

BRUNO TEBALDI DE QUEIROZ BARBOSA

**ANÁLISE DO RESFRIAMENTO DE COMPONENTES
ELETRÔNICOS**

Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Graduação em
Engenharia


17/12/04

São Paulo
2004

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador Dr. Ernani Vitillo Volpe pelo apoio, compreensão e permanente incentivo.

Aos meus pais e amigos.

Ao pessoal do Núcleo de Dinâmica e Fluidos, que me apoiou na execução do trabalho.

A todos que, direta ou indiretamente, colaboraram na execução deste trabalho.

RESUMO

O presente trabalho reúne elementos para o estudo e análise do resfriamento de componentes eletrônicos. Seu objetivo está em analisar os dispositivos de resfriamento de componentes eletrônicos focando seu estudo nas temperaturas operacionais do componente e nos gradientes de temperatura presentes nos dissipadores. A metodologia empregada consiste na seleção de um componente eletrônico e de alguns dissipadores os quais serão analisados. Ao todo são ensaiados três casos de resfriamento: convecção natural com aletas, convecção forçada com aletas e tubos de calor. A abordagem de cada caso é feita através de dois métodos distintos. O primeiro consiste em uma análise analítica, onde são empregados as equações de troca de calor e de transferência de energia. No segundo realizamos ensaios numéricos em software de dinâmica de fluidos computacionais. Ao concluí-lo, conseguimos comparar efetivamente cada um dos métodos e dissipadores empregados. O trabalho apresenta evidências de que a condição de convecção forçada é capaz de atingir temperaturas muito inferiores à temperatura crítica de operação do componente, demonstrando também que, para a convecção natural, a área empregada no resfriamento é de grande importância e que a utilização de tubos de calor é capaz de resfriar o componente escolhido ocupando um espaço bastante reduzido.

ABSTRACT

This report is a collection of the elements necessary to study and evaluate the cooling in electronic equipment. The objective of this report is the analysis of the devices used in the cooling process of electronic equipment, paying special attention to the operating temperatures of the components and the temperature gradients of the devices. The methodology used consists of the selection of an electronic equipment and some heat sinks, which will be analyzed. Throughout the process three cases of cooling are tested: free convection with heat sinks, forced convection with heat sinks and heat pipes. the analysis of each case is carried out in two different ways. The first one consists of a theoretical analysis where the equations of heat exchange and energy transfer are used. On the second one we carry out numerical tests on a fluid dynamic computer software. At the conclusion hereof we are able to effectively compare each one of the methods and heat sinks used. The work presents evidence that forced convection is capable of reaching temperatures lower than the critical working temperature of the component, also showing that on the free convection, the area used is of great importance and that the use of heat pipes is capable of cooling the component used requiring a quite reduced space.

SUMÁRIO

LISTA DE TABELAS

LISTA DE FIGURAS

1	INTRODUÇÃO	1
2	HISTORIA	2
3	OBJETIVOS	4
4	DETERMINAÇÃO DA CARGA TÉRMICA	5
5	MÉTODOS DE RESFRIAMENTO	6
5.1	RESFRIAMENTO DE COMPONENTES ELETRÔNICOS E ALGUNS CAMPOS DE APLICAÇÃO	7
6	METODOLOGIA	9
7	DEFINIÇÃO DO PROBLEMA	10
7.1	DEFINIÇÃO DO COMPONENTE	10
7.2	DEFINIÇÃO DOS MÉTODOS DE RESFRIAMENTO EMPREGADOS	11
8	DISSIPADORES	13
8.1	PASTA TÉRMICA	13
8.1.1	<i>Queda de temperatura</i>	14
8.2	ALETAS	15
8.2.1	<i>Rendimento da aleta</i>	16
8.3	VENTILADORES	17
9	DISSIPADORES ESCOLHIDOS	18
9.1	MODELO 1	18
9.2	MODELO 2	19
9.3	MODELO 3	20
10	VENTILADORES ESCOLHIDOS	22
11	ANALISE DE CONVECÇÃO FORÇADA SEM ALETAS	24
12	ANALISE DE CONVECÇÃO NATURAL	27
12.1	ANALISE ANALÍTICA	27
12.2	ANALISE NUMÉRICA	31
12.2.1	<i>Resultados numéricos</i>	32
13	ANALISE DE CONVECÇÃO FORÇADA	35
13.1	ANALISE ANALÍTICA	35
13.2	ANALISE NUMÉRICA	38
13.2.1	<i>Análise de resultados teóricos x numéricos</i>	39
13.2.2	<i>Distribuição de temperaturas</i>	41
13.3	PERDA DE CARGA	43
13.4	RELAÇÃO CUSTO/BENEFÍCIO	44
14	RESFRIAMENTO POR TUBOS DE CALOR	46
15	CONCLUSÕES	51
16	BIBLIOGRAFIA	54
17	ANEXO A – PROPRIEDADES TERMO FÍSICAS DO AR	56
18	ANEXO B – EXPERIMENTO NO FLUENT	57

LISTA DE TABELAS

TABELA 1: PENTIUM III - CALOR DISSIPADO E TEMPERATURA DE PAREDE	11
TABELA 2: PASTAS TÉRMICAS E SUAS PROPRIEDADES.....	14
TABELA 3: QUEDAS DE TEMPERATURA DAS PASTAS TÉRMICAS P/ FLUXO DE 20W	14
TABELA 4: VENTILADORES ESCOLHIDOS E SUAS CARACTERÍSTICAS	22
TABELA 5: VENTILADORES E SUAS RESPECTIVAS VAZÕES	22
TABELA 6: RESULTADOS PARA ESCOAMENTO FORÇADO SEM ALETAS.....	26
TABELA 7: RESULTADOS PARA ESCOAMENTO FORÇADO SEM ALETAS.....	26
TABELA 8: DIMENSÕES DAS ALETAS DOS DISSIPADORES.....	29
TABELA 9: TABELA DE CALCULO DA TEMPERATURA DA BASE DA ALETA.....	29
TABELA 10: TABELA DE CALCULO DA TEMPERATURA DA BASE DA ALETA.....	29
TABELA 11: COEFICIENTE DE TROCA DE CALOR GLOBAL E QUEDAS DE TEMPERATURA ENTRE A BASE DA ALETA E A SUPERFÍCIE DO CHIP.....	30
TABELA 12: TOTAL DE FLUXO DE CALOR E TEMPERATURA NA BASE DA ALETA E NO CHIP	31
TABELA 13: FLUXO DE CALOR NO ENSAIO NUMÉRICO.....	32
TABELA 14: NÚMERO DE NUSSELT PARA OS MODELOS REALIZADOS	36
TABELA 15: ESTIMATIVA DO COEFICIENTE DE TROCA DE CALOR	36
TABELA 16: RENDIMENTO DAS ALETAS E FLUXO DE CALOR NAS ALETAS E NA BASE	37
TABELA 17: FLUXO TOTAL PERDIDO – TEMPERATURA DA BASE DA ALETA – TEMPERATURA DO CHIP ..	38
TABELA 18: TEMPERATURA NO COMPONENTE ELETRÔNICO	39
TABELA 19: COMPARAÇÃO TEÓRICO VS NUMÉRICO DO MODELO 1	39
TABELA 20: COMPARAÇÃO TEÓRICO VS NUMÉRICO DO MODELO 1	40
TABELA 21: COMPARAÇÃO TEÓRICO VS NUMÉRICO DO MODELO 1	40
TABELA 22: EFICIÊNCIA TÉRMICA DOS MODELOS ENSAIADOS.....	45
TABELA 23: DADOS GEOMÉTRICO DO TUBO DE CALOR	50
TABELA 24: DADOS DE DIMENSIONAMENTO DO TUBO DE CALOR.....	50

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1:	ESQUEMA REPRESENTATIVO DA LEI DE MOORE	3
FIGURA 2:	PERFIL DOS MODELOS DE PC EM USO NAS EMPRESAS BRASILEIRAS EM MAIO DE 2004 EM (%) – NÚMEROS ARREDONDADOS PELA FUNDAÇÃO GETULIO VARGAS	10
FIGURA 3:	ESQUEMA DE MONTAGEM DO DISSIPADOR E CHIP COM A PASTA TÉRMICA.....	13
FIGURA 4:	ESQUEMA DA ALETA COM SUAS DESIGNAÇÕES PARA AS DIMENSÕES	16
FIGURA 5:	ESQUEMA DO MODELO 1. DIMENSÕES EM MILÍMETROS. (80 MM DE COMPRIMENTO)	19
FIGURA 6:	ESQUEMA DO MODELO 2 FEITO EM ALUMÍNIO. DIMENSÕES EM MILÍMETROS. (80 MM DE COMPRIMENTO)	20
FIGURA 7:	ESQUEMA DO MODELO 3 FEITO EM ALUMÍNIO. DIMENSÕES EM MILÍMETROS. (80 MM DE COMPRIMENTO)	21
FIGURA 8:	ESQUEMA DO MODELO – CHIP EM TÚNEL DE VENTO DE SEÇÃO QUADRADA COM ESCOAMENTO DE 2 M/S	24
FIGURA 9:	PERFIL DE TEMPERATURAS AO NO MODELO 1 CONSTRUÍDO DE ALUMÍNIO COM CONVECÇÃO NATURAL SEM EFEITO DE RADIAÇÃO.....	32
FIGURA 10:	PERFIL DE TEMPERATURAS AO NO MODELO 2 CONSTRUÍDO DE ALUMÍNIO COM CONVECÇÃO NATURAL SEM EFEITO DE RADIAÇÃO.....	32
FIGURA 11:	CAMINHOS PERCORRIDOS PELO AR ENTRE AS ALETAS – MODELO 1 FEITO EM ALUMÍNIO E COBRE - COLORIDOS POR PRESSÃO TOTAL.....	33
FIGURA 12:	VETORES DE VELOCIDADE NO MODELO 1 QUANDO SUBMETIDO A RESFRIAMENTO POR CONVECÇÃO NATURAL	33
FIGURA 13:	DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURAS AO LONGO DO DISSIPADOR TIPO 1, CONSIDERANDO-SE UMA VELOCIDADE DE INSUFLAMENTO DE 2.69 M/S.....	41
FIGURA 14:	DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURAS AO LONGO DO DISSIPADOR TIPO 2 FEITO DE ALUMÍNIO, CONSIDERANDO-SE UMA VELOCIDADE DE INSUFLAMENTO DE 2.69 M/S.....	42
FIGURA 15:	DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURAS AO LONGO DO DISSIPADOR TIPO 2 FEITO DE COBRE, CONSIDERANDO-SE UMA VELOCIDADE DE INSUFLAMENTO DE 2.69 M/S.....	42
FIGURA 16:	DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURAS AO LONGO DO DISSIPADOR TIPO 3 FEITO DE COBRE, CONSIDERANDO-SE UMA VELOCIDADE DE INSUFLAMENTO DE 2.69 M/S.....	43
FIGURA 17:	DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURAS AO LONGO DO DISSIPADOR TIPO 3 FEITO DE ALUMÍNIO, CONSIDERANDO-SE UMA VELOCIDADE DE INSUFLAMENTO DE 2.69 M/S.....	43
FIGURA 18:	DISTRIBUIÇÃO DE PRESSÃO TOTAL AO LONGO DA ALETA CENTRAL DO PRIMEIRO MODELO 1 COM UM INSUFLAMENTO DE 4.05 M/S.....	44
FIGURA 19:	ESQUEMA DE FUNCIONAMENTO DE UM TUBO DE CALOR.....	46
FIGURA 20:	GRÁFICO PARA ESCOLA DO FLUIDO REFRIGERANTE	49

1 INTRODUÇÃO

Equipamentos eletrônicos estão presentes em cada aspecto da nossa vida moderna, desde brinquedos e utilitários a agendas eletrônicas, elevadores, e computadores de alta potência.

Componentes eletrônicos dependem da passagem de corrente elétrica para executar as suas tarefas. E com isso eles se tornam alvos potenciais para aquecimento excessivo uma vez que a passagem de corrente por uma resistência é sempre acompanhada de geração de calor.

Com a geração de calor, ocorre o aumento da temperatura, e com o aumento da temperatura em componentes eletrônicos, ocorre diminuição na sua velocidade de processamento, com isso diminuição na confiabilidade e caso não haja a retirada do calor a tempo, ocorre falha do componente. Como a confiabilidade dos componentes eletrônicos é o um dos fatores de confiabilidade do sistema, tem-se então uma grande necessidade de resfriamento do mesmo.

Como fator agravante há a constante miniaturização de sistemas eletrônicos, o que provocou um aumento dramático da taxa de calor gerado por unidade de volume, podendo ser comparado em magnitude com aqueles encontrados em reatores nucleares.

Ou seja, a menos que o componente eletrônico seja propriamente projetado e controlado, as altas taxas de geração de calor resultam em altas temperaturas de operação, o que acaba por colocar em risco a sua segurança e a sua confiabilidade.

A possibilidade de falha de um equipamento eletrônico aumenta exponencialmente com o aumento de temperatura. Além do fato de termos também grandes possibilidades de falha na junção dos componentes eletrônicos com a placa devido às tensões térmicas, que são geradas devido às variações de temperatura. Sendo assim o controle térmico acabou se tornando altamente importante no projeto e operação de componentes eletrônicos.

Este trabalho pretende estudar e analisar a troca de calor nos componentes eletrônicos.

2 HISTORIA

A historia dos componentes eletrônicos começa em 1883 quando Thomas Edison descobriu o diodo a vácuo, que deu origem aos tubos a vácuo. Os tubos a vácuo serviram de fundação para a indústria de eletrônica até meados dos anos 50. Foi então que em 1948, com a invenção do transistor bipolar, que os tubos a vácuo ficaram absoletos.

Os novos transistores realizavam as mesmas tarefas que os tubos a vácuo com muito mais confiabilidade e ocupando espaços bem menores. Porém, os transistores bipolares tinham um problema, eles não funcionavam em temperaturas superiores a 100 °C, e com isso foram rapidamente substituídos por transistores de silício.

Em 1959 houve a introdução dos circuitos integrados onde vários componentes, tais como diodos, transistores, resistores, e capacitores são agrupados em um único chip. Isso levou a um constante crescimento de componentes em um único chip com o passar do tempo. Nos anos 60 tínhamos de 50 a 1.000 componentes em cada chip, nos anos 70 de 1.000 a 100.000 componentes, nos anos 80 havia chips de 100.000 a 10.000.000 componentes.

