

ALESSANDRA SIQUEIRA DA SILVA PEREIRA

**ANÁLISE TEÓRICA E SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DE UM
SISTEMA DE RESFRIAMENTO LÍQUIDO DE PROCESSADORES DE
COMPUTADORES PESSOAIS.**

ALESSANDRA SIQUEIRA DA SILVA PEREIRA

ANÁLISE TEÓRICA E SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DE UM SISTEMA
DE RESFRIAMENTO LÍQUIDO DE PROCESSADORES DE
COMPUTADORES PESSOAIS.

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Luiz Roberto Carrocci

Guaratinguetá
2012

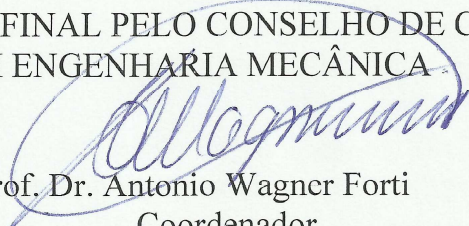
P436a	Pereira, Alessandra Siqueira Silva Análise teórica e simulação computacional de um sistema de resfriamento líquido de processadores de computadores pessoais / Alessandra Siqueira Silva Pereira – Guaratinguetá : [s.n], 2012. 58 f : il. Bibliografia: f. 57-58 Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2012. Orientador: Prof Dr Luiz Roberto Carrocci 1. Bombas centrífugas 2. Aparelhos e materiais eletrônicos - Resfriamento I. Título CDU 621.671
-------	--

**ANÁLISE TEÓRICA E SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DE UM SISTEMA
DE RESFRIAMENTO LÍQUIDO DE PROCESSADORES DE
COMPUTADORES PESSOAIS.**

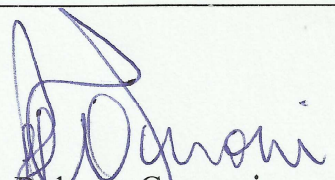
ALESSANDRA SIQUEIRA DA SILVA PEREIRA

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
"GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA"

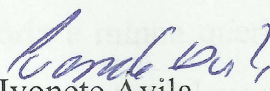
APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA


Prof. Dr. Antonio Wagner Forti
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. Luiz Roberto Carrocci
Orientador/UNESP-FEG


Prof. Dr. Carlos Daniel Ebinuma
UNESP-FEG


Profª. Dra. Ivonete Ávila
UNESP-FEG

Dezembro de 2012

Atribuo esta vitória a minha querida mãe Heleila e meu noivo Tiago, os quais a todo e qualquer momento me deram apoio e alegria para manter a cabeça erguida enfrentando os grandes desafios e obstáculos.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primordialmente a Deus, o qual nos dá a possibilidade de viver, sonhar, poder atingir metas e enfrentar obstáculos. A vida, com certeza, é a engenharia mais perfeita e precisa que se pode vislumbrar.

Dedico minha graduação aos meus pais, Wilham e Heleila, que me deram uma educação exemplar e conseqüentemente me possibilitaram, neste momento, estar comemorando esta conquista. Obrigada por agüentar os momentos de mau-humor e desespero, os mesmos me fizeram crescer.

À minha família, eu peço perdão pela minha ausência nestes anos de graduação, às vezes precisamos nos abdicar do que nos faz bem a fim de buscar metas maiores.

Ao verdadeiro anjo que deparei neste mundo, meu noivo, lhe devo todos os meus agradecimentos e alegrias. Você esteve onipresente em todo meu percurso acadêmico e se hoje sou engenheira, você é o meu verdadeiro instrutor.

Aos queridos amigos de percurso diário (São José dos Campos – Guaratinguetá) em todos estes oito anos, só posso dizer que vocês fizeram história em minha vida, fui muito feliz com todos vocês.

E por fim, aos meus melhores amigos: Ana Carolina, Carlos Vinicius e a turma de todos finais de semana, o meu muitíssimo obrigado por me proporcionarem a verdadeira amizade.

“Aprenda com o passado, viva o hoje, espere o amanhã.
A coisa mais importante é não parar de questionar.”

Albert Einstein

PEREIRA, A. S. S. **Análise teórica e simulação computacional de um sistema de resfriamento líquido de processadores de computadores pessoais.** 2012. 58 f. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2012.

RESUMO

Este trabalho tem como propósito o estudo profundo dos aspectos térmicos envolvidos num sistema de resfriamento líquido de processadores, analisando a sua competitividade e eficiência frente ao sistema de aletas e ventilador utilizado usualmente pelos computadores pessoais, pois os métodos atuais de resfriamento estão se tornando ineficientes à medida que os componentes eletrônicos de se tornam mais potente.

O sistema de resfriamento líquido e a ar possuem diversos mecanismos de transferência de calor, que envolvem principalmente a convecção e condução, e, além disso, requerem análises fluidodinâmicas, que possam avaliar as perdas de carga envolvidas no sistema fechado, composto de trocadores de calor, bloco e tubulação para os casos de resfriamento líquido e de dissipador de calor e ventiladores turbo-axiais para os casos de resfriamento a ar.

PALAVRAS-CHAVE: Jatos submersos e confinados. CFD. Resfriamento líquido de processadores. Bomba Centrífuga. Trocadores de Calor. CPU.

PEREIRA, A. S. S. Theoretical analysis and computational simulation of liquid cooling system processors of personal computers. 2012. 58 f. Graduate Work (Graduate in Mechanical Engineering) - Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2012.

ABSTRACT

This paper aims to study the thermal aspects involved in a liquid cooling system for processors, analyzing their competitiveness and efficiency across the fins and fan system usually used by personal computers, because electronic components become more potent and consequently current methods of cooling are becoming ineffective. The liquid cooling system and air cooling system have different heat transfer mechanisms that involve mainly convection and conduction heat transfer modes, and, furthermore, requires an analysis of fluid dynamics, which can evaluate the losses involved in the closed system, consisting in an exchanger heat pipe and water blocks in liquid cooling system or heat sink and turbo-axial fan in the air cooling system.

KEYWORDS: Confined Submerged Jet. CFD. Liquid Cooling System. Centrifugal Pumps. Heat Exchanger. CPU.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Número de transistores presentes nos processadores ao longo das últimas décadas.	16
Figura 2 – Relação das potências dissipadas e a evolução histórica dos processadores. (FONTE: Electronics Cooling).....	17
Figura 3 – Evolução do Fluxo Térmico de Calor (W/cm^2) nos processadores ao longo dos anos. (FONTE: Technology Brief 2: Moore's Law and Scaling).....	18
Figura 4 – Ordem de grandeza dos coeficientes de convecção utilizando os diversos métodos de resfriamento de processadores.	20
Figura 5 – Projeto de Sistema de Resfriamento Líquido Proposto.	21
Figura 6 – Dimensões do Bloco de Resfriamento.	22
Figura 7 – Esquemático das Resistências Térmicas.	22
Figura 8 – Diversas Configurações possíveis de Jatos Colidentes: (a) Jato em Superfície Livre, (b) Jato Submerso, (c) Jato Confinado-Submerso. (FONTE: Garimella (2001)).	24
Figura 9 – Temperaturas de Entrada e Saída do Bloco e Trocador.	26
Figura 10 – Dimensões do Dissipador de Calor – Aletas Piniformes Quadrangulares.	29
Figura 11 – Dimensões do Dissipador de Calor – Aletas Planos Retangulares.	30
Figura 12 – Exemplo de um ventilador Alimentando todo gabinete.....	32
Figura 13 – Exemplo de um ventilador Acoplado ao Dissipador de Calor.....	32
Figura 14 – Esquemático da Resistência Térmicas do Dissipador de Calor.	34
Figura 15 – Curvas Características das Bombas da marca Swiftech®.....	37
Figura 16 – Resultado Computacional – Bloco de Resfriamento – Temperatura do Processador.	40
Figura 17 – Resultado Computacional – Bloco de Resfriamento – Temperatura do Fluido.....	41
Figura 18 – Resultado Computacional – Bloco de Resfriamento – Perda de Pressão.	41
Figura 19 – Desempenho Térmico do Trocador de Calor Modelo 6210.....	43
Figura 20 – Perda de Pressão do Líquido	44
Figura 21 – Velocidades Médias do Ventilador.	45
Figura 22 – Resposta Computacional – Eixo X – Temperatura da Superfície em Contato ao Processador.....	47

Figura 23 – Resposta Computacional – Eixo X – Temperatura da Superfícies	
Estendidas.....	48
Figura 24 – Resposta Computacional – Eixo Y – Temperatura de Superfície em	
Contato ao Processador.....	49
Figura 25 – Resposta Computacional – Eixo Y – Temperatura das Superfícies	
Estendidas.....	49
Figura 26 – Resposta Computacional – Eixo X – Temperatura de Superfície em	
Contato ao Processador.....	51
Figura 27 – Resposta Computacional – Eixo X – Temperatura das Superfícies	
Estendidas.....	51
Figura 28 – Resposta Computacional – Eixo Y – Temperatura de Superfície em	
Contato ao Processador.....	52
Figura 29 – Resposta Computacional – Eixo Y – Temperatura das Superfícies	
Estendidas.....	53
Figura 30 – Influência da Escolha da Pasta Térmica num determinado sistema.	54

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Dimensões do bloco.....	21
Tabela 2 – Pastas Térmicas	27
Tabela 3 – Condutividade térmica de certos sólidos e seus respectivos custos (Fonte: LME Daily Price).....	28
Tabela 4 – Dimensões do dissipador de calor - Aletas Piniformes Quadrangulares.....	29
Tabela 5 – Dimensões do dissipador de calor – Aletas Planos Retangulares.....	30
Tabela 6 – Especificações Técnicas dos Processadores Intel® Core™ i7, modelo i7-3770. ..	35
Tabela 7 – Considerações do Meio e Sólido.	35
Tabela 8 – Propriedades Termofísicas das Matérias.	36
Tabela 9 – Descrição de Bombas Centrífugas.....	36
Tabela 10 – Bloco de Resfriamento Estudado.....	39
Tabela 11 – Resultados Teóricos do Bloco de Resfriamento.....	39
Tabela 12 – Resultados Computacionais do Bloco de Resfriamento.....	40
Tabela 13 – Dissipador de Calor Piniforme Quadrangular – Modelo S2080-40W.....	46
Tabela 14 – Dissipador de Calor Piniforme Quadrangular - Resposta Teórica – Eixo X.....	47
Tabela 15 – Dissipador de Calor Piniforme Quadrangular - Resposta Teórica – Eixo Y.....	48
Tabela 16 – Dissipador de Calor Plano Retangular - Modelo LT70-40W.....	50
Tabela 17 – Dissipador de Calor Plano Retangular - Resposta Teórica – Eixo X.	50
Tabela 18 – Dissipador de Calor Plano Retangular - Resposta Teórica – Eixo Y.	52
Tabela 19 – Comparação dos resultados obtidos no bloco de resfriamento.....	55
Tabela 20 – Comparação da Eficácia entre Sistemas de Resfriamento.....	56

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CFD	- Computational Fluid Dynamics
iNEMI	- International Electronics Manufacturing Initiative
LME	- London Metal Exchange
MEF	- Método dos Elementos Finitos

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área de absorção de calor [m ²]
A _a	Área superficial de cada aleta [m ²]
A _b	Área superficial da base [m ²]
A _t	Área superficial total [m ²]
A _{tr}	Área da seção transversal da aleta [m ²]
b	Comprimento e largura da superfície de contato do bloco com o fluido [m]
c _p	Calor específico [J/kgK]
d	Diâmetro bocal [m]
ΔP	Perda de Pressão [Pa]
E	Espessura da superfície inferior do bloco de resfriamento [m]
f	Fator de atrito
g	Comprimento de cada aleta retangular [m]
$\bar{h}$	Coeficiente de convecção médio [W/m ² K]
H	Espaçamento entre jato e fonte de calor [m]
i	Largura de cada aleta retangular [mm]
k	Coeficiente de condução [W/mK]
L _b	Espessura da superfície inferior do dissipador de calor [m]
L _c	Altura corrigida das aletas [m]
L _n	Altura do Bocal [m]
L _f	Altura das aletas [m]
m	Vazão Mássica [kg/m ³]
N	Número de aletas do dissipador
$\overline{Nu}$	Número de Nusselt Médio
P	Potência requerida pela bomba [W]
Pe	Perímetro da seção transversal da aleta [m]
Pr	Número de Prandtl
q	Potência dissipada pelo processador [W]
q _t	Taxa de Transferência de calor total [W]
R	Resistência térmica [K/W]
Re	Número de Reynolds
S	Espaçamento entre aletas [m]
T _b	Temperatura da base [°C]
T _∞	Temperatura do meio [°C]
t	Largura de cada aleta quadrangular [m]
u _m	Velocidade Média do fluido do sistema de resfriamento líquido [m/s]
U	Coeficiente Global de Transferência de Calor [W/m ² K]
V	Vazão Volumétrica do escoamento [m ³ /s]
v _m	Velocidade Média do ar no ventilador [m/s]
x	Dimensão na direção paralela ao escoamento [m]
w	Comprimento e largura do bloco [m]
z	Comprimento e largura do dissipador de calor [m]
μ	Viscosidade dinâmica [Ns/m ²]
ν	Viscosidade estática [m ² /s]
ρ	Densidade [kg/m ³]
η _o	Eficiência Global do Dissipador de Calor (x100) (%)
η _a	Eficiência de cada aleta (x100) (%)

SUMÁRIO

1 Introdução	16
1.1 Histórico.....	16
1.2 Sistemas de Resfriamento	18
1.3 Sistema de Resfriamento Líquido	19
1.3.1 Sistema de Resfriamento Líquido - Proposto	20
1.3.2 Bloco de Resfriamento.....	21
1.3.2.1 Transferência de Calor por Condução.....	23
1.3.2.2 Transferência de Calor através de Jatos Colidentes	23
1.3.3 Trocador de Calor	25
1.4 Bomba Centrífuga	26
1.5 Pastas Térmicas	27
1.6 Método Clássico de Resfriamento à Ar	28
1.6.1 Dissipador de Calor.....	28
1.7 Método Fluidodinâmico Computacional.....	34
2 Desenvolvimento.....	35
2.1 Desenvolvimento do Sistema de Resfriamento Líquido	36
2.1.1 Bloco de Resfriamento.....	37
2.1.1.1 Espessura da base do bloco	37
2.1.1.2 Diâmetro do bocal	37
2.1.1.3 Espaçamento Interno do bloco	38
2.1.1.4 Projeto Final do Bloco	38
2.1.2 Trocador de Calor e Ventilador.....	42
2.1.3 Bomba Centrífuga	44
2.2 Sistema de Resfriamento à Ar.....	44
2.2.1 Ventilador.....	44
2.2.2 Dissipador de Calor Aletado	46
2.3 Pastas Térmicas	54
3 Conclusão	55

1 INTRODUÇÃO

1.1 Histórico

A evolução tecnológica presenciada nos dias atuais teve seu surgimento na Segunda Guerra Mundial, advindo de concorrências militares pela busca da realização de cálculos, como os de trajetórias balísticas, em intervalos de tempo cada vez menores.

É diante deste cenário, que engenheiros e cientistas do Exército e Marinha dos Estados Unidos projetaram o primeiro computador do mundo, conhecido como o Harvard Mark I, que apesar de eficiente em seu objetivo ocupava um volume de 120m³, tornando-o uma máquina exclusivamente industrial. Porém com a criação e desenvolvimento dos transistores, diodos, placas de circuitos integrados e do processador, é que os computadores puderam evoluir a um equipamento pequeno e prático para a população.

Em 1965, Gordon E. Moore, cofundador da recém-criada Intel, vislumbrou que para uma verdadeira revolução tecnológica, o número de transistores, componentes capazes de ampliar os sinais elétricos de pequenas intensidades, deveria duplicar dentro dos circuitos integrados a cada dois anos, para que os computadores pudessem obter cada vez mais velocidade de processamento. Esta tendência se concretizou ao longo das décadas de 70 e 90 e tornou-se conhecida como a Lei de Moore e os processadores atualmente fabricados são produzidos a partir da ligação de bilhões de transistores, conforme visualizada na Figura 1 abaixo.

