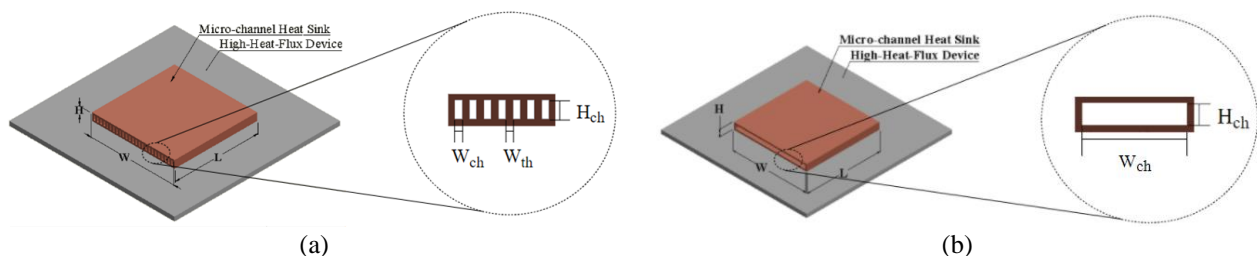


Figura 2. Acoplamento dissipador de calor de: (a) multimicrocanais (**Caso 2**) e (b) canal único (**Caso 3**).

O calor produzido pelo processador da Intel® Core™ será absorvido pela base dos dissipadores de calor e transferido aos microcanais/canal único por condução. Em seguida, esse calor será transportado pelo fluido de trabalho, o qual escoar através dos canais. Devido ao fato de os dissipadores de calor não estarem isolados nas laterais e na parte superior, haverá perdas por radiação e por convecção para o ambiente.

As considerações para o desenvolvimento do modelo térmico envolvem o escoamento em regime permanente, unidimensional, monofásico, com propriedades termofísicas constantes e distribuição de calor uniforme (na superfície do

dissipador e do processador). A temperatura de entrada do fluido de trabalho (água) foi considerada 27 °C (98kPa) e a potência fornecida pelo processador de 35 W.

Uma vez definidos os dados de entrada, assim como as variáveis a serem analisadas, as equações que irão compor a análise matemática do modelo são descritas. No modelo térmico, fez-se análise por códigos escritos em Matlab® R2020a, PTC MathCad® Prime 6.0 e Fortran Force 2.0. Assim, para os sistemas apresentados na Fig. 2a e 2b tem-se o seguinte balanço de energia, considerando regime permanente:

$$\dot{P}_w - \dot{Q}_{L,conv} - \dot{Q}_{L,rad} - \dot{Q}_{L,cond} = 0 \quad (10)$$

no qual, \dot{P}_w é o calor dissipado pelo processador (valor operacional fornecido pelo fabricante baseando-se na potência de design térmico); $\dot{Q}_{L,conv}$ e $\dot{Q}_{L,rad}$ são as perdas por convecção natural e por radiação; $\dot{Q}_{L,cond}$ é o calor transferido por condução do processador para a base dos microcanais. Deste modo, isolando $\dot{Q}_{L,cond}$, obtêm-se o valor aproximado da taxa de calor dissipada através do dissipador. Os demais parâmetros importantes para a análise térmica e hidrodinâmica do dissipador de calor proposto são parâmetros geométricos, de operação e fluidotérmicos, que serão descritos a seguir.

Parâmetros geométricos: incluem as dimensões do dissipador de calor como, comprimento (L), largura (W) e altura (H). As dimensões do microcanal consistem na altura dos microcanais (H_{ch}), largura dos microcanais (W_{ch}) e espessura da parede entre os canais (W_{th}).

Para a definição do número de microcanais a serem utilizados neste projeto, fez-se uso da seguinte expressão:

$$N_{ch} = \frac{L - W_{th}}{W_{ch} + W_{th}} \quad (11)$$

considerando N_{ch} como o número inteiro de microcanais. No **Caso 3**, N_{ch} é igual a 1.

