

ANÁLISE NUMÉRICA DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM UM DISSIPADOR DE CALOR ALETADO SOB CONDIÇÕES DE RESFRIAMENTO POR CONVECÇÃO FORÇADA

NUMERICAL ANALYSIS OF HEAT TRANSFER IN A FINNED HEAT SINK UNDER FORCED CONVECTION COOLING CONDITIONS

Victor C. L. Maschietto & Thiago Antonini Alves

Programa de Pós-Graduação (Mestrado) em Engenharia Mecânica (PPGEM), Departamento Acadêmico de Mecânica (DAMEC), Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR), Câmpus Ponta Grossa, Av. Monteiro Lobato, s/n, 84.016-210, Ponta Grossa/PR, Brasil, camilolevartowski@hotmail.com, thiagoaalves@utfpr.edu.br, <http://www.utfpr.edu.br/pontagrossa>

Palavras-chave: Transferência de calor, convecção forçada, dissipador de calor aletado, resfriamento de eletroeletrônicos, simulação numérica, ANSYS/Icepak.

Resumo. Neste trabalho foi realizada uma análise numérica da transferência de calor em um dissipador de calor aletado, de alumínio, sob condições de aquecimento discreto e resfriamento por convecção forçada de ar atmosférico, em um canal quadrado horizontal. As equações governantes com suas condições de contorno foram resolvidas numericamente pelo Método dos Volumes de Controle, através do *software ANSYS/IcepakTM 18.0*. Após um estudo de refinamento de malha computacional, os resultados numéricos foram obtidos com uma malha 3D não-uniforme contendo 2.600.880 volumes de controle. Esta malha computacional foi mais concentrada nas regiões próximas às interfaces sólido-fluido, devido aos maiores gradientes das variáveis primitivas. As propriedades termofísicas do fluido e do sólido foram obtidas do *software EESTM*. Na faixa de investigação do número de *Reynolds*, de 7.500 até 23.000, o escoamento forçado sob o dissipador de calor aletado era turbulento. A temperatura média de operação, a queda de pressão, o fator de atrito e o número de *Nusselt* médio, foram apresentados e comparados, quando possível, com resultados experimentais.

Keywords: Heat transfer, forced convection, finned heat sink, electronic cooling, numerical simulation, ANSYS/Icepak.

Abstract. In this paper, a numerical analysis of the heat transfer in an aluminum heat sink was performed under discrete heating conditions and forced convection of atmospheric air, in a horizontal square channel. The governing equations with their boundary conditions were solved numerically by the Control Volume Method, with ANSYS/IcepakTM 18.0 software. After a computational mesh refinement study, numerical results were obtained with a non-uniform 3D mesh containing 2,600,880 control volumes. This computational mesh was more concentrated in the regions close to the solid-fluid interfaces, due to the greater gradients of the primitive variables. The thermophysical properties of the fluid and the solid were obtained from the EESTM software. In the *Reynolds* number research range, from 7,500 to 23,000, the forced flow under the finned heat sink was turbulent. Operating temperature, pressure drop, friction factor and mean *Nusselt* were presented and compared, where possible, with experimental results.

1 INTRODUÇÃO

Em razão do contínuo desenvolvimento dos dispositivos eletroeletrônicos em busca de melhor desempenho e redução de tamanho, a dissipação do calor ainda é um desafio presente nos projetos (Hamdi et al., 2018). Com o aumento da potência e a redução nas dimensões destes aparelhos, o gerenciamento térmico tem se tornado fundamental no projeto dos dispositivos eletroeletrônicos (Zhou et al., 2009). O comportamento do fator de falha do componente eletroeletrônico aumenta quase que exponencialmente com a temperatura de operação, que não deve ultrapassar valores entre 85°C e 100°C (Antonini Alves et al., 2015). Apesar do avanço na tecnologia de resfriamento, a causa da maioria das falhas no funcionamento dos equipamentos ocorre devido ao superaquecimento causado pelo gerenciamento térmico inadequado (Anandan e Ramalingam, 2008).

De acordo com Antonini Alves et al. (2015), as modernas tecnologias de empacotamento eletroeletrônico requerem uma combinação de materiais e mecanismos de transferência de calor adequados para manter as temperaturas dos componentes em um nível aceitável. Dessa forma, muita atenção tem se destinado a sistemas de resfriamento eficientes e capazes de remover o calor gerado durante o funcionamento destes equipamentos, mantendo-os estáveis e confiáveis (Huang et al., 2011). A utilização de convecção forçada e de dissipadores de calor aletados são comumente aplicados nos dispositivos eletroeletrônicos para a remoção de calor, devido a simplicidade, elevada credibilidade e baixo custo dos componentes (Li e Chiang, 2011).

No presente trabalho, uma análise numérica das condições de operação de um conjunto de aletas planas retangulares foi analisada, sob condições de aquecimento discreto e resfriamento através de convecção forçada de ar atmosférico, sob escoamento turbulento. Este é um problema associado ao resfriamento por convecção forçada de um dissipador de calor aletado, utilizado em componentes periféricos de microcomputadores comuns.

2 METODOLOGIA

No Laboratório de Pesquisa Computacional (LPC), vinculado ao Programa de Pós-Graduação (Mestrado) em Engenharia Mecânica (PPGEM) do Departamento Acadêmico de Mecânica (DAMEC) da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR)/Câmpus Ponta Grossa, foi possível a execução de simulações numéricas utilizando-se o *software* comercial *Icepak*TM, pertencente a *ANSYS*TM, versão 18.0.