Gordon Moore, um dos fundadores da Intel, previu que a cada dois anos a quantidade de transistores presentes em um único chip dobraria. Esse conceito é hoje conhecido como a Lei de Moore. Com o aumento da quantidade de transistores cria-se também um aumento na necessidade de resfriar os mesmo, pois a eficiência de componentes eletrônicos, bem como a sua velocidade de processamento aumentam com a redução da sua temperatura.

Moore's Law in Action

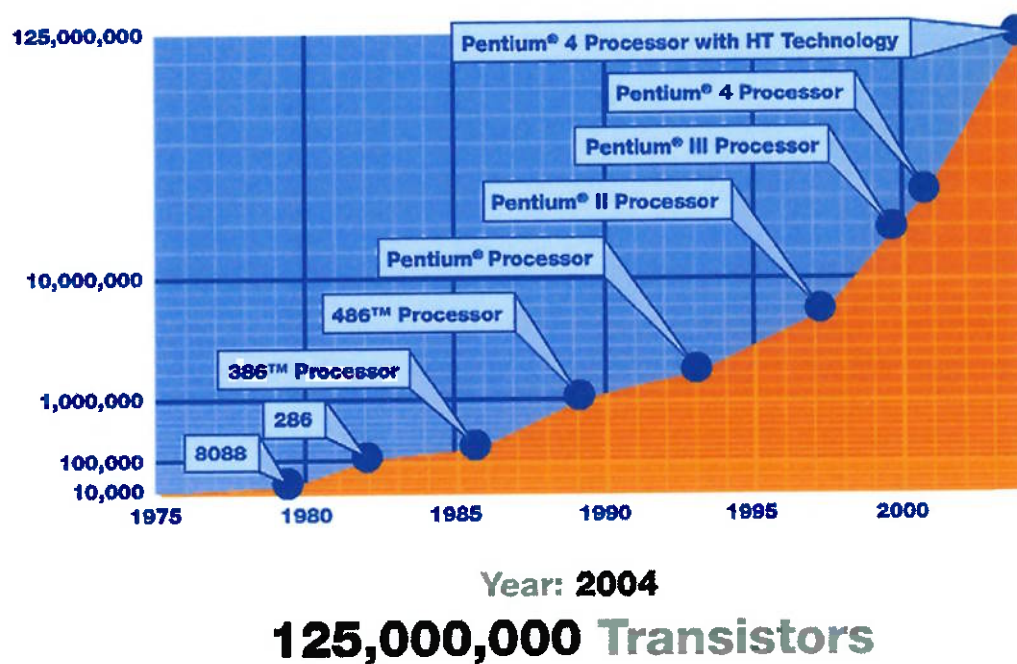


Figura 1: Esquema representativo da lei de Moore

3 OBJETIVOS

Em um sistema eletrônico, os componentes eletrônicos são os principais focos de geração de calor, e com isso normalmente acabam sendo os pontos que apresentam as maiores temperaturas.

A essência de um projeto térmico é a remoção desse calor gerado internamente, através do fornecimento de um caminho efetivo para o calor circular dos componentes para o meio externo. Existem varias maneiras de se fazer isso, e a maneira mais apropriada depende de cada situação em si.

O objetivo desse trabalho é em analisar os dispositivos de resfriamento de componentes eletrônicos. Focando o seu estudo na troca de calor ou dissipação de calor, e nas temperaturas presentes no chip e nos seus componentes.

Como há um grande número de dispositivos empregados no mercado, estaremos escolhendo os métodos mais usados na literatura para estudo. Tentaremos também estabelecer as eficiências dos dissipadores escolhidos e com isso estabelecer um parâmetro de comparação entre si.

4 DETERMINAÇÃO DA CARGA TÉRMICA

O primeiro passo na seleção e projeto de um sistema de resfriamento é a determinação da quantidade de calor a ser retirado, ou seja, a carga térmica a ser dissipada.

Geralmente a maneira mais fácil de se determinar a carga térmica de um componente eletrônico é medir a voltagem aplicada e a corrente elétrica no componente em condições funcionamento normal, e através da lei de Joule determinar a sua carga.

$$q = R \cdot i^2 \tag{1}$$

A primeira lei da termodinâmica afirma que, em condições de regime permanente, a quantidade de energia que entra num sistema deve ser igual à quantidade de energia que deixa o sistema. Se considerarmos que a única forma de energia que deixa o nosso sistema é a energia gerada pela passagem da corrente, podemos concluir que no pior dos casos a carga térmica do nosso sistema seria igual a sua potência consumida.

No caso de chips para computador, que é o escopo deste trabalho, podemos encontrar informações sobre a carga térmica de um chip nas especificações técnicas do fabricante, bem como outras informações importantes como temperaturas limite de operação e dimensões geométricas.

5 MÉTODOS DE RESFRIAMENTO

Uma vez determinado a carga térmica de seu sistema, devemos ver quais os métodos de resfriamento que são aplicáveis, para podermos fazer sua análise. Os métodos de resfriamento empregados hoje em dia são bastante diversificados.

Convecção natural: Os componentes eletrônicos são montados em sua maioria em ordem vertical e o ar que passa através deles se encarrega de levar consigo o calor gerado pelos componentes. O seu funcionamento é bem simples, o ar se aquece devido à carga térmica, com isso, o ar mais quente fica menos denso e começa a subir, enquanto isso ar com uma temperatura mais baixa ocupa seu local até se aquecer e recomençar todo o processo novamente. Esse tipo de resfriamento, embora eficiente e extremamente silencioso, necessita de um espaço consideravelmente grande quando há cargas térmicas maiores.

Convecção forçada: Neste tipo de resfriamento é utilizado algum tipo de bomba que força o fluido a circular por um caminho específico resfriando assim o componente. É um dos tipos de resfriamento mais utilizados nos computadores de uso pessoal onde o resfriamento é feito através do ar, que é forçado, por uma ventoinha, a passar em um dissipador de calor.

Deve se tomar cuidado ao se fazer uma projeto de troca de convecção forçada quando se têm escoamentos muito rápidos. Pois, para velocidades altas, temos um aumento considerável da perda de carga acarretando em uma potência maior no ventilador e temos também o aumento de ruído.

Resfriamento com líquidos por convecção: O uso de líquidos para o resfriamento de componentes eletrônicos é, em sua maioria, feito através da circulação de um fluido de resfriamento em uma serpentina, onde essa serpentina é colocada em contato com o componente. Geralmente o resfriamento com líquidos por convecção não é feita diretamente devido ao fato de que vários líquidos são bons condutores de eletricidade e isso pode causar curto circuito, no caso de ocorrer algum vazamento.

Resfriamento com líquidos por imersão: Consiste na imersão dos componentes eletrônicos dentro de líquidos que retiram o calor através da evaporação do mesmo. Este método é muito eficaz uma vez que o líquido permanece a temperatura constante durante o processo de evaporação e conseqüentemente mantém o componente também a uma temperatura constante. Geralmente os líquidos utilizados são não condutores, ou são controlados para não apresentarem condutância elétrica.

Radiação: Em lugares onde não temos meios de realizar a condução, e não podemos ter convecção, o único meio de transferência de calor é através de radiação. Em lugares como o espaço sideral, onde temos temperaturas externas de zero Kelvin e não temos possibilidade de condução nem convecção o resfriamento por radiação é utilizado.

Condução: Geralmente a condução é utilizada em conjunto com outra forma de resfriamento. A condução é utilizada para aumentar a área de troca de calor através da utilização de aletas.

5.1 Resfriamento de componentes eletrônicos e alguns campos de aplicação

Navios e submarinos: Devido a sua facilidade de obtenção de água, utilizam o resfriamento por líquidos em trocadores de calor. A água passa nos trocadores resfriando ar, e esse ar resfriado é então utilizado para se retirar o calor dos componentes eletrônicos na embarcação.

Radares: Tubos Klystron de radares de alta potência onde a energia gerada devido à radiofrequência pode chegar a 2000 W/cm² (isso ocorre devido a sua baixa eficiência de conversão de energia elétrica em energia de microondas), têm seu resfriamento feito através da sua imersão em um fluido dielétrico, que remove as altas quantidades do calor gerado através da ebulição.

Estações espaciais: Não só as estações espaciais, mas também a maioria dos veículos espaciais esfriam partes dos seus fluidos refrigerantes através de um

radiador espacial com o auxílio da radiação. Estes fluidos são posteriormente usados para resfriamento de componentes eletrônicos.

6 METODOLOGIA

Como existem inúmeros tipos de componentes eletrônicos a serem analisados, iremos primeiramente definir um tipo de componente para análise e estabelecer os dispositivos de resfriamento a serem empregados.

Ao se estabelecer o componente analisado devemos estabelecer alguns dados iniciais tais como potência a ser dissipada, temperatura máxima permitida e velocidade de processamento. A partir desses dados podemos determinar que tipos de dispositivos podem ser empregados no seu resfriamento.

A abordagem do problema é feita através de dois métodos:

1. Analítica: através de equações de troca de calor e de transferência de energia.
2. Numérica: através de modelos ensaiados em software em modelos numéricos de dinâmica de fluidos computacional.

As análises numéricas serão realizadas seguindo o princípio de espiral de projeto. Partindo-se de um modelo básico e simples, cria-se este modelo no software Gambit, um software que gera malhas computacionais.

A malha do modelo é então exportada para o Fluent, outro software que realiza o ensaio numérico do modelo.

Com isso obteremos as temperaturas de operação do dispositivo, o gradiente de temperaturas no dispositivo de resfriamento, no caso de aletas.

7 DEFINIÇÃO DO PROBLEMA

7.1 Definição do Componente

Os tipos de resfriamento de componentes eletrônicos são aplicados de diversas formas. No trabalho estamos analisando o resfriamento de componentes eletrônicos, porém como já percebemos, este é um assunto muito extenso. Assim vamos focar o nosso estudo nos usuários domésticos, e analisarmos mais especificamente a unidade de processamento central (CPU) dos computadores de mesa. A CPU é o chip mais solicitado termicamente em um computador, necessitando de alto nível de troca de calor quando comparado com o resto dos componentes do computador.

Hoje em dia está cada vez mais rápido o desenvolvimento de novos CPUs e com isso computadores mais rápidos e mais potentes. Um levantamento realizado pela revista Info Exame (out./2004) mostra que mais de 65% das empresas brasileiras trabalham com computadores de nível Pentium 3 ou Pentium 4.

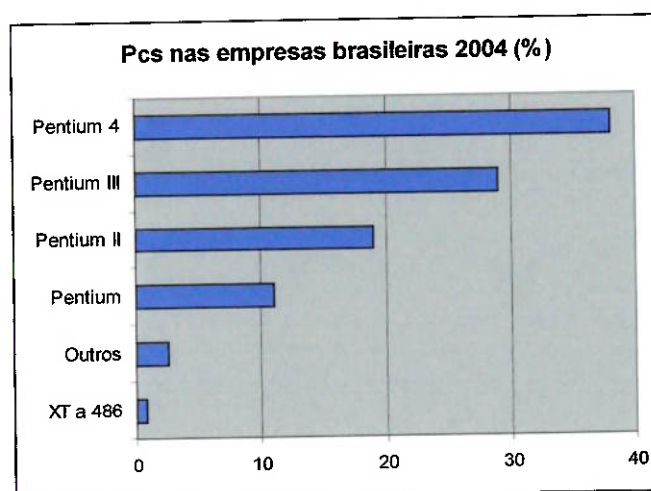


Figura 2: Perfil dos modelos de PC em uso nas empresas brasileiras em maio de 2004 em (%)
– Números arredondados pela Fundação Getúlio Vargas

Sendo assim, vamos analisar em nosso trabalho os tipos de resfriamento utilizados para se resfriar um chip de computador de 1 GHz, mais especificamente o Pentium Intel III 1 GHz. A partir das especificações técnicas do chip podemos estabelecer as seguintes informações:

Tabela 1: Pentium III - Calor dissipado e Temperatura de parede

Processor Core frequency.	Thermal Design power [W]	Power Density [W/cm ²]	Max TJunction [°C]
600 MHz	19,6	30,5	82
700 MHz	21,9	34,1	80
733 MHz	22,8	35,5	80
850 MHz	25,7	40,0	80
866 MHz	26,1	40,7	80
1,0 GHz	29,0	45,2	75

7.2 Definição dos métodos de resfriamento empregados

Para o componente definido existem 3 métodos de resfriamento que são mais comumente utilizados na literatura para efetuar a retirada da sua carga térmica.

O primeiro é o resfriamento através de aletas e convecção natural. Esse sistema fornece um resfriamento de baixo nível de ruído e extremamente barato, uma vez que não necessita de ventoinhas ou ventiladores para fazer a circulação do ar. Contudo ele requer uma maior área de troca de calor e até mesmo uma geometria mais específica, uma vez que, para que haja a troca de calor, o ar deve circular de baixo pra cima extraíndo o calor dos componentes.

O segundo tipo de resfriamento mais utilizado é o resfriamento através de aletas e convecção forçada. Este tipo de resfriamento é o mais comum nos computadores pessoais de mesa. Ele consiste em um dissipador de metal (geralmente feito de uma liga de Alumínio, Cobre e Latão), e uma ventoinha que é utilizada para forçar a passagem do ar através do mesmo.

O terceiro tipo de resfriamento comumente utilizado é o através de tubos de calor. Eles são mais empregados em computadores pessoais portáteis, ou laptops.

Devido ao seu tamanho reduzido, os tubos de calor são empregados nos laptops, que são equipamentos onde o espaço é de grande importância.

Sendo assim vamos analisar esses três modelos de resfriamento de componentes eletrônicos, uma vez que eles representam a maioria dos métodos utilizados hoje em dia.

8 DISSIPADORES

Dissipadores de calor são muito comuns e estão presentes em quase todos os campos da engenharia, sendo encontrados diversas áreas e campos de aplicação. Os dissipadores geralmente são formados por superfícies estendidas (conhecidas como aletas), e são geralmente feito de materiais de boa condutividade térmica.