Parâmetros de operação: incluem o material do substrato da base do dissipador de calor (cobre); o fluido de trabalho (água); a temperatura de entrada do fluido de trabalho ($T_{f,in}$); a vazão mássica total do fluido de trabalho (\dot{m}_{total}); a potência aplicada (P_w); o fluxo de calor efetivo na base do dissipador (q''_{eff}). A vazão mássica parte do balanço de energia:

$$P_w = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (12)$$

sendo P_w a potência dissipada pelo processador; C_p o calor específico do fluido de trabalho a 27 °C e ΔT a variação de temperatura do fluido. Assim, a vazão total (\dot{m}_{total}) e a vazão por microcanal (\dot{m}_{ch}) são dadas por:

$$\dot{m}_{total} = \frac{P_w}{(C_p \cdot \Delta T)} \quad \text{e} \quad \dot{m}_{ch} = \frac{\dot{m}_{total}}{N_{ch}} \quad (13)$$

O diâmetro hidráulico de um microcanal é dado por:

$$D_h = 2 \cdot \left(\frac{W_{ch} \cdot H_{ch}}{W_{ch} + H_{ch}} \right) \quad (14)$$

Em consequência, o valor do número de Reynolds pode ser calculado de duas formas:

$$Re = \frac{\dot{m}_{ch} \cdot D_h}{A_{ch} \cdot \mu} \quad (15)$$

sendo A_{ch} a área correspondente à altura do microcanal multiplicada por sua largura e, μ , a viscosidade do fluido.

Ou, com a utilização da velocidade mássica (G):

$$Re = G \cdot \left(\frac{D_h}{\mu} \right), \quad \text{sendo} \quad G = \frac{\dot{m}_{ch}}{A_{ch}} \quad (16)$$

O fluxo de calor efetivo na base do dissipador e o fluxo de calor em cada microcanal são dados pelas seguintes equações:

$$q''_{eff} = \frac{P_w}{W \cdot L} \quad \text{e} \quad q''_p = \frac{P_w}{N_{ch} \cdot A_{eff}} \quad (17)$$

sendo a área efetiva de transferência de calor $A_{eff} = [2 \cdot (W_{ch} + H_{ch})] \cdot L$

Tanto na análise térmica quanto hidrodinâmica faz-se necessário analisar se o escoamento é completamente desenvolvido; assim, utilizam-se as correlações para o cálculo dos comprimentos de entrada hidrodinâmica e térmica, respectivamente:

$$L_h = 0.05 \cdot Re \cdot D_h \quad (18)$$

$$L_t = 0.1 \cdot Re \cdot Pr_f \cdot D_h \quad (19)$$

De acordo com Shah e London (1978), o número de Nusselt (Nu) pode ser calculado como:

$$Nu = 1,953 \cdot \left(\frac{Re \cdot Pr \cdot Dh}{L} \right)^{(1/3)} \quad (20)$$

e o coeficiente médio de transferência de calor é dado por:

$$\bar{h} = \frac{k \cdot Nu}{D_h} \quad (21)$$

Parâmetros fluidotérmicos: incluem a eficiência das aletas (η); a temperatura do fluido e do canal na saída dos microcanais ($T_{f,out}$ e $T_{ch,out}$); e a queda de pressão (ΔP). Estes parâmetros evidenciam o desempenho do dissipador de calor, assegurando que a temperatura de saída do fluido nos microcanais não atinja a temperatura de saturação, mantendo assim, a condição de escoamento monofásico.

A condição de extremidade não-adiabática permite que a eficiência da aleta seja calculada por:

$$\eta = \frac{\tanh(m \cdot L_c)}{m \cdot L_c} \quad (22)$$

com m sendo o parâmetro definido pela correlação abaixo, considerando o perímetro da aleta (P), a área da seção transversal da aleta ($A_{cs,al}$) e a condutividade térmica do material – cobre (k_w):

$$m = \left(\frac{h \cdot P}{k_w \cdot A_{cs,al}} \right)^{0.5} \quad (23)$$

A temperatura da parede na saída do microcanal, $T_{ch,out}$, está relacionada com a temperatura de saída do fluido, $T_{f,out}$, por meio da seguinte equação:

$$T_{ch,out} = T_{f,out} + \frac{q''_{eff} \cdot (W_{ch} + W_{th})}{h_{sp} \cdot (W_{ch} + 2 \cdot \eta \cdot H_{ch})} \quad (24)$$

considerando o coeficiente de transferência de calor monofásico (h_{sp}), e a eficiência da aleta (η).