Como mencionado anteriormente, no presente trabalho, busca-se estudar numericamente a transferência de calor que ocorre em componentes periféricos de microcomputadores comuns. Nestes dispositivos, um ventilador é responsável pelo escoamento forçado que incide sobre um dissipador de calor aletado, que é aquecido por um *chip*. Portanto, para a realização desta pesquisa, foram realizadas simulações numéricas que buscam aproximar a transferência de calor que ocorre nestes equipamentos eletroeletrônicos. Em alguns casos, comparações com dados experimentais foram realizadas.

Neste contexto, o modelo simulado no *ANSYS/Icepak*TM constitui-se de um canal quadrado, composto por placas de acrílico de 4 mm de espessura, com dimensões internas de 80 mm de aresta, por 400 mm de comprimento, conforme mostra a Figura 1. Uma das extremidades deste canal é aberta para a saída do ar e a outra extremidade possui um ventilador comercial *Panasonic*TM ASFN 82371, que sopra ar atmosférico para dentro. No canal de acrílico existe um dissipador de calor aletado, distante 100 mm do ventilador, montado sobre um bloco de alumínio, que transmite a potência dissipada pelas resistências elétricas ao dissipador aletado.

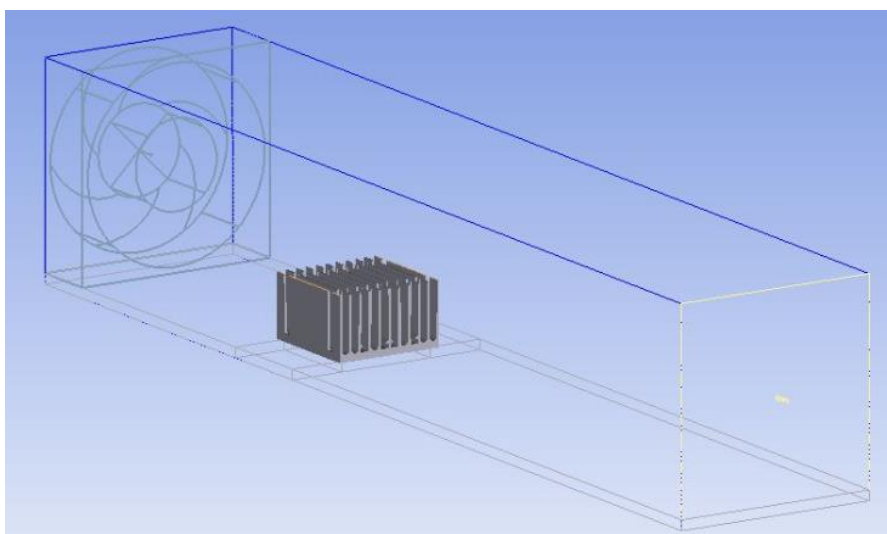


Figura 1: Modelo construído no ANSYS/Icepak™

2.1 Modelagem Numérica

A construção do modelo gerado no ANSYS/Icepak™ inicia com a importação da geometria do dissipador de calor, que foi previamente modelado em um *software* CAD devido a suas complexidades geométricas. Para o reconhecimento da geometria como um dissipador de calor utilizado no resfriamento de eletroeletrônicos, utilizou-se o comando *simplify*, na aba *electronics*, no *menu* de ferramentas. Indica-se também que trata-se de uma geometria CAD, selecionando-se “*Level 3 (CAD object)*”, na mesma aba *electronics*.

O próximo passo foi especificar as dimensões do invólucro (canal de acrílico), pois automaticamente o ANSYS/Icepak™ gera o invólucro ao redor da geometria importada. Para isso, selecionou-se a opção *cabinet*, e inseriu-se as dimensões da geometria a ser analisada. Especificou-se que existe uma abertura em uma das extremidades do volume de controle a ser analisado, utilizando-se o comando *opening*. Na extremidade de entrada do volume de controle, inseriu-se um ventilador, buscando-se na biblioteca do *software* o item desejado. Neste caso, por motivos de comparação com testes experimentais, utilizou-se o ventilador Panasonic™ ASFN 82371.

Abaixo do dissipador de calor aletado, que foi importado e estava presente no modelo, inseriu-se um bloco aquecedor, de alumínio extrudado, com espessura de 10 mm. Ele foi posicionado ao centro do dissipador de calor. Este bloco foi o responsável pela dissipação de potência, no valor de 25 W, transferindo calor ao dissipador de calor aletado.

2.2 Geração da Malha Computacional

A etapa de geração de malha computacional é fundamental para a obtenção de resultados satisfatórios de uma simulação numérica. Se ela for grosseira demais, a simulação será rápida, porém com resultados pouco confiáveis. Se a malha for muito refinada, bons resultados podem ser obtidos, porém o custo computacional será maior.

O ANSYS/Icepak™ possui seu próprio gerador de malhas, sendo possível especificar o tamanho máximo dos elementos ao longo do volume de controle e refinar a malha computacional na interface fluido/sólido, onde existem maiores gradientes das variáveis primitivas (ANSYS, 2016). Pode-se também especificar que a malha computacional deve ser mais refinada nas geometrias CAD, que foram importadas.