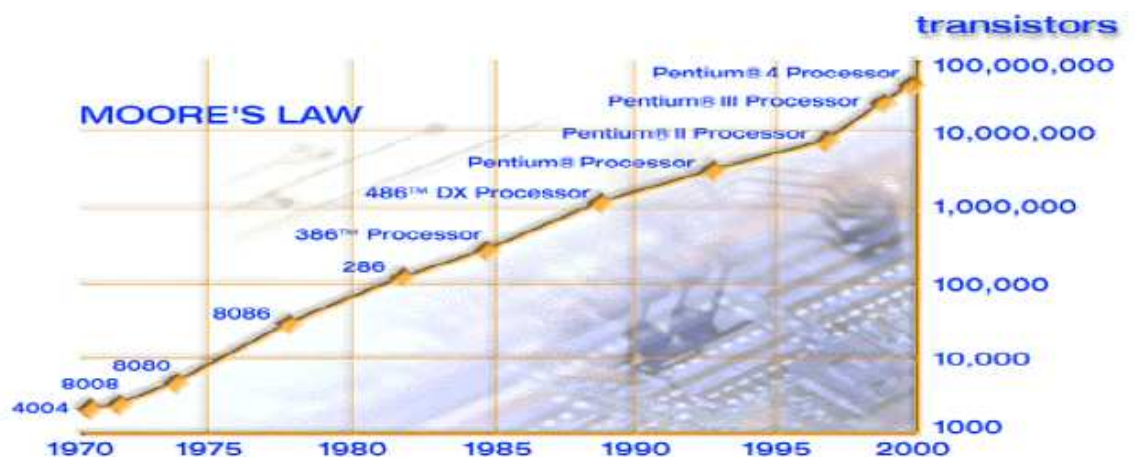


Figura 1 – Número de transistores presentes nos processadores ao longo das últimas décadas.

Em contrapartida a esse movimento, à medida que os processadores melhoravam seu aspecto eletrônico, os mesmos emitem fluxos de calor cada vez maiores através de suas superfícies, surgindo, portanto a necessidade de integrar sistemas de refrigeração aos processadores. Ao comparar as Figura 2 e Figura 3 pode-se observar que a potência dos processadores, ao longo dos últimos 30 anos tem aumentando significativamente, e por conseqüente, o fluxo térmico de calor também. De acordo com a International Electronics Manufacturing Initiative (iNEMI Report 2005), ainda é esperando que a potência dissipada por um microprocessador ultrapasse o valor de 180 W/cm^2 , o que na última década não ultrapassava o valor de 100 W/cm^2 .

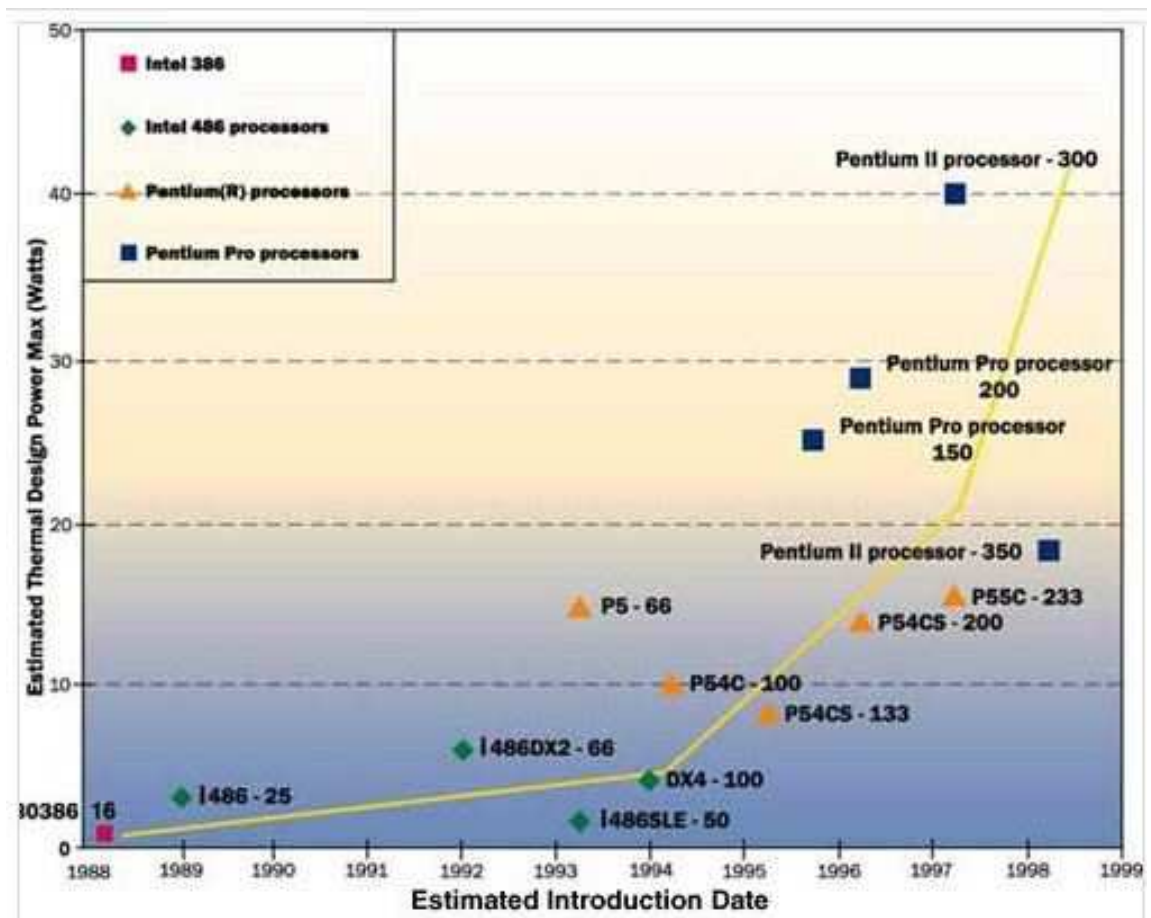


Figura 2 – Relação das potências dissipadas e a evolução histórica dos processadores. (FONTE: Electronics Cooling)

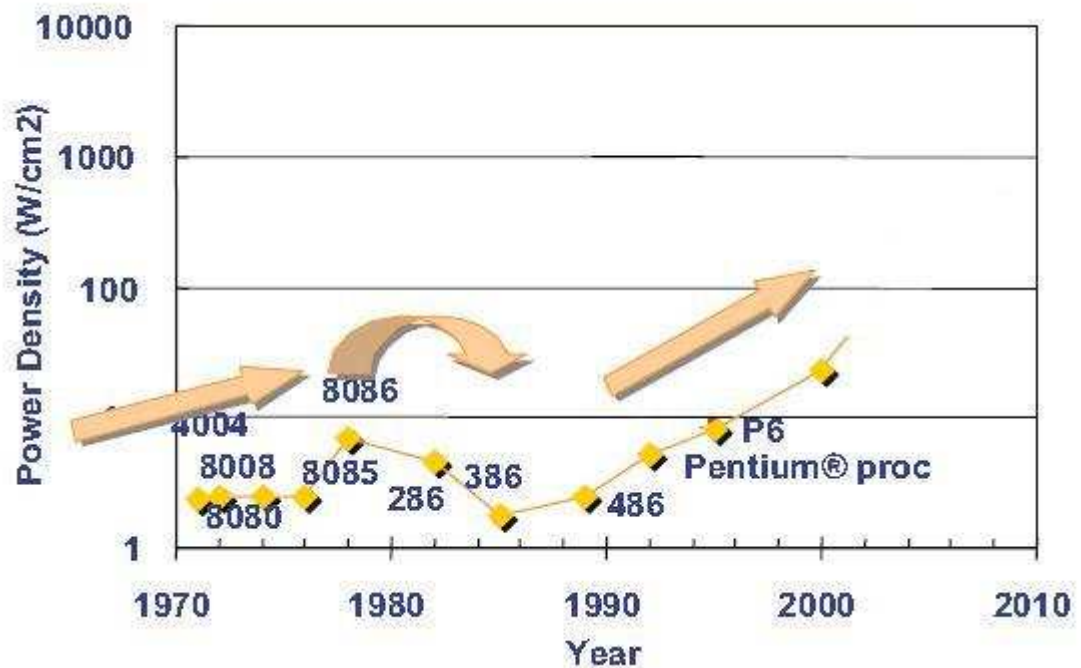


Figura 3 – Evolução do Fluxo Térmico de Calor (W/cm^2) nos processadores ao longo dos anos. (FONTE: Technology Brief 2: Moore's Law and Scaling)

Por consequência, da atual tendência tecnológica em se obter informações instantâneas em equipamentos cada vez menores é que os novos sistemas de resfriamentos de processadores vão de encontro a quatro principais objetivos:

- Remover de forma rápida e eficaz a maior quantidade de energia térmica possível;
- Ser um sistema simples;
- Com valor de mercado competitivo e;
- Com a menor escala possível.

1.2 Sistemas de Resfriamento

Segundo Phelan et al. (2001), as tecnologias de resfriamento de equipamentos eletrônicos podem se dividir em dois grupos: os sistemas de resfriamento refrigerado e resfriamento não refrigerado. Os sistemas de resfriamento refrigerado possuem a meta de resfriar o componente a uma dada temperatura mais baixa que a temperatura ambiente, e os sistemas de resfriamento não refrigerado têm a função de manter a temperatura do objeto a ser resfriado a menor possível, porém possuindo como limitante a temperatura do meio.

Os sistemas de resfriamento de processadores correspondem ao grupo dos sistemas de resfriamento não refrigerado, em que sua principal característica é manter a temperatura do processador próximo à temperatura ambiente e não ultrapassar sua temperatura máxima operacional 85~95°C, pois a integridade física do processador deve ser mantida.

1.3 Sistema de Resfriamento Líquido

Ao longo da evolução dos processadores e a busca pelo alto desempenho, surgiram diversas linhas científicas com o objetivo de maximizar a troca de calor com um meio que possuíssem melhores propriedades convectivas que o ar. O que motivou o estudo massivo dos líquidos como possível fonte de resfriamento de microprocessadores.

Os sistemas de resfriamento líquido de equipamentos eletrônicos se dividem em dois grupos: sistemas em que os componentes a serem resfriados estejam em contato direto com o líquido e os sistemas indiretos de resfriamentos em que existem mecanismos de troca de calor, como por exemplo, os radiadores e serpentinas. Além dessa classificação, de acordo com Mudawar (2001), os sistemas que possuem líquidos como fonte de resfriamento podem se manter no mesmo estado físico durante todo o processo de resfriamento ou mudam de estado em alguma parte do processo, adquirindo a denominação de sistema líquido-vapor.

Neste trabalho, será proposto o estudo dos sistemas de resfriamento líquido indireto e em que o fluido se mantenha no seu estado físico durante todo o processo, dado a complexidade de controlar as respectivas propriedades fluidodinâmicas do vapor.

A Figura 4 apresenta um quadro comparativo dos diversos métodos de resfriamento de processadores e seus respectivos coeficientes de convecção; é notório que os sistemas de resfriamento à ar estão entre os coeficientes de convecção mais baixos, e os métodos de resfriamento através de jatos colidentes, sejam estes de jatos gasosos (ar) ou líquidos (água ou fluido refrigerante) apresentam coeficientes de convecção superiores ao dos sistemas à ar. Deve-se salientar, porém, que os sistemas de resfriamento por ebulição (water boiling) e condensação (water condens.) são responsáveis por produzir coeficientes de convecção ainda melhores comparados aos jatos colidentes, porém conforme dito acima, os sistemas em que existem mudanças de estado físico necessitam de controle das variáveis térmicas, que encarecem o sistema e que portanto não é o objetivo deste trabalho.

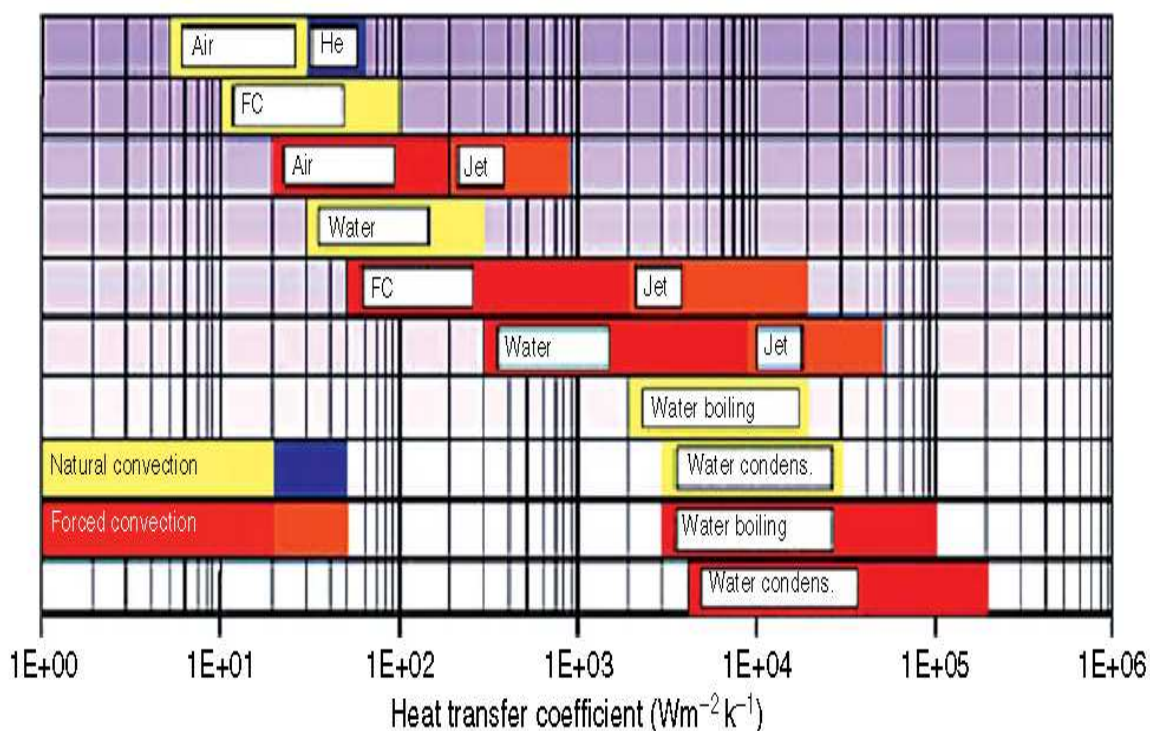


Figura 4 – Ordem de grandeza dos coeficientes de convecção utilizando os diversos métodos de resfriamento de processadores.

1.3.1 Sistema de Resfriamento Líquido - Proposto

O projeto proposto do sistema de resfriamento líquido consiste de um bloco de resfriamento, um trocador de calor interligado ao ventilador turbo-axial, um reservatório, uma bomba centrífuga e tubulações conforme Figura 5.

O bloco de resfriamento é um componente de contato direto ao processador, o qual possui transferência de calor por condução através de sua base e transferência de calor por convecção através dos jatos colidentes injetados em seu interior.

O trocador de calor e o ventilador turbo-axial correspondem a um trocador de calor de escoamento cruzado o qual a função é manter a temperatura do líquido constante e a mais baixa possível na entrada do bloco de resfriamento.

A bomba centrífuga é requerida para manter a vazão do líquido constante na entrada do bloco de resfriamento e deve ser capaz de suportar as perdas de pressão do sistema.

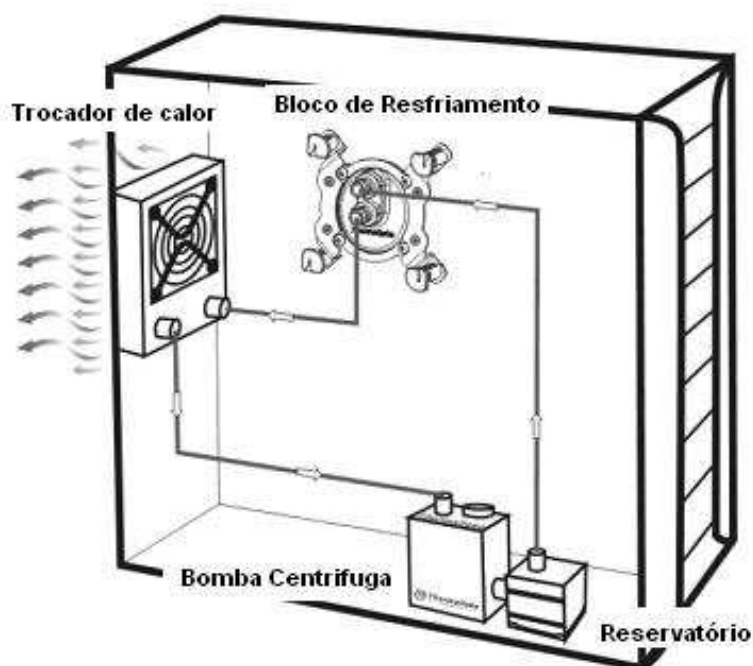


Figura 5 – Projeto de Sistema de Resfriamento Líquido Proposto.