No campo de aplicação dos componentes eletrônicos em foco, os dissipadores não são colocados em contato direto com os chips, pois, devido à pressão que é aplicada para fixar o dissipador um contato direto entre os dois pode vir a danificar o chip. Sendo assim geralmente é aplicada na interface do chip e do dissipador uma pasta de alta condutividade térmica, conhecido como pasta térmica.

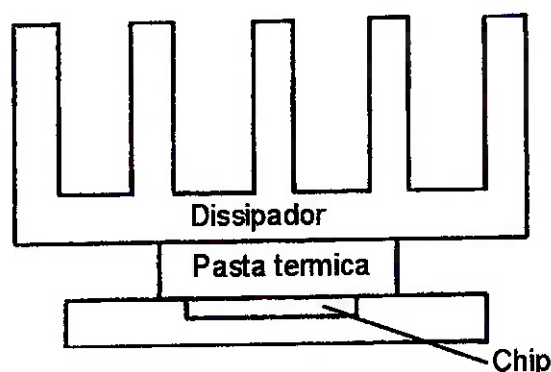


Figura 3: Esquema de montagem do dissipador e chip com a pasta térmica

8.1 Pasta térmica

As pastas térmicas são materiais dos mais diversos tipos, sendo feitas de diversas composições químicas. As pastas mais comuns no mercado apresentam um alto nível de substrato de prata o que garante uma excelente condução de calor.

Abaixo é apresentada uma tabela com as pastas mais comuns no mercado e suas propriedades e limites de operação.

Tabela 2: Pastas térmicas e suas propriedades

Marca	Modelo	Condutividade Elétrica	Limites de operação	Condutividade Térmica
			°C	W/m K
OCZ	Ultra 5+ Silver	No	-50 >180	350 393.70
Arctic Silver	Arctic Silver 5	No	-50 a 180	354 330.71
Arctic Silver	Arctic Silver 3	No	-40 a 180	354 330.71
Arctic Silver	Arctic Silver 2	No	-40 a 160	338 582.68
Arctic Silver	Arctic Alumina	No	-40 a 180	157 480.31
Arctic Silver	Ceramique	No	-150 a 180	200 000.00

8.1.1 Queda de temperatura

Embora a pasta térmica seja construída para apresentar uma excelente condutividade térmica, após aplicada, ela apresenta uma temperatura diferente da temperatura do componente eletrônico, gerando assim uma queda na temperatura. Essa queda de temperatura pode ser calculada pela equação:

$$q'' = U \cdot A \cdot (T_s - T_\infty) \quad (2)$$

Onde “U” é o coeficiente global de troca de calor, que no caso da pasta térmica é a sua condutividade térmica fornecida pelos fabricantes. E “A” é a área que passa o fluxo de calor. Em geral a pasta térmica é aplicada sobre uma área de 20x20 mm quando se trata de componentes eletrônicos como chips. Assim, para a área em questão e para o fluxo de calor do nosso chip (29 W) temos as seguintes quedas de temperaturas:

Tabela 3: Quedas de temperatura das pastas térmicas p/ fluxo de 20W

Modelo	ΔT K
Ultra 5+ Silver	0.21
Arctic Silver 5	0.20
Arctic Silver 3	0.20
Arctic Silver 2	0.21
Arctic Alumina	0.46
Ceramique	0.36

Podemos ver que a queda de temperatura devido a pasta térmica é desprezível e ela aumenta nossa área de contato com o dissipador de 64 mm^2 para 400 mm^2 sem grandes diferenças de temperaturas.

8.2 Aletas

Os dissipadores empregados em componentes eletrônicos são compostos de aletas para maximizar a área de troca de calor. O fluxo de calor passa da pasta térmica para a base do dissipador, atravessa o corpo do dissipador e então se divide entre as aletas para então realizar a troca de calor com convecção para o ar que circula entre as mesmas.

Seguindo a hipótese de distribuição uniforme na base da aleta, a troca total de calor de um dissipador com aletas pode ser estimada como sendo a soma das trocas de calor de cada aleta, mais a parcela trocada pela base.

$$q_t = N \cdot q_f + q_b \quad (3)$$

Onde N é o número de aletas que o dissipador possui.

A quantidade de calor transferido por uma aleta e a quantidade de calor transferido pela base podem ser definidos como sendo:

$$q_f = \eta_f \cdot A_f \cdot h \cdot (T_b - T_\infty) \quad (4)$$

$$q_b = A_b \cdot h \cdot (T_b - T_\infty) \quad (5)$$

Onde:

A_f = área da aleta;

A_b = área da base;

T_b = temperatura da base da aleta;

η_f = rendimento da aleta.

h = Coeficiente de transferência de calor por convecção.

8.2.1 Rendimento da aleta

A determinação do rendimento da aleta depende da geometria das aletas e com isso varia de dissipador para dissipador. Para aletas de perfil quadrado, o rendimento da aleta pode ser estimado pela equação (6):

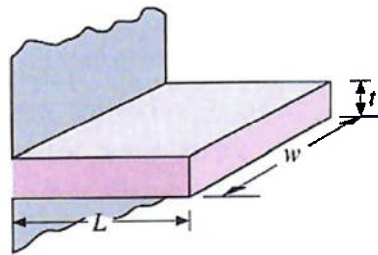


Figura 4: Esquema da aleta com suas designações para as dimensões

$$\eta_f = \frac{\tanh(m \cdot Lc)}{m \cdot Lc} \quad (6)$$

$$Lc = L + \frac{t}{2} \quad (7)$$

$$m = \left(\frac{2 \cdot h}{k \cdot t} \right) \quad (8)$$

$$A_f = 2 \cdot w \cdot Lc \quad (9)$$

Onde:

η_f = Rendimento da aleta;

L_c = altura equivalente da aleta;

h = coeficiente de transferência de calor da aleta;

k = condutividade do material da aleta;

A_f = Área da aleta;

t = espessura da aleta;

w = comprimento da aleta;

L = altura da aleta.

8.3 Ventiladores

Embora os ventiladores muitas vezes sejam vendidos a parte, eles são considerados parte integrante dos dissipadores quando consideramos a condição ventilação forçada.

Os ventiladores de cada dissipador variam de acordo com as dimensões do dissipador. Geralmente os dissipadores disponíveis comercialmente possuem 2 a 4 configurações de velocidade de insuflamento, que podem ser atingidas variando-se sua potência do mesmo.

A escolha dos ventiladores só é possível após a definição da geometria do dissipador, pois o ventilador deve ser capaz de vencer a perda de carga no dissipador a fim de promover o fluxo de ar desejado.

9 DISSIPADORES ESCOLHIDOS

Neste trabalho analisaremos três modelos diferentes. Cada modelo apresenta as características geométricas descritas abaixo.

9.1 Modelo 1

O primeiro modelo escolhido é composto de duas partes, com dois materiais distintos.

A primeira parte é uma base de cobre de 4 mm de espessura, que permite que o calor se espalhe melhor por essa superfície, garantindo assim uma maior uniformidade nas aletas.

A segunda parte do modelo é a parte aletada, que é feita de alumínio, com uma base de 7 mm de espessura, e aletas de 30 mm de altura. As aletas laterais possuem 33 mm de altura para diminuir perdas laterais do fluxo de ar. Abaixo apresentamos suas especificações geométricas:

- ❖ Dimensões: 74x44x80 mm
- ❖ Largura das aletas: 2 mm
- ❖ Espaçamento entre aletas: 2 mm
- ❖ Altura da base de cobre: 4 mm
- ❖ Altura da base de alumínio: 7 mm
- ❖ Altura da das aletas*: 30 mm
- ❖ Numero de aletas: 19

* Aletas laterais possuem 33 mm de altura.

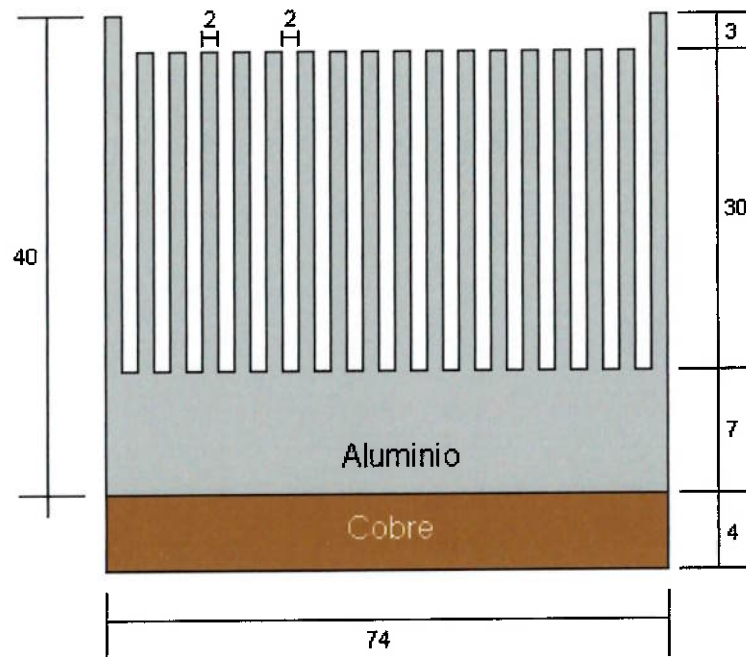


Figura 5: Esquema do modelo 1. Dimensões em milímetros. (80 mm de comprimento)

9.2 Modelo 2

O segundo modelo escolhido apresenta duas configurações de materiais: alumínio ou cobre.

Ele apresenta uma parte aletada, com uma base de 10 mm de espessura, e aletas de 30 mm de altura. Ele tem 158 mm de largura por 40 mm de altura, e 80 mm de comprimento.

- ❖ Dimensões: 158x40x80 mm
- ❖ Largura das aletas: 2 mm
- ❖ Espaçamento entre aletas: 2 mm
- ❖ Altura da base: 10 mm
- ❖ Altura da das aletas: 30 mm
- ❖ Numero de aletas: 40

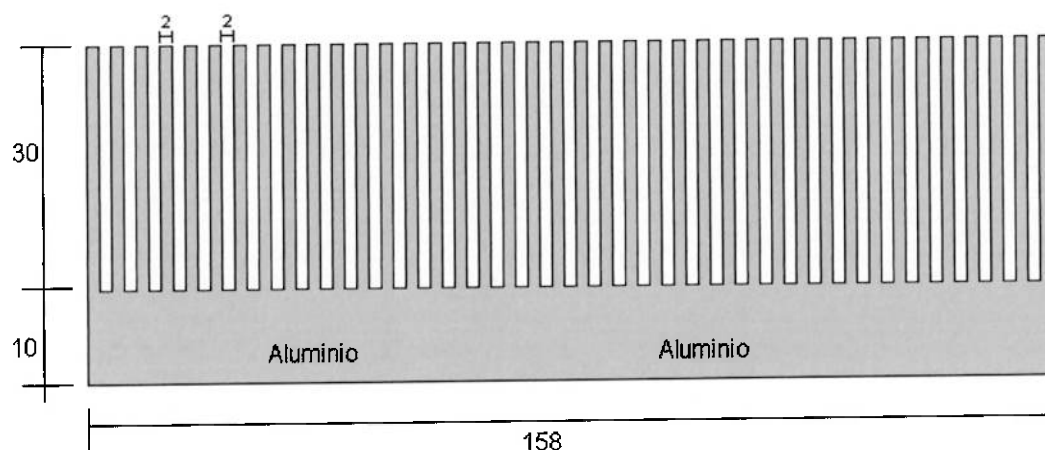


Figura 6: Esquema do modelo 2 feito em alumínio. Dimensões em milímetros. (80 mm de comprimento)

9.3 Modelo 3

O terceiro modelo também apresenta duas configurações de materiais: alumínio ou cobre.

O modelo 3 apresenta uma parte aletada, com uma base de 10 mm de espessura, e aletas de 60 mm de altura. Ele tem 74 mm de largura por 70 mm de altura, e 80 mm de comprimento.

- ❖ Dimensões: 74x70x80 mm
- ❖ Largura das aletas: 2 mm
- ❖ Espaçamento entre aletas: 2 mm
- ❖ Altura da base: 10 mm
- ❖ Altura da das aletas: 60 mm
- ❖ Numero de aletas: 19

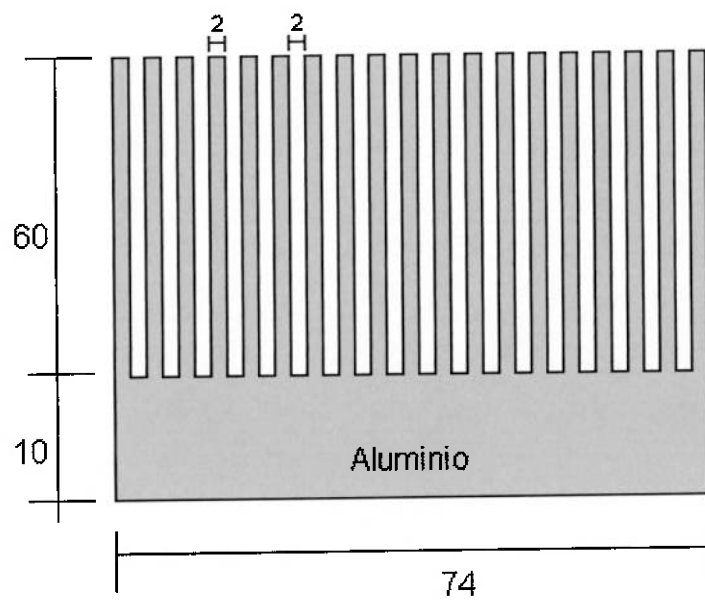


Figura 7: Esquema do modelo 3 feito em alumínio. Dimensões em milímetros. (80 mm de comprimento)

10 VENTILADORES ESCOLHIDOS

No mercado, podemos encontrar os mais diversos tipos de ventiladores, cada um com suas devidas capacidades e dimensões geométricas.

De modo geral os ventiladores são feitos nas dimensões de 60x60 mm, 70x70 mm, 80x80 mm, 90x90 mm e 120x120 mm. Como estamos trabalhando com dissipadores de aproximadamente de 70x80 mm e 150x80 mm, vamos trabalhar com ventiladores de 70x70 mm.