A malha computacional utilizada foi a *Hex-dominant*, disponível no *menu* de seleção como *Mesher-HD*. É uma malha não-estruturada, recomendada para geometrias elípticas e cilíndricas. Esta malha computacional é constituída de elementos hexaédricos, triangulares e piramidais. Na presente análise, uma malha computacional com 2.600.880 elementos foi utilizada, apresentando variações de temperatura na casa de 0,1%, quando comparada com uma malha mais refinada. A [Figura 2](#) apresenta o modelo em corte, com a malha computacional gerada.

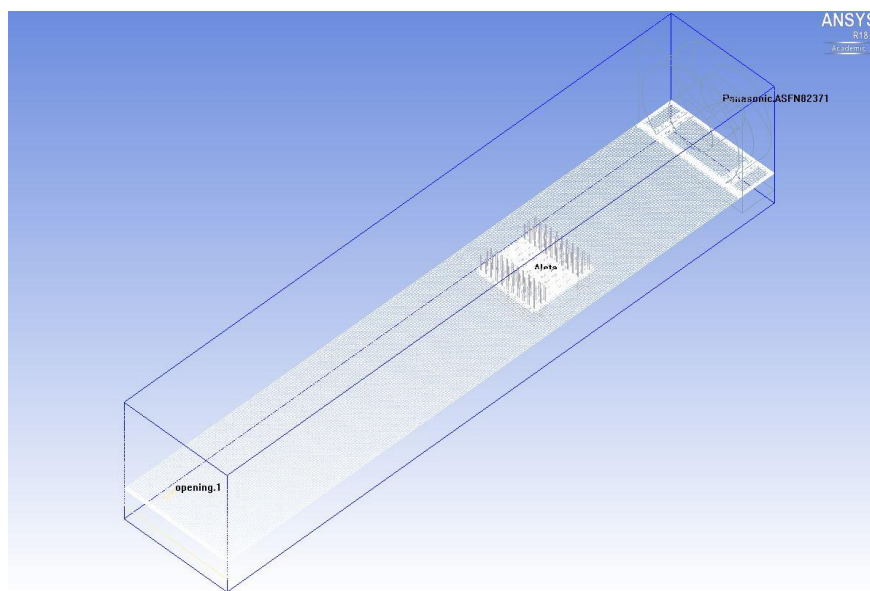


Figura 2: Malha computacional utilizada

2.3 Técnica de Resolução Numérica

Na etapa de configuração da solução, especificou-se que resultados eram esperados para velocidade, pressão e temperatura. Selecionou-se o tipo de convecção como sendo forçada, e o regime do escoamento como turbulento. Foi necessário especificar o modelo de turbulência a ser aplicado, sendo utilizado o modelo de duas equações ($\kappa - \varepsilon$).

A transferência de calor por radiação poderia ser desconsiderada, porém, nesta análise optou-se por incluir a radiação térmica para manter a maior fidelidade aos resultados experimentais disponíveis para comparação. Quando a transferência de calor por radiação foi incluída, deve-se especificar o modelo de radiação utilizado. O Modelo das Ordenadas Discretas foi selecionado, devido a uma recomendação de ANSYS (2016) para geometrias complexas. Finalmente, definiu-se o regime como sendo permanente. Um refinamento nos critérios de convergência foi realizado, alterando-se a configuração padrão para os *residuals*. Para o problema de escoamento fluido, utilizou-se o valor de 10^{-4} no lugar de 10^{-3} padrão, e para o problema térmico manteve-se o valor padrão de 10^{-7} .

O Método SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations*) foi utilizado para o tratamento do acoplamento pressão-velocidade, e este foi o método padrão utilizado por ANSYS/IcepakTM. O algoritmo SIMPLE usa uma relação entre as correções de velocidade e pressão para garantir a conservação de massa e obtenção do campo de pressão. ANSYS (2016) recomenda que alterações não sejam feitas nos fatores de relaxamento padrão, pelo fato de que eles apresentam valores ótimos para a maioria dos casos.

2.4 Equações Governantes

De acordo com Ozturk (2004), as equações governantes que o *software ANSYS/Icepak*TM resolve através do *software ANSYS/Fluent*TM, para regime permanente, considerando o fluido como sendo incompressível, são as equações reduzidas de *Navier-Stokes*, que são definidas nas fronteiras do escoamento, reduzindo assim a dimensão espacial quando comparadas com as equações de *Navier-Stokes*, concomitantemente à equação da Energia. Isto ajuda na redução no tempo de simulação computacional (Kilie, 2006).

- Equação da Continuidade

$$\nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (1)$$

sendo que, ρ é a massa específica e \vec{V} é o vetor velocidade.

- Equação de Conservação do *Momentum* em x

$$\nabla \cdot (\rho u \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \nabla \cdot (\mu_{eff} \nabla u) + \left[-\partial \frac{(\rho \overline{u'^2})}{\partial x} - \partial \frac{(\rho \overline{u'v'})}{\partial y} - \partial \frac{(\rho \overline{u'w'})}{\partial z} \right] - S_{Mx} \quad (2)$$

- Equação de Conservação do *Momentum* em y

$$\nabla \cdot (\rho v \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \nabla \cdot (\mu_{eff} \nabla v) + \left[-\partial \frac{(\rho \overline{u'v'})}{\partial x} - \partial \frac{(\rho \overline{v'^2})}{\partial y} - \partial \frac{(\rho \overline{v'w'})}{\partial z} \right] - S_{My} \quad (3)$$

- Equação de Conservação do *Momentum* em z

$$\nabla \cdot (\rho w \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \nabla \cdot (\mu_{eff} \nabla w) + \left[-\partial \frac{(\rho \overline{u'w'})}{\partial x} - \partial \frac{(\rho \overline{v'w'})}{\partial y} - \partial \frac{(\rho \overline{w'^2})}{\partial z} \right] - S_{Mz} \quad (4)$$

sendo que, u é a componente da velocidade na direção x , \bar{u} é a componente principal da velocidade na direção x , u' é a componente flutuante da velocidade na direção x , v possui as mesmas nomenclaturas para a direção y e w para a direção z . p representa a pressão, μ_{eff} é a viscosidade dinâmica efetiva e S são os termos-fonte.