1.3.2 Bloco de Resfriamento

A Figura 6 e Tabela 1 representam o esquemático das dimensões e suas respectivas descrições que o bloco de resfriamento apresentará.

Tabela 1 – Dimensões do bloco

Símbolo	Descrição
b	Largura x Comprimento de contato com o fluido
d	Diâmetro do bocal
E	Espessura da superfície inferior do bloco
H	Espaçamento entre o bocal e superfície inferior
Ln	Altura do bocal
w	Largura x comprimento do bloco

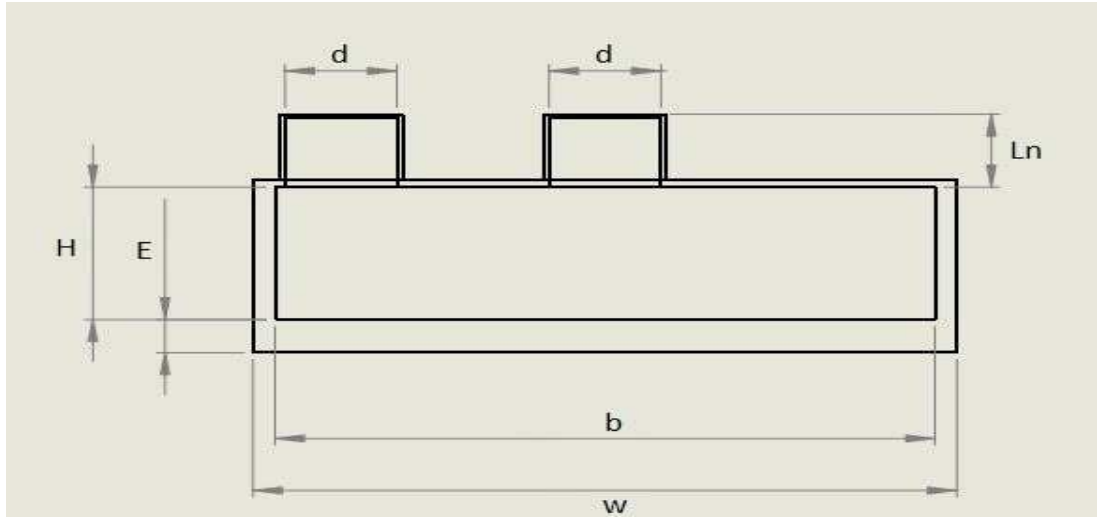


Figura 6 – Dimensões do Bloco de Resfriamento.

O bloco de resfriamento é capaz de transferir calor através de sua base e do fluido que mantêm o fluxo através de seu interior. As resistências térmicas deste conjunto e seu impacto na temperatura do processador são dados em funções das seguintes equações e estão apresentadas pelo circuito em série da Figura 7:

$$R_{total} = R_{cond,bloco} + R_{conv,liq} + R_{TIM} \quad \text{Equação (1)}$$

$$T_{processador} = T_{água} + qR_{total} \quad \text{Equação (2)}$$

Em que as variáveis são:

- Potência dissipada pelo processador (q);
- Resistência por condução através da base do bloco ($R_{cond,bloco}$);
- Resistência por convecção através do fluido ($R_{conv,liq}$);
- Resistência de contato da pasta térmica (R_{TIM});
- Temperatura do fluido ($T_{água}$);
- Temperatura final do processador com a devida troca de calor ($T_{processador}$).

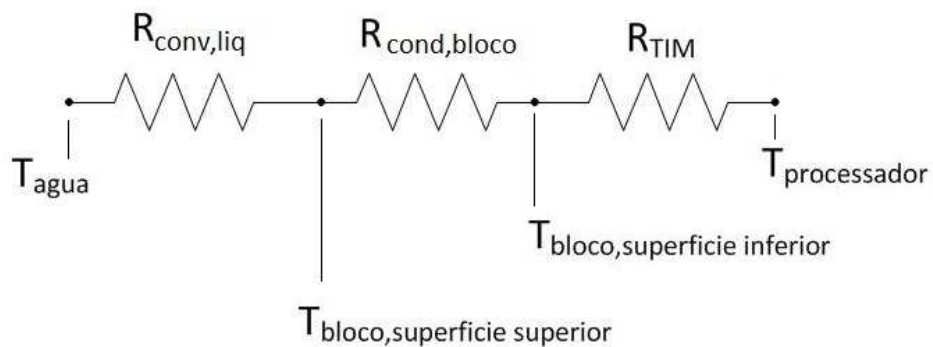


Figura 7 – Esquemático das Resistências Térmicas.

O detalhamento dos modos de transferência de calor e o que representam cada uma das resistências térmicas estão descritas a seguir.

1.3.2.1 Transferência de Calor por Condução

A condução no bloco de resfriamento, $R_{\text{cond,bloco}}$, dar-se-á através da parede inferior do bloco, de espessura E , além disso, deve-se considerar que:

- As demais paredes são adiabáticas, pois trocam uma irrisória quantidade de calor com o sistema;
- O sistema está em regime estacionário e unidimensional;
- E as propriedades termofísicas são ditas constantes;

E por conseqüente, a equação de condução para paredes planas pode ser utilizada:

$$R_{\text{cond,bloco}} = \frac{E}{kA} \quad \text{Equação (3)}$$

Em que as variáveis são:

- Condutividade térmica do material (k);
- Área de absorção do calor (A).

1.3.2.2 Transferência de Calor através de Jatos Colidentes

Os jatos líquidos colidentes têm se comportado como um bom meio de aumentar o coeficiente de convecção no resfriamento de uma superfície. A Figura 8 apresenta as diversas configurações de jatos colidentes possíveis: (a) Jatos em superfícies livres representam os jatos líquidos que são injetados em regiões abertas, os quais existem a presença do meio gasoso (como por exemplo, o ar). (b) Os jatos podem ser injetados em uma superfície que contenha o mesmo líquido, e caso a região esteja aberta ao meio gasoso, esta configuração dá-se o nome de jatos submersos. (c) Caso a região esteja fechada e apresenta apenas o bocal em o jato é descarregado, e a superfície-alvo do jato contenha o mesmo líquido, ter-se-á a classificação de jatos confinados-submersos.

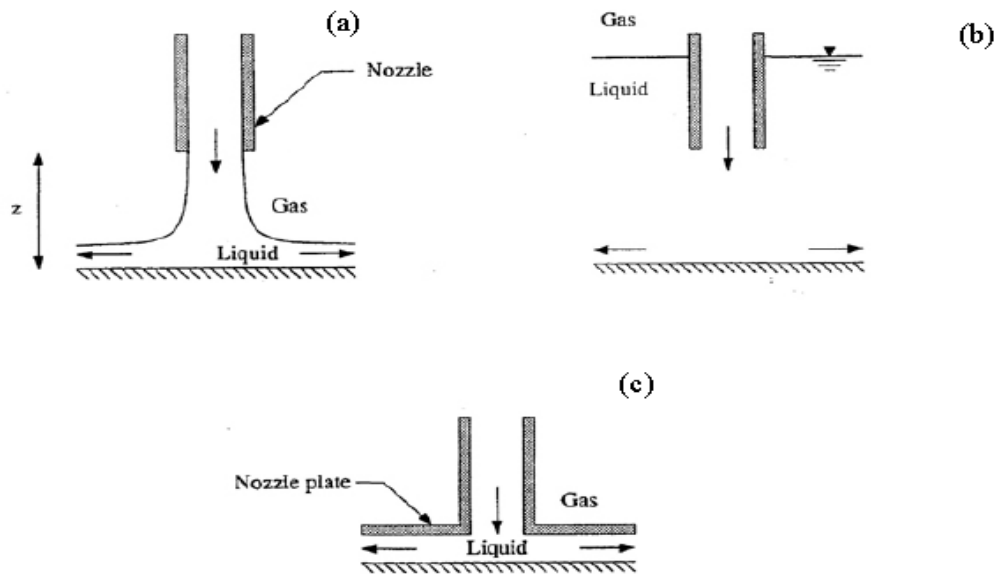


Figura 8 – Diversas Configurações possíveis de Jatos Colidentes: (a) Jato em Superfície Livre, (b) Jato Submerso, (c) Jato Confinado-Submerso. (FONTE: Garimella (2001)).

A cada uma destas configurações citadas e de acordo com o fluido a ser utilizado é possível obter uma equação para o coeficiente de convecção distinta. O objetivo deste trabalho é analisar o comportamento da água saturada na região confinado-submersa do bloco de resfriamento.

Segundo Garimella (2001), para um sistema de apenas um jato circular colidente confinado-submerso de único estado físico, o número de Nusselt médio foi determinado experimentalmente, como:

$$\overline{Nu} = 0,690 Re^{0,555} Pr^{0,452} \left(\frac{L_n}{d} \right)^{-0,07} \left(\frac{b}{d} \right)^{-0,348} \quad \text{Equação (4)}$$

Em que as variáveis destas equações são:

- Número de Reynolds, Re , com a seguinte limitação de $8500 \leq Re \leq 23000$;
- Número de Prandtl, Pr , com a seguinte limitação de $7,1 \leq Pr \leq 9,2$;
- Altura do bocal, L_n ;
- Diâmetro do bocal, d ;
- Comprimento de contato com o fluido, b ;
- Espaçamento do bocal ao alvo, H , deverá cumprir a limitação de $1 \leq \frac{H}{d} \leq 4$.

Ao se obter o valor do número de Nusselt é possível verificar qual o coeficiente de convecção e, por conseqüente, a resistência térmica de convecção, $R_{conv,bloco}$ como demonstra abaixo:

$$\bar{h} = \frac{\overline{Nuk}_{\text{fluido}}}{d} \quad \text{Equação (5)}$$

$$R_{\text{conv,bloco}} = \frac{1}{\bar{h}A} \quad \text{Equação (6)}$$

Em que as variáveis destas equações são:

- Área da secção transversal de contato do fluido com a superfície, $A = b^2$;
- Coeficiente de convecção médio, $\bar{h}$;
- Condutividade térmica do fluido, k_{fluido} .

1.3.3 Trocador de Calor

Dado que a função do bloco de resfriamento é de transferir a potência de calor dissipada pelo processador em outras formas de energia, segue-se que o fluido ao transcorrer o bloco de resfriamento adquiriu parte deste calor pelo modo de convecção e que por conseqüente, produziu um aumento na temperatura do fluido, $T_{\text{saída,bloco}}$, na proporção da sua capacidade calorífica, conforme a equação descreve abaixo:

$$q = m_{\text{agua}} c_{p,\text{agua}} (T_{\text{saída,bloco}} - T_{\text{entrada,bloco}}) \quad \text{Equação (7)}$$

E para que a temperatura de entrada no bloco, $T_{\text{entrada,bloco}}$, mantenha-se de acordo com as especificações de projeto é necessário à utilização de um trocador de calor, o qual deve ser capaz de retirar no mínimo a equivalente taxa de calor dissipada pelo processador através da imposição de um escoamento cruzado de ar advindo de um ventilador turbo-axial a uma matriz tubular onde o fluido circula.

Portanto, conforme a Figura 9 demonstra, este projeto tem como condição obter as seguintes temperaturas e igualdades:

- Temperatura de saída do bloco, $T_{\text{saída,bloco}}$ será igual a temperatura de entrada no trocador, $T_{\text{entrada,trocador}}$;
- Temperatura de saída no trocador, $T_{\text{saída,trocador}}$ deverá ser equivalente à temperatura de entrada no bloco, $T_{\text{entrada,bloco}}$.

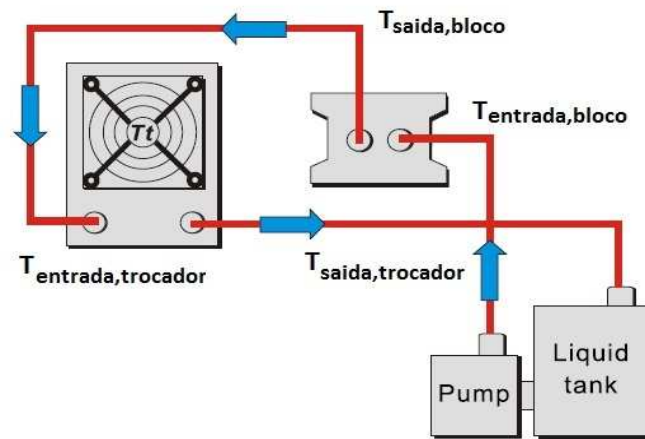


Figura 9 – Temperaturas de Entrada e Saída do Bloco e Trocador.

Os sistemas de resfriamento líquido para processadores comumente encontrados no mercado são caracterizados por possuírem configuração de escoamento cruzado, em que o fluido que se almeja resfriar escoa perpendicularmente ao outro fluido que captará o fluxo de calor, além de serem do tipo compacto, que possuem densas matrizes tubulares e aletadas capazes de aumentar a troca de calor mesmo na utilização de uma substância gasosa, como o ar, o qual possui como coeficientes de troca por convecção pequena.

Os trocadores de calor compacto são definidos a partir do seu arranjo de aletas e podem apresentar configurações diversas de formato os quais variam entre os fabricantes e seus conhecimentos empíricos.

1.4 Bomba Centrífuga

A bomba centrífuga se faz necessária a fim de manter a vazão de fluido constante ao longo de toda linha do sistema, além disso, este equipamento deve ser projetado para que o mesmo suporte as devidas perdas de cargas que ocorrerão em todo o conjunto.

As principais perdas existentes neste projeto são referentes ao bloco de resfriamento e ao trocador de calor.

Segundo Fabbri (2004), as perdas de pressão relacionadas ao bloco de resfriamento e seu respectivo fator de atrito possuem as seguintes expressões:

$$f = 0,51 + \frac{229,9}{Re} \quad \text{Equação (8)}$$

$$\Delta P_{bloco} = \frac{f \rho u_m^2 H}{2d} \quad \text{Equação (9)}$$

Onde u_m representa a velocidade média do fluido passando através do bloco.

E, portanto, a potência requerida na bomba por ser representada por:

$$P = \Delta P_{total} V \quad \text{Equação (10)}$$

Em que variáveis são:

- A vazão volumétrica do escoamento, V ;
- Perda de potência total, $\Delta P_{total} = \Delta P_{bloco} + \Delta P_{trocaador}$.

1.5 Pastas Térmicas

Dado a existência de superfícies rugosas no processador e no componente em contato, bloco de resfriamento ou dissipador de calor, é necessário fazer uso de pastas térmicas, as quais tem a função de preencher os interstícios entre duas superfícies de contato e reduzir a resistência de contato, pois conforme equação 11, dado uma potência dissipadora, quanto menor a resistência térmica vinculada aos interstícios, conseqüentemente menor será a variação de temperatura entre superfícies.

$$R_{t,c} = R_{TIM} = \frac{T_A - T_B}{q} \quad \text{Equação (11)}$$

Onde,

- R_{TIM} , resistência térmica da pasta térmica;
- $R_{t,c}$, resistência térmica de contato;
- T_A e T_B , temperaturas entre superfícies em contato.

A Tabela 2 apresenta diversos tipos de pastas térmicas encontradas no mercado e seus respectivos valores de resistências térmicas, as quais serão estudadas neste trabalho.

Tabela 2 – Pastas Térmicas

Pastas Térmicas	Resistência Térmica (R_{TIM}'')
	[K.cm ² /W]
Arctic Silver	0.018
Berquist TIC-7500	0.226
ShinEtsu G750	0.166
ShinEtsu G751	0.101
ShinEtsu G765	0.387

1.6 Método Clássico de Resfriamento à Ar

O cooler é um conjunto composto de dissipador de calor e um ventilador turbo-axial, que possui a função de transferir a energia térmica liberada pelo processador através dos processos de condução e convecção.

O dissipador de calor é responsável pela transferência de energia das partículas mais energéticas do processador para as menos energéticas do sólido, ou seja, este equipamento tem a característica termofísica de ser um bom condutor térmico. Conforme se pode visualizar na Tabela 3, os sólidos com alta condutividade térmica (k) e menor valor de mercado são: o cobre e alumínio e por isso os dissipadores de calor são usualmente comercializados com estes materiais e, para fins de análise, apenas os dissipadores de calor fabricados em alumínio serão estudados.

