

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE DE DISSIPADORES TÉRMICOS PARA COMPONENTES ELETRÔNICOS DE ALTA
POTÊNCIA EM UM EQUIPAMENTO EMBARCADO EM AERONAVE

por

FELIPE GUAHYBA DOS REIS

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, junho de 2013



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

ANÁLISE DE DISSIPADORES TÉRMICOS PARA COMPONENTES ELETRÔNICOS DE ALTA
POTÊNCIA EM UM EQUIPAMENTO EMBARCADO EM AERONAVE

por

FELIPE GUAHYBA DOS REIS

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dra. Thamy Cristina Hayashi
Coordenadora do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Energia e Fenômenos de Transporte

Orientador: Prof. Dr. Francis Henrique Ramos França

Comissão de Avaliação:

Prof. Dra. Adriane Prisco Petry

Prof. Dr. Jorge Rodolfo Silva Zabadal

Prof. Dra. Thamy Cristina Hayashi

Porto Alegre, 21 de junho de 2013

Dedico este trabalho aos meus pais.

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao meu pai, Eng. Gilberto Pereira dos Reis, e à minha mãe, Marcia Elena Guahyba, pelo amor e apoio tanto na vida pessoal como profissional.

ao meu orientador, Prof. Francis Henrique Ramos França, por me auxiliar constantemente no desenvolvimento do trabalho, transmitindo com paixão seus ensinamentos.

de uma maneira especial, ao Lisandro Candiani Maders, pelo apoio, vontade de aprender e ensinar e pela contribuição ativa na realização deste trabalho.

à minha namorada e queridos amigos, pelo apoio e compreensão ao longo da graduação.

REIS, F. G.; Análise de Dissipadores Térmicos para Componentes Eletrônicos de Alta Potência em um Equipamento Embarcado em Aeronave. 2013. 15 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2013.

RESUMO

O presente trabalho propõe um estudo numérico a fim de avaliar a eficiência de dissipadores de calor com diferentes geometrias e materiais construtivos. Eles serão instalados em uma placa de circuito impresso a qual possui processadores que dissipam uma grande quantidade de energia. O sistema faz parte de um computador instalado em uma aeronave de grande porte, de forma que severas condições de contorno são impostas e se fazem de fundamental importância na análise. Os dissipadores propostos são placas que possuem furos circulares ou furos quadrados para a passagem do escoamento e dois materiais construtivos, alumínio ou cobre. O “*software*” utilizado para realizar as simulações computacionais em volumes finitos será o CFX da ANSYS, Inc., auxiliado pelo “*software*” de desenho 3D SolidWorks da Dassault Systèmes S.A. O escoamento no interior dos furos circulares está na região de transição e no interior dos furos quadrados foi caracterizado como laminar. Foi possível, dessa forma, a partir de um modelo laminar, simular a troca de calor entre os dissipadores e os processadores, encontrando-se, que ainda possuindo uma menor área de contato com o fluido, os furos circulares são mais eficientes, pois sua menor área de seção contribui para uma maior velocidade no interior dos furos. Quanto ao material construtivo, as melhores propriedades de condutividade térmica do cobre se mostraram vantajosas na remoção de calor dos processadores. As temperaturas máximas do processador mais quente ficaram entre 90,7 °C para o dissipador com furos circulares em cobre e 95,3 °C para o dissipador de furo quadrado em alumínio. Como somente o dissipador foi estudado, não se observando os efeitos do escoamento externo, conclui-se que qualquer das geometrias ou materiais estudados podem ser utilizados para este problema, pois não se atinge o limite de operação do processador de 100 °C.

PALAVRAS-CHAVE: Dissipador de Calor, Análise Computacional, Método dos Volumes Finitos.

REIS, F. G.; Analysis of Heat Sinks for High Power Output Electronic Components in an Aircraft Embedded Device. 2013. 15 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2013.

ABSTRACT

This report proposes a numerical study to evaluate the efficiency of heat sinks with different geometries and constructive materials. They will be installed on a printed circuit board which has processors that dissipate a large amount of energy. The system is part of a computer installed in a large aircraft, so there are severe boundary conditions imposed and they are of fundamental importance in the analysis. The proposed heat sinks are plates with circular or square holes for the passage of flow and two constructive materials, aluminum or copper. The software employed to perform computer simulations in finite volumes will be the CFX from ANSYS, Inc., aided by the 3D design software SolidWorks from Dassault Systèmes S.A. The flow inside the circular holes is in the transition region, and inside the square holes was characterized as laminar. It was possible, therefore, from a laminar model, simulate the heat exchange between the heat sinks and processors, finding that still having a smaller contact area with the fluid, circular holes are more efficient because its lower sectional area leads to a higher velocity within the holes. Regarding the constructive material, better thermal conductivity properties of the copper proved valid for the removal of heat from the processors. The maximum temperatures of the hottest processor were between 90.7 ° C (heat sink with circular holes made of copper) and 95.3 ° C (heat sink with square holes made of aluminum). Since only the heat sink was studied - the effects of external flow were not observed - it is concluded that any of the tested materials or geometries may be used for this problem, because the operational limit of 100 °C is not reached by the processors.

KEYWORDS: Heat Sink, Computational Analysis, Finite Volume Method.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	1
3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	2
3.1. Condução de calor	2
3.1.1. Condução de calor em chips	2
3.2. Caracterização do escoamento	4
3.3. Convecção de calor.....	4
3.4. Dissipador de calor	5
3.5. Método dos Volumes Finitos	6
3.6. Escoamento Laminar no Método dos Volumes Finitos	6
3.6.1. Conservação de <i>Momentum</i>	6
3.6.2. Conservação de massa.....	7
3.6.3. Conservação de Energia.....	7
4. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA	7
5. METODOLOGIA	8
5.1. Construção dos modelos.....	8
5.2. Geração das malhas	9
5.3. Avaliação das malhas	9
5.4. Caracterização do escoamento.....	10
6. RESULTADOS.....	11
6.1. Dissipador com furos circulares de cobre.....	12
6.2. Dissipador com furos circulares de alumínio	12
6.3. Dissipador com furos quadrados de cobre	12
6.4. Dissipador com furos quadrados de alumínio.....	13
6.5. DISCUSSÃO.....	13
7. VERIFICAÇÃO DA SIMULAÇÃO	13
8. CONCLUSÕES	14
9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	15

LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1 - Esquema da geometria interna e vista em corte de um dispositivo eletrônico tipo DIP com 14 leads [adaptado de Cengel, 2007].	2
Figura 3.2 - Calor gerado na junção de um dispositivo eletrônico flui pelo caminho de menor resistência [adaptado de Cengel, 2007].	3
Figura 3.3 - Escoamento interno através de um tubo e externo sobre ele [adaptado de Cengel, 2007].	4
Figura 4.1 - Estrutura do computador de missão, com destaque nas PCI's.	7
Figura 4.2 - Vista Explodida do Conjunto PCI.	7
Figura 5.1 - Dissipador com furos circulares (modelo em cobre mostrado).	8
Figura 5.2 - Dissipador com furos quadrados (modelo em alumínio mostrado).	8
Figura 5.3 - Malha para dissipador de furos circulares.	9
Figura 5.4 - Teste de independência de malha para a geometria de furos circulares.	10
Figura 5.5 - Campo vetorial de velocidades no sistema.	10
Figura 6.1 - Temperaturas no sistema em vista isométrica (maior temperatura indicada com seta) e corte longitudinal para captar a temperatura do fluido.	12
Figura 6.2 - Temperaturas no sistema e corte longitudinal.	12
Figura 6.3 – Temperaturas no sistema e corte longitudinal.	12
Figura 6.4 – Temperaturas no sistema e corte longitudinal.	13

LISTA DE TABELAS

Tabela 5.1 - Teste de Independência de malha para a geometria de furos circulares.	9
Tabela 5.2 - Teste de Independência de malha para a geometria de furos quadrados.	10
Tabela 5.3 - Número de Reynolds e espessuras da camada limite para os dissipadores.	11
Tabela 6.1 – Temperaturas registradas no segundo processador.	11

1. INTRODUÇÃO

Os avanços na tecnologia nas últimas décadas se devem, em parte, ao advento dos circuitos integrados e suas aplicações em computadores e sistemas eletrônicos. Esses avanços estão, no momento, limitados por nossa capacidade de resfriar estes dispositivos [Incropera, 2008].

Entre as razões para que a tecnologia de resfriamento seja sempre essencial no projeto de equipamentos eletrônicos pode-se citar as duas seguintes como fundamentais:

- Termodinamicamente todos os equipamentos eletrônicos estão sob um processo de geração de calor pelo efeito Joule, o qual necessita ser removido de forma eficiente para manter a operação contínua do equipamento.
- Termofisicamente, a confiabilidade e atuação de todos os equipamentos eletrônicos são melhores sob temperaturas moderadas, até aproximadamente 90 °C [Kim “*et al.*”, 1996].

A determinação de um dissipador capaz de retirar calor de um componente eletrônico de forma eficiente é imprescindível para um sistema embarcado em uma aeronave, pois os riscos envolvidos em uma falha possuem proporções sérias, de forma que um projeto inadequado do componente abordado neste trabalho pode levar a leituras incorretas dos parâmetros de voo por parte do comandante da aeronave.

Este trabalho tem como objetivo analisar diferentes tipos de dissipadores de calor, tanto em seu material construtivo como geometria, para a determinação do mais apto ao acoplamento com microprocessadores pertencentes a um computador utilizado em uma aeronave de grande porte. O “*software*” utilizado para realizar as simulações computacionais em volumes finitos será o “*software*” CFX da ANSYS, Inc., auxiliado pelo “*software*” de desenho 3D SolidWorks da Dassault Systèmes S.A.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Os estudos na área de dissipação de calor em circuitos eletrônicos se concentram em diferentes áreas, como na otimização do material do dissipador mostrando que é possível realizar a dissipação térmica utilizando materiais poliméricos [Patel et al., 2012]; no estudo da geometria dos dissipadores, que, devido à miniaturização dos sistemas eletrônicos, devem retirar mais calor com menos espaço auxiliados pela tecnologia dos microcanais [Kandlikar, 2005]; e na análise de processos de transferência de calor com ou sem troca de fase [Krishnan et al, 2005].

Uma consideração importante na seleção de uma técnica de arrefecimento é o meio em que o equipamento eletrônico deverá operar. Simples orifícios nos arredores dos componentes geradores de calor podem ser suficientes para o resfriamento de baixo consumo de eletrônicos, como uma televisão ou um DVD player, e um ventilador pode ser adequado para a operação segura de um computador de médio porte. Mas o controle térmico do sistema eletrônico de uma aeronave simples é uma tarefa mais complexa, uma vez que as condições ambientais, neste caso, oscilarão de um extremo a outro em questão de minutos. Em aplicações em projetos de aeronaves, o ambiente pode mudar de 1 atm e 35°C no solo, até 19 kPa (0,2 atm) e -60°C em um cruzeiro típico a uma altitude de 12000 m em poucos minutos. Em velocidades supersônicas, a temperatura de superfície de alguns componentes da aeronave pode chegar a 200°C acima da temperatura do ambiente. A duração prevista da operação em um ambiente hostil também é uma consideração importante no projeto térmico. Assim, o projeto térmico do resfriamento eletrônico para uma aeronave que realiza viagens que duram horas será bastante diferente daquele de um míssil que tem uma operação de poucos minutos. Ar é o fluido de arrefecimento preferido, uma vez que é benigno, prontamente disponível e não propenso a vazamentos [Cengel, 2007].

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1. Condução de calor

O arrefecimento por condução é baseado na difusão de calor através de um sólido, líquido ou de gás como um resultado de interações moleculares na ausência de qualquer fluido em movimento. A condução de calor unidimensional estacionária através de um plano médio de espessura L , superfície de troca de calor A e condutividade térmica k é dado por:

$$\dot{Q} = kA \frac{\Delta T}{L} = \frac{\Delta T}{R} \quad (W) \quad (3.1)$$

onde:

$$R = \frac{L}{kA} = \frac{\text{Espessura}}{\text{Condutividade térmica} \times \text{Área de troca de calor}} \quad (3.2)$$

a Eq. (3.2) representa a resistência térmica do meio e ΔT é a diferença de temperatura através do meio. Note que essa abordagem é análoga à corrente elétrica sendo igual à diferença de potencial dividido pela resistência elétrica.

3.1.1. Condução de calor em chips

Segundo Cengel, 2007, a análise da condução de calor de um dispositivo eletrônico começa com o circuito ou junção de um “chip”, que é o local de geração de calor. Para o entendimento dos mecanismos de transferência de calor, o encapsulamento de “chip” considerado será o DIP (*dual in-line package*) mostrado na Figura 3.1.