- Equação de Conservação de Energia

$$\nabla \cdot (\rho h_0 \vec{V}) = -p \nabla \cdot \vec{V} + \nabla \cdot (k_{eff} \nabla T) + S_h \quad (5)$$

sendo que, h_0 representa a entalpia total e k_{eff} é a condutividade térmica efetiva.

3 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Quatro valores do número de *Reynolds* foram analisados no presente trabalho, sendo eles na faixa de 7.500, 10.000, 15.500 e 23.000. O valor de potência dissipada foi mantido constante, 25 W, exceto para o caso de validação do modelo, onde a potência variou entre 5 e 30 W, para a comparação do modelo numérico com os resultados experimentais (Maschietto e Antonini Alves, 2018), como mostra a Figura 3. A barra de erros indica a incerteza de medição dos termopares ($\pm 1,27$ °C), mostrando que os resultados numéricos estão dentro ou bem próximos da faixa de incerteza experimental. Desta forma, valida-se o modelo, tomando a simulação como satisfatória.

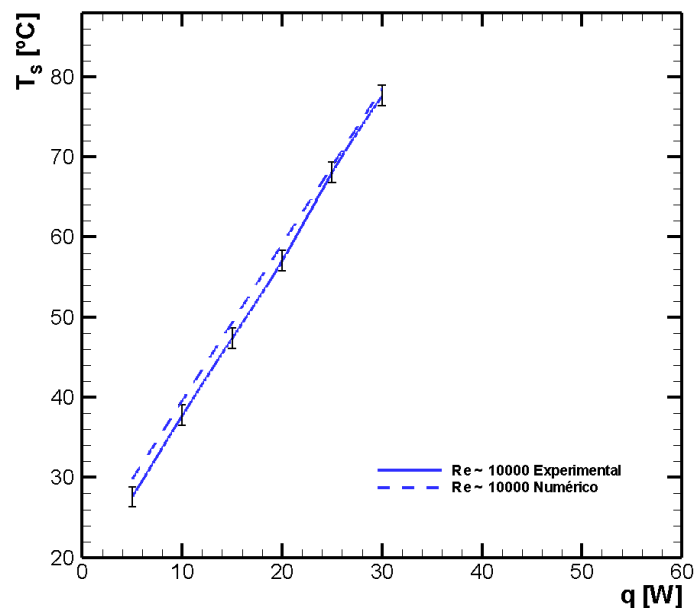


Figura 3: Comparação dos resultados para validação do modelo numérico

Os perfis de velocidade resultantes das análises numéricas estão apresentados na Figura 4. Regiões de recirculação são notadas na saída do ventilador, na parte central. Uma pequena recirculação a montante do dissipador de calor pode ser vista nos quatro casos de escoamento, e maiores recirculações também estão presentes a jusante do dissipador de calor aletado, estas últimas, cobrindo uma área maior conforme o número de *Reynolds* aumenta.

A Tabela 1 apresenta os valores máximos de velocidade (u) e queda de pressão (Δp) no dissipador de calor, para cada caso de escoamento.

<i>Re</i>	u [m/s]	Δp [Pa]
7.500	1,43	0,1652
10.000	1,95	0,2581
15.500	2,94	0,5431
23.000	4,42	1,0905