A temperatura de saída do fluido, $T_{f,out}$, é uma função da temperatura de entrada do fluido de trabalho ($T_{f,in}$), da densidade do fluido de trabalho (ρ_f), da vazão volumétrica total (Q_t) e do calor específico do fluido, obtida por:

$$T_{f,out} = T_{f,in} + \frac{q''_{eff} \cdot W \cdot L}{\rho_f \cdot Q_t \cdot C_{p,f}} \quad (25)$$

A temperatura da superfície (corresponde à temperatura do processador), T_s , é definida pela relação existente com a temperatura de saída do microcanal:

$$T_s = T_{ch,out} + \frac{q''_{eff} \cdot H_w}{k_m} \quad (26)$$

sendo H_w a distância entre a parede dos microcanais até a parede do dissipador de calor e k_m a condutividade térmica do material do dissipador de calor.

As correlações utilizadas para o cálculo de h_{sp} são apresentadas na Tab. 3.

Tabela 3. Correlações para determinação do coeficiente de transferência de calor para escoamento monofásico, h_{sp} , em dissipadores de calor compactos.

<p>Para $L^* \geq 0,2$ (escoamento completamente desenvolvido termicamente na saída do microcanal)</p> $h_{sp} = \left(Nu_3 \frac{k_f}{d_h} \right) \left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^{-0,14}$ $Nu_3 = 8,235 \cdot (1 - 1,883 \cdot \beta + 3,767 \cdot \beta^2 - 5,814 \cdot \beta^3 + 5,361 \cdot \beta^4 - 2 \cdot \beta^5); L^* = \frac{L}{Re_{sp} \cdot d_h \cdot Pr_f}$ <p>no qual o parâmetro β é a razão de aspecto dada pelo quociente da altura do microcanal pela largura de sua seção transversal.</p> <p>Para $L^* \leq 0,2$ (escoamento em desenvolvimento térmico na saída do microcanal)</p> $h_{sp} = \left\{ Nu_4 + 8,68 \cdot (10^3 \cdot L^*)^{-0,586} \cdot \exp[(9,9776 \cdot \ln(\beta) - 26,379) \cdot L^*] \right\} \cdot \left(\frac{Nu_3}{Nu_4} \right) \cdot \left(\frac{k_f}{d_h} \right) \cdot \left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^{-0,14}$ $Nu_4 = 8,235 \cdot (1 - 2,042 \cdot \beta + 3,085 \cdot \beta^2 - 2,477 \cdot \beta^3 + 1,058 \cdot \beta^4 - 0,186 \cdot \beta^5)$
--

Fonte: Adaptado Lee e Qu (2006).

A queda de pressão, ΔP , através de um dissipador de calor indica a potência da bomba requerida para determinada operação. Para escoamento monofásico, ΔP consiste na soma das parcelas de queda de pressão através das regiões hidrodinamicamente em desenvolvimento ($L_{sp,dh}$) e completamente desenvolvida ($L_{sp,fh}$); assim como das quedas de pressão associadas à contração e expansão, na entrada e saída do microcanal. Deste modo, a queda de pressão total é expressa por:

$$\Delta P = \Delta P_c + \Delta P_e + \Delta P_{sp,dh} + \Delta P_{sp,fh} \quad (27)$$

onde ΔP_c é a queda de pressão por contração; ΔP_e é a recuperação da pressão por expansão; $\Delta P_{sp,dh}$ é a queda de pressão na região de entrada (desenvolvimento hidrodinâmico) e $\Delta P_{sp,fh}$ é a queda de pressão na região completamente desenvolvida.