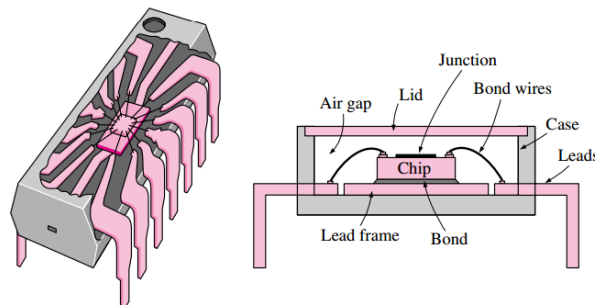


Figura 3.1 - Esquema da geometria interna e vista em corte de um dispositivo eletrônico tipo DIP com 14 leads [adaptado de Cengel, 2007].

O calor gerado na junção se espalha em todo o chip e é conduzido ao longo da espessura do chip. A propagação de calor a partir da junção para o corpo do chip é tridimensional na natureza, mas pode ser aproximado como unidimensional adicionando uma *resistência térmica de constrição* à rede de resistência térmica. Para uma pequena área de geração de calor de diâmetro d em um corpo consideravelmente maior, a resistência de constrição é dada por:

$$R_{\text{constrição}} = \frac{1}{\sqrt{\pi}dk} \quad (^\circ\text{C}/\text{W}) \quad (3.3)$$

onde k é a condutividade térmica do corpo maior.

O chip é fixado à armação principal com um material de ligação altamente condutor que fornece um caminho de baixa resistência para o fluxo de calor a partir do chip para a armação. Não existe nenhuma ligação metálica entre a armação de metal e as ligações do encapsulamento, uma vez que isto ocasionaria um curto-circuito no chip inteiro. Portanto, o fluxo de calor do chip para a armação é realizado através de um material dielétrico como um

polímero ou cerâmica. O calor é em seguida transportado para fora do dispositivo eletrônico através das ligações do encapsulamento. Ao resolver um problema de transferência de calor, muitas vezes é necessário fazer algumas simplificações a respeito do caminho de fluxo de calor primário e as magnitudes de transferência de calor em outras direções (Figura 3.2). No encapsulamento discutido acima, por exemplo, a transferência de calor através da parte superior não é considerada, pois é muito pequena devido à grande resistência térmica do espaço de ar estagnado entre o chip e a tampa. A transferência de calor a partir da base do dispositivo eletrônico também é considerada insignificante devido à baixa condutividade térmica do material de encapsulamento e a falta de convecção efetiva na superfície da base.

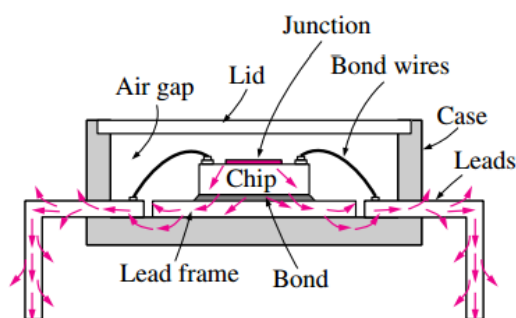


Figura 3.2 - Calor gerado na junção de um dispositivo eletrônico flui pelo caminho de menor resistência [adaptado de Cengel, 2007].

A determinação analítica da resistência térmica entre a junção e o encapsulamento de um dispositivo eletrônico pode ser uma tarefa bastante complexa, e pode envolver considerável incerteza. Por isso, os fabricantes de dispositivos eletrônicos geralmente determinam este valor experimentalmente e o listam como parte de sua descrição do produto. Quando a resistência térmica é conhecida, a diferença de temperatura entre a junção e a superfície externa do dispositivo pode ser determinada a partir de:

$$\Delta T_{\text{junção-encapsulamento}} = T_{\text{junção}} - T_{\text{encapsulamento}} = \dot{Q} R_{\text{junção-encapsulamento}} \quad (^\circ\text{C}) \quad (3.4)$$

onde \dot{Q} é a potência consumida pelo equipamento.

A determinação da temperatura real da junção depende da temperatura do ambiente T_{ambiente} e também da resistência térmica entre o encapsulamento e o ambiente $R_{\text{encapsulamento-ambiente}}$. A magnitude dessa resistência depende do tipo de ambiente (como ar ou água) e a velocidade do fluido. As duas resistências térmicas discutidas acima estão em série e a resistência total entre a junção e o ambiente é determinada simplesmente as adicionando:

$$R_{\text{total}} = R_{\text{junção-ambiente}} = R_{\text{junção-encapsulamento}} + R_{\text{encapsulamento-ambiente}} \quad \left(\frac{^\circ\text{C}}{\text{W}} \right) \quad (3.5)$$

Muitos fabricantes de dispositivos eletrônicos apresentam a resistência total entre a junção e o ambiente para várias configurações possíveis de chips e condições ambientais. Uma vez que a resistência térmica total está disponível, a temperatura da junção correspondente ao consumo de energia especificado (ou taxa de dissipação de calor) de \dot{Q} é determinada a partir de:

$$T_{\text{junção}} = T_{\text{ambiente}} + \dot{Q} R_{\text{junção-ambiente}} \quad (^\circ\text{C}) \quad (3.6)$$

3.2. Caracterização do escoamento

O escoamento de fluido ao longo de um corpo, tal como um transistor, é chamado escoamento externo, e o fluxo através de um espaço confinado, tal como dentro de um tubo ou através da área de passagem entre duas placas de circuito paralelas em um compartimento é chamado escoamento interno (Figura 3.3). Ambos os tipos de escoamento são encontrados em um sistema eletrônico comum.

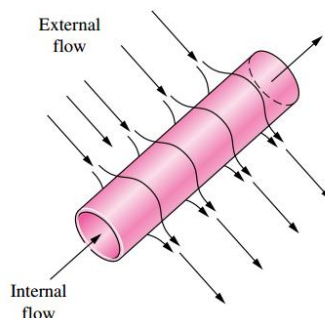


Figura 3.3 - Escoamento interno através de um tubo e externo sobre ele [adaptado de Cengel, 2007].

Pode-se classificar o escoamento em um fluido como sendo laminar (liso e aerodinâmico) ou turbulento (movimento aleatório de partes de fluido). O escoamento turbulento é desejável em aplicações de transferência de calor, uma vez que resulta em coeficientes de transferência de calor mais elevados. Por razões semelhantes, escoamentos turbulentos também resultam em coeficientes de atrito mais elevados, o que exige um ventilador mais potente (ou de uma bomba para líquidos). Estudos experimentais mostram que a turbulência tende a ocorrer em velocidades maiores, durante o escoamento sobre corpos de grandes dimensões ou durante o escoamento através de canais maiores com fluidos de viscosidades menores. Estes efeitos são combinados no número de Reynolds adimensional, definido como:

$$Re = \frac{VL_c}{\nu} \quad (3.7)$$

onde

V = velocidade do fluido (velocidade livre para o escoamento externo e média para escoamento interno), m/s

L_c = comprimento característico da geometria (o caminho por onde o fluido escoar, no escoamento externo, e o diâmetro equivalente no escoamento interno), m

$\nu = \mu/\rho$ = viscosidade cinemática do fluido, m^2/s

O número de Reynolds no qual o escoamento muda de laminar para turbulento é chamado de *Número de Reynolds Crítico*, o qual possui valores típicos de 2300 para escoamento interno, 500000 para escoamento sobre uma placa plana e 200000 para escoamento sobre um cilindro ou esfera [Cengel, 2007].