Tabela 3 – Condutividade térmica de certos sólidos e seus respectivos custos (Fonte: LME Daily Price)

Sólido	Condutividade Térmica (k) [W/mK] a 300K	Preço de mercado	
		\$/oz	\$/MT
Prata	429	34,71	-
Cobre	401	-	8403
Alumínio	237	-	2175
Ouro	317	1775	-

1.6.1 Dissipador de Calor

Os dissipadores de calor para que possam exercer sua função com mais eficiência são providos de superfícies estendidas, chamadas comumente de aletas, as quais permitem melhor transferência de calor através de uma maior área de contato superficial com o ar. Diversas formas geométricas de aletas existem no mercado, porém serão abortados neste trabalho apenas as aletas mais usuais, como as aletas planos retangulares e aletas piniformes quadrangulares.

A Figura 10 e Tabela 4 representam o esquemático das dimensões e suas respectivas descrições que o dissipador de calor de aletas piniformes quadrangulares deve apresentar.

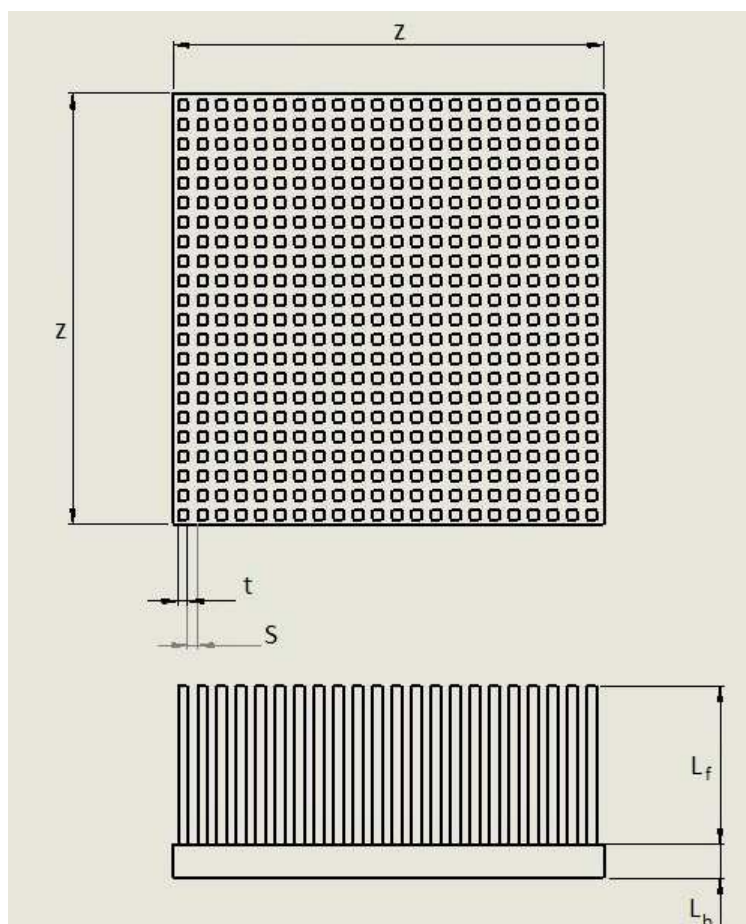


Figura 10 – Dimensões do Dissipador de Calor – Aletas Piniformes Quadrangulares.

Tabela 4 – Dimensões do dissipador de calor - Aletas Piniformes Quadrangulares.

Símbolo	Descrição
L_b	Espessura da superfície inferior do dissipador
L_f	Altura das aletas
S	Espaçamento entre aletas
t	Largura x comprimento de cada aleta
z	Largura x comprimento do dissipador

Para dissipadores de calor de aletas planos retangulares são definidas as seguintes dimensões:

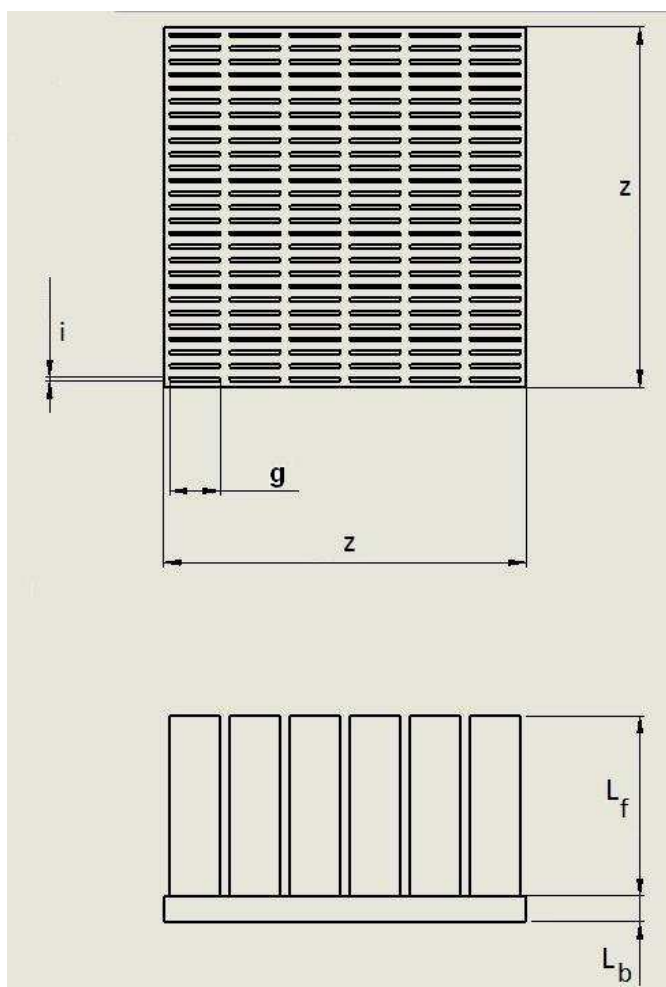


Figura 11 – Dimensões do Dissipador de Calor – Aletas Planas Retangulares.

Tabela 5 – Dimensões do dissipador de calor – Aletas Planas Retangulares

Símbolo	Descrição
g	Comprimento de cada aleta
I	Largura de cada aleta
L_b	Espessura da superfície inferior do dissipador
L_f	Altura das aletas
z	Largura x comprimento do dissipador

A resistência térmica de um conjunto de aletas, independente de sua forma geométrica, é dada pela razão da variação de temperatura entre a extremidade da aleta e a base, $\theta_b = T_\infty - T_b$, e a taxa de transferência de calor total que percorre esta região, q_t , e que também pode ser expressa em função da eficácia do dissipador em trocar calor por convecção conforme a equação:

$$R_{t,o} = \frac{\theta_b}{q_t} = \frac{1}{\eta_o h A_t} \quad \text{Equação (12)}$$

Em que a variável η_o , representa a eficiência global do dissipador e é definida portanto como:

$$\eta_o = \frac{q_t}{q_{\max}} = 1 - \frac{NA_a}{A_t} (1 - \eta_a) \quad \text{Equação (13)}$$

A variável A_t está associada à área superficial total das aletas, NA_a , e a área da superfície da base, A_b , em que ocorre a transferência de calor por convecção, conforme segue:

$$A_t = NA_a + A_b \quad \text{Equação (14)}$$

Para aletas de perfis piniformes quadrangulares, a área superficial de cada aleta, A_a e a área da superfície primária serão respectivamente:

$$A_a = 4tL_f \quad \text{Equação (15)}$$

$$A_b = z^2 - Nt^2 \quad \text{Equação (16)}$$

Para aletas de perfis retangulares planos, a área da superficial de cada aleta, A_a e a área da superfície primária serão respectivamente:

$$A_a = 2fL_c \quad \text{Equação (17)}$$

$$A_b = z^2 - Nif \quad \text{Equação (18)}$$

De acordo com Hamburguen (1986), as aletas podem ser consideradas superfícies planos em escoamento paralelo e caso o escoamento seja laminar, $Re \leq 5.10^5$, tem-se que:

$$\bar{h} = \left(\frac{k_{ar}}{x} \right) 0.664 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}} \quad \text{Equação (19)}$$

Onde, o coeficiente de condução do ar é indicado pelo k_{ar} e a variável x representa a dimensão que se deseja avaliar, paralela ao escoamento.

É de prévio conhecimento que computadores mais antigos não apresentavam dissipadores de calor acoplados a ventiladores turbo-axiais e para todo o gabinete existia apenas um ventilador, o qual circulava ar na direção X do dissipador de calor, conforme se pode visualizar na Figura 12. Conseqüentemente, o número de Reynolds deste escoamento era dado por:

$$Re = \frac{v_m z}{\nu} \quad \text{Equação (20)}$$

Atualmente, os dissipadores de calor possuem ventiladores acoplados na parte superior das aletas e o ar circula na direção Y, conforme pode-se visualizar na Figura 13. E por esta razão, o número de Reynolds para este caso será dado por:

$$Re = \frac{v_m L_c}{\nu} \quad \text{Equação (21)}$$

Onde L_c representa o comprimento da aleta corrigido o qual varia com a forma geométrica da aleta e será abortado a diante e v_m indica a velocidade média produzida pelo ventilador.

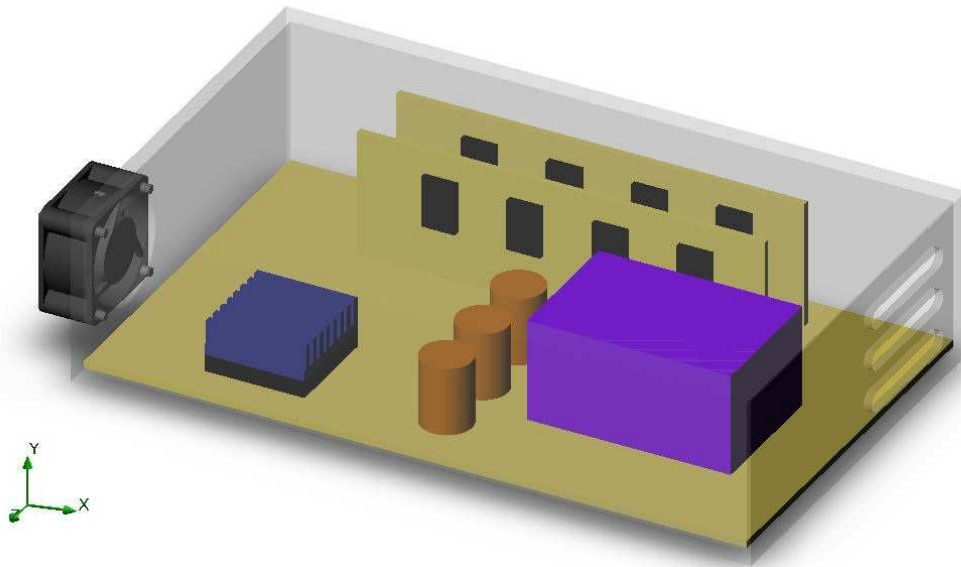


Figura 12 – Exemplo de um ventilador Alimentando todo gabinete.

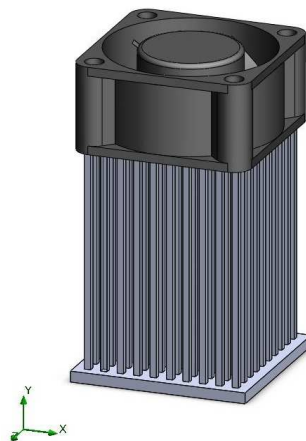


Figura 13 – Exemplo de um ventilador Acoplado ao Dissipador de Calor.

Segundo o Incropera (1996), apesar da equação 22 abaixo estar relacionada a uma condição em que as extremidades das aletas são consideradas adiabáticas, a eficiência de cada aleta, η_a , pode ser utilizada para quaisquer outras condições, se corrigido o comprimento da aleta a um valor L_c :

$$\eta_a = \frac{\tanh mL}{mL} = \frac{\tanh mL_c}{mL_c} \quad \text{Equação (22)}$$

O comprimento corrigido, L_c , apresenta as seguintes equações para cada uma das formas geométricas aqui a serem utilizadas:

- Aletas de Perfis Piniformes Quadrangulares:

$$L_c = L_f + \frac{t}{4} \quad \text{Equação (23)}$$

- Aletas de Perfis Retangulares Planos:

$$L_c = L_f + \frac{i}{2} \quad \text{Equação (24)}$$

E a variável m representa uma constante obtida a partir da equação diferencial de segunda ordem que indica a forma geral de energia de uma superfície estendida, como se visualiza a seguir:

$$\frac{d^2 T}{dx^2} - \frac{hP_e}{kA_{TR}}(T - T_\infty) = 0 \quad \text{Equação (25)}$$

Em que A_{tr} indica a seção transversal da aleta, P_e é o perímetro desta seção e T_∞ é a temperatura do meio em que a aleta está localizada.

A fim de simplificar a equação acima, diz-se que:

$$m = \frac{hP_e}{kA_{TR}} \quad \text{Equação (26)}$$

Como para cada uma das aletas tem-se uma área superficial e perímetros diferenciados seguem as variáveis m de cada perfil:

- Aletas de Perfis Piniformes Quadrangulares:

$$m = \left(\frac{4\bar{h}}{k_{alu}t} \right)^{\frac{1}{2}} \quad \text{Equação (27)}$$

- Aletas de Perfis Retangulares Planos:

$$m = \left(\frac{2\bar{h}}{k_{alu}i} \right)^{\frac{1}{2}} \quad \text{Equação (28)}$$

Para tanto, caso desejado obter a temperatura do processador a partir da inserção de um sistema de resfriamento a ar, deve-se então construir o circuito térmico equivalente e assim ter-se-á que:

$$R_{total} = R_{cond,base} + R_{t,o} + R_{TIM} \quad \text{Equação (29)}$$

$$T_{processador} = T_{ar} + qR_{total} \quad \text{Equação (30)}$$

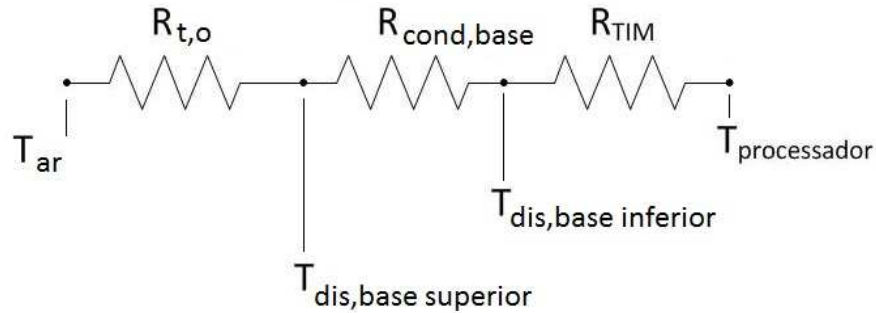


Figura 14 – Esquemático da Resistência Térmicas do Dissipador de Calor.

1.7 Método Fluidodinâmico Computacional

A teoria que rege a transferência de calor entre superfícies/meios tem como principal barreira à complexidade de análise pontual do comportamento do fluidodinâmico do sistema, por esta razão, os cálculos teóricos envolvendo transferência de calor são usualmente ligados em diversas considerações iniciais, as quais permitem obter resultados aproximados. Os métodos dos elementos finitos através de softwares de computacional fluidodinâmicos (CFD) vêm de encontro a esta necessidade de se capturar valores cada vez mais preciso, a partir da imposição das condições de contorno. Os resultados apresentados a diante foram obtidos a partir do software Solidworks™ Flow Simulation, através da inserção do projeto a ser analisado, das condições gerais do sólido e dos fluidos e dos objetivos a serem calculados.

2 DESENVOLVIMENTO

Dado a diversidade de processadores existentes no mercado, é necessário admitir-se um processador em questão a ser estudado, tendo em vista a Lei de Moore's já citada, em que o número de transistores tendem a aumentar mais ao longo dos anos, conforme **Erro! Fonte de referência não encontrada.** e que os processadores mais recentes possuem velocidade de processamento maior e conseqüentemente, maior quantidade calor transmitida pelas suas superfícies, conforme Figura 3. Foram utilizadas como base a este trabalho, as especificações técnicas do novo processador da Terceira Geração da Intel® Core™ i7, cujo suas dimensões e características são apresentadas a seguir:

Tabela 6 – Especificações Técnicas dos Processadores Intel® Core™ i7, modelo i7-3770.

Descrição	Dimensões
Tamanho do encapsulamento	37,5 x 37,5 mm
Potência Dissipada Operacional (q)	77 W
Temperatura Operacional	67,4 °C
Potência Dissipada Máxima	95 W
Temperatura Máxima	72,6 °C

A Tabela 7 determina as temperaturas dos componentes, líquido e ar. Admitir-se-á conforme recomendação da Intel, que o ar circulante dentro do gabinete estará a uma temperatura constante de 35 °C, e igualmente os sistemas ali contidos.

Tabela 7 – Considerações do Meio e Sólido.