Considerou-se ΔP_e nulo, pois não há recuperação da pressão por expansão tendo em vista o comprimento do microcanal ($L = 10$ mm). As equações necessárias para os cálculos de cada parcela de queda de pressão são:

$$\Delta P_c = \frac{1}{2 \cdot \rho_f} \cdot (1 + k_c) \cdot G^2 \quad (28)$$

$$k_c = 0,6740 + 1,2501 \cdot \beta + 0,3417 \cdot \beta^2 - 0,8358 \cdot \beta^3 \quad (29)$$

sendo k_c o coeficiente de queda de pressão por contração.

$$\Delta P_{sp,dh} = \frac{2 \cdot f_{app,dh} \cdot G^2 \cdot L_{sp,dh}}{D_h \cdot \rho_f} \quad (30)$$

considerando $f_{app,dh}$ como o fator de atrito aparente para o comprimento de entrada e $L_{sp,dh}$ como o comprimento [em metros] da região de entrada.

$$f_{app,dh} = \left(\frac{1}{Re_{sp}} \right) \cdot \left[3,44 \cdot (L_{sp,dh}^+)^{-0,5} + \frac{K_\infty}{1 + C \cdot (L_{sp,dh}^+)^{-2}} \right] \cdot \left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^{0,58} \quad (31)$$

na qual, Re_{sp} é o número de Reynolds (propriedades termofísicas estimadas a temperatura média); $L_{sp,dh}^+$ é o comprimento adimensional da região de entrada; $f_{sp,fh}$ é o fator de atrito para a região completamente desenvolvida; C é a constante da correlação de queda de pressão; μ_w é a viscosidade estimada na temperatura da parede; μ_b é a viscosidade estimada na temperatura média do fluido e K_∞ é o coeficiente de perda na região de entrada.

$$f_{sp,fh} = 24 \cdot (1 - 1,355 \cdot \beta + 1,947 \cdot \beta^2 - 1,701 \cdot \beta^3 + 0,956 \cdot \beta^4 - 0,254 \cdot \beta^5) \quad (32)$$

$$K_\infty = 0,6740 + 1,2501 \cdot \beta + 0,3417 \cdot \beta^2 - 0,8358 \cdot \beta^3 \quad (33)$$

$$C = (0,1811 + 4,3488 \cdot \beta - 1,6027 \cdot \beta^2) \quad (34)$$

$$L_{sp,dh}^+ = \frac{L_{sp,dh}}{Re_{sp} \cdot D_h} \quad (35)$$

$$L_{sp,dh} = (0,06 + 0,07 \cdot \beta - 0,04 \cdot \beta^2) \cdot Re_m \cdot D_h \quad (36)$$

$$\Delta_{sp;fh} = \frac{\left(2 \cdot \left[f_{sp;fh} \cdot \left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^{0,58} \right] \cdot G^2 \cdot L_{sp;fh} \right)}{D_h \cdot \rho_f} \quad (37)$$

$$L_{sp;fh} = L - L_{sp,dh} \quad (38)$$

sendo $L_{sp;fh}$ o comprimento da região completamente desenvolvida.

Para o cálculo da potência de bombeamento, considera-se uma bomba com eficiência de 75%, e utiliza-se a seguinte expressão:

$$W_{pump} = \frac{(\dot{m}_f \cdot \Delta P)}{0,75 \cdot \rho_f} \quad (39)$$

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados obtidos, por meio da análise realizada, são apresentados a seguir considerando a utilização de resfriamento ativo (**Caso 2** e **Caso 3**), conforme especificado na Tab. 4:

Tabela 4 - Resumo dos casos analisados no presente estudo.

Casos	Descrição
Caso 2 – Convecção Forçada/ Resfriamento Ativo	Dissipador de calor com a parte superior fechada; composto por 25 microcanais de dimensões 0,192 mm × 0,5 mm. Fluido de trabalho: água.
Caso 3 – Convecção Forçada / Resfriamento Ativo	Dissipador de calor com a parte superior fechada; composto por um único canal retangular de dimensões 9,6 mm × 0,5 mm. Fluido de trabalho: água.