3.3. Convecção de calor

Convecção é um processo de transporte de massa caracterizado pelo movimento de um fluido devido à diferença de massa específica, especialmente por meio de calor. A transferência de calor por convecção é expressa pela *Lei de Resfriamento de Newton* por:

$$\dot{Q} = hA_s(T_s - T_{fluido}) \quad (W) \quad (3.8)$$

onde

h = coeficiente de transferência de calor médio, W/m^2

A_s = área de superfície de transferência de calor, m^2

T_s = temperatura da, $^{\circ}C$

T_{fluido} = temperatura do fluido suficientemente longe da superfície de escoamento externo, e temperatura média do fluido em um local específico do escoamento, $^{\circ}C$

Quando a carga térmica é distribuída uniformemente nas superfícies com um fluxo de calor constante \dot{q} , a taxa total de transferência de calor também pode ser expressa como:

$$\dot{Q} = \dot{q}A_s \quad (W) \quad (3.9)$$

Em escoamento plenamente desenvolvido através de um cano ou duto (isto é, quando os efeitos de entrada são insignificantes) submetido a fluxo de calor constante na superfície, o coeficiente de transferência de calor por convecção h permanece constante. Neste caso, tanto a temperatura superficial T_s quanto a temperatura do fluido T_{fluido} aumentam linearmente, mas a diferença entre elas, $T_s - T_{fluido}$, permanece constante. Então, o aumento da temperatura da superfície acima da temperatura do fluido pode ser determinado a partir da Eq. (3.9):

$$\Delta T_{\text{aumento ,superfície}} = T_s - T_{fluido} = \frac{\dot{Q}_{conv}}{hA_s} \quad (^{\circ}C) \quad (3.10)$$

O aumento da temperatura da superfície é inversamente proporcional ao coeficiente de transferência de calor por convecção. Portanto, quanto maior for o coeficiente de convecção, mais baixa a temperatura de superfície dos componentes eletrônicos. Quando a temperatura de saída do fluido, $T_{saída}$, é conhecida, a maior temperatura de superfície que irá ocorrer no fim do canal de escoamento pode ser determinado a partir da Eq. (3.10):

$$T_{s,max} = T_{fluido,max} + \frac{\dot{Q}}{hA_s} = T_{out} + \frac{\dot{Q}}{hA_s} \quad (^{\circ}C) \quad (3.11)$$

Se esta temperatura está dentro da faixa de segurança, então não é necessário haver preocupação com as temperaturas em outros locais. Se estiver fora da faixa, porém, pode ser necessário usar um ventilador maior para elevar a capacidade de transporte de calor do escoamento do fluido.

Na análise de convecção, o coeficiente de transferência de calor de convecção h é geralmente expresso em termos do número de Nusselt Nu (adimensional) como:

$$h = \frac{k}{D} Nu \quad (W/m^2 \cdot ^{\circ}C) \quad (3.12)$$

onde k é a condutividade térmica do fluido e D é o diâmetro, comprimento característico da geometria.

3.4. Dissipador de calor

Segundo Gopalakrishnan et al., 2008, um dissipador de calor na indústria eletrônica é um dispositivo utilizado em computadores para remover a grande quantidade de calor gerada em seus componentes durante sua operação, incluindo circuitos integrados como processadores e placas gráficas.

O dissipador consiste, normalmente, de uma ou mais superfícies planas e um arranjo de aletas para aumentar a área de contato com o fluido, aumentando, desta forma, a taxa de dissipação de calor. Uma combinação de dissipador de calor e um ventilador é largamente utilizada.

Dissipadores são fabricados a partir de materiais que possuam uma boa condutividade térmica, como o cobre ou uma liga de alumínio. O cobre é significativamente mais pesado e caro que o alumínio, porém sua condutividade térmica é aproximadamente 70% maior. Algumas formas comuns de fabricação de dissipadores são:

- Estampagem: Folhas de cobre ou alumínio são estampadas nas formas desejadas. São amplamente utilizados no resfriamento de componentes eletrônicos e oferecem um baixo custo para problemas de baixa densidade térmica;
- Extrusão: Esse método permite a formação de estruturas mais complexas que são capazes de dissipar mais calor (é possível fabricar com maior número de aletas, aumentando o desempenho);
- Soldagem: A eficiência de um dissipador pode ser significativamente melhorada com o aumento da área de contato com o fluido. Esse método permite a soldagem de aletas à base de alumínio;
- Fundição: Essa tecnologia é empregada em dissipadores que possuem uma alta densidade de aletas e fornecem o melhor desempenho quando a convecção forçada é utilizada.

3.5. Método dos Volumes Finitos

O método dos volumes finitos (MVF) utiliza como ponto de partida a forma integral da equação da conservação. O domínio de solução é dividido em um número finito de volumes de controle (VC) contíguos, e a equação da conservação é aplicada a cada VC. No centróide de cada VC localiza-se um nó computacional, no qual são calculados os valores das variáveis, sendo os valores das variáveis nas superfícies dos VC obtidos por interpolação em função dos valores nodais (centro do VC). Os integrais de volume e de superfície são aproximados usando fórmulas de quadratura apropriadas. Como resultado, obtém-se uma equação algébrica para cada VC, na qual aparecem os valores das variáveis no nó analisado e nos vizinhos.

O MVF pode ser aplicado a qualquer tipo de malha, por isso adapta-se a geometrias complexas. A malha define apenas as fronteiras do volume de controle e não necessita estar relacionada com um sistema de coordenadas. O método é inerentemente conservativo, contando que os integrais de superfície (que representam fluxos convectivos e difusivos) sejam os mesmos em faces partilhadas por VC.

A aproximação com o MVF é talvez a de compreensão mais simples, pois todos os termos que precisam ser aproximados têm significado físico, razão pela qual é largamente empregado em problemas de engenharia [Gonçalves, 2007].