Temperaturas	Condições Ambientais
Temperatura média do ar no gabinete (T_{∞})	35 °C
Temperatura média da água ($T_{\text{água}}$)	38 °C
Temperatura dos componentes no gabinete	35 °C

As propriedades termofísicas do ar, água saturada e dos metais (alumínio (Al) e cobre (Cu)) são especificadas na Tabela 8, conforme interpolação das tabelas presentes no Incropera (1996) nas respectivas temperaturas acima apresentadas:

Tabela 8 – Propriedades Termofísicas das Matérias.

Elemento	Propriedades	Dimensões
Água Saturada	Calor Específico ($C_{p_{\text{água}}}$)	4,178 KJ/KgK
	Viscosidade ($\mu_{\text{água}}$)	0,000682 Ns/m ²
	Condutividade Térmica ($k_{\text{água}}$)	0,629 W/mK
	Número de Prandtl ($Pr_{\text{água}}$)	4,53
	Densidade Específica ($\rho_{\text{água}}$)	992,7 kg/m ³
	Calor Específico ($C_{p_{\text{água}}}$)	1,007 KJ/KgK
Ar	Viscosidade (ν_{ar})	1,6695E-05 m ² /s
	Condutividade Térmica (k_{ar})	0,0269 W/mK
	Número de Prandtl (Pr_{ar})	0,706
	Densidade Específica (ρ_{ar})	1,1348 Kg/m ³
Cobre	Calor Específico ($C_{p_{\text{cu}}}$)	385,96 J/KgK
	Condutividade Térmica (k_{cu})	400,36 W/mK
Alumínio Puro	Calor Específico ($C_{p_{\text{al}}}$)	908,06 J/KgK
	Condutividade Térmica (k_{al})	237,33 W/mK

2.1 Desenvolvimento do Sistema de Resfriamento Líquido

Como premissa para o sistema de resfriamento líquido, se tornou necessária avaliar quais são as vazões usualmente disponíveis nas bombas comercializadas para esta finalidade, para tanto, a Tabela 9 e Figura 15 apresentam alguns modelos de bomba da marca Swiftech® e suas respectivas variações de vazão e as perdas de carga que as mesmas suportam e que serão utilizadas para se determinar o mais eficiente sistema de resfriamento líquido.

Tabela 9 – Descrição de Bombas Centrífugas.

Modelo	Variação de Vazão (m ³ /s)	Variação de Perda de Pressão Suportada (kPa)
MCP350	0 ~ 1,17E-04	0 ~ 35,3
MCP35X 70-100%	0 ~ 2,96E-04	0 ~ 43,1
MCP655-B (P4)	0 ~ 3E-04	0 ~ 27,5
MCP355	0 ~ 1,47E-04	0 ~ 45,1
MCP655 P5	0 ~ 3E-04	0 ~ 39,2
MCP35X2	0 ~ 2,6E-04	0 ~ 88,3

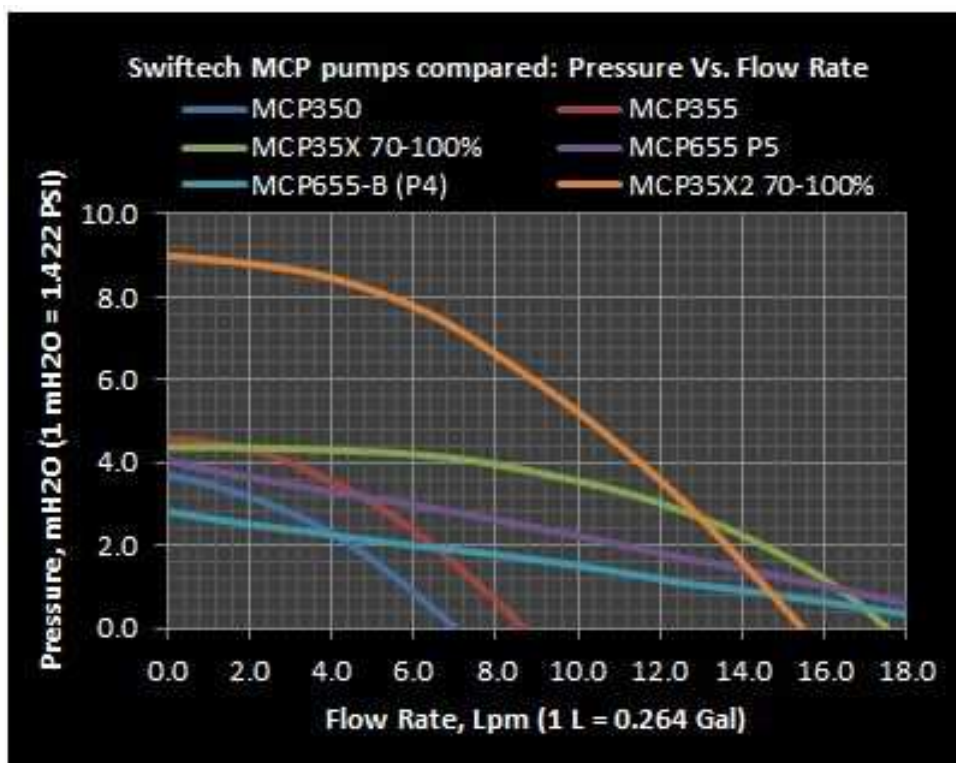


Figura 15 – Curvas Características das Bombas da marca Swiftech®.

2.1.1 Bloco de Resfriamento

Ao se projetar o bloco de resfriamento deve-se atentar ao impacto que cada uma de suas dimensões afeta na temperatura final do processador e na demanda de potência da bomba, deste modo seguem os elementos e suas interferências nos resultados finais.

2.1.1.1 Espessura da base do bloco

A relação proporcional existente entre a resistência térmica por condução e a temperatura do processador, conforme as equações 2 e 3, determinam que quão menor a espessura da base do bloco, E , conseqüentemente, menores serão as transferências de calor através da base e as variações de temperatura entre as superfícies, ao considerarmos a fonte de potência dissipada pelo processador constante. É conveniente então que a espessura, E , a ser projetada possua dimensão reduzida.

2.1.1.2 Diâmetro do bocal

Dado que os jatos são responsáveis por aumentar a troca de calor por convecção do fluido com as superfícies alvos, o objetivo do bloco é de ser capaz de produzir um maior coeficiente de convecção possível. Ao analisar a equação 4, é possível identificar que as dimensões do bocal, d , influenciam de forma direta no número de Nusselt e se tal

medida for reduzida, isto resultará num maior coeficiente de convecção, além de uma temperatura de processador inferior.

Porém deve-se atentar a perda de pressão que ocorrerá no bloco de resfriamento, pois segundo a equação 9, o diâmetro do bocal, d , é inversamente proporcional à perda de pressão no bloco. Ao se reduzir o diâmetro com o objetivo de se obter menor temperatura do processador, ter-se-á como desvantagem uma perda de pressão elevada no bloco, o que conduzirá a necessidade de uma potência de bomba maior, encarecendo o projeto, o que não é desejável. Em resumo, se o sistema tem o objetivo de ser simples, de baixo custo aquisitivo e que auxilie o processador a não atingir temperaturas altas, portanto, o diâmetro do bocal, d , deverá possuir uma medida intermediária entre as existentes no mercado.

2.1.1.3 Espaçamento Interno do bloco

Além do diâmetro do bocal, a perda de pressão pode ser determinada em função do espaçamento interno do bloco, H , o qual possui relação linear a perda de carga, ou seja, o menor espaçamento, H , representa menor perda de pressão e potência requerida na bomba, o que se torna ideal para o sistema.

2.1.1.4 Projeto Final do Bloco

O projeto proposto na Tabela 10 representa um bloco de resfriamento que atenda as necessidades requeridas pelo processador estudado e que não introduzam perdas de carga elevadas, a fim de não encarecer o projeto com uma bomba de maior potência.

Diversas outras dimensões de blocos de resfriamento foram analisadas a fim de se atingir um melhor resultado térmico e de perda de carga, e dentre os demais, as dimensões apresentadas a seguir se destacaram na eficiência térmica e na reduzida perda de pressão.

Tabela 10 – Bloco de Resfriamento Estudado.

Dimensões	Valores (mm)
b	37,5
d	6,35
E	3,05
H	25,4
L_n	6,35
w	40

Os resultados obtidos teoricamente são referenciados na Tabela 11 e foram também obtidos computacionalmente conforme a Tabela 12 e as demais figuras adiante, tem a finalidade de verificar a veracidade dos dados obtidos e constatar as diferenças encontradas nos estudos unidimensional versus tridimensionais. Os resultados puderam ser encontrados mediante a aplicação das equações descritas na introdução, das propriedades termofísicas supra citadas e algumas considerações, conforme segue:

- Vazão volumétrica da água no sistema, $V = 6,67E-05 \text{ m}^3/\text{s}$;
- Pasta Térmica aplicada na região de contato entre bloco e processador, Arctic Silver, pois se trata da pasta térmica com maior eficácia.

Tabela 11 – Resultados Teóricos do Bloco de Resfriamento.

Variáveis	Resultados
Velocidade média da água (u_m)	2,11 m/s
Número de Reynolds (Re)	19451
Resistência Térmica de Convecção ($R_{\text{conv},\text{bloco}}$)	1,18E-02 K/W
Resistência Térmica de Condução ($R_{\text{cond},\text{bloco}}$)	5,42E-03 K/W
Resistência Térmica de Contato (R_{TIM})	1,28E-03 K/W
Temperatura do Processador ($T_{\text{processador}}$)	39,42 °C
Fator de atrito no bloco (f)	0,522
Perda de Pressão no bloco (ΔP_{bloco})	4591 Pa
Temperatura de Saída do Fluido do bloco ($T_{\text{saída},\text{bloco}}$)	38,25 °C

Por se tratar de resultados tridimensionais, o software reproduz informações médias das variáveis que se deseja obter resultados, portanto, a Tabela 12 indica resultados distintos dos apresentados pelas figuras abaixo, dado o estudo pontual que as figuras determinam.

Tabela 12 – Resultados Computacionais do Bloco de Resfriamento.

Variáveis	Resultados
Temperatura do Processador ($T_{\text{processador}}$)	43,36 °C
Perda de Pressão no bloco (ΔP_{bloco})	4286,68 Pa
Temperatura de Saída do Fluido do bloco ($T_{\text{saida,bloco}}$)	38,28 °C

As figuras abaixo determinam as distribuições de temperatura da superfície superior do processador, do fluido ao se movimentar no interior do bloco de resfriamento e perda de pressão em seu interior, respectivamente.

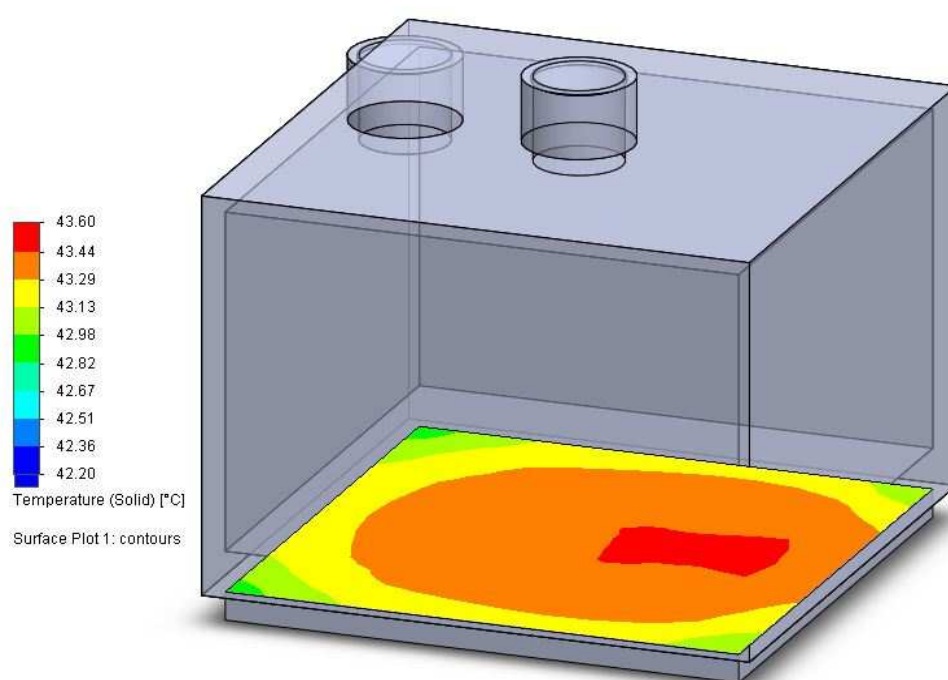


Figura 16 – Resultado Computacional – Bloco de Resfriamento – Temperatura do Processador.

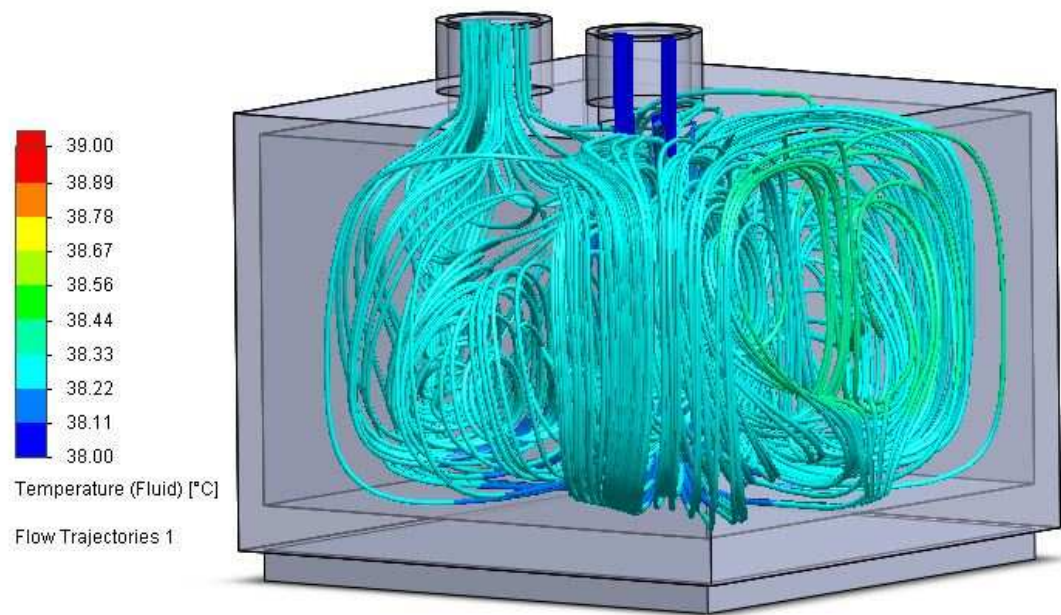


Figura 17 – Resultado Computacional – Bloco de Resfriamento – Temperatura do Fluido.

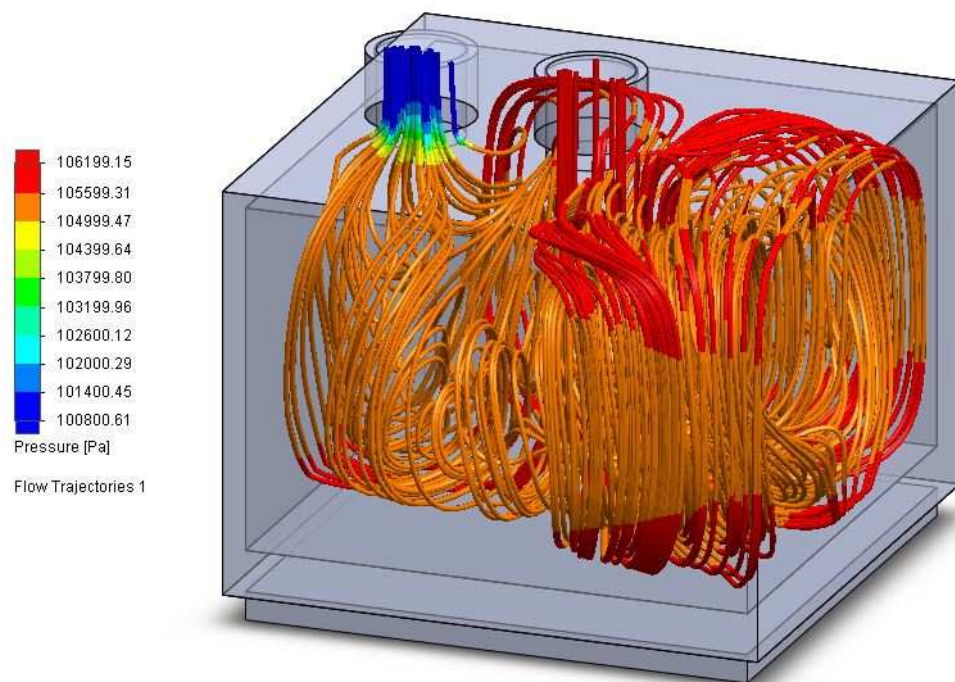


Figura 18 – Resultado Computacional – Bloco de Resfriamento – Perda de Pressão.