O **Caso 1** (Convecção Natural/Resfriamento Passivo), com dissipador de calor com a parte superior aberta, composto por microaletas de dimensões 0,2 mm × 0,9 mm e utilizando ar como fluido de trabalho, não consta nesta análise, pois já se verificou a inviabilidade de seu uso para a manutenção da temperatura do processador aqui considerado dentro de uma faixa segura de operação.

Os resultados obtidos, a partir das correlações descritas anteriormente, consideram valores de velocidade mássica na faixa de 200 a 1600 kg/m²s. A partir da análise teórica, mostra-se que o uso de microcanais mantém o processador a uma temperatura que garante a eficiência e desempenho projetados.

Na Fig. 3 tem-se a comparação entre o **Caso 2** e o **Caso 3** considerando as mesmas condições de operação. A temperatura do processador para ambos os casos tem um comportamento assintótico, no qual vazões maiores não representam reduções de temperatura significativas, *i.e.*, aumentando o valor de G de 100 para 600 kg/m²s ocorre uma redução de temperatura de aproximadamente 35%; entretanto, aumentando a velocidade mássica de 1000 a 1400 kg/m²s, a redução é menor que 5%. Além disso, independente da velocidade mássica, tem-se que o dissipador de calor com microcanais (**Caso 2**) consegue manter a temperatura do processador menor (em média 34%) quando comparada ao dissipador com canal único retangular (**Caso 3**); da mesma forma, no **Caso 2**, observa-se que para $G > 200$ kg/m²s a temperatura do processador encontra-se dentro da faixa segura de operação térmica (segundo o fabricante, $T_{max} = 60$ °C e $T_{ótima} = 45$ °C).

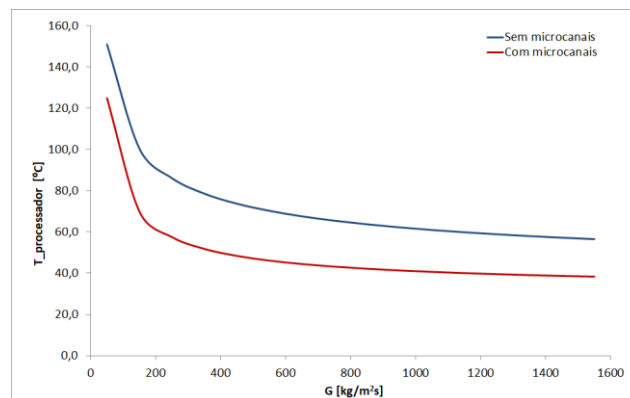


Figura 3. Comparação do dissipador baseado em microcanais (**Caso 2**) com um dissipador de canal retangular (**Caso 3**) sob as mesmas condições de operação.

De maneira análoga, na Fig. 4 mostra-se a comparação entre o **Caso 2** e **Caso 3** para o coeficiente de transferência de calor médio; independentemente do valor da velocidade mássica, o coeficiente de transferência de calor médio é maximizado com a aplicação do dissipador proposto no **Caso 2** para o resfriamento do processador considerado, com um aumento médio de 34% em comparação ao **Caso 3** (sem microcanais).

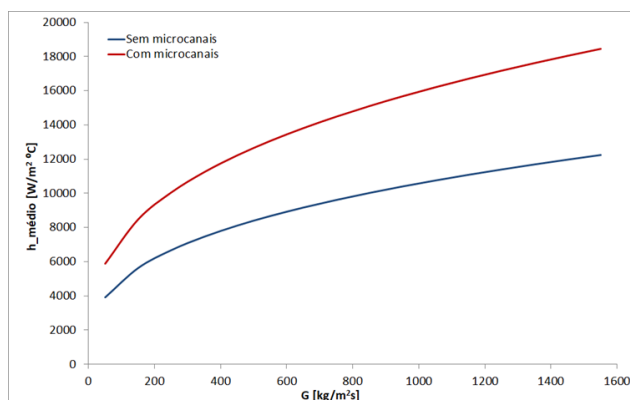


Figura 4. Coeficiente de transferência de calor médio em função da velocidade mássica para ambos os dissipadores.