3.6. Escoamento Laminar no Método dos Volumes Finitos

O escoamento laminar é regido pelas equações transientes de Navier-Stokes mostradas abaixo. Escoamentos ocorrem em regime laminar apenas em condições de baixo número de Reynolds. O transporte de energia no fluido ocorre somente por interação molecular (difusão). No caso de escoamentos de alta velocidade, o trabalho das tensões viscosas podem também contribuir para a transferência de energia. Se uma simulação for configurada utilizando o modelo de escoamento laminar, mas em condições de escoamento turbulento, a convergência é difícil e a simulação não atinge a solução correta [CFX Guides, 2012].

3.6.1. Conservação de *Momentum*

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + v \cdot \nabla v \right) = -\nabla p + \mu \nabla^2 v \quad (3.13)$$

3.6.2. Conservação de massa

$$\nabla \cdot \mathbf{v} = 0 \quad (3.14)$$

3.6.3. Conservação de Energia

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} = \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (3.15)$$

4. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

O dissipador tratado no trabalho será acoplado a duas placas de circuito impresso (PCI) encarregadas do processamento de dados de um computador de missão embarcado em aeronave em um ambiente não pressurizado. Nesse computador, há espaço para diversas estruturas que atuarão em diferentes funções. Para atender normas aeronáuticas, dois conjuntos PCI-Dissipador serão instalados (redundância de operação) nas primeiras posições mostradas na Figura 4.1 (as PCI's já se encontram na figura).

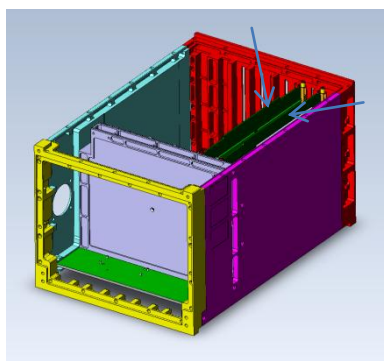


Figura 4.1 - Estrutura do computador de missão, com destaque nas PCI's.

Os processadores são colados no dissipador com pasta térmica, que possui uma baixa resistência térmica. Há diversos componentes montados nas PCI's, porém será estudado o comportamento do processador de cada uma, visto que são os componentes que mais dissipam calor. A figura abaixo mostra o conjunto PCI explodido evidenciando os processadores estudados com um P.

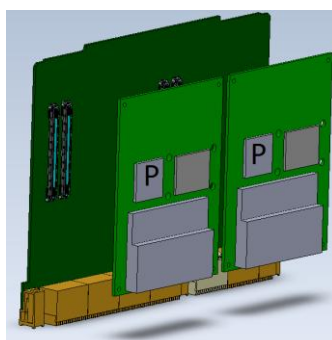


Figura 4.2 - Vista Explodida do Conjunto PCI.

As condições de contorno fornecidas indicavam que uma vazão mássica de apenas 20 CFM chegaria à janela correspondente ao conjunto estudado utilizando um ventilador comercial. Cada processador dissipa 22W e a temperatura dos mesmos não deve ultrapassar 100°C em operação, sendo esse o principal aspecto observado nesse trabalho. A condição estudada deve ser a pior possível para um componente instalado em um ambiente não pressurizado em uma aeronave - estacionada em solo em um dia de sol. A temperatura no nariz da aeronave (região de estudo) pode chegar a 70°C, segundo medições da empresa.

5. METODOLOGIA

5.1. Construção dos modelos

A modelagem em três dimensões dos dissipadores foi realizada com auxílio do programa Solidworks, da Dassault Systèmes. Abaixo são mostradas as duas geometrias utilizadas, uma placa (200×150×9 mm) com furos circulares (Diâmetro = 6 mm) e a mesma placa, porém com furos quadrados (6×6 mm), que caracterizam aletas mais tradicionais. Dois materiais foram utilizados nos estudos, cobre e alumínio.

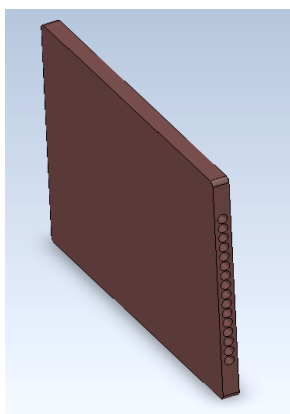


Figura 5.1 - Dissipador com furos circulares (modelo em cobre mostrado).

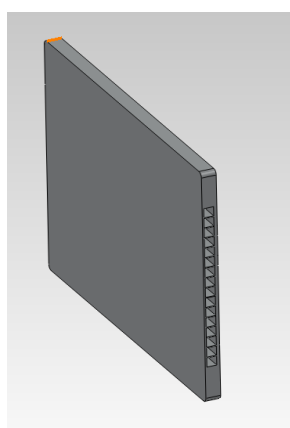


Figura 5.2 - Dissipador com furos quadrados (modelo em alumínio mostrado).

5.2. Geração das malhas

As malhas foram geradas importando-se os arquivos do SolidWorks para o ICFM CFD, da ANSYS. As malhas com as quais os resultados foram obtidos são do tipo tetraédrica e possuem 6,8 milhões de elementos para os dois dissipadores abordados no trabalho. A malha escolhida foi do tipo tetraédrica por sua simplicidade de execução sem prejudicar os resultados no caso estudado quando devidamente refinada.

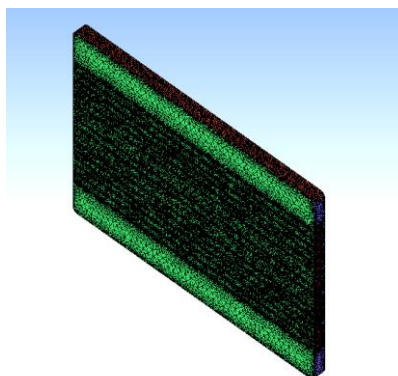


Figura 5.3 - Malha para dissipador de furos circulares.

Como se pode ver na Figura 5.3, a região dos furos apresentou um maior número de elementos comparado ao restante do domínio. Isso se deve à necessidade de uma malha mais refinada próximo às paredes internas dos furos, visto que os gradientes de velocidade perto desta região são maiores. Calculando-se a espessura da camada limite (Eq. 5.3) pode-se estimar o tamanho do elemento mais próximo da parede interna.

5.3. Avaliação das malhas

Foi realizado um teste de independência de malha para validar a mesma. O teste consistiu em refinar a malha alterando seu fator de escala até que os resultados de temperatura no processador convergissem.

Na primeira malha não se preocupou com um maior refino nos furos, visto que era uma simulação para teste do modelo. Após a verificação de que o programa captava os efeitos do sólido e do fluido, fez-se um refino em regiões isoladas.