Abaixo temos uma lista de especificações técnicas para ventiladores de 70x70 mm da Evercool, fabricante de ventiladores para resfriamento de componentes eletrônicos.

Tabela 4: Ventiladores escolhidos e suas características

Modelo	Input [W]	Velocidade [rpm]	Fluxo de ar [CFM]	Pressão [mmH ₂ O]	Barulho [dBa]
EC7015HH	3.00	4500	36.31	5.26	<32
EC7015H	2.28	4000	32.45	4.21	<30
EC7015M	2.16	3500	27.96	2.98	<28
EC7015L	1.92	3000	25.62	2.44	<26
EC7025HH	3.60	4200	42.08	4.55	<32
EC7025H	3.00	3800	38.66	4.09	<30
EC7025M	2.28	3400	34.78	3.38	<28
EC7025L	1.68	3000	30.53	2.58	<26

Como os ventiladores têm uma área de insuflamento de 70x70 mm², podemos calcular as velocidades de insuflamento a partir dos dados de cima. Assim, ficamos com os seguintes dados:

Tabela 5: Ventiladores e suas respectivas vazões

Modelo	Vazão			Área [m ²]	Potência [Watts]	Vel insufl. [m/s]
	[CFM]	[m ³ /s]	[Kg/s]			
EC7015HH	36.31	1.714E-02	2.063E-02	0.0049	3.0	3.50
EC7015H	32.45	1.531E-02	1.844E-02	0.0049	2.3	3.13
EC7015M	27.96	1.320E-02	1.589E-02	0.0049	2.2	2.69
EC7015L	25.62	1.209E-02	1.456E-02	0.0049	1.9	2.47
EC7025HH	42.08	1.986E-02	2.391E-02	0.0049	3.6	4.05
EC7025H	38.66	1.825E-02	2.197E-02	0.0049	3.0	3.72
EC7025M	34.78	1.641E-02	1.976E-02	0.0049	2.3	3.35
EC7025L	30.53	1.441E-02	1.735E-02	0.0049	1.7	2.94

Lembrando que para os modelos dos dissipadores 1 e 3 temos de instalar apenas 1 ventilador, enquanto para o modelo 2 trabalharemos com 2 ventiladores dispostos lado a lado para se fazer o insuflamento de ar.

11 ANÁLISE DE CONVECÇÃO FORÇADA SEM ALETAS

A primeira análise feita é a de resfriamento por convecção forçada sem aletas. Portanto vamos analisar a condição do chip escolhido em um túnel quadrado com um escoamento de ar de 2 m/s[†], com o chip em temperatura crítica. Um esquema do modelo é apresentado abaixo.

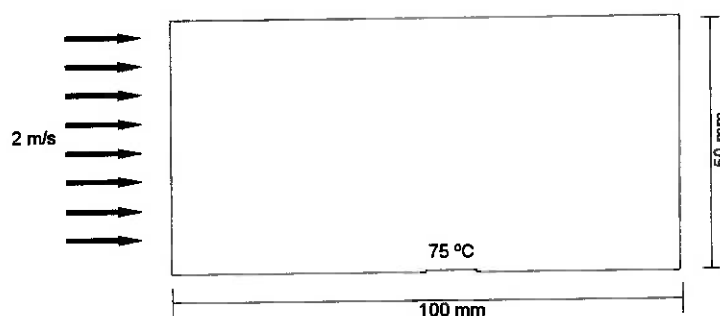


Figura 8: Esquema do modelo – chip em túnel de vento de seção quadrada com escoamento de 2 m/s

O escoamento com convecção natural sem aletas pode ser modelado através da equação da lei de Newton de resfriamento, que diz que o fluxo de calor perdido por convecção é proporcional à diferença de temperaturas da superfície e do fluido ao longe.

$$q'' = h \cdot (T_s - T_\infty) \quad (10)$$

Onde h é o coeficiente local de transferência de calor por convecção, que é um índice que depende da velocidade do vento, da geometria do caso e q'' é o fluxo de calor por unidade de área.

[†] Velocidade adotada em teste de componentes eletrônicos de acordo com a referencia [1]

Tanto o fluxo de calor q'' como o coeficiente h variam ao longo da superfície, considerando-se que a temperatura da base permanece constante, para obtermos o fluxo de calor total basta integrarmos a equação (10) na área.

$$q = \int_A q'' dA = \int_A h \cdot (T_s - T_\infty) dA = (T_s - T_\infty) \int_A h \cdot dA = (T_s - T_\infty) \cdot \bar{h} \cdot A$$

$$q = \bar{h} \cdot A \cdot (T_s - T_\infty) \quad (11)$$

Onde $\bar{h}$ é o Coeficiente médio de transferência de calor por convecção. O coeficiente médio de transferência de calor pode ser relacionado com o número de Nusselt médio. Como estamos em um túnel, o Nusselt fica sendo:

$$\bar{Nu}_L = \frac{\bar{h} \cdot D_h}{k_f} \quad (12)$$

D_h = Diâmetro hidráulico do tubo;

k_f = condutividade térmica do fluido.

Para um escoamento completamente desenvolvido e turbulento (para escoamentos sobre placas turbulentos $Re \geq 2.300$), podemos verificar através da referencia [2] que o número de Nusselt se relaciona aos números de Reynolds e Prandtl através da equação de Dittus-Boelter:

$$Nu_x = 0.023 \cdot Re_x^{4/5} \cdot Pr^{0.3} \quad (13)$$

Lembrando que:

$$Re = \frac{\rho \cdot \bar{v} \cdot D_h}{\mu} \quad (14)$$

μ = viscosidade do fluido;

$\bar{v}$ = velocidade media do fluido;

ρ = densidade do fluido.

Vamos assumir que temos uma temperatura externa do ar de 27 °C ou 300K.
Assim para o nosso escoamento temos:

Tabela 6: Resultados para escoamento forçado sem aletas

T_{fluido}	v	ρ	μ	D_h	Re	Pr	Nu
[K]	[m/s]	[Kg/m ³]	[N s/m ²]	[m]			
300	2.0	1.1614	1.85E-05	0.05	6 291.44	0.707	22.68

Tabela 7: Resultados para escoamento forçado sem aletas

T_{∞}	Nu	D_h	K_f	h	q	T_{chip}
[K]		[m]	[W/m K]	[W/m ² K]	[W]	[K]
300	22.68	0.05	2.63E-02	11.93	0.03664	75

Verifica-se que não há condições de fazer o resfriamento do chip contando com apenas convecção forçada. O máximo fluxo de calor que o chip é capaz de ter antes de falhar é de 0.03664 Watts, o que é apenas 0.12 % do necessário (29 Watts).

12 ANÁLISE DE CONVECÇÃO NATURAL

Uma vez que já temos os modelos escolhidos, podemos agora fazer a análise de convecção natural dos dissipadores.

Na aplicações refrigeradas por convecção natural, devemos levar em conta a radiação, pois esta pode dissipar uma parcela considerável de calor em algumas aplicações. Logo, podemos estimar o fluxo de calor como sendo composto de duas partes. Uma devido à convecção natural propriamente dita e outra devido à radiação.

$$q_{total} = q_{natural} + q_{radiação} \quad (15)$$

12.1 Análise analítica

Para analisarmos qualquer um dos modelos de dissipadores escolhidos, necessitamos primeiramente determinar o coeficiente de transferência de calor das aletas. Para isso vamos admitir que o ar se comporte como um gás perfeito.

A análise do coeficiente de calor é feita através da determinação do número de Nusselt. Vamos admitir que o escoamento entre as aletas possa ser modelado a partir do escoamento completamente desenvolvido em dutos. Assim o número de Nusselt pode ser estimado como sendo:

$$Nu = 0.144 \cdot \left(Ra \cdot \left(\frac{e}{w} \right) \right)^{1/2} \quad (16)$$

Onde Ra é o número de Rayleigh, que é calculado a partir da equação:

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot e^3}{\alpha \cdot \nu} \quad (17)$$

$$\beta = \frac{1}{T}^\dagger \quad (18)$$

g = gravidade local;

α = difusividade térmica;

ν = viscosidade cinemática;

e = espaçamento entre as aletas;

w = comprimento da aleta;

T_∞ = temperatura do fluido;

T_s = temperatura da superfície da aleta.

A Influencia da radiação nos ensaios de convecção natural pode ser determinada através da equação:

$$q_{rad} = \varepsilon \cdot A_T \cdot \sigma \cdot (T_s^4 - T_\infty^4) \quad (19)$$

Onde:

ε = emissividade do material;

σ = constante de Stefan-Bltzmann;

A_T = Área da aleta visível para o ambiente;

T_∞ = temperatura do fluido;

T_s = temperatura da superfície da aleta;

[†] Adotando a hipótese de que o ar se comporta como gás perfeito.

Como a A_T é a área visível, e como o espaçamento entre as aletas é consideravelmente pequeno, podemos estimá-la como sendo a área da base da aleta.

Com isso, e com o nosso fluxo de calor adotado de 29 Watts, somos capazes de determinar a temperatura da base da aleta. Vamos adotar que a temperatura do fluido é de 300K, viscosidade de cinemática do fluido de 15.89×10^{-6} , e difusividade térmica de 22.5×10^{-6} . Assim temos:

Tabela 8: Dimensões das aletas dos dissipadores

Modelo	Material	Dimensões das aletas [m]				Material da aleta
		L	w	t	e	
Modelo 1	Al+Cu	0.03	0.08	0.002	0.002	Al
Modelo 2	Al	0.03	0.08	0.002	0.002	Al
Modelo 2	Cu	0.03	0.08	0.002	0.002	Cu
Modelo 3	Al	0.06	0.08	0.002	0.002	Al
Modelo 3	Cu	0.06	0.08	0.002	0.002	Cu

Tabela 9: Tabela de cálculo da temperatura da base da aleta

Modelo	Material	Ra	Nu	h	m	Lc	Af	η_f	Q_{natural} [W]	T_{base} [K]
				[W/m ² K]		[m]	[m ²]			
Modelo 1	Al+Cu	70.288	0.1909	2.677	3.64	0.031	4.96E-03	99.58%	28.999	414.41
Modelo 2	Al	44.170	0.1513	2.123	3.24	0.031	4.96E-03	99.67%	29.000	367.14
Modelo 2	Cu	44.127	0.1512	2.121	2.34	0.031	4.96E-03	99.83%	29.000	367.07
Modelo 3	Al	48.735	0.1589	2.160	3.27	0.061	9.76E-03	98.70%	28.999	374.95
Modelo 3	Cu	48.554	0.1587	2.156	2.36	0.061	9.76E-03	99.32%	28.999	374.63

Tabela 10: Tabela de cálculo da temperatura da base da aleta

Modelo	Material	Área [m ²]	σ	ϵ	Q_{rad} [W]	T_{base} [K]
Modelo 1	Al+Cu	0.00592	5.67E-08	1	3.84E-08	414.41
Modelo 2	Al	0.01264	5.67E-08	1	4.81E-08	367.14
Modelo 2	Cu	0.01264	5.67E-08	1	3.80E-06	367.07
Modelo 3	Al	0.00592	5.67E-08	1	2.52E-08	374.95
Modelo 3	Cu	0.00592	5.67E-08	1	4.23E-06	374.63

A partir da temperatura da base da aleta podemos calcular a temperatura no chip com a equação:

$$q = U \cdot A \cdot (T_{chip} - T_{base_aleta}) \quad (20)$$

Onde o coeficiente global de transferência de calor (U) pode ser estabelecido para cada modelo através da equação:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\sum \frac{esp_i}{k_i}} \quad (21)$$

Onde

esp = espessura de material considerado;

k = condutividade térmica de cada material considerado.

Para os modelos de dissipadores considerados, os coeficientes de troca de calor global e as respectivas diferenças de temperaturas entre a base da aleta e a superfície do chip, considerando um fluxo de calor de 29 Watts são:

Tabela 11: Coeficiente de troca de calor global e quedas de temperatura entre a base da aleta e a superfície do chip

	Material	U [W/m ² K]	ΔT [K]
Modelo 1	Al+Cu	25 309.45	2.865
Modelo 2	Cu	40 100.00	1.808
Modelo 2	Al	23 700.00	3.059
Modelo 3	Cu	40 100.00	1.808
Modelo 3	Al	23 700.00	3.059

Assim, podemos determinar as temperaturas no chip para as trocas de convecção natural e radiação:

Tabela 12: Total de fluxo de calor e temperatura na base da aleta e no chip

		Q_{natural} [W]	$Q_{\text{radiação}}$ [W]	Q_{total} [W]	T_{base} [K]	ΔT [K]	T_{chip} [K]
Modelo 1	Al+Cu	28.999	3.84E-08	29.00	414.41	2.865	417.28
Modelo 2	Al	29.000	4.81E-08	29.00	367.14	1.808	368.95
Modelo 2	Cu	29.000	3.8E-06	29.00	367.07	3.059	370.13
Modelo 3	Al	28.999	2.52E-08	29.00	374.95	1.808	376.75
Modelo 3	Cu	28.999	4.23E-06	29.00	374.63	3.059	377.69

Podemos verificar que para os dissipadores escolhidos, não temos nenhum modelo que consiga dissipar todo o calor gerado pelo componente eletrônico sem causar falha ou dano ao mesmo. Todas as temperaturas obtidas, as quais promovem o fluxo de calor desejado, são superiores à temperatura crítica do componente que é de 348 K.

12.2 Análise numérica

Para verificação dos dados, uma análise numérica também foi realizada sobre os modelos 1 e 2.

Os modelos 1 e 2 foram ensaiados ao software Gambit, onde pode-se gerar as malhas correspondentes aos dois modelos. Especificando-se as áreas de entrada e saída de ar.

Em ambos os modelos, a área de entrada do fluxo de calor foi estimada como sendo de 400 mm² (que é a área que a pasta térmica costuma ter nesse tipo de aplicação), centralizada na parte inferior do dissipador. Os modelos foram ensaiados adotando-se que a gravidade agia de forma normal a base das aletas. Essa abordagem foi realizada considerando que se tivesse um fluxo de ar das laterais do chip para cima.

O modelo foi ensaiado sem considerarmos o efeito de radiação (pois sua parcela de dissipação de calor no modelo pode ser desprezada), e como condição

inicial foi fixado a temperatura no chip de 348K, esperando-se obter o fluxo de calor do dissipador à temperatura crítica.