No caso da temperatura da superfície (que corresponde à temperatura do processador) ao longo do comprimento do microcanal (Fig. 5), considerando $G = 800 \text{ kg/m}^2\text{s}$, tem-se um comportamento regular de aumento da temperatura, sendo o **Caso 2** a melhor opção para o resfriamento do processador, visto que proporciona faixas de aumento de temperatura ao longo do canal menores (em média 35%) quando comparadas ao **Caso 3**.

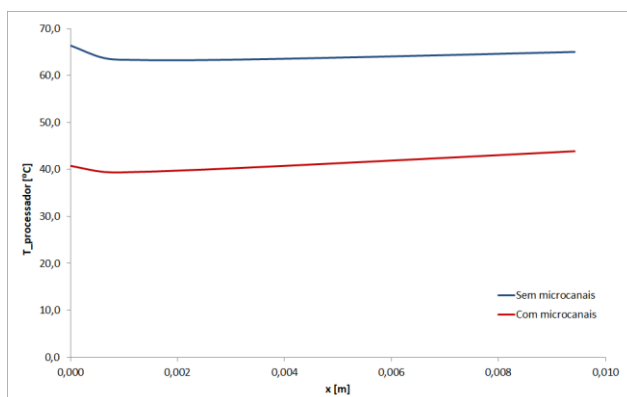


Figura 5. Temperatura da parede do dissipador de calor em função de seu comprimento.

Para a queda de pressão, Fig. 6, o **Caso 2** apresenta valores, em média, 68% maiores que o **Caso 3**. Vale ressaltar que, analisando-se a queda de pressão para $G = 1400 \text{ kg/m}^2\text{s}$, por exemplo, tem-se uma queda de pressão de 7817,4 Pa para o **Caso 2** (dissipador com microcanais) e 2827,7 Pa para o dissipador sem microcanais (**Caso 3**). Os valores de queda de pressão encontrados para o dissipador com microcanais não são significativos (correspondem a uma potência de bombeamento de 36,4 mW), ratificando este dissipador como a melhor opção para o resfriamento de processadores.

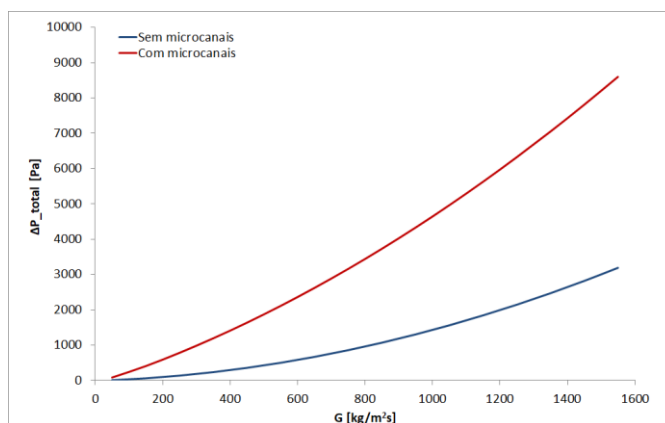


Figura 6. Variação na queda de pressão para os dissipadores analisados.

4. CONCLUSÕES

Em suma, através utilização dos dados de referência sobre os processadores da Intel® Core™, foi possível projetar um dissipador de calor compacto, baseado em multimicrocanais para aplicação com convecção forçada de água (para o caso de resfriamento passivo observou-se valores de temperatura muito acima daqueles recomendados pelo fabricante). Da análise térmica e hidrodinâmica realizada mostrou-se a viabilidade do sistema para a obtenção de valores significativos de coeficiente de transferência de calor, bem como, valores aceitáveis e dentro da faixa de segurança, auxiliando no consequente aumento da eficiência deste sistema.