Sabe-se que a forma mais correta de se realizar um teste de independência de malha é dobrando o número de elementos, porém malhas com número de elementos acima de 7 milhões já ultrapassavam a capacidade do computador utilizado para as simulações, desta forma os testes foram feitos com malhas de número de elementos mais próximos.

Os resultados de cada malha e seus respectivos números de elementos estão listados na tabela abaixo. O erro foi calculado da seguinte forma:

$$Erro = \left(\frac{T_n - T_{n+1}}{T_n} \right) * 100 \quad (5.1)$$

Tabela 5.1 - Teste de Independência de malha para a geometria de furos circulares.

Número de elementos	Maior temperatura do processador (°C)	Erro (%)
2,7 milhões	94,405	
3,3 milhões	93,401	1,063503
4,3 milhões	91,807	1,70662
5,5 milhões	91,283	0,570763
6,8 milhões	90,652	0,691257

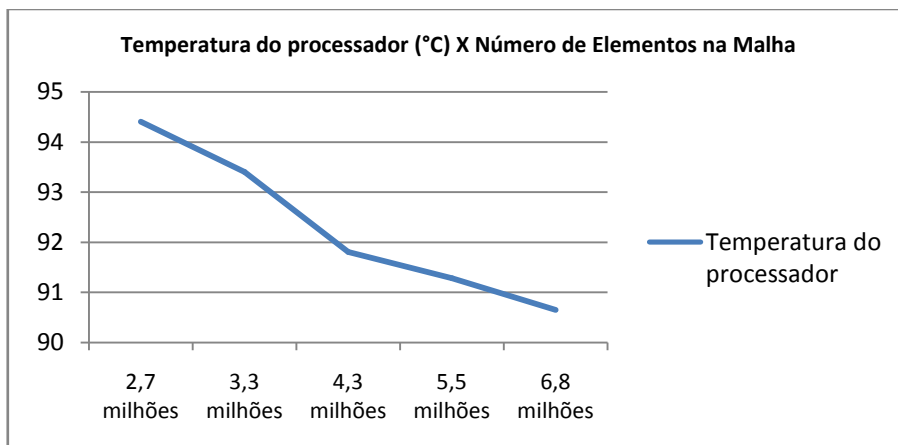


Figura 5.4 - Teste de independência de malha para a geometria de furos circulares.

Para a geometria de furos quadrados, devido à sua semelhança com a primeira geometria, foi realizado um teste apenas com duas malhas – sendo elas uma malha grosseira, para verificar que o “software” estava captando, de fato, os efeitos do sólido e do fluido e uma tão refinada quanto a de maior número de elementos correspondente a primeira geometria.

Tabela 5.2 - Teste de Independência de malha para a geometria de furos quadrados.

Número de elementos	Maior temperatura do processador (°C)	Erro (%)
3,25 milhões	93,163	
6,8 milhões	91,862	1,39%

5.4. Caracterização do escoamento

Primeiramente, o arquivo de malha gerado no ICEM CFD foi importado para o CFX, também da ANSYS Inc. Para uma análise inicial, todo o ambiente ocupado pelo conjunto PCI-Dissipador foi simulado apenas com a condição de contorno de entrada na janela de 20 CFM ($0,00944 \text{ m}^3/\text{s}$), ou seja, sem a condição térmica dos processadores, de forma que o campo de velocidades fosse encontrado. Dentro dos furos circulares encontrou-se uma velocidade média de 8 m/s, dado que foi utilizado para o cálculo do número adimensional de Reynolds para a caracterização do escoamento.

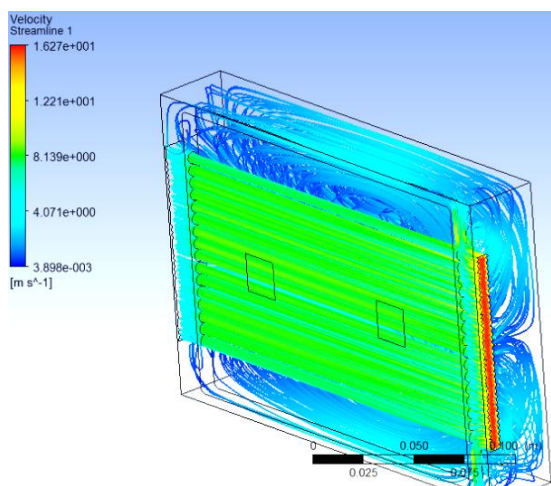


Figura 5.5 - Campo vetorial de velocidades no sistema.

Para que a velocidade no interior dos furos quadrados fosse encontrada (6,28 m/s) utilizou-se a seguinte equação:

$$V_1 \cdot A_1 = V_2 \cdot A_2 \quad (5.2)$$

onde

$$\begin{aligned} V_1 &= \text{velocidade do fluido dentro dos furos circulares, } m/s \\ V_2 &= \text{velocidade do fluido dentro dos furos quadrados, } m/s \\ A_1 &= \text{área da seção circular} = \pi D^2/4, m^2 \\ A_2 &= \text{área da seção quadrada} = l^2, m^2 \end{aligned}$$

Utilizando-se a Eq. (3.7), é possível encontrar o número de Reynolds e utilizando-se a equação abaixo é possível encontrar a espessura aproximada da camada limite no interior dos furos, δ , com erro máximo de 10% [Fox, 2004]:

$$\frac{\delta}{x} = \sqrt{\frac{30\mu}{\rho U x}} = \frac{5,48}{\sqrt{Re_x}} \quad (5.3)$$

Tabela 5.3 - Número de Reynolds e espessuras da camada limite para os dissipadores.

Parâmetro	Geometria – Furos Circulares	Geometria – Furos Quadrados
Número de Reynolds (adimensional)	2290	1800
Espessura da Camada Limite (mm)	0,68	0,77

Os resultados mostraram que o escoamento está na região de transição para os furos circulares, com Reynolds em torno de 2290, e na região laminar para os furos quadrados, com Reynolds em torno de 1800. Utilizou-se o modelo laminar no programa CFX para ambos os casos, pois no caso próximo da transição deseja-se calcular a pior situação possível para a verificação de que o limite máximo de temperatura não é atingido. As equações que governam esse tipo de escoamento estão na Seção 3.6.

6. RESULTADOS

Simulou-se apenas o dissipador e os processadores, sem o ambiente ao lado do dissipador, pois a malha gerada possuía um número muito elevado de elementos, provocando grande esforço computacional inviabilizando a simulação. Os resultados serão discutidos na Seção 6.5. Todas as simulações convergiram com resíduos abaixo de 10E-8.