12.2.1 Resultados numéricos

Após ensaiar o modelo no Fluent podemos obter os seguintes fluxos de calor para os modelos:

Tabela 13: Fluxo de calor no ensaio numérico

Modelo	Material	Qt [W]
Modelo 1	Al + Cu	8.0037
Modelo 2	Al	17.064
Modelo 1	Cu	8.4535
Modelo 2	Cu	17.064

Os resultados mostraram-se realmente coerentes, não conseguindo alcançar a dissipação total de calor, necessária para manter a integridade do chip.

Os ensaios numéricos nos forneceram a distribuição de temperaturas para a convecção natural.

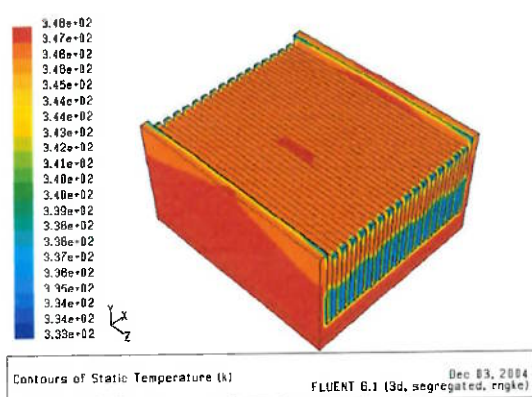


Figura 9: Perfil de temperaturas ao no modelo 1 construído de alumínio com convecção natural sem efeito de radiação

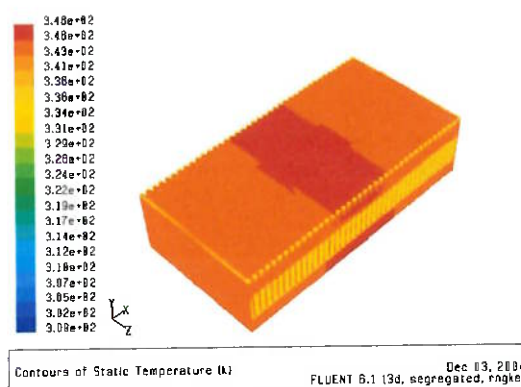


Figura 10: Perfil de temperaturas ao no modelo 2 construído de alumínio com convecção natural sem efeito de radiação

É visível que as temperaturas presentes nas aletas são demasiadamente altas, mesmo com a presença do dissipador.

A partir dos ensaios numéricos também foi possível a obtenção da distribuição de velocidades dentro de uma aleta. Fomos também capazes de obter o caminho efetivo do ar ao tentar esfriar a aleta.

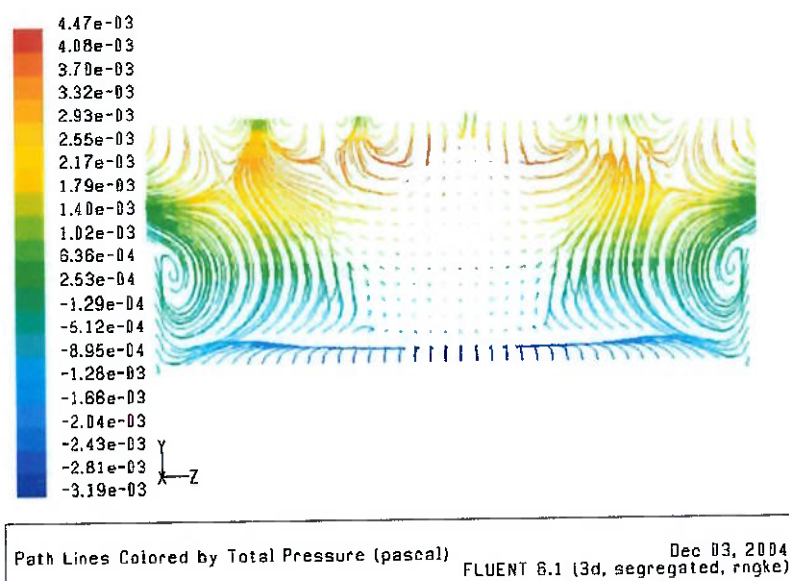


Figura 11: Caminhos percorridos pelo ar entre as aletas – modelo 1 feito em alumínio e cobre - coloridos por pressão total

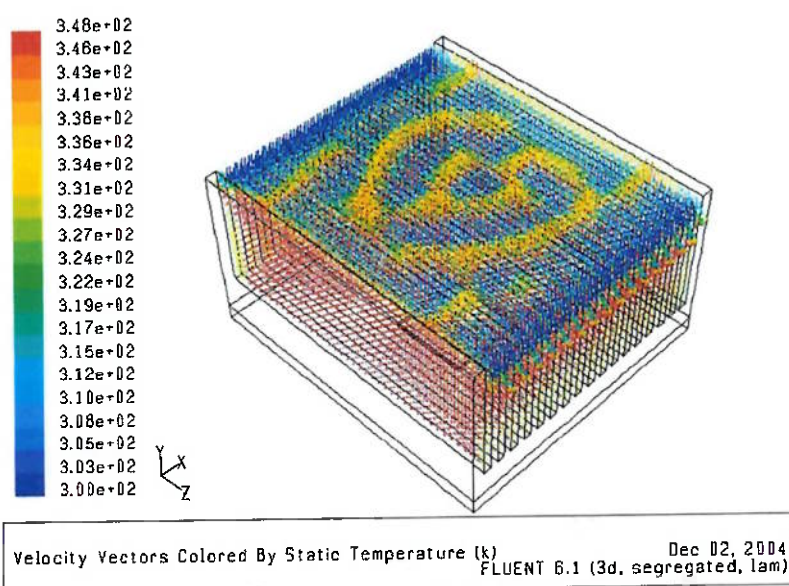


Figura 12: Vetores de velocidade no modelo 1 quando submetido a resfriamento por convecção natural

Podemos verificar que para o espaçamento entre aletas adotado, temos um fluxo de ar maior nas bordas da aleta, enquanto a região central da aleta apresenta um baixo fluxo de ar, conseqüentemente é uma região que se aquece mais. Uma solução para isso talvez fosse adotar um dissipador com um maior espaçamento entre as aletas. Esse aumento de espaço permite que o ar consiga circular mais facilmente na região central da mesma, além do fato de aumentar o fator de perda por radiação.

Como podemos notar, nenhum dos dissipadores adotados é capaz de refrigerar o chip de forma a manter sua estrutura funcional. Todos os dissipadores ensaiados falham ao tentar manter a temperatura do chip abaixo de 348 K. Portanto, ao se utilizar convecção natural para se refrigerar o chip em questão devemos adotar outro modelo de dissipador. É aconselhável um dissipador com uma área maior de troca, o qual apresentaria resultados melhores. Aconselha-se também utilizar aletas mais espaçadas no caso de convecção natural para que se possa aproveitar melhor o efeito de radiação emitida pelas aletas e melhorar a circulação de ar na região central da aleta. Vale salientar que a montagem na posição vertical melhoraria essa circulação. A montagem vertical não foi considerada neste trabalho por imposição da geometria dos casos.

13 ANÁLISE DE CONVECÇÃO FORÇADA

Na análise de convecção forçada, a radiação não apresenta um papel tão significativo e pode ser descartada nos cálculos. Com isso temos apenas uma parcela na equação de troca de calor.

13.1 Análise analítica

Para analisarmos as trocas de calor nos dissipadores considerando convecção forçada, precisamos determinar a troca de calor e o gradiente de temperaturas no chip. Para isso precisamos mais uma vez estimar o coeficiente de troca de calor entre as aletas.

Vamos admitir novamente que o escoamento possa ser modelado a partir do escoamento completamente desenvolvido em dutos. Assim, para o caso de convecção forçada, podemos estimar o número de Nusselt a partir da fórmula de Petukhov:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot Re \cdot Pr}{1.07 + 12.7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} \cdot \left(Pr^{2/3} - 1\right)} \quad (22)$$

Onde:

$$f = 0.316 \cdot Re^{-1/4}$$

Re = número de Reynolds

Pr = número de Prandtl

A partir da formula de Petukhov e utilizando as velocidades de insuflamento dos ventiladores escolhidos, podemos ensaiar cada um dos dissipadores em varias condições de funcionamento.

Adotando-se: $T_{\infty} = 300$ K, Densidade = 1.1614, Viscosidade = 1.88×10^{-5} , temos:

Tabela 14: Número de Nusselt para os modelos realizados

	material	Dimensões das aletas				Veloc. [m/s]	Re	Pr	f	Nu
		L	W	t	e					
Modelo1	Al+Cu	0.030	0.080	0.002	0.002	3.50	412.88	0.707	0.070	3.10
Modelo1	Al+Cu	0.030	0.080	0.002	0.002	3.13	369.23	0.707	0.072	2.86
Modelo1	Al+Cu	0.030	0.080	0.002	0.002	2.69	317.32	0.707	0.075	2.57
Modelo1	Al+Cu	0.030	0.080	0.002	0.002	2.47	291.37	0.707	0.076	2.42
Modelo1	Al+Cu	0.030	0.080	0.002	0.002	4.05	477.76	0.707	0.068	3.44
Modelo1	Al+Cu	0.030	0.080	0.002	0.002	3.72	438.83	0.707	0.069	3.24
Modelo1	Al+Cu	0.030	0.080	0.002	0.002	3.35	395.18	0.707	0.071	3.01
Modelo 2	Al	0.030	0.080	0.002	0.002	2.69	317.32	0.707	0.075	2.57
Modelo 2	Al	0.030	0.080	0.002	0.002	3.35	395.18	0.707	0.071	3.01
Modelo 2	Al	0.030	0.080	0.002	0.002	4.05	477.76	0.707	0.068	3.44
Modelo 2	Cu	0.030	0.080	0.002	0.002	2.69	317.32	0.707	0.075	2.57
Modelo 2	Cu	0.030	0.080	0.002	0.002	3.35	395.18	0.707	0.071	3.01
Modelo 2	Cu	0.030	0.080	0.002	0.002	4.05	477.76	0.707	0.068	3.44
Modelo 3	Al	0.060	0.080	0.002	0.002	2.69	327.56	0.707	0.074	2.63
Modelo 3	Al	0.060	0.080	0.002	0.002	3.35	407.93	0.707	0.070	3.08
Modelo 3	Al	0.060	0.080	0.002	0.002	4.05	493.17	0.707	0.067	3.52
Modelo 3	Cu	0.060	0.080	0.002	0.002	2.69	327.56	0.707	0.074	2.63
Modelo 3	Cu	0.060	0.080	0.002	0.002	3.35	407.93	0.707	0.070	3.08
Modelo 3	Cu	0.060	0.080	0.002	0.002	4.05	493.17	0.707	0.067	3.52

Tabela 15: Estimativa do coeficiente de troca de calor

	material	Veloc.	Nu	Kf	h
		[m/s]		[W/m K]	[W/m ² K]
Modelo1	Al+Cu	3.50	3.10	2.63E-02	43.51
Modelo1	Al+Cu	3.13	2.86	2.63E-02	40.18
Modelo1	Al+Cu	2.69	2.57	2.63E-02	36.07
Modelo1	Al+Cu	2.47	2.42	2.63E-02	33.95
Modelo1	Al+Cu	4.05	3.44	2.63E-02	48.28
Modelo1	Al+Cu	3.72	3.24	2.63E-02	45.44
Modelo1	Al+Cu	3.35	3.01	2.63E-02	42.17
Modelo 2	Al	2.69	2.57	2.63E-02	36.07
Modelo 2	Al	3.35	3.01	2.63E-02	42.17
Modelo 2	Al	4.05	3.44	2.63E-02	48.28
Modelo 2	Cu	2.69	2.57	2.63E-02	36.07
Modelo 2	Cu	3.35	3.01	2.63E-02	42.17
Modelo 2	Cu	4.05	3.44	2.63E-02	48.28

Tabela 15: Estimativa do coeficiente de troca de calor

	material	Veloc. [m/s]	Nu	Kf [W/m K]	h [W/m ² K]
Modelo 3	Al	2.69	2.63	2.63E-02	35.74
Modelo 3	Al	3.35	3.08	2.63E-02	41.79
Modelo 3	Al	4.05	3.52	2.63E-02	47.84
Modelo 3	Cu	2.69	2.63	2.63E-02	35.74
Modelo 3	Cu	3.35	3.08	2.63E-02	41.79
Modelo 3	Cu	4.05	3.52	2.63E-02	47.84

Determinado o coeficiente de transferência de calor, vamos agora calcular a temperatura da base da aleta e a temperatura do chip. Isso pode ser feito a partir das equações (4) (5) e (6) sabendo-se as quantidades de aletas totais, o fluxo de calor total, e o fluxo de calor por aleta.