2.1.2 Trocador de Calor e Ventilador

O trocador de calor compacto é um equipamento de condições de projeto específicas, um estudo aprofundado sobre estes componentes requer dimensões como área livre de escoamento, área frontal onde o ventilador está posicionado, áreas das aletas dentre outras, as quais os fabricantes não disponibilizam aos seus clientes, por se tratar de considerações empíricas de projeto. Portanto, neste trabalho não serão abordadas as condições de projeto dos trocadores, adotando um trocador de calor compacto da fabricante Lytron© capaz de atender a demanda do sistema e capturando as informações pertinentes as perdas de pressão que ocorrem no componente com a finalidade de se especificar uma bomba centrífuga correta.

Para tanto, utilizou-se do catálogo da fabricante Lytron© a fim de se selecionar o equipamento adequado ao resfriamento da água, tendo em vista que a temperatura de entrada no trocador, $T_{\text{entrada,trocador}} = 38,25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ e que a potência a ser dissipada pelo trocador é de no mínimo 77W, equivalente a potência dissipada pelo processador e que a temperatura do meio, T_{∞} , se encontra a $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$. O fabricante conduz a consulta do desempenho dos trocadores em $\text{W/ }^{\circ}\text{C}$, conforme segue:

$$Performance = \frac{Potência}{T_{\text{entrada,liquido}} - T_{\text{entrada,ar}}} = \frac{77}{38,25 - 35} = 23,4 \text{ W/ }^{\circ}\text{C}$$

A Figura 19 apresenta a performance do trocador de calor modelo 6210, em que a performance requerida por este projeto estudado é menor do que o componente, dada vazão de líquido de $6,67\text{E-}05 \text{ m}^3/\text{s}$ (4 LPM) e uma correspondente vazão de ar do ventilador a ser acoplado a ser equipamento. A curva representa o desempenho real deste trocador que é crescente na medida em que há um aumento de vazão de ar no ventilador.

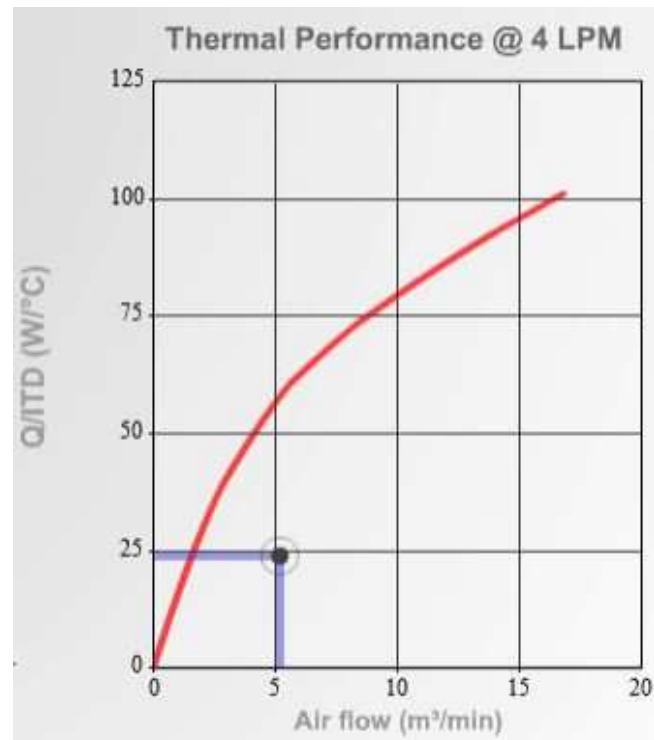


Figura 19 – Desempenho Térmico do Trocador de Calor Modelo 6210.

O ventilador, modelo Marin Fan®, o qual é acoplado a este trocador possui vazão de aproximadamente 0,093 m^3/s (5,58 m^3/min), e conforme visualizada na figura acima, na determinada condição de vazão, este trocador possui uma performance de resfriamento de 57 W/ °C e é portanto, pode ser acoplado a este projeto.

A perda de pressão relacionada a este específico trocador de calor é também consultado a partir de gráficos de relação vazão do líquido versus perda de pressão do fluido, pode-se obter que a perda de pressão para a vazão de 6,67E-05 m^3/s (4 LPM) será de 24 kPa (0,24 bar).

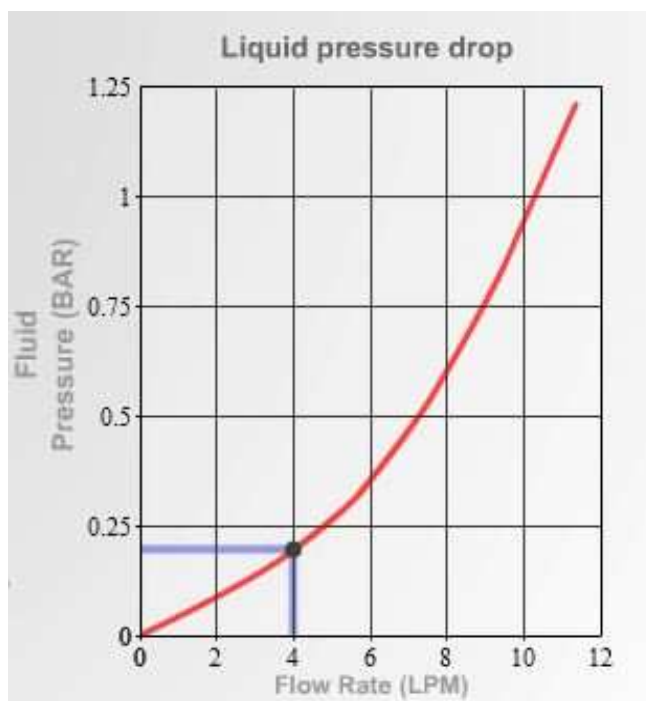


Figura 20 – Perda de Pressão do Líquido

2.1.3 Bomba Centrífuga

Calculando as perdas de pressão de ambos os componentes, bloco de resfriamento e trocador de calor, pode-se obter a bomba mais adequada ao projeto.

Em resumo, as perdas de pressão são as seguintes:

- Bloco de Resfriamento: 4,591 kPa;
- Trocador de Calor: 24 kPa.

Somando um total de perdas de 28,591 kPa (2,928 mH₂O) a uma vazão volumétrica de água de 6,67E-05 m³/s (4 LPM). Ao retornar a Figura 15, pode-se verificar que a bomba centrífuga modelo MCP355 atende a estes requisitos e pode ser incluída ao projeto.

2.2 Sistema de Resfriamento à Ar

2.2.1 Ventilador

A principal função do ventilador do tipo turbo-axial no sistema de resfriamento a ar é prover um fluxo constante de ar na direção do dissipador de calor, ou seja, este equipamento deve possuir uma dada vazão e deve ser capaz de resistir às quedas de cargas que o dissipador de calor perde ao longo do seu corpo.

Assim como os demais componentes deste sistema, os microventiladores a serem utilizados no resfriamento de processadores estão disponíveis em diversos tamanhos, tipos e fabricantes, então é necessária a escolha de um ventilador específico. Neste projeto, será considerado o ventilador modelo 412H da marca Ebm-papst®.

Para análise da vazão de ar que percorre o ventilador, utilizou-se de um modelo computacional de um ventilador acoplado a um gabinete como observada abaixo, com a finalidade de avaliar qual a velocidade média que este ventilador produz:

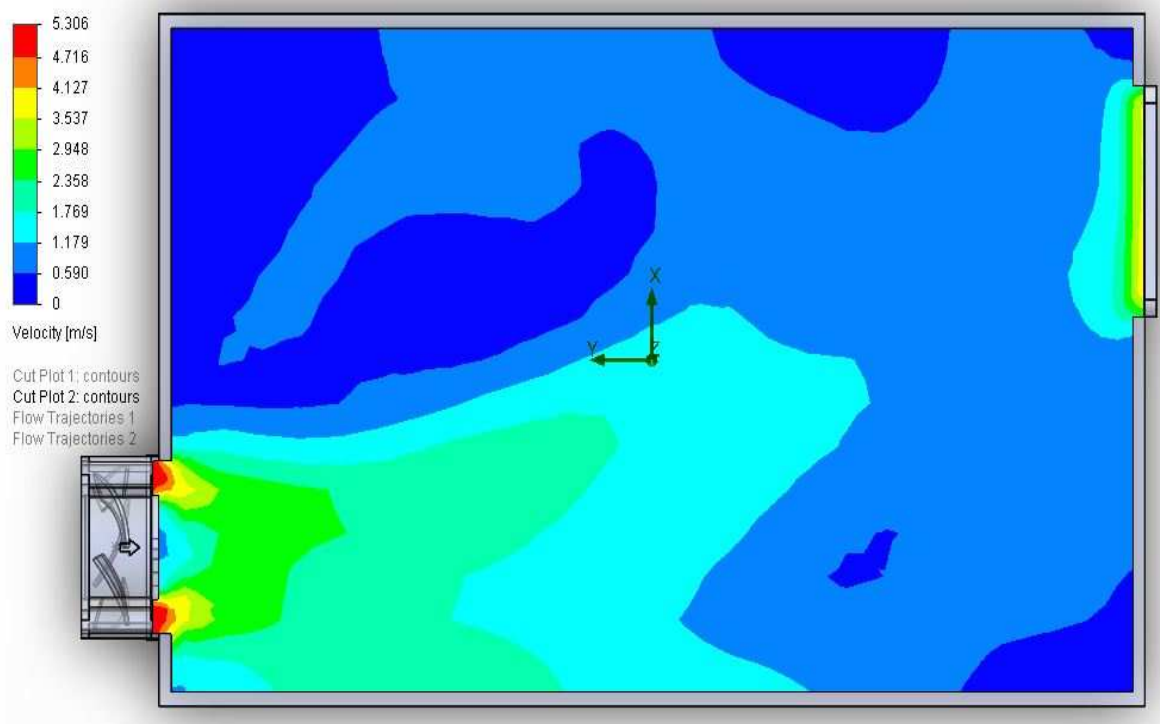


Figura 21 – Velocidades Médias do Ventilador.

Como se pode visualizar a velocidade na saída do ventilador varia de 1,179 a 4 m/s, portanto, utilizar-se-á de um valor médio de velocidade, $v_m = 2,6$ m/s, para que os cálculos teóricos sejam realizados.

2.2.2 Dissipador de Calor Aletado

Dada a diversidade de dissipadores de calor comercializados no mercado, se tornou indispensável analisar alguns destes dissipadores a fim de se verificar a respectiva eficiência frente ao modelo de processador e condições ambientes propostas. Para tanto, alguns dissipadores de calor da marca Alpha© foram selecionados e calculados as áreas superficiais, os coeficientes de convecção obtidos através do escoamento do ar na determinada configuração, as eficiências de cada aleta e globais do dissipador, as resistências térmicas dadas pela troca de calor por convecção e condução e a temperatura do processador que é obtida a partir da união do determinado dissipador ao processador e ao ventilador referenciado acima.

Para cada tipo de dissipador de calor, piniforme quadrangular e plano retangular, foram captados os mais eficientes componentes e assim, analisados suas respostas teóricas e computacionais conforme os resultados abaixo são apresentados.

Vale salientar que foram estudados ambas as configurações de ventiladores, na direção X e Y, segundo as Figura 12 e Figura 13, a fim de demonstrar qual o impacto térmico de cada condição nos sistemas.

Tabela 13 – Dissipador de Calor Piniforme Quadrangular – Modelo S2080-40W.

Dimensões	Valores
L_b	7 mm
L_f	33 mm
N	400
S	1,98 mm
t	2 mm
z	40 mm

Ao aplicar os conceitos anteriormente citados, resolvendo de forma sistemática o circuito térmico da Figura 14, considerando-se que o modelo S2080-40W é fabricado em alumínio, cujas as propriedades termofísicas já foram explicitas, obtêm-se os resultados finais do dissipador na configuração de ventilador na direção X, como segue:

Tabela 14 – Dissipador de Calor Piniforme Quadrangular - Resposta Teórica – Eixo X.

Descrição	Dimensões
Área da superfície de cada aleta (A_a)	2,64E-04 m ²
Área da superfície da base (A_b)	4,80E-03 m ²
Área superficial total (A_t)	0,1104 m ²
Comprimento Corrigido (L_c)	0,0335 m
Número de Reynolds (Re)	12463
Eficiência de cada aleta (η_a)	0,935
Eficiência global (η_o)	0,938
Resistência térmica do conjunto de aletas ($R_{t,o}$)	0,44 K/W
Resistência térmica por condução (R_{cond})	0,0046 K/W
Resistência térmica total (R_{total})	0,44 K/W
Temperatura do Processador ($T_{processador}$)	68,98 °C

Os resultados computacionais abaixo não apresentarão a superfície do processador, pois ao fazer a consideração que o processador é um material isolante, o qual não possui geração interna de calor, por questões de limitações do software não é possível ilustrar os resultados na superfície de um material isolante, porém pode-se compreender os resultados através das condições limiaries a localização do processador.

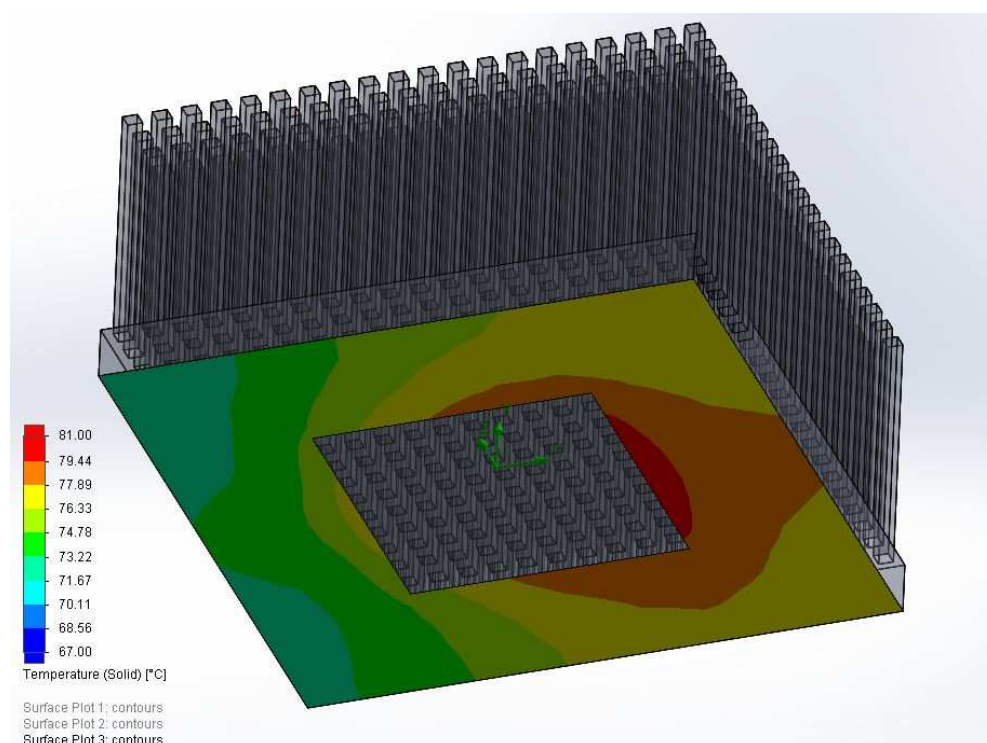


Figura 22 – Resposta Computacional – Eixo X – Temperatura da Superfície em Contato ao Processador.