O **Caso 2** (dissipador de calor com microcanais) apresentou menores valores para a temperatura da superfície (processador) e, conseqüentemente, maiores valores para o coeficiente de transferência de calor médio independente da velocidade mássica analisada. Em consequência da utilização de microcanais obteve-se uma eficiência de aleta de 97,1% (com pontas não adiabáticas) e 97,8% (com pontas adiabáticas). Estes valores, bem como os demais estão condizentes com os da literatura (Lee e Qu, 2006; Ortegon *et al.*, 2019).

Por fim, o modelo térmico proposto ratifica a viabilidade do uso do dissipador de microcanais proposto (**Caso 2**) para o resfriamento de processadores eletrônicos. Ressalta-se que: i) a análise realizada permite avaliar qual faixa de vazão é ideal para a maior eficiência deste dissipador em função da queda de pressão e do coeficiente de transferência de calor, permitindo que o modelo seja passível de adaptações, caso necessário; ii) a análise apresentada também foi realizada considerando como fluido de trabalho o HFE-7100, no entanto, sua utilização no **Casos 2** e **Caso 3** foi inviabilizada visto a necessidade de trabalhar em altas vazões mássicas (aproximadamente 5235,83 kg/m²s para o **Caso 2** e 8758,33 kg/m²s para o **Caso 3**) para manter o sistema em escoamento monofásico e com temperaturas na faixa indicada pelo fabricante.

5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a UNESP, ao apoio financeiro fornecido pelo PPGEM – UNESP/FEIS, ao CNPq (Processo 458702/2014-5) e a FAPESP (Processos 2013/15431-7 e 2019/02566-8).

6. REFERÊNCIAS

BECKERLE, B. Estudo da transferência de calor e queda de pressão na ebulição do R-600a em minicanais paralelos. Unisinos. 2015.

LEE, S.; WEILIN QU. Thermal design methodology for low flow rate single-phase and two-phase micro-channel heat sinks. In: Thermal and Thermomechanical Proceedings 10th ITherm, 2006. 2006. [S.l.: s.n.], 2006. p. 19–32.

MAHMOUD, S.; AL-DADAH, R.; ASPINWALL, D.,K.; SOO, S.,L.; HEMIDA, H. Effect of micro fin geometry on natural convection heat transfer of horizontal microstructures. In: Applied Thermal Engineering, v. 12, n. 31, p. 627-633, 2011.

MEHENDALE, A.; RAMESH. Fluid flow and heat transfer at micro- and meso-scales with application to heat exchanger design. American Society of Mechanical Engineers, ASME, v. 53, n. 7, p. 175–193, 2000.

MURSHED, S.S.; CASTRO, C.N. A critical review of traditional and emerging techniques and fluids for electronics cooling. In: Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 78, n. 1, p. 821-833, 2017.

ORTEGON, J. et al. Analytical, experimental, and numerical analysis of a microchannel cooling system for high-concentration photovoltaic cells. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, v. 41, n. 255, 2019.

PRAJAPATI, M. P. Y. K.; KHAN, M. K. Numerical investigation of subcooled flow boiling in segmented finned microchannels. In: International Communications in Heat and Mass Transfer, v. 86, n. 1, p. 215-221, 2017.

QU, W.; MUDAWAR. Experimental and numerical study of pressure drop and heat transfer in a single-phase micro-channel heat sink. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 45, n. 12, p. 2549-2565, 2002.

QU, W.; MUDAWAR. Measurement and prediction of pressure drop in two-phase micro-channel heat sinks. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 46, n. 15, p. 2737-2753, 2003.

RAMOS, P. LI, H. L, B.R.; GUERRERO, A.H. CFD study of liquid-cooled heat sinks with microchannel flow field configurations for electronics, fuel cells, and concentrated solar cells. Applied Thermal Engineering, v.31, p.2494-2507, 2011.

TAN LONGWEN WU, M. W. Z. Y. e. P. D. H. Heat transfer improvement in micro- channel heat sink by topology design and optimization for high heat flux processor cooling. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 129, n. 1, p. 681–689, 2019.

7. RESPONSABILIDADE PELAS INFORMAÇÕES

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