Tabela 1: Velocidade e queda de pressão máxima

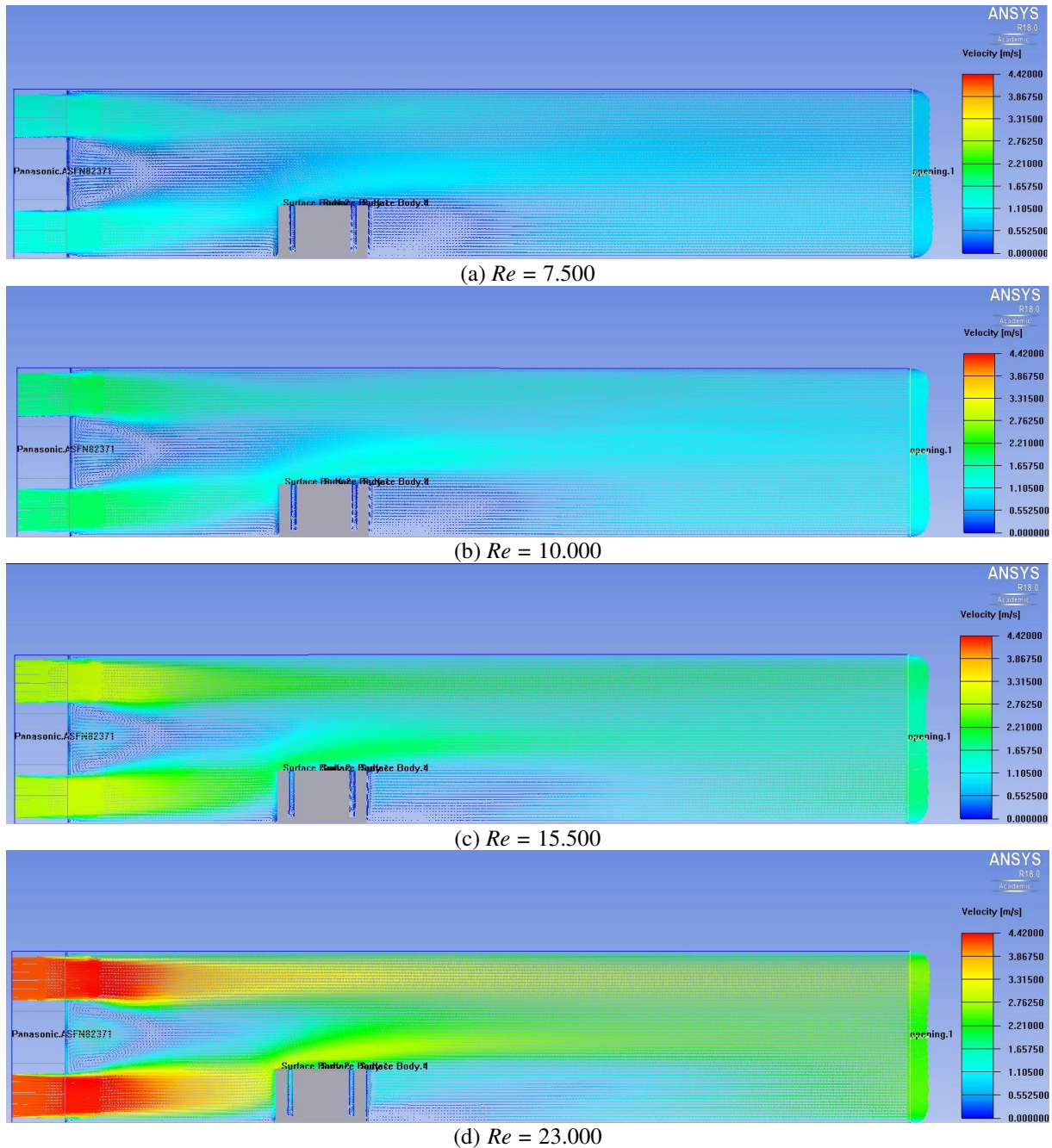


Figura 4: Perfiles de velocidad en los diferentes números de *Reynolds* del flujo

Los contornos de presión a lo largo del canal también fueron analizados, conforme se muestra en la [Figura 5](#). Regiones de mayores presiones se notan a montante del disipador de calor debido al punto de estancamiento en esta región. Independiente de la banda del número de *Reynolds* analizada, siempre la mayor presión será localizada en la región inmediatamente antes del disipador de calor.