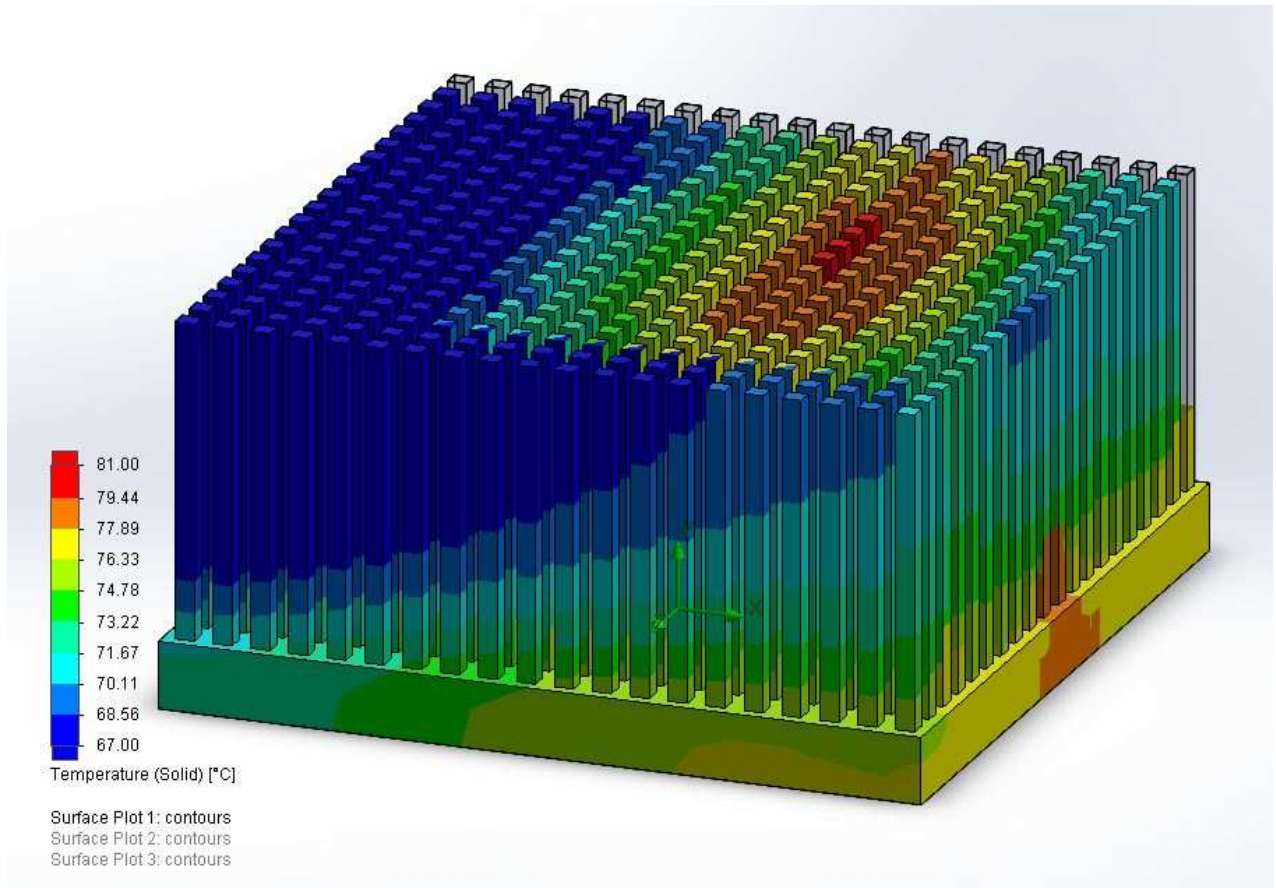


Figura 23 – Resposta Computacional – Eixo X – Temperatura da Superfícies Estendidas.

A Tabela 15 apresenta os resultados referentes aos valores que se alteram ao mudar a direção do ventilador. Tendo em vista as temperaturas finais do processador pode-se analisar que há um decréscimo significativo na temperatura se for comparado o modelo de eixo Y ao do eixo X.

Tabela 15 – Dissipador de Calor Piniforme Quadrangular - Resposta Teórica – Eixo Y.

Descrição	Dimensões
Número de Reynolds (Re)	5141
Eficiência de cada aleta (η_a)	0,904
Eficiência global (η_o)	0,908
Resistência térmica do conjunto de aletas ($R_{t,o}$)	0,29 K/W
Resistência térmica total (R_{total})	0,29 K/W
Temperatura do Processador ($T_{processador}$)	57,43 °C

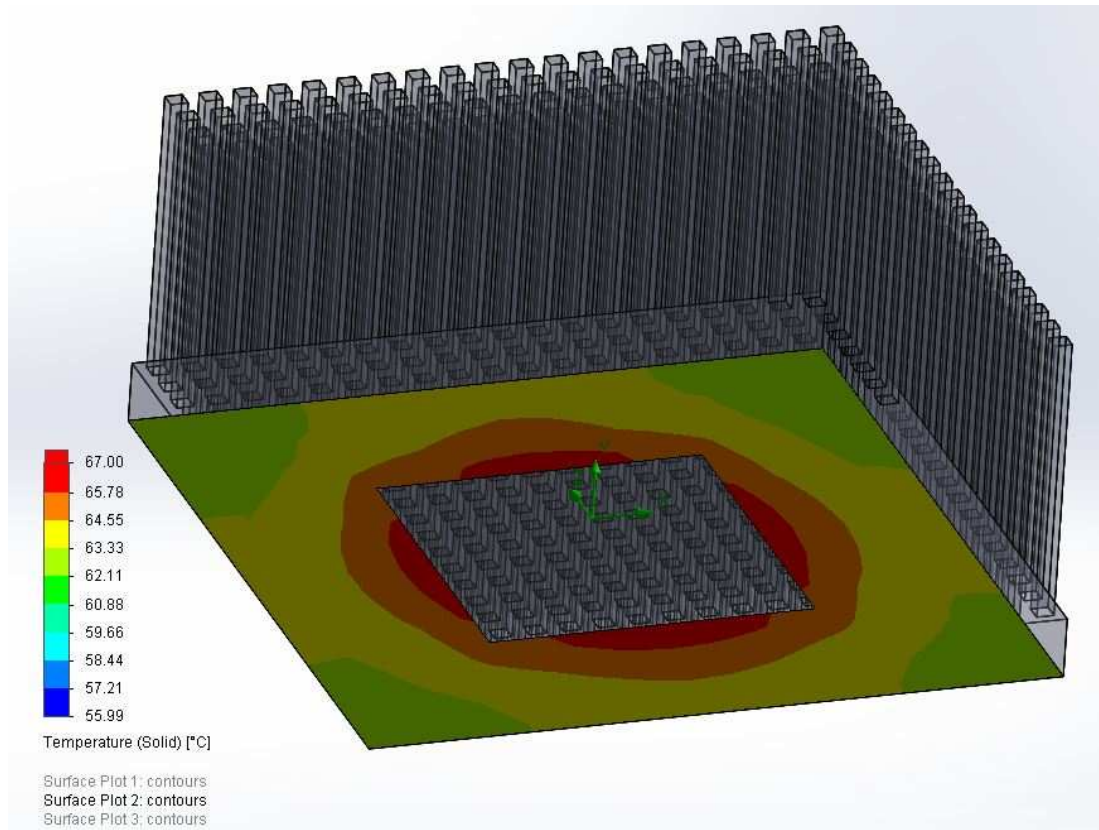


Figura 24 – Resposta Computacional – Eixo Y – Temperatura de Superfície em Contato ao Processador.

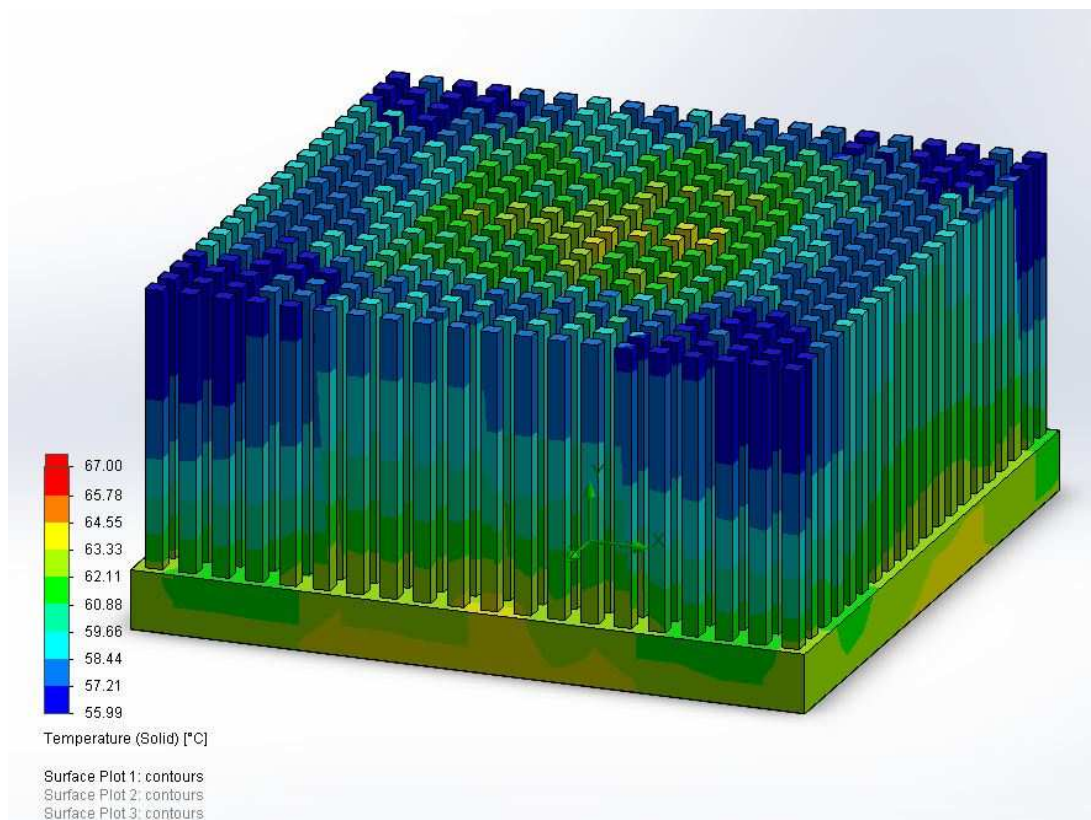


Figura 25 – Resposta Computacional – Eixo Y – Temperatura das Superfícies Estendidas.

As mesmas análises teórica e computacional estão explicitadas abaixo para o dissipador de calor do tipo plano retangular mais eficiente dentre os diversos de dissipadores da fabricante Alpha© calculados.

Tabela 16 – Dissipador de Calor Plano Retangular - Modelo LT70-40W.

Dimensões	Valores
g	9,7 mm
i	0,7 mm
L _b	5 mm
L _f	35 mm
N	162
z	70 mm

Tabela 17 – Dissipador de Calor Plano Retangular - Resposta Teórica – Eixo X.

Descrição	Dimensões
Área da superfície de cada aleta (A_a)	6,86E-04 m ²
Área da superfície da base (A_b)	3,80E-03 m ²
Área superficial total (A_t)	0,1149 m ²
Comprimento Corrigido (L_c)	0,03535 m
Número de Reynolds (Re)	10905
Eficiência de cada aleta (η_a)	0,896
Eficiência global (η_o)	0,899
Resistência térmica do conjunto de aletas ($R_{t,o}$)	0,41 K/W
Resistência térmica por condução (R_{cond})	0,0043 K/W
Resistência térmica total (R_{total})	0,41 K/W
Temperatura do Processador ($T_{processador}$)	66,75 °C

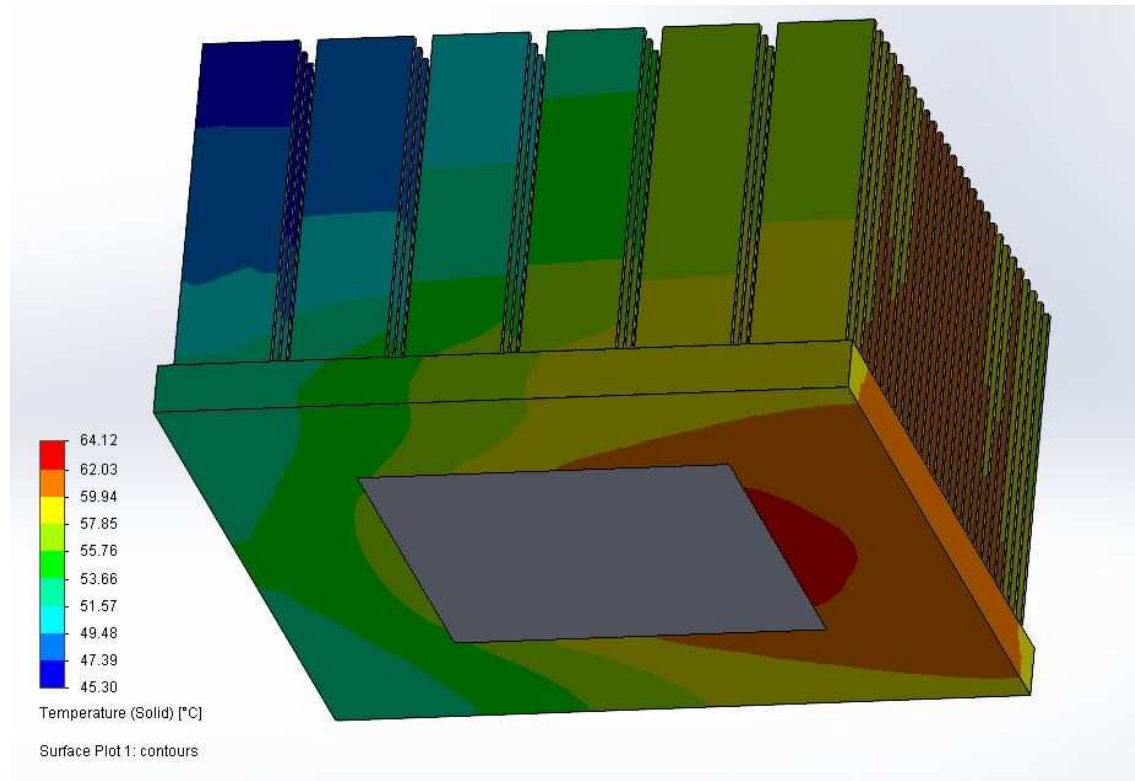


Figura 26 – Resposta Computacional – Eixo X – Temperatura de Superfície em Contato ao Processador.

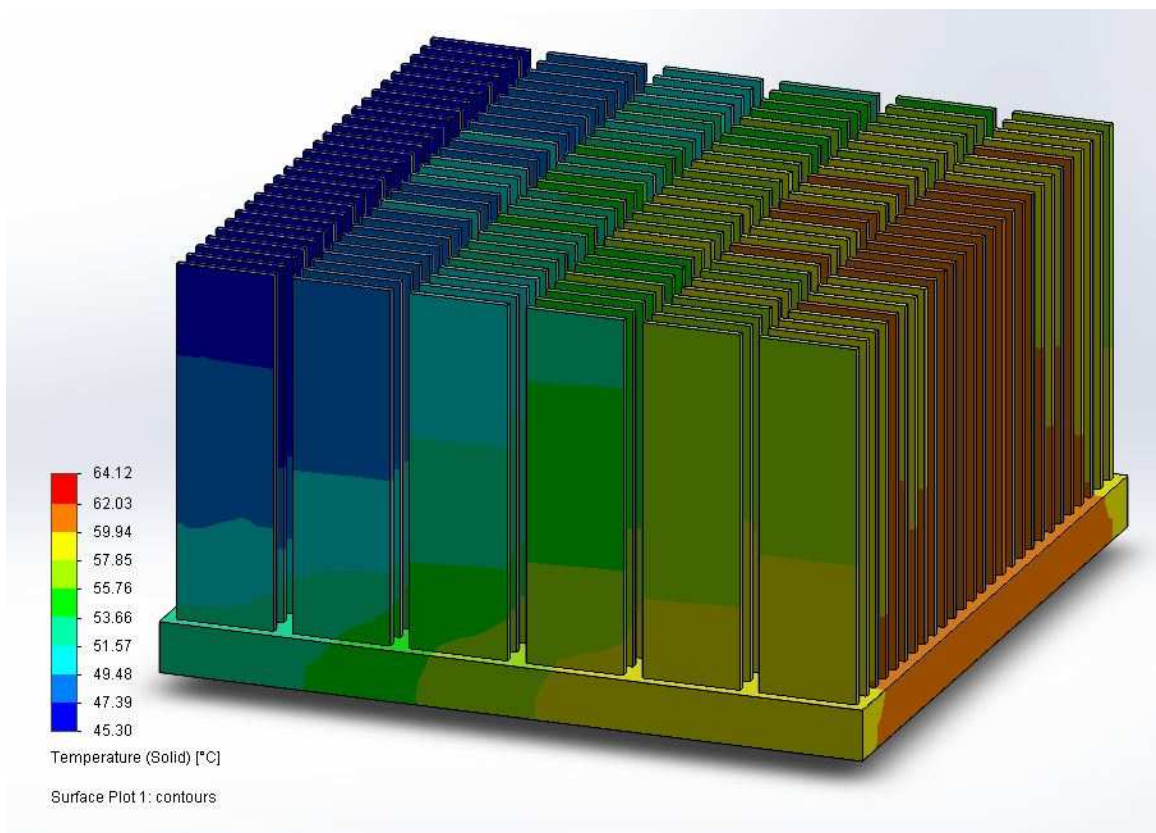


Figura 27 – Resposta Computacional – Eixo X – Temperatura das Superfícies Estendidas.