Tabela 16: Rendimento das aletas e fluxo de calor nas aletas e na base

	material	Veloc. [m/s]	h [W/m ² K]	m	Lc	A _f [m ²]	η _f	q _f	q _b
Modelo1	Al+Cu	3.50	43.51	13.55	3.10E-02	4.96E-03	94.51%	1.59	1.95
Modelo1	Al+Cu	3.13	40.18	13.02	3.10E-02	4.96E-03	94.90%	1.59	1.95
Modelo1	Al+Cu	2.69	36.07	12.34	3.10E-02	4.96E-03	95.39%	1.59	1.94
Modelo1	Al+Cu	2.47	33.95	11.97	3.10E-02	4.96E-03	95.65%	1.59	1.93
Modelo1	Al+Cu	4.05	48.28	14.27	3.10E-02	4.96E-03	93.95%	1.59	1.97
Modelo1	Al+Cu	3.72	45.44	13.85	3.10E-02	4.96E-03	94.28%	1.59	1.96
Modelo1	Al+Cu	3.35	42.17	13.34	3.10E-02	4.96E-03	94.66%	1.59	1.95
Modelo 2	Al	2.69	36.07	12.34	3.10E-02	4.96E-03	95.39%	0.72	0.88
Modelo 2	Al	3.35	42.17	13.34	3.10E-02	4.96E-03	94.66%	0.72	0.88
Modelo 2	Al	4.05	48.28	14.27	3.10E-02	4.96E-03	93.95%	0.72	0.89
Modelo 2	Cu	2.69	36.07	9.48	3.10E-02	4.96E-03	97.21%	0.72	0.86
Modelo 2	Cu	3.35	42.17	10.25	3.10E-02	4.96E-03	96.76%	0.72	0.87
Modelo 2	Cu	4.05	48.28	10.97	3.10E-02	4.96E-03	96.31%	0.72	0.87
Modelo 3	Al	2.69	35.74	12.28	6.10E-02	9.76E-03	84.72%	1.64	1.14
Modelo 3	Al	3.35	41.79	13.28	6.10E-02	9.76E-03	82.67%	1.64	1.17
Modelo 3	Al	4.05	47.84	14.21	6.10E-02	9.76E-03	80.73%	1.64	1.20
Modelo 3	Cu	2.69	35.74	9.44	6.10E-02	9.76E-03	90.24%	1.64	1.07
Modelo 3	Cu	3.35	41.79	10.21	6.10E-02	9.76E-03	88.81%	1.64	1.09
Modelo 3	Cu	4.05	47.84	10.92	6.10E-02	9.76E-03	87.43%	1.64	1.11

Para calcularmos as temperaturas da base da aleta e a temperatura no chip usaremos as equações (20) e (21):

Tabela 17: Fluxo total perdido – Temperatura da base da aleta – temperatura do chip

	Material	Veloc.	h	Qt	T_{base}	T_{chip}
		[m/s]	[W/m ² K]	[W]	[K]	[K]
Modelo1	Al+Cu	3.50	43.51	29.00	307.8	310.7
Modelo1	Al+Cu	3.13	40.18	29.00	308.4	311.3
Modelo1	Al+Cu	2.69	36.07	29.00	309.3	312.2
Modelo1	Al+Cu	2.47	33.95	29.00	309.9	312.7
Modelo1	Al+Cu	4.05	48.28	29.00	307.1	309.9
Modelo1	Al+Cu	3.72	45.44	29.00	307.5	310.4
Modelo1	Al+Cu	3.35	42.17	29.00	308.0	310.9
Modelo 2	Al	2.69	36.07	29.00	304.2	307.3
Modelo 2	Al	3.35	42.17	29.00	303.6	306.7
Modelo 2	Al	4.05	48.28	29.00	303.2	306.3
Modelo 2	Cu	2.69	36.07	29.00	304.1	306.0
Modelo 2	Cu	3.35	42.17	29.00	303.6	305.4
Modelo 2	Cu	4.05	48.28	29.00	303.1	304.9
Modelo 3	Al	2.69	35.74	29.00	305.5	308.6
Modelo 3	Al	3.35	41.79	29.00	304.9	307.9
Modelo 3	Al	4.05	47.84	29.00	304.3	307.4
Modelo 3	Cu	2.69	35.74	29.00	305.2	307.0
Modelo 3	Cu	3.35	41.79	29.00	304.5	306.3
Modelo 3	Cu	4.05	47.84	29.00	304.0	305.8

13.2 Análise numérica

Novamente ensaiamos os modelos dos dissipadores no Fluent. As mesmas condições para a entrada do fluxo de calor foram adotadas (Área de 20x20 mm centralizada na parte inferior do dissipador)

A distribuição de temperaturas pode ser obtida através de simulações numéricas. Nas simulações numéricas os dissipadores, foram ensaiados fixando-se o fluxo de calor de 29 W. Foi adotado também em todas as simulações que o ar se comportava como gás perfeito.

Primeiramente vamos analisar as temperaturas no componente eletrônico devido ao fluxo de calor imposto. Com isso obtivemos os seguintes resultados:

Tabela 18: Temperatura no componente eletrônico

	material	Veloc. [m/s]	Qt [W]	Tchip [K]
Modelo1	Al+Cu	3.50	29.00	310.87
Modelo1	Al+Cu	3.13	29.00	311.37
Modelo1	Al+Cu	2.69	29.00	312.08
Modelo1	Al+Cu	2.47	29.00	312.50
Modelo1	Al+Cu	4.05	29.00	310.27
Modelo1	Al+Cu	3.72	29.00	310.61
Modelo1	Al+Cu	3.35	29.00	311.06
Modelo 2	Al	2.69	29.00	309.37
Modelo 2	Al	3.35	29.00	308.78
Modelo 2	Al	4.05	29.00	308.36
Modelo 2	Cu	2.69	29.00	307.06
Modelo 2	Cu	3.35	29.00	306.54
Modelo 2	Cu	4.05	29.00	306.14
Modelo 3	Al	2.69	29.00	310.18
Modelo 3	Al	3.35	29.00	309.50
Modelo 3	Al	4.05	29.00	308.90
Modelo 3	Cu	2.69	29.00	307.86
Modelo 3	Cu	3.35	29.00	307.19
Modelo 3	Cu	4.05	29.00	306.67

13.2.1 Análise de resultados teóricos x numéricos

Neste ponto da análise, é importante fazermos uma comparação entre os modelos numéricos e teóricos desenvolvidos.

Tabela 19: Comparação teórico vs numérico do modelo 1

Temperatura no chip [K] - Modelo 1			
Velocidade	Analítico	Numérico	Erro
2.47	312.7	312.50	-0.20
2.69	312.2	312.08	-0.12
3.13	311.3	311.37	0.07
3.35	310.9	311.06	0.16
3.5	310.7	310.87	0.17
3.72	310.4	310.61	0.21
4.05	309.9	310.27	0.37

Tabela 20: Comparação teórico vs numérico do modelo 1

Temperatura no chip [K] - Modelo 2				
Material	Velocidade	Análítico	Numérico	Erro
Al	2.69	307.3	309.37	2.07
Al	3.35	306.7	308.78	2.08
Al	4.05	306.3	308.36	2.06
Cu	2.69	306.0	307.06	1.06
Cu	3.35	305.4	306.54	1.14
Cu	4.05	304.9	306.14	1.24

Tabela 21: Comparação teórico vs numérico do modelo 1

Temperatura no chip [K] - Modelo 3				
Material	Velocidade	Análítico	Numérico	Erro
Al	2.69	308.6	310.18	1.58
Al	3.35	307.9	309.5	1.60
Al	4.05	307.4	308.9	1.50
Cu	2.69	307.0	307.86	0.86
Cu	3.35	306.3	307.19	0.89
Cu	4.05	305.8	306.67	0.87

Podemos verificar que para os dissipadores estudados, os modelos analíticos apresentam resultados coerentes entre si.

O Modelo 1, que apresenta uma melhor simetria geométrica, é o que apresenta menores erros com relação aos ensaios numéricos. As formulas de condução unidimensional aplicadas nas análises analíticas apresentaram ótimos resultados. Os erros encontrados foram inferiores a 0.5 K. Quanto ao modelo 2, ele apresentou os maiores erros. Essa fato pode estar relacionado com a geometria do modelo em si. Já o modelo 3 apresentou erros menores, porém, o comprimento excessivo das aletas acarreta variações consideráveis quando calculamos as temperaturas do chip.

Contudo, todos os modelos apresentaram bons resultados. Outro fato importante notado é que nos ensaios os modelos com cobre apresentaram erros menores que os modelos com alumínio. A boa condutância do cobre sobre o alumínio assegura uma melhor discretização da temperatura (fato que se aproxima da hipótese de temperatura da base uniforme), com isso temos menores discrepâncias quanto aos métodos analíticos formulados.

13.2.2 Distribuição de temperaturas

Os modelos numéricos nos permitiram traçar a distribuição de temperaturas ao longo dos dissipadores. Portanto vamos considerar as mesmas velocidade de insuflamento para todos os modelos e verificar as suas distribuição de temperaturas.

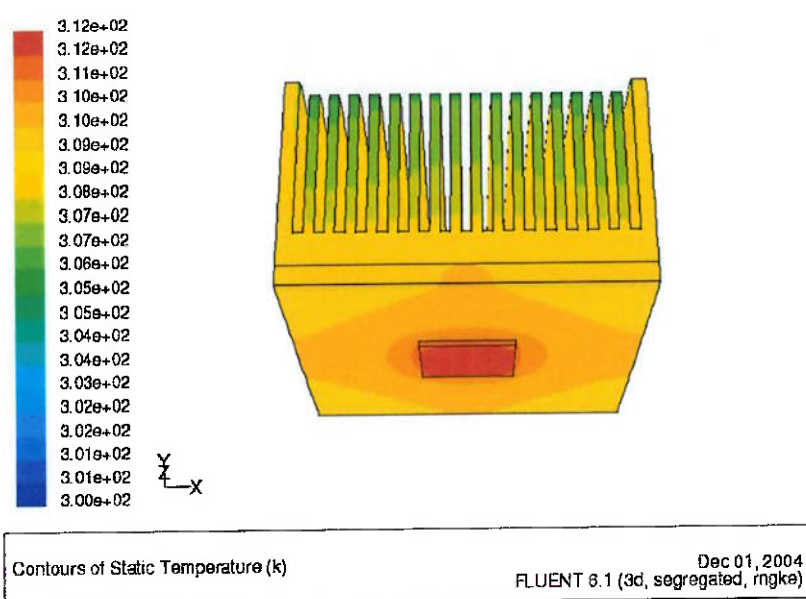


Figura 13: Distribuição de temperaturas ao longo do dissipador tipo 1, considerando-se uma velocidade de insuflamento de 2.69 m/s

A base de cobre da parte inferior do dissipador causou o efeito de uniformização da temperatura ao longo da placa de alumínio. O gradiente de temperaturas laterais é praticamente desprezível, causando assim uma maior regularidade na distribuição de temperaturas.

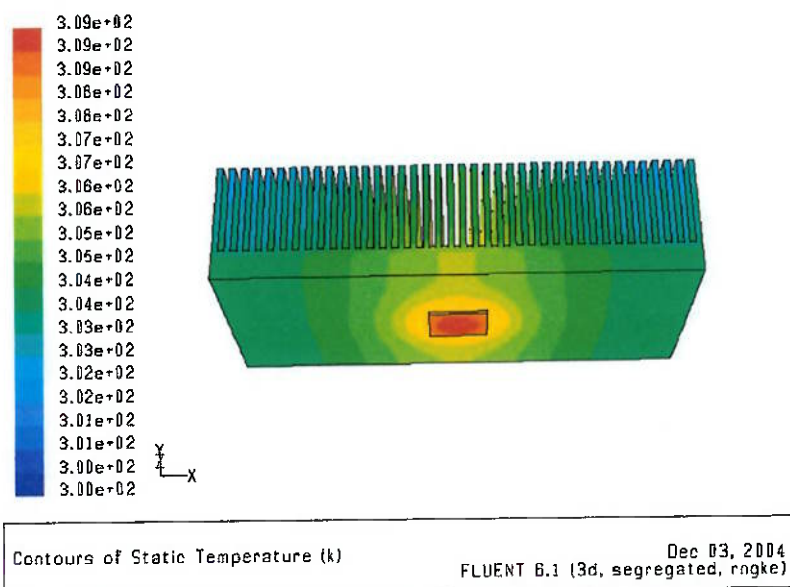


Figura 14: Distribuição de temperaturas ao longo do dissipador tipo 2 feito de alumínio, considerando-se uma velocidade de insuflamento de 2.69 m/s

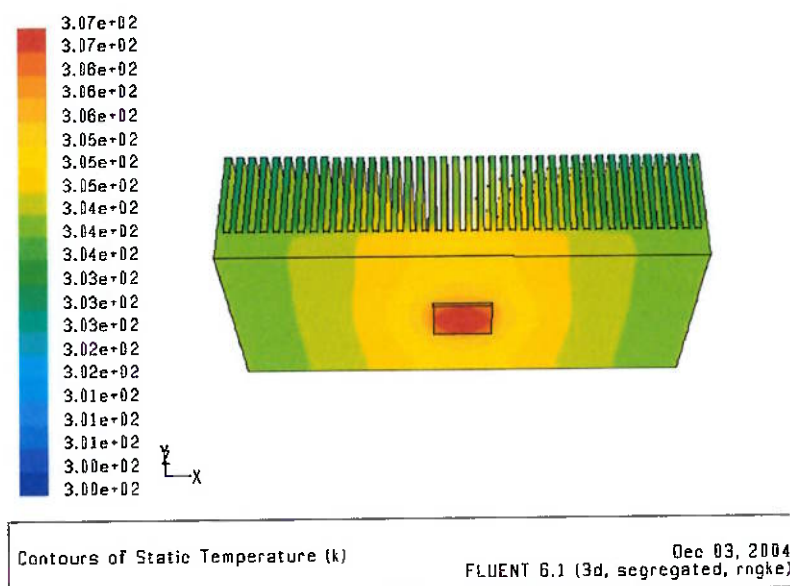


Figura 15: Distribuição de temperaturas ao longo do dissipador tipo 2 feito de cobre, considerando-se uma velocidade de insuflamento de 2.69 m/s

A distribuição de temperaturas ao longo do segundo modelo 2, apresentou ser simétrica (tanto para o Cobre quanto para o Alumínio). Porém, o gradiente de temperaturas que temos lateralmente apresentou ser importante. No caso desse dissipador, a validade do nosso modelo teórico fica duvidosa uma vez que para a sua validade adotamos uma temperatura constante ao longo da base da aleta.

Outro fato que podemos assinalar é que o cobre minimiza esse gradiente de temperaturas, uniformizando a temperatura da base da aleta. Esse fato aproxima o nosso modelo teórico do computacional, como podemos notar anteriormente.