Tabela 6.1 – Temperaturas registradas no segundo processador.

	Furo Circular	Furo Quadrado
Cobre	90,7 °C	91,7 °C
Alumínio	93,3 °C	95,3 °C

6.1. Dissipador com furos circulares de cobre

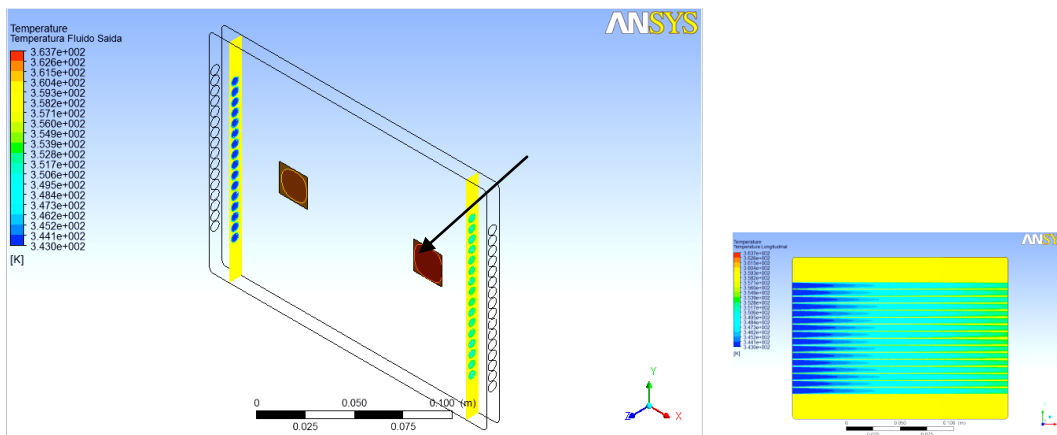


Figura 6.1 - Temperaturas no sistema em vista isométrica (maior temperatura indicada com seta) e corte longitudinal para captar a temperatura do fluido.

6.2. Dissipador com furos circulares de alumínio

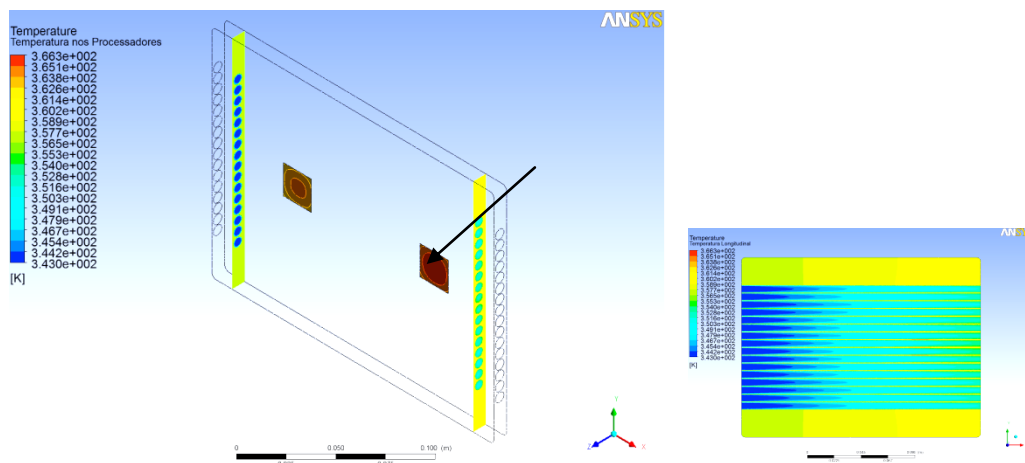


Figura 6.2 - Temperaturas no sistema e corte longitudinal.

6.3. Dissipador com furos quadrados de cobre

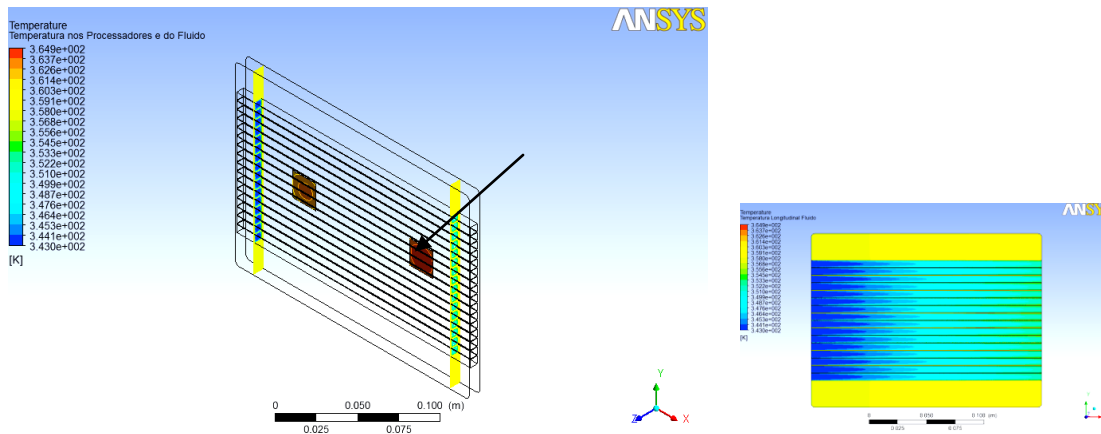


Figura 6.3 – Temperaturas no sistema e corte longitudinal.

6.4. Dissipador com furos quadrados de alumínio

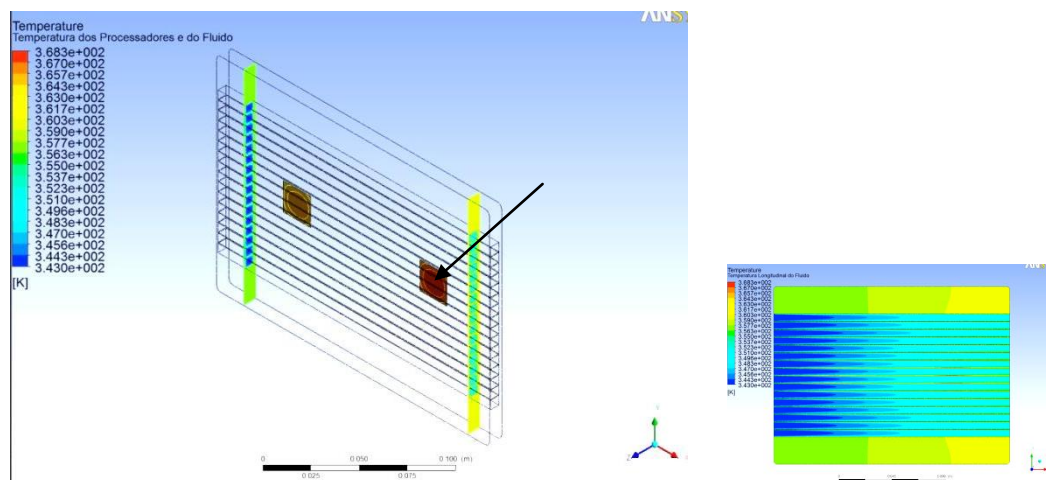


Figura 6.4 – Temperaturas no sistema e corte longitudinal.