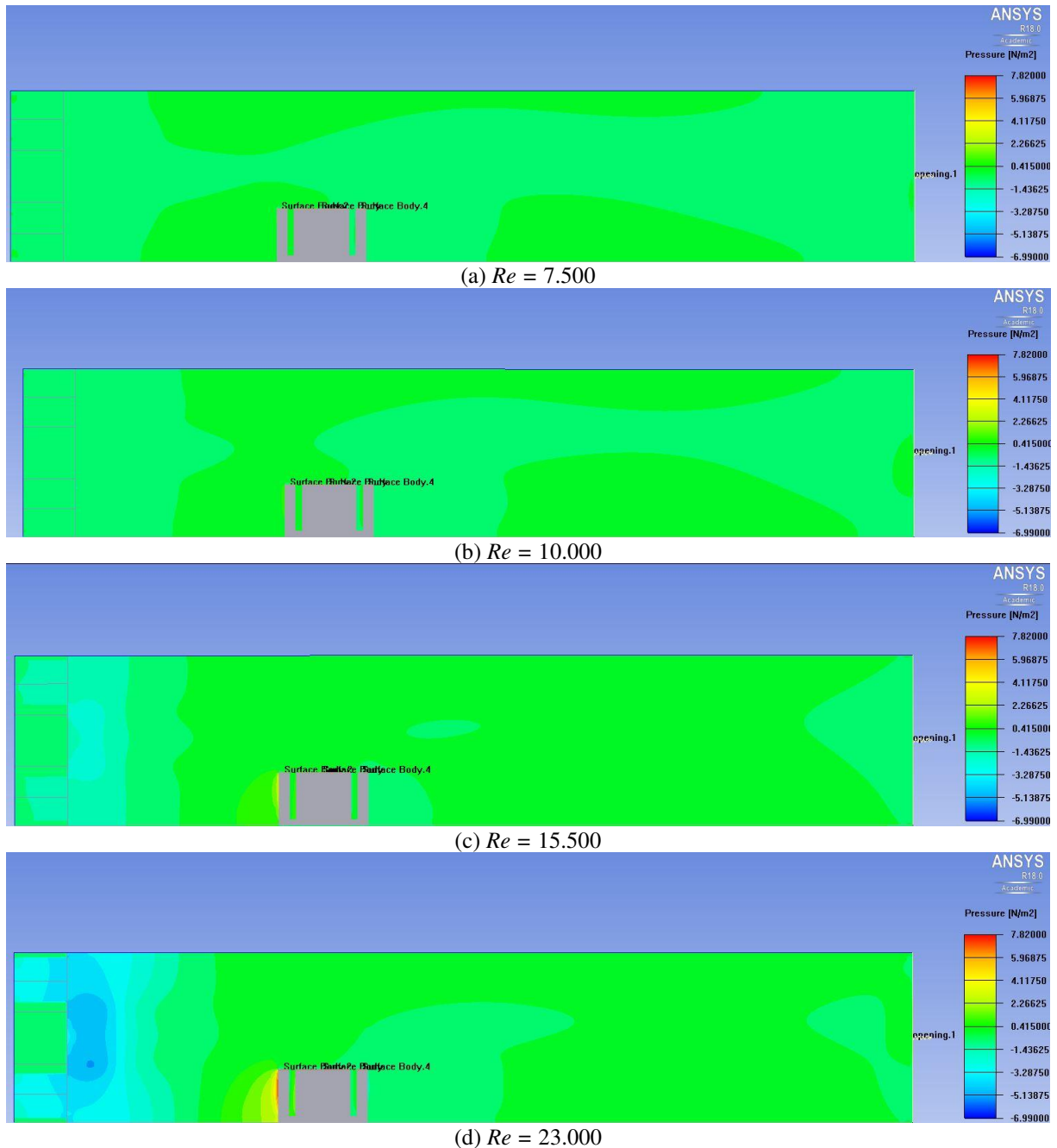


Figura 5: Distribuições de pressão nos diferentes números de *Reynolds* do escoamento

Através da criação de um plano, perpendicular ao escoamento, a montante e a jusante do conjunto de aletas, foi possível a obtenção da queda de pressão nesta configuração. A Tabela 1 mostrou os resultados encontrados para a queda de pressão Δp e a Figura 6 apresenta o comportamento da queda de pressão em função do número de *Reynolds*.

A queda de pressão Δp encontrada no dissipador de calor aletado, é diretamente proporcional ao fator de atrito de *Darcy-Weisbach*, f . A Figura 7 ilustra o comportamento do fator de atrito de *Darcy-Weisbach* com o número de *Reynolds*. Como esperado, f diminui com o aumento de Re .

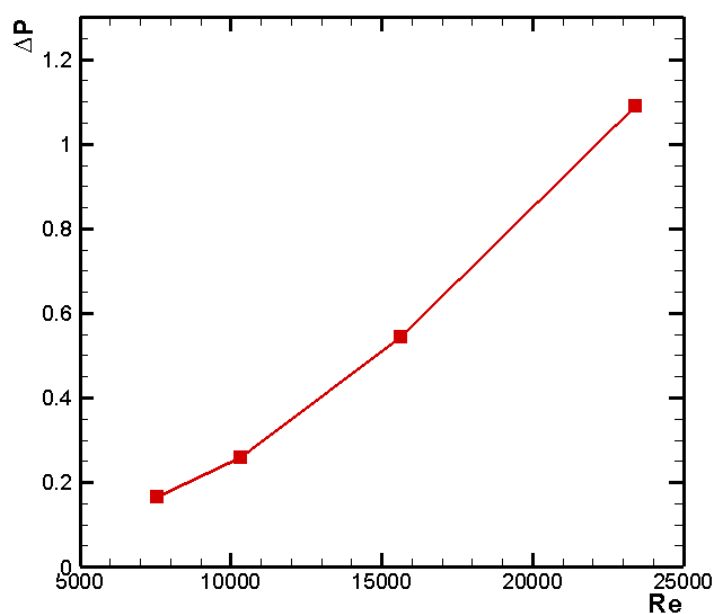


Figura 6: Queda de pressão Δp em função do número de *Reynolds*

A [Equação \(6\)](#) representa uma correlação encontrada para o comportamento de f , com desvios da ordem de apenas 1,5%.

$$f = \frac{315,68}{Re} \quad (6)$$

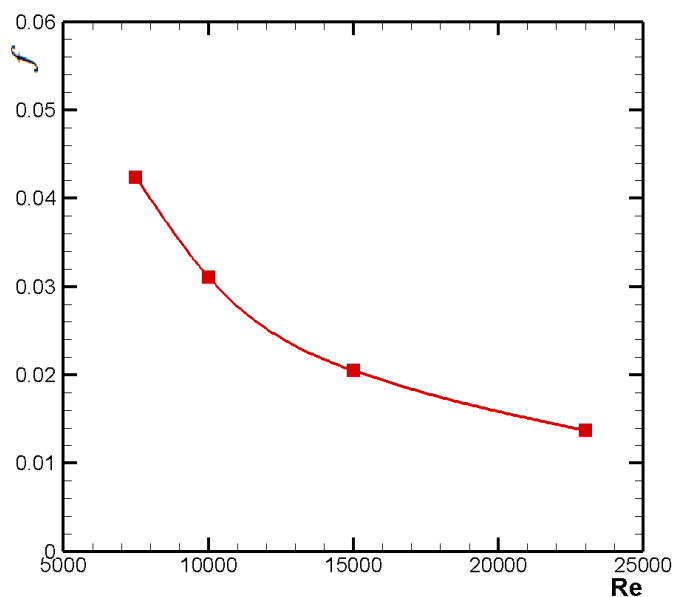


Figura 7: Fator de atrito de *Darcy-Weisbach* em função do número de *Reynolds*

A [Figura 8](#) apresenta a distribuição de temperaturas, para a condição de 25 W de potência dissipada. O plano da figura é o central do canal, passando pelo centro do dissipador de calor.