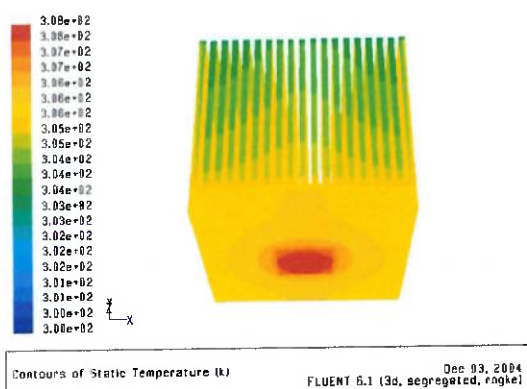


Figura 16: Distribuição de temperaturas ao longo do dissipador tipo 3 feito de cobre, considerando-se uma velocidade de insuflamento de 2.69 m/s

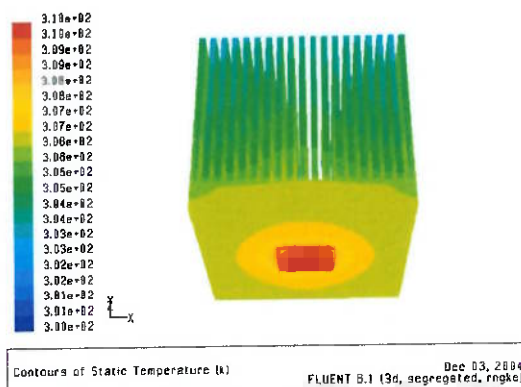


Figura 17: Distribuição de temperaturas ao longo do dissipador tipo 3 feito de alumínio, considerando-se uma velocidade de insuflamento de 2.69 m/s

No modelo 3 podemos ver o quanto o cobre diminui o gradiente de temperaturas do chip para base da aleta. Essa uniformidade de temperatura ao longo da base da aleta garante um melhor resfriamento do chip.

13.3 Perda de carga

Outro fator importante que se deve considerar é a queda de pressão total do ar ao longo da aleta. Caso a perda de pressão ao longo da aleta seja maior do que a pressão total que o ventilador seja capaz de fornecer, precisamos escolher outro ventilador.

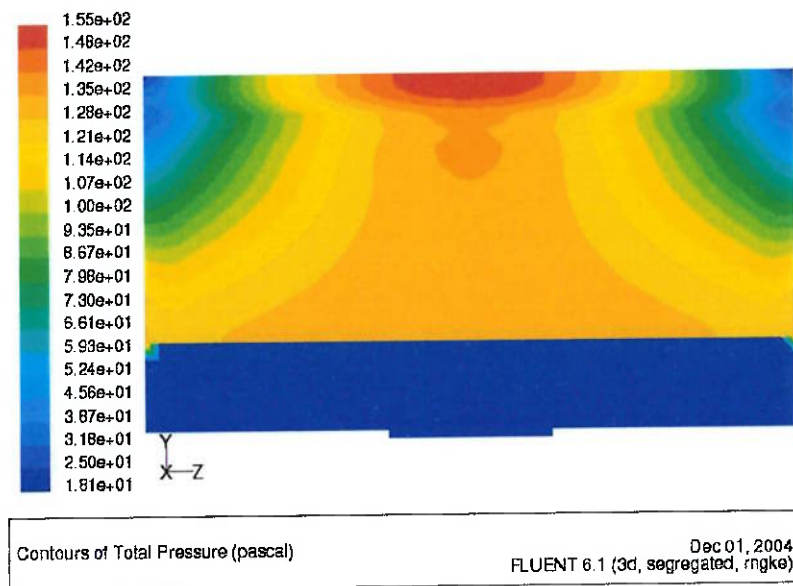


Figura 18: Distribuição de pressão total ao longo da aleta central do primeiro modelo 1 com um insuflamento de 4.05 m/s

Vemos que para o modelo 1 de dissipador, temos uma distribuição de pressões total bastante definida, indo do centro da aleta para as bordas da mesma. Para este caso, a queda de pressão foi estimada em 37.26 Pa, que é menor que os 45.5 Pa que o nosso ventilador é capaz de fornecer. Sendo assim, o ventilador é capaz de vencer a queda de pressão.

O mesmo tipo de distribuição de pressões foi observado nas outras velocidades e modelos, porém com intensidades diferentes. Em todos os casos foi verificado que os ventiladores eram capazes de fornecer a pressão necessária para o escoamento.

13.4 Relação custo/benefício

Como utilizamos um ventilador para resfriar o componente eletrônico, podemos então determinar uma relação de custo e benefício no dissipador. Essa relação de custo e benefício é a razão entre a energia retirada do nosso sistema e a energia gasta para realizar esse processo (que lembra o fator COP utilizado em sistemas de refrigeração). Designaremos essa relação pela letra grega ξ .

Nos nossos dissipadores, a nossa carga retirada é o próprio fluxo de calor do chip que é 29 W, a carga gasta para isso é a potência necessária para acionar o ventilador. Assim, as ficamos com os seguintes dados:

Tabela 22: Eficiência térmica dos modelos ensaiados

	material	Veloc. [m/s]	Carga dissipada [W]	Carga consumida [W]	Quantidade de ventiladores	ξ	Temp do Chip [K]
Modelo1	Al+Cu	3.50	29	3.00	1	9.67	310.7
Modelo1	Al+Cu	3.13	29	2.28	1	12.72	311.3
Modelo1	Al+Cu	2.69	29	2.16	1	13.43	312.2
Modelo1	Al+Cu	2.47	29	1.92	1	15.10	312.7
Modelo1	Al+Cu	4.05	29	3.60	1	8.06	309.9
Modelo1	Al+Cu	3.72	29	3.00	1	9.67	310.4
Modelo1	Al+Cu	3.35	29	2.28	1	12.72	310.9
Modelo 2	Al	2.69	29	4.32	2	6.71	307.3
Modelo 2	Al	3.35	29	4.56	2	6.36	306.7
Modelo 2	Al	4.05	29	7.20	2	4.03	306.3
Modelo 2	Cu	2.69	29	4.32	2	6.71	306.0
Modelo 2	Cu	3.35	29	4.56	2	6.36	305.4
Modelo 2	Cu	4.05	29	7.20	2	4.03	304.9
Modelo 3	Al	2.69	29	2.16	1	13.43	308.6
Modelo 3	Al	3.35	29	2.28	1	12.72	307.9
Modelo 3	Al	4.05	29	3.60	1	8.06	307.4
Modelo 3	Cu	2.69	29	2.16	1	13.43	307.0
Modelo 3	Cu	3.35	29	2.28	1	12.72	306.3
Modelo 3	Cu	4.05	29	3.60	1	8.06	305.8

O modelo 2, apesar de apresentar as temperaturas mais baixas para o componente eletrônico, apresenta também as menores relações de custo e benefício. Isso se deve ao fato de usar 2 ventiladores para poder estabelecer o fluxo de ar necessário.

O modelo 1 apresenta boas relações de custo e benefício e temperaturas aceitáveis de operação.

O modelo 3 é o que apresenta as melhores temperaturas e também as melhores relações de custo e benefício. Ele seria uma opção mais vantajosa onde o índice ξ são os mesmos do modelo 1, só que as temperaturas no chip são menores (porém devemos lembrar que o modelo 3 ocupa quase o dobro do volume do modelo1).

14 RESFRIAMENTO POR TUBOS DE CALOR

Um tubo de calor consiste basicamente um recipiente alinhado com uma mecha de tubos dentro. O recipiente é primeiramente lacrado a vácuo e depois preenchido com um fluido refrigerante suficiente para saturar a mecha. A mecha assegura a circulação do liquido por efeito de capilaridade.

Como os tubos de calor operam em um ciclo fechado de duas fases, e apenas liquido e vapor estão presentes no recipiente, o fluido refrigerante estará operando na região de saturação, contanto que a temperatura de operação seja mantida entre a temperatura de ponto triplo e a temperatura de congelamento.

Um tubo de calor pode ser dividido em 3 regiões distintas: um evaporador, um condensador, e uma região adiabática. Quando calor é cedido ao evaporador, o fluido na estrutura capilar é aquecido até se evaporar. A alta temperatura e alta pressão fazem com que o vapor mova-se para a região do condensador onde se condensa, cedendo seu calor latente de vaporização. Uma vez na fase liquida, as forças capilares bombeiam o fluido de volta ao evaporador.

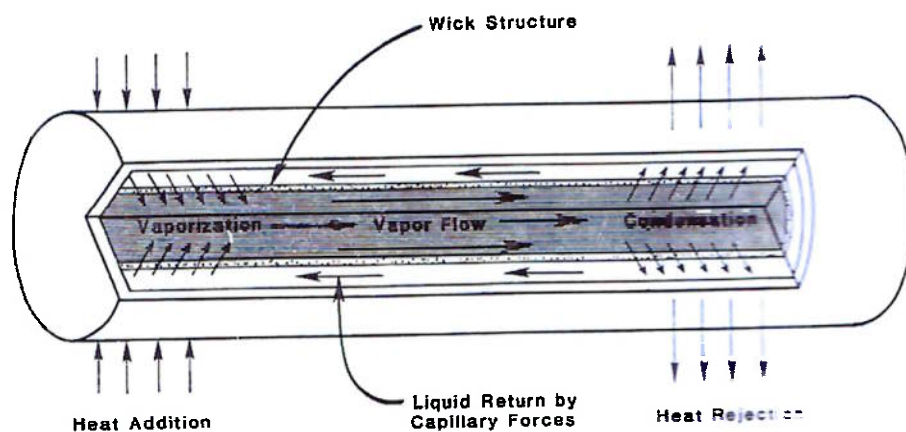


Figura 19: Esquema de funcionamento de um tubo de calor

Assim, para que um tubo de calor seja capaz de funcionar propriamente, a diferença de pressão entre os pontos de condensação e de evaporação deve ser maior que a perda pressão devido à mecha.

$$(\Delta P_c)_m \geq \int_{L_{ef}} \frac{\partial P_v}{\partial x} dx + \int_{L_{ef}} \frac{\partial P_l}{\partial x} dx + \Delta P_{ph,e} + \Delta P_{ph,c} + \Delta P_+ + \Delta P_{||} \quad (23)$$

Onde:

$(\Delta P_c)_m$ = Máxima diferença de pressão capilar na mecha entre o condensador e evaporador.

$\int_{L_{ef}} \frac{\partial P_v}{\partial x} dx$ = soma das quedas de pressão inercial e viscosa ocorrendo na fase de vapor

$\int_{L_{ef}} \frac{\partial P_l}{\partial x} dx$ = soma das quedas de pressão inercial e viscosa ocorrendo na fase de líquida

$\Delta P_{ph,e}$ = gradiente de pressão na fase de transição no evaporador

$\Delta P_{ph,c}$ = gradiente de pressão na fase de transição no condensador

ΔP_+ = queda de pressão hidrostática

$\Delta P_{||}$ = queda de pressão axial

Os gradientes de pressão nas fases de transição são bastante reduzidos e, portanto podem ser desconsiderados. Os outros índices podem ser estimados a partir das formulas apresentadas abaixo, um estudo mais detalhado sobre tubos de calor e seu modelo pode ser encontrado na referencia [6]:

$$(\Delta P_c)_m = \frac{2 \cos(\varphi)}{r_c} \quad (24)$$

$$\int_{l,ef} \frac{\partial P_v}{\partial x} dx = \frac{c \cdot (f_v \cdot Re_v) \cdot \mu_v}{2 \cdot r_{h,v} \cdot A_v \cdot \rho_v \cdot \lambda} \cdot L_{ef} \cdot q \quad (25)$$

$$\int_{l,ef} \frac{\partial P_l}{\partial x} dx = \frac{\mu_l}{K \cdot A_w \cdot \rho_l \cdot \lambda} \cdot L_{ef} \cdot q \quad (26)$$

$$\Delta P_{\perp} = \rho_l \cdot g \cdot d_v \cdot \cos(\varphi) \quad (27)$$

$$\Delta P_{\parallel} = \rho_l \cdot g \cdot L \cdot \sin(\varphi) \quad (28)$$

$$L_{ef} = 0.5 \cdot Lc + La + 0.5Le \quad (29)$$

$$K = \frac{d_w^2 \cdot \varepsilon^3}{122 \cdot (1 - \varepsilon)^2} \quad (30)$$

$$\varepsilon = 1 - \frac{1.05 \cdot \pi \cdot N \cdot d_w}{4} \quad (31)$$

$$r_c = \frac{1}{2N} \quad (32)$$

Onde:

r_h = raio hidráulico

c = constante que depende do numero de Mach

μ = viscosidade absoluta

λ = calor latente de vaporização

ρ = densidade

N = qualidade da malha na mecha

d_w = diâmetro do fio da mecha

A_w = Área do fio da mecha

A_v = Área de vapor

BRUNO TEBALDI DE QUEIROZ BARBOSA

**ANÁLISE DO RESFRIAMENTO DE COMPONENTES
ELETRÔNICOS**

Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Graduação em
Engenharia

Orientador: Prof. Dr. Ernani Vitillo Volpe

São Paulo
2004

**“Life is an opportunity, not an obligation”
- Konyhukou, F.**

L = comprimento total do tubo

L_a = comprimento da parte adiabática

L_e = comprimento do evaporador

L_c = comprimento do condensador

φ = Angulação do tubo de calor em relação ao solo.

Para podermos saber a temperatura de operação do tubo de calor precisamos primeiramente de sua geometria. Como estamos trabalhando com componentes eletrônicos, o tubo deve ser pequeno o suficiente para um computador portátil.

Com isso vamos adotar um diâmetro interno do tubo de 1.5 cm, um comprimento de evaporador de 3 cm, um condensado com 4 cm e a parte adiabática com 7 cm., e como o plano de operação do tubo de calor será na horizontal, temos $\varphi = 0$.