6.5. DISCUSSÃO

Nas simulações, percebe-se que o processador mais próximo da saída possui a maior temperatura, pois o fluido se aquece ao longo do escoamento. Na Tabela 6.1 foram mostrados os resultados, que evidenciam a superioridade de transferência de calor do cobre e dos furos circulares.

O cobre possui uma condutividade térmica de 401 W/(m.K), enquanto o alumínio possui uma condutividade de 237 W/(m.K) [O], uma diferença sensível que se traduz em uma diferença de temperatura de até 3,6 °C (dissipador de furo quadrado).

Quanto à diferença de geometria, os furos circulares possuem um melhor desempenho quando comparados aos furos quadrados, pois mesmo possuindo uma menor área de contato com o fluido, como demonstrado pelas Equações 6.1 e 6.2, os furos quadrados possuem maior área de seção e menor velocidade, diminuindo o número de Reynolds (Tabela 5.3).

$$\text{Área}_{\text{parede interna (para furo quadrado)}} = 4b \times L = 4 \times 6 \times 200 = 4800 \text{ mm}^2 \quad (6.1)$$

$$\text{Área}_{\text{parede interna (para furo circular)}} = \pi \times D \times L = \pi \times 6 \times 200 = 3770 \text{ mm}^2 \quad (6.2)$$

Essa maior velocidade encontrada no interior dos furos circulares confere ao sistema uma temperatura até 2 °C menor (dissipador de alumínio).

Mesmo não considerando os efeitos do escoamento externo ao dissipador, o que aumentaria a troca de calor, aumentando a eficiência do sistema, a temperatura máxima nos processadores não atingiu seu limite de operação de 100 °C. Desta forma qualquer combinação dos materiais e geometrias estudadas pode ser utilizada nesse sistema.

7. VERIFICAÇÃO DA SIMULAÇÃO

A verificação das simulações realizadas no trabalho foi feita a partir da primeira lei da termodinâmica utilizando como exemplo a geometria de furos circulares de cobre.

$$\dot{q} = \dot{m} \times C_p \times \Delta T_m \quad (7.1)$$

onde

\dot{q} = Taxa de calor dissipada pelos processadores, W

\dot{m} = Vazão mássica do ar no interior dos 16 furos = 0,00357748 kg/s

C_p = Calor específico à temperatura média de mistura = 1008,92 J/kgK

$\Delta T_m = T_{m,s} - T_{m,e}$ = Diferença de temperatura de mistura = 12,205 K

O \dot{q} encontrado a partir das temperaturas e propriedades do fluido foi de 44,05 W, verificando que a simulação está correta, pois cada processador dissipa 22 W, somando, portanto, 44 W para os dois processadores presentes no sistema.

8. CONCLUSÕES

Nesse trabalho, analisou-se, por meio do método de volumes finitos, a eficiência de dissipadores de calor com diferentes geometrias e materiais construtivos, instalando-se os mesmos para dissipar calor de processadores instalados em uma placa de circuito impresso pertencente a um computador de uma aeronave.

As condições de contorno adversas foram de fundamental importância na análise, pois colocaram à prova a eficiência dos dissipadores às situações mais críticas de operação.

Dois geometrias foram estudadas, um dissipador com furos circulares e um dissipador com furos quadrados. Os materiais escolhidos para estudo foram alumínio e cobre. O escoamento no interior dos furos circulares foi caracterizado como na região de transição e no interior dos furos quadrados como laminar. Foi possível, dessa forma, a partir de um modelo laminar, simular a troca de calor entre os dissipadores e os processadores, verificando-se que, ainda que possuindo uma menor área de contato com o fluido, os furos circulares são mais eficientes, pois sua menor área de seção contribui para uma maior velocidade no interior dos furos. Quanto ao material construtivo, as melhores propriedades de condutividade térmica do cobre se mostraram válidas na remoção de calor dos processadores.

Estudou-se apenas a troca de calor entre o dissipador e os processadores, desconsiderando o escoamento externo, devido à capacidade computacional, dessa forma as temperaturas máximas encontradas (o processador mais quente ficou entre 90,7 °C para o dissipador com furos circulares em cobre e 95,3 °C para o dissipador de furo quadrado em alumínio) não ultrapassaram o limite de operação de 100 °C para qualquer uma das combinações estudadas.

9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Cengel, Y. A.; **"Heat and Mass Transfer: A Practical Approach"**, 3. ed.; University of Nevada, Estados Unidos, 2007.

CFX Guides (version 14), ANSYS, Inc., 2012.

Fox, R. W.; McDonald, A. T.; Pritchard, P. J.; **"Introdução à Mecânica dos Fluidos"**, LTC, 6. ed.; 2004.

Gonçalves, N. D. F.; **"Método dos Volumes Finitos em Malhas Não-Estruturadas"**; Departamento de Matemática Aplicada, Universidade do Porto, Portugal, 2007.

Gopalakrishnan, T. R.; Aravindh B. S.; **"Heat Sink Performance Analysis through Numerical Technique"**; IEEE Symposium, Bangalore, Índia, 2008.

Incropera, F. P.; **"Fundamentos de transferência de calor e massa"**, LTC, 6. ed.; Rio de Janeiro, 2008.

Kandlikar, S. G.; **"High Flux Heat Removal with Microchannels - A Roadmap of Challenges and Opportunities"**; Rochester Institute of Technology, Estados Unidos, 2005.

Kim, S. J.; Lee, S. W.; **"Air cooling technology for electronic equipment"**, CRC Press, 1996.

Krishnan, S.; Garimella, S. V.; Kang, S. S.; **"A Novel Hybrid Heat Sink using Phase Change Materials for Transient Thermal Management of Electronics"**; IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies, Vol. 28, N° 2, June, 2005.

Patel, V. U.; Modi, A. J.; **"Optimization of heat sink analysis for electronics cooling"**, World Journal of Science and Technology, 2(4): 64-69, 2012.