Tabela 18 – Dissipador de Calor Plano Retangular - Resposta Teórica – Eixo Y.

Descrição	Dimensões
Número de Reynolds (Re)	5452
Eficiência de cada aleta (η_a)	0,856
Eficiência global (η_o)	0,865
Resistência térmica do conjunto de aletas ($R_{t,o}$)	0,30 K/W
Resistência térmica total (R_{total})	0,30 K/W
Temperatura do Processador ($T_{processador}$)	58,44 °C

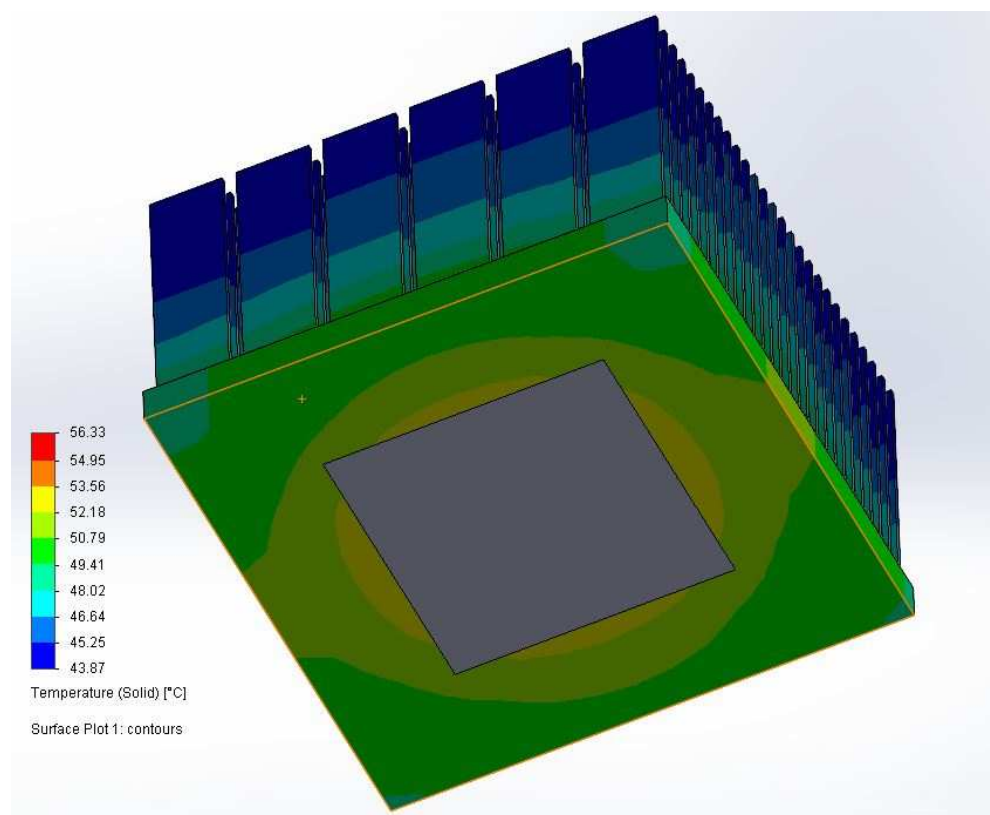


Figura 28 – Resposta Computacional – Eixo Y – Temperatura de Superfície em Contato ao Processador.

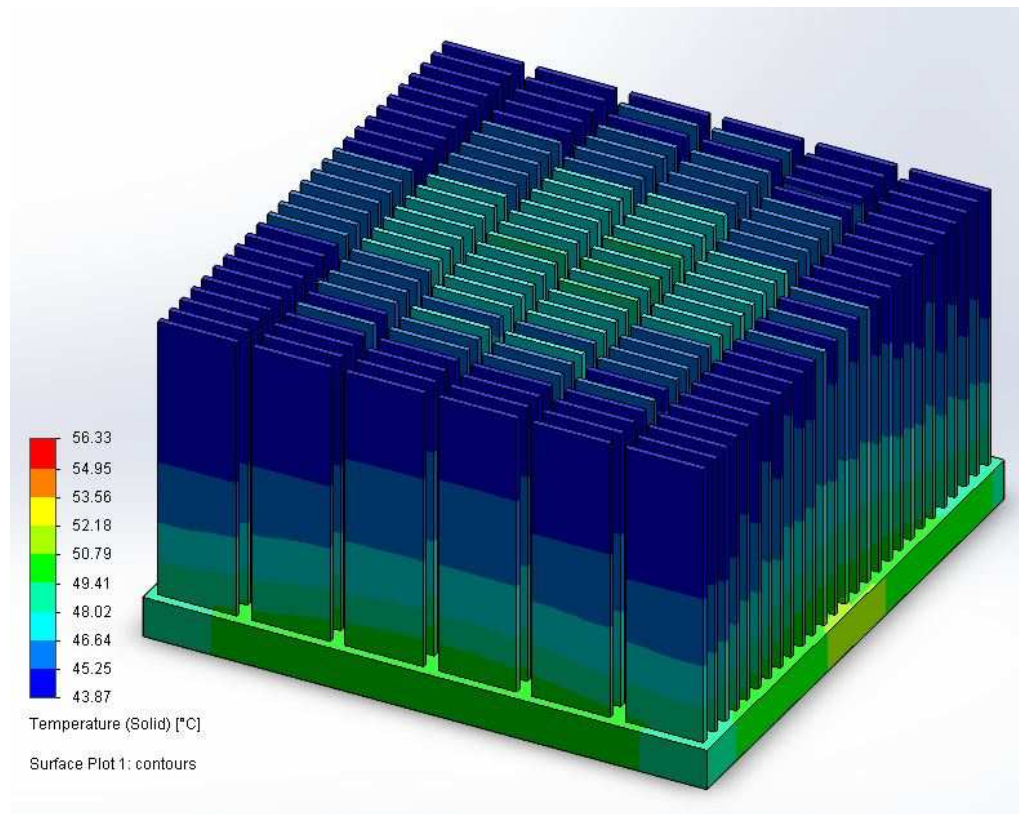


Figura 29 – Resposta Computacional – Eixo Y – Temperatura das Superfícies Estendidas.

2.3 Pastas Térmicas

Os sistemas de resfriamento descritos anteriormente consideraram a pasta térmica Arctic Silver para fins de cálculo, pois esta pasta apresenta a menor resistência térmica de contato entre as demais pastas, porém, sabe-se que o cliente possui a opção de escolher quaisquer outros tipos de pasta térmica a ser empregada, o que acarretará numa provável mudança de resultados, a Figura 30 apresenta as respectivas pastas e sua influência na temperatura do processador.

Estes resultados consideraram que a temperatura do meio é de 35 °C e a potência do processador é um valor constante de 77 W, cabe avaliar que se houver a modificação de uma destas variáveis obter-se-á outros resultados, porém compete analisar num dado exemplo qual é o impacto da escolha de uma pasta térmica na temperatura final do processador. Neste exemplo, a temperatura do processador pode se sofrer um acréscimo de até 6% em relação às pastas térmicas Arctic Silver e ShinEtsu G765.

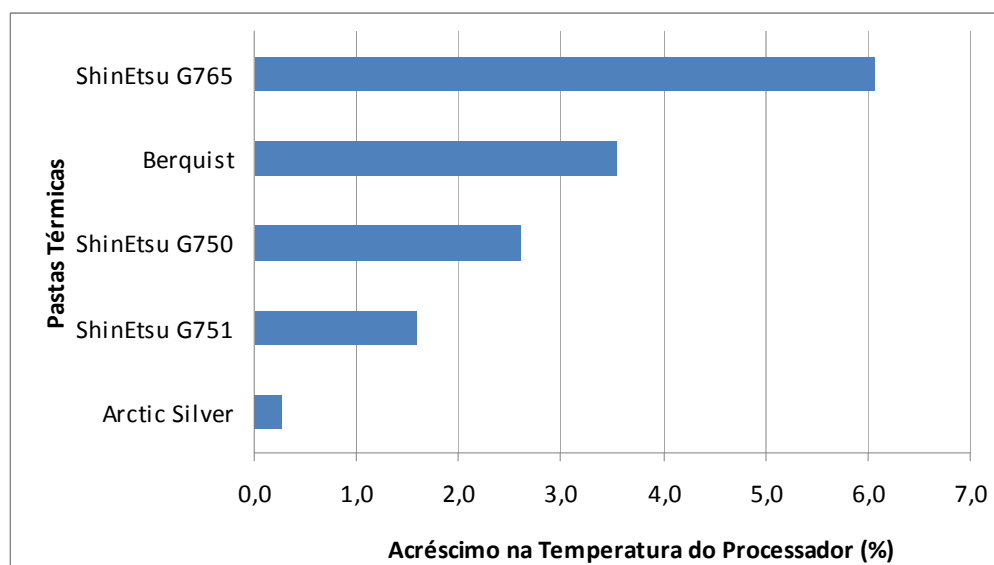


Figura 30 – Influência da Escolha da Pasta Térmica num determinado sistema.

3 CONCLUSÃO

Mediante a apresentação de todos os resultados, pode-se analisar, comparar e concluir diversos fatores. Primeiramente, ao se focar no bloco de resfriamento e na comparação dos resultados obtidos entre teoria e versões computacionais, obtemos uma máxima variação percentual de 10 %, aproximadamente, entre os principais dados analisados, como segue na Tabela 19. Deste modo, os resultados teóricos apesar de possuírem diversas premissas iniciais podem ser utilizados como método de obtenção de dados, caso não hajam softwares computacionais especializados para este fim.

Tabela 19 – Comparação dos resultados obtidos no bloco de resfriamento.

Resultados	Modelos		Variação Percentual (%)
	Teórico	Computacional	
Temperatura do Processador	39,42 °C	43,36 °C	9,99
Perda de Pressão	4591 Pa	4286,68 Pa	7,10
Temperatura de Saída do Fluido do bloco	38,25 °C	38,28 °C	0,08

Ao analisar os dois tipos de dissipadores de calor aqui estudados e as disposições dos ventiladores, pode-se concluir que os ventiladores acoplados aos dissipadores de calor do tipo piniforme quadrangular possuem um decréscimo de 20% na temperatura do processador e os dissipadores de calor do tipo plano retangular possuem um decréscimo de 14% e desta forma, os dissipadores de calor com ventiladores acoplados na superfície superior devem ser usados ao invés de um único ventilador circulando em todo o gabinete. Além deste resultado, considera-se ponto relevante analisar que nos dissipadores de calor acoplados aos ventiladores dos dois tipos: piniforme quadrangular e plano retangular, ambos obtiveram resultados semelhantes e que diferem em apenas 1,75 % no que se refere à temperatura final do processador.

E ao se analisar e comparar as respostas obtidas entre sistemas de resfriamento, pode-se compreender que o sistema de resfriamento a líquido pode ser mais eficiente em 32,5% do que o sistema de resfriamento a ar, no que tange a temperatura final do processador.

Tabela 20 – Comparação da Eficácia entre Sistemas de Resfriamento

Sistemas de Resfriamento	Temperatura do Fluido de Convecção (°C)	Temperatura do Processador (°C)	Resistência Térmica (K/W)
Líquido	38,0	43,36	0,019
Ar	35,0	57,43	0,29

Destaca-se que o sistema de resfriamento líquido apesar de eficiente, tem como desvantagem um valor de mercado superior aos sistemas de resfriamento a ar. Numa breve pesquisa de mercado, o sistema de resfriamento líquido apresenta valores intermediários de R\$ 600, enquanto os sistemas de resfriamento a ar podem ser oferecidos a valores de R\$ 100, aproximadamente.

Desta forma, os sistemas de resfriamento a líquido têm sido utilizados por operadores específicos, que almejam maior velocidade de processamento e isto pode ser atingido através de uma menor temperatura do processador.

Por meio deste trabalho, pode-se estudar o comportamento dos sistemas de resfriamento de processadores e verificar sua real efetividade, para trabalhos futuros existe há possibilidade de estudar de forma analítica os trocadores de calor do tipo compacto, a fim de checar as eficiências dos trocadores disponíveis no mercado.

REFERÊNCIAS

- ALPHA COMPANY. **Online Catalog.** Disponível em: <http://www.micforg.co.jp/en/c_s2080e.html>. Acesso em: 09 out. 2012.
- B. P. WHELAN, R. KEMPERS; A. J. ROBINSON. A liquid-base system for CPU cooling implementing a jet array impingement water block and a tube array remote heat exchanger. **Applied Thermal Engineering**, Dublin, Ireland, p. 86-94. 20 jan. 2012.
- C.Y. Li, S.V. GARIMELLA, 2001, “Prandtl-number effects and generalized correlations for confined and submerged jet impingement”, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 44,pp. 3471-3480.
- EBMPAPST. **Microventiladores Axiais.** Disponível em: <http://www.ebmpapst.com.br/pt_br/products/compact-fans/axial_compact_fans/axial_compact_fans_detail.php?PID=53748>. Acesso em 17 nov. 2012.
- ELECTRONICS COOLING. **The history of power dissipation.** Disponível em: <<http://www.electronics-cooling.com/2000/01/the-history-of-power-dissipation/>>. Acesso em 02 nov. 2012.
- F. P. INCROPERA, D. P. DEWITT: Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 5th Edition, John Wiley & Sons, 1996.
- H.Y ZHANG et al. Single-phase liquid cooled micro channel heat sink for electronic packages. **Applied Thermal Engineering**, Atlanta, p. 1472-1487. 20 dez. 2004.
- I. MUDAWAR 2001 **Assessment of high-heat-flux thermal management schemes.** IEEE Trans. Comp. Packag. Technol. 24(2), 122–41.
- INTEL. **Thermal and Mechanical Guidelines.** Disponível em: <<http://www.intel.com/content/www/us/en/processors/core/CoreTechnicalResources.html>>. Acesso em: 04 ago. 2012.
- INVESTMENT MINE. **Mining Markets & Investment.** Disponível em: <<http://www.infomine.com/investment/metal-prices>>. Acesso em: 01 out.2012.
- J.P.GWINN; R.L.WEBB. Performance and testing of thermal interface materials. **Microelectronics Journal**, Pennsylvania, p. 215-222. 21 nov. 2003. Disponível em: <www.elsevier.com/locate/mejo>. Acesso em: 04 ago. 2012.

J. YEOM, M. A. SHANNON. **3.16 Micro-Coolers**. In: GIANCHANDANI, Yogesh; TABATA, Osamu; ZAPPE, Hans (Comp.). **Comprehensive Microsystems**. Urbana, IL, USA: Elsevier, 2008. p. 499-550.

LYTRON TOTAL THERMAL SOLUTIONS. **Heat Exchangers**. Disponível em: <<http://www.lytron.com/>>. Acesso em 09 out. 2012.

M. FABBRI. **Cooling of Electronic Components Using Arrays of Microjets**. 2004. 250 f. Dissertation (Doctor) - University of California, Los Angeles, 2004.

P.E. PHELAN, V. CHIRIAC, T.W. LEE. 2001. **Current and future miniature refrigeration cooling technologies for high power microelectronics**. Proc. 17th IEEE SEMI-THERM Symp., San Jose, CA, USA, pp. 158–67.

S.V.J. NARUMANCHI, V. HASSANI, D. BHARATHAN. **Modeling Single-Phase and Boiling Liquid Jet Impingement Cooling in Power Electronics**. Golden, Colorado: National Renewable Energy Laboratory, 2005.

SWIFTECH. **PC Liquid Cooling**. Disponível em: <<http://www.swiftech.com/mcp350.aspx>>. Acesso em 05 nov. 2012.

TECHNOLOGY BRIEF. Moore's Law and Scaling. Disponível em: <course.ee.ust.hk/elec202/Lectures/tb2_moores_law.pdf>. Acesso em 22 nov. 2012.

UNIVERSITY OF BOLTON. **Online Postgraduate Courses for the Electronics Industry**. Disponível em: <http://www.ami.ac.uk/courses/ami4817_dti/u01/index.asp>. Acesso em: 01 out.2012.

W. R. HAMBURGEN. **Optimal Finned Heat Sinks**. Palo Alto: Western Research Laboratory, 1986.