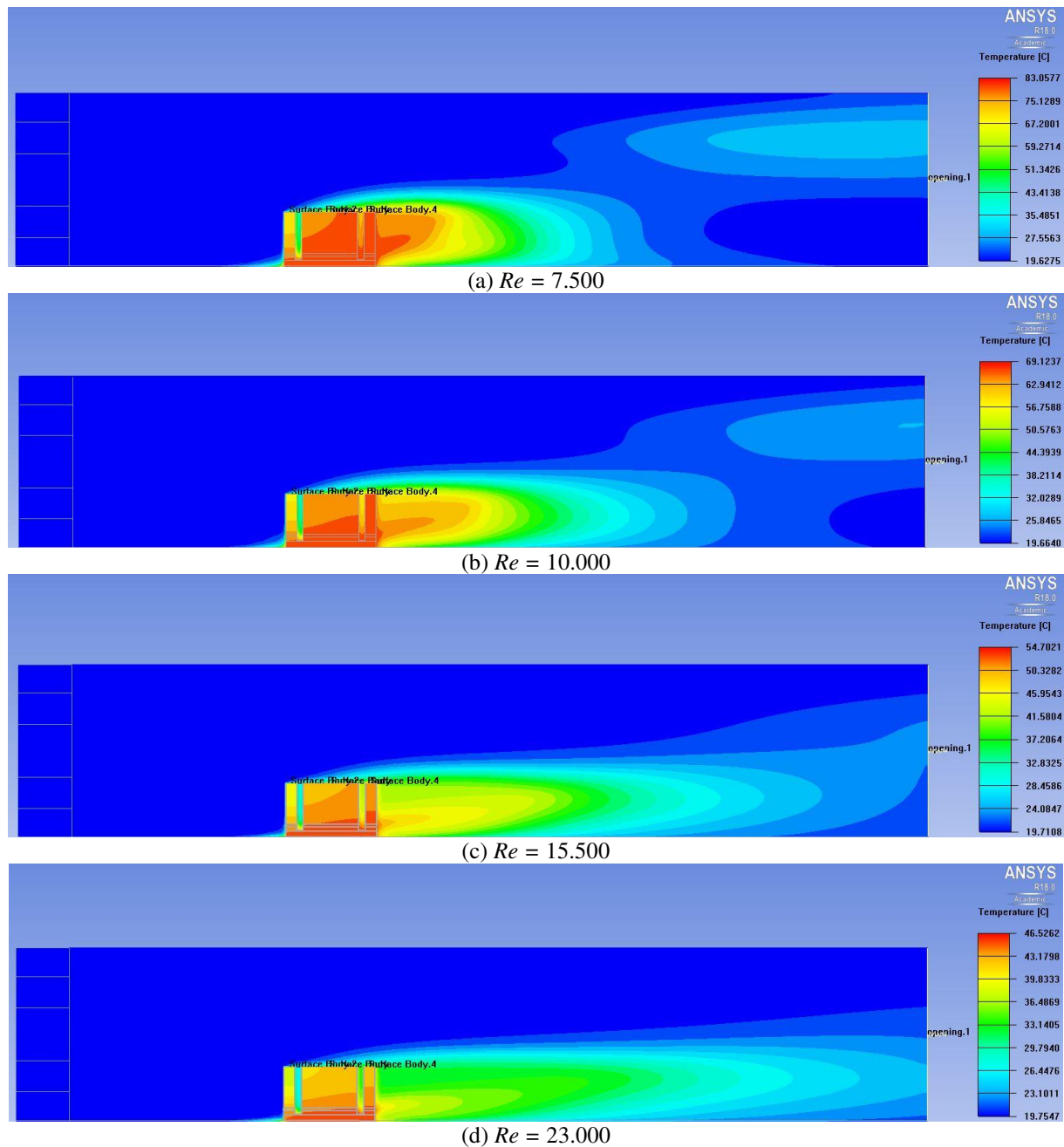


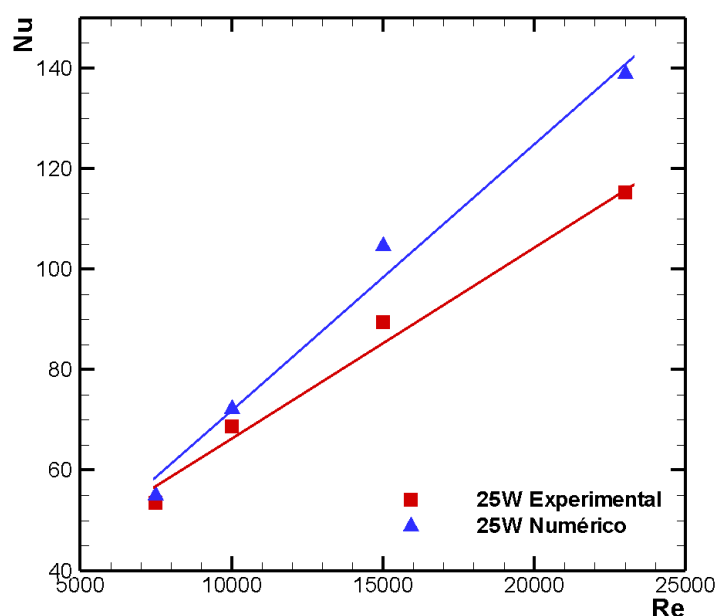
Figura 8: Distribuições de temperaturas nos diferentes números de *Reynolds* do escoamento

Nota-se que a temperatura do dissipador de calor diminui conforme o número de *Reynolds* aumenta, devido ao aumento do coeficiente de transferência de calor por convecção forçada. Percebe-se ainda que as esteiras térmicas se alongam por uma área maior com o aumento do número de *Reynolds*. A Tabela 2 mostra os valores de temperatura máxima atingida no dissipador de calor aletado em função do número de *Reynolds*.

<i>Re</i>	<i>T</i> [°C]
7.500	82,9
10.000	68,9
15.500	54,4
23.000	46,2

Tabela 2: Temperaturas máximas no dissipador de calor aletado

A obtenção do número de *Nusselt* através das análises numérica foi o objetivo desta análise, pois resultados experimentais estavam a disposição para comparação (Maschietto e Antonini Alves, 2018). Lembrando que as simulações foram realizadas para 25 W de potência dissipada, em quatro situações diferentes número de *Reynolds*, a Figura 9 apresenta os valores dos números de *Nusselt* médios obtidos numericamente concomitantemente aos valores obtidos da análise experimental.

Figura 9: Comparação dos valores dos números *Nusselt* médio numérico e experimental

O número de *Nusselt* médio é um parâmetro térmico de grande importância, que aumenta conforme o número de *Reynolds* do escoamento também aumenta. Os resultados numéricos apresentaram desvio de 2,9% no primeiro valor do número de *Reynolds* e 4,9% para o segundo caso. No terceiro e quarto números de *Reynolds*, os resultados numéricos dos números de *Nusselt* médios foram 14,5% e 17% maiores do que os valores experimentais.

Uma correlação para o número de *Nusselt* médio numérico, com desvios entre 0,81% e 4,15% é apresentada pela Equação (7).

$$Nu = 0,0341 Re^{0,8305} \quad (7)$$

4 CONCLUSÕES

Neste trabalho, a transferência de calor de um dissipador de calor aletado, em um canal com convecção forçada, foi analisada numericamente através do *software ANSYS/Icepak™*. Obteve-se os perfis de velocidade, de pressão e de temperatura do caso analisado para quatro diferentes valores do número de *Reynolds*, e as características termofluidodinâmicas do escoamento turbulento, tais como esteira térmica e zonas de recirculação foram brevemente discutidas. Comparou-se o resultado numérico para a máxima temperatura alcançada no dissipador de calor aletado, com valores experimentais. Variações na média de 3,85% foram encontradas na comparação dos resultados, fato que determinou a validação do modelo numérico utilizado. A comparação do número de *Nusselt* médio entre as análises numérica e experimental apresentou aumento no desvio conforme o número de *Reynolds* aumentava, porém estes desvios estão de acordo com resultados encontrados na literatura para trabalhos da mesma natureza. Como sugestão para futuros trabalhos, propõe-se o estudo de otimizações geométricas para dissipadores de calor aletados, variando-se o espaçamento/altura entre as aletas.

AGRADECIMENTOS

Agradecimentos à Pró-Reitoria de Pesquisa e Pós-Graduação, à Diretoria de Pesquisa e Pós-Graduação, ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e ao Departamento Acadêmico de Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR/Ponta Grossa.

REFERÊNCIAS

- Anandan, S. S., Ramalingam, V. “Thermal management of electronics: A review of literature,” *Therm. Sci.*, 12(2):5–25, 2008.
- ANSYS, inc. *Ansys Icepak User’s Guide*, Canonsburg, PA - USA, 2016.
- Antonini Alves, T., Santos, P.H.D., Barbur, M.A. “An Invariant Descriptor for Conjugate Forced Convection-Conduction Cooling of 3D Protruding Heaters in Channel Flow”, *Frontiers of Mechanical Engineering*, 10:263-276, 2015.
- Hamdi, E., Salman, B.H., Kherbeet, A.Sh., Ahmed, M.I. “ Optimization of thermal design of heat sinks: A review”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 118:129–153, 2018.
- Huang, C.H., Lu, J.J., Ay, H. “A Three-Dimensional Heat Sink Module Design Problem with Experimental Verification”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54:1482-1492, 2011.
- Kilie, M.S. et al. Reduced Navier-Stokes equations near a flow boundary. *Physica D*, 217:161 – 185, 2006.
- Li, H.Y. & Chiang, M.H. “Effects of shield on thermal-fluid performance of vapor chamber heat sink”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54:1410–1419, 2011.
- Maschietto, V.C.L., Antonini Alves, T. “Avaliação Experimental da Temperatura de Operação de um Dissipador de Calor Aletado sob Condições de Resfriamento por Convecção Forçada”, *Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, CONEM 2018*.
- Ozturk, Emre. *CFD Analyses of Heat Sinks for CPU Cooling with Fluent*. 2004. 93 f. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica. The Graduate School of Natural and Applied Sciences of Middle East Technical University. 2004.
- Zhou, J.H., Yang, C.X., Zhang, L.N. Minimizing the entropy generation rate of the plate-finned heat sinks using computational fluid dynamics and combined optimization. *Applied Thermal Engineering*, 29:1872-1879, 2009.