O fluido refrigerante a ser escolhido pode ser retirado do gráfico abaixo:

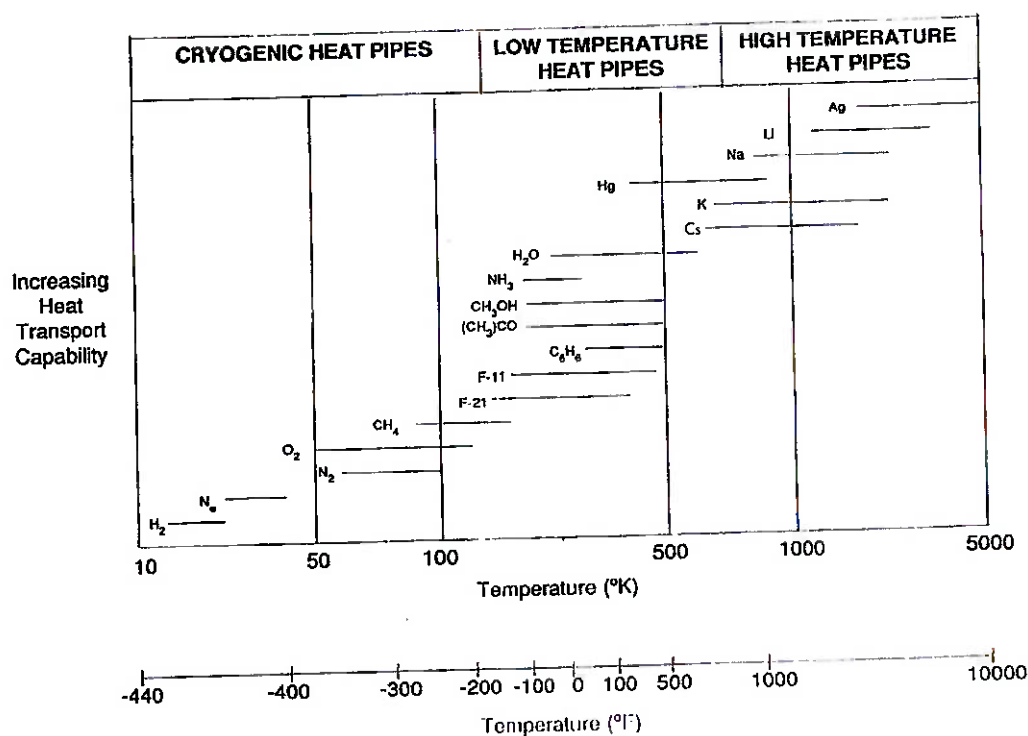


Figura 20: Gráfico para escolha do fluido refrigerante

Como nossa temperatura de operação não é superior a 348 K, temperatura na qual ocorre falha do componente, vamos adotar como fluido refrigerante o Freon-21.

Os valores do diâmetro do fio (d_w) e o espaçamento entre eles (spc) são tabelados de acordo com a precisão da malha, no nosso caso estaremos trabalhando com uma malha de 30 in-1. Assim, temos:

Tabela 23: Dados geométrico do tubo de calor

Dados do tubo		Dados da mecha				
d [m]	0.015				d_v	0.0122568 m
Le [m]	0.03	N	30 in ⁻¹	1181.103 m ⁻¹	r_c	0.0004233 m
La [m]	0.007	d_w	0.0135 in	0.0003429 m	A_v	0.000118 m ²
Lc [m]	0.04	spc	0.0135 in	0.0003429 m	A_w	5.872E-05 m ²
Lef [m]	0.042				ε	0.6660093
					K	2.552E-09 m ²

Uma vez calculados esses coeficientes, e adotando um escoamento laminar, o que leva a $f \cdot Re$ ser igual a 16 e incompressível ($c=1$), podemos determinar para o fluxo de calor do chip ou a temperatura de operação do fluido no tubo de calor, que como esta funcionando em regime permanente, resolvendo-se a equação (23). Podemos adotar a temperatura de operação do fluido refrigerante como sendo a temperatura de operação do chip. Assim, para o fluido refrigerante escolhido temos:

Tabela 24: Dados de dimensionamento do tubo de calor

T [°C]	λ [J/Kg]	ρ_l [Kg/m ³]	ρ_v [Kg/m ³]	μ_l [N s/m ²]	μ_v [N s/m ²]	σ [N/m]
57.24	207931	1.286896	20.6555	2.04E-06	0.00123172	0.013279

PLc	ΔP_v	Δp_L	ΔP_+	Q [w]		
62.73532	0.021745	2.1362263	0.154578	29.00		

Podemos ver que a utilização de tubos de calor é bastante eficiente, sendo capaz de manter a temperatura de operação do nosso componente eletrônico em 330 K, o que é uma temperatura alta quando comparada com os outros tipos de controle aqui analisados, porém esse tipo de resfriamento ocupa um pequeno espaço físico quando comparado com os outros dispositivos.

15 CONCLUSÕES

Atualmente estamos presenciando um aumento crescente do número de transistores presentes em um único chip. É previsto que essa quantidade ainda aumente continuamente seguindo uma progressão geométrica por mais algum tempo. O aumento dos transistores no chip causa um aumento na carga térmica e com isso aumento da sua temperatura.

Para que um componente eletrônico funcione devidamente, devemos fazer a retirada desse calor de forma eficiente. A refrigeração do componente é de grande importância pois à temperaturas mais baixas temos velocidades de processamento maiores e maiores eficiências. Portanto, em um projeto de resfriamento térmico temos como objetivo a retirada desse calor de forma rápida e eficiente. Essa retirada de calor é muitas vezes realizada pelo acréscimo de um dissipador.

Para o foco no qual o trabalho foi realizado, existem 3 métodos de resfriamento do componente eletrônico que são mais utilizados: resfriamento através de convecção natural com aletas, resfriamento com convecção forçada e aletas e resfriamento utilizando-se tubos de calor.

Na análise de convecção natural vimos que, para os dissipadores empregados neste trabalho, nenhum deles foi capaz de dissipar o fluxo de calor gerado pelo componente eletrônico de forma eficiente sem que houvesse falha do mesmo. Isso ocorreu por não termos um bom resfriamento na parte central da aleta. Essa falha de resfriamento central ocorreu devido ao fato do dissipador apresentar aletas com um espaçamento muito pequeno entre elas.

Para termos um resfriamento eficiente utilizando-se o método de convecção natural e aletas, seria necessária uma área maior do dissipador, onde as aletas se encontram mais afastadas entre si.

Para a análise de resfriamento por convecção forçada, os dissipadores foram ensaiados em várias condições de velocidade de insuflamento. Vale a pena ressaltar que os modelos ensaiados nas condições de convecção forçada apresentaram as menores temperaturas de operação. Sendo que entre os modelos ensaiados, o modelo

2, o qual apresentava uma maior quantidade de aletas, apresentou a temperatura de operação mais baixa, com uma condição de insuflamento de 4.05 m/s (modelo feito de cobre apresentou a temperatura operacional de 306.14).

Foi verificado que o escoamento entre as aletas pode ser aproximado como sendo um escoamento em tubos. Essa aproximação mostrou que os resultados obtidos apresentaram alto índice de proximidade com relação aos resultados obtidos numericamente.

As divergências vistas entre os modelos numéricos e os modelos analíticos foram maiores nos dissipadores, onde temos grandes diferenças de temperatura entre o centro do dissipador e as suas laterais. Esse gradiente de temperatura acaba por causar um fluxo de calor lateral. Como os modelos analíticos foram feitos sob a hipótese de fluxo unidirecional, esse gradiente de temperatura lateral acaba por causar uma maior margem de erro entre os modelos numéricos e analíticos.

Durante as análises dos dissipadores, ficou claro que quando utilizamos materiais de boa condutância térmica, tem-se uma menor temperatura do componente eletrônico. Isto ocorre graças a melhor distribuição de calor ao longo das aletas que permite uma retirada de calor mais eficiente. Essa melhor distribuição de calor diminui o gradiente de temperatura lateral, favorecendo assim os modelos analíticos aqui apresentados.

Em nossa última análise, focamos nosso estudo nos tubos de calor. Seu funcionamento consiste em um ciclo de refrigeração onde o trabalho da bomba é realizado pelas forças capilares do fluido. Foi apresentada uma fórmula capaz de se computar a temperatura ou o fluxo de calor levando-se em conta as quedas de pressão devido à geometria do tubo de calor.

Embora o tubo de calor apresente condições de refrigerar o componente eletrônico, sua temperatura de operação para a geometria escolhida é mais alta do que as temperaturas encontradas nos dissipadores nos ensaios de convecção forçada. Contudo, fica evidente que seu tamanho é bem mais reduzido em comparação com os dissipadores utilizados na convecção forçada. Isso permite que esse tipo de resfriamento seja utilizado em computadores portáteis e outros lugares onde o espaço disponível é relativamente pequeno.

Concluimos que para aplicações onde temos poucas preocupações com o espaço físico ocupado pelo dissipador e o nível de ruído não causa problemas, a utilização de convecção forçada é a mais adequada. Nas aplicações onde o ruído deve ser considerado, a refrigeração através de convecção natural é a mais indicada, porém deve-se lembrar que este tipo de refrigeração requer um espaço físico maior. Por último, podemos notar que para aplicações onde o espaço físico é um fator importante, a utilização de tubos de calor é uma solução viável, porém apresenta temperaturas operacionais maiores do que as de convecção forçada.

16 BIBLIOGRAFIA

- [1] SCHULENBURG, N. et al. **Evaluation of air-cooled microchannel heat sinks**. Harvey Mudd College, Claremont, CA.
- [2] INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. 5th ed. John Wiley & Sons, 2002, 977p.
- [3] MANSINGH, V.; NIGEN, J. **Advanced Electronics Cooling: Analysis, Modeling & Measurements**. Applied Thermal Technologies, Inc. 1999.
- [4] MANSINGH, V.; NIGEN, J. **Practical Electronics Cooling: Analysis, Modeling & Measurements**. Applied Thermal Technologies, Inc. 1999.
- [5] CENGEL, Y. **Introduction to Thermodynamics and Heat Transfer**. McGraw-Hill, 1997. 922p.
- [6] PETERSON, G. p. **An Introduction to Heat Pipes**. John Wiley & Sons, 1994, 356p.
- [7] WYLEN, V.; SONNTAG; BORNAKKE. **Fundamentos da Termodinâmica**. 5ª ed. Editora Edgard Blücher. 1998. 530p.
- [8] INTEL, Expanding Moore's Law Demo. **Moore's Law**. Disponível em:
 <http://www.intel.com/labs/eml/eml_demo/EML_demo.htm>. Acesso em:
 Maio de 2004.
- [9] EVERCOOL THERMAL CO., LTD. Taiwan. **Contem informações sobre componentes para resfriamento de computadores**. Disponível em:
 <http://www.evercool.com.tw/index_eng.htm>. Acesso em: Setembro de 2004.

- [10] AAVID THERMAL TECHNOLOGIES, INC.; AAVID THERMALLOY, LLC. **Design, development, and production of thermal management systems.** Disponível em: <<http://www.aavidthermalloy.com/>>. Acesso em: Agosto de 2004
- [11] INTEL, HARDWARE DESING. **Intel's Technical Resource Center for Hardware designers & Developers.** Disponível em: <<http://developer.intel.com/sites/developer/index.htm>>. Acesso em: Maio de 2004.
- [12] INTEL. **Intel Pentium III Processor Thermal Design Guide - Application note.** December 2001. Order Number: 273325-004
- [13] Info exame. São Paulo: Editora Abril, outubro de 2004.
- [14] Club Overclocker. **Fórum de notícias sobre resfriamento de componentes eletrônicos.** Disponível em: <<http://www.cluboc.net/index.htm>>. Acesso em: Outubro de 2004.
- [15] OCZ technology. **Fabricante de dispositivos para resfriamento de componentes eletrônicos.** Disponível em: <<http://www.ocztechnology.com/index.html>>. Acesso em: Outubro de 2004
- [16] Arctic Silver. **Fabricante de pastas térmicas.** Disponível em: <<http://www.arcticsilver.com>>. Acesso em: Setembro de 2004
- [17] **FLUENT, version 6.1.22.** Computational Fluid Dynamics software. Fluent Incorporated, 1995-2004.
- [18] **GAMBIT, version 2.1.** CFD Preprocessor. Fluent Incorporated, 1995-2004.
- [19] PITI, R. P.; RUTH, M. G. **Dissertação sobre componentes eletrônicos.** Mauá Instituto de Tecnologia, 2003.

17 ANEXO A – PROPRIEDADES TERMO FÍSICAS DO AR

Propriedades termo físicas do Ar à pressão atmosférica

T (K)	P (kg/m ³)	C _p (kJ/Kg K)	$\mu \cdot 10^7$ (N s/m ²)	ν (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728
1200	0.2902	1.175	473.0	162.9	76.3	224	0.728
1300	0.2679	1.189	496.0	185.1	82	238	0.719
1400	0.2488	1.207	530	213	91	303	0.703
1500	0.2322	1.230	557	240	100	350	0.685
1600	0.2177	1.248	584	268	106	390	0.688
1700	0.2049	1.267	611	298	113	435	0.685
1800	0.1935	1.286	637	329	120	482	0.683
1900	0.1833	1.307	663	362	128	534	0.677
2000	0.1741	1.337	689	396	137	589	0.672
2100	0.1658	1.372	715	431	147	646	0.667
2200	0.1582	1.417	740	468	160	714	0.655
2300	0.1513	1.478	766	506	175	783	0.647
2400	0.1448	1.558	792	547	196	869	0.630
2500	0.1389	1.665	818	589	222	960	0.613
3000	0.1135	2.726	955	841	486	1570	0.536

18 ANEXO B – EXPERIMENTO NO FLUENT

Abaixo pode ser encontrado um resumo do experimento do Fluent para convecção forçada no modelo 1.

FLUENT

Version: 3d, segregated, rngke (3d, segregated, RNG k-epsilon)

Release: 6.1.22

Title:

Models

Model	Settings

Space	3D
Time	Steady
Viscous	RNG k-epsilon turbulence model
Wall Treatment	Standard Wall Functions
RNG Differential Viscosity Model	Disabled
RNG Swirl Dominated Flow Option	Disabled
Heat Transfer	Enabled
Solidification and Melting	Disabled
Radiation	None
Species Transport	Disabled
Coupled Dispersed Phase	Disabled
Pollutants	Disabled
Soot	Disabled

Boundary Conditions

Zones

name	id	type

fin_cu	2	solid
fin_al	3	solid
ar	4	fluid
wall:001-shadow	15	wall
wall	5	wall
superficie	6	wall
saida_ar	7	pressure-outlet
entrada_ar	8	velocity-inlet
default-interior	10	interior
wall:001	1	wall
wall:009	9	wall
default-interior:011	11	interior
default-interior:012	12	interior
default-interior:013	13	interior

Boundary Conditions

fin_cu

Condition	Value

Material Name	copper
Specify source terms?	no

```

Source Terms ((energy (inactive . #f) (constant .
0) (profile )))
Specify fixed values? no
Fixed Values ((temperature (inactive . #f)
(constant . 0) (profile )))
Motion Type 0
X-Velocity Of Zone 0
Y-Velocity Of Zone 0
Z-Velocity Of Zone 0
Rotation speed 0
X-Origin of Rotation-Axis 0
Y-Origin of Rotation-Axis 0
Z-Origin of Rotation-Axis 0
X-Component of Rotation-Axis 0
Y-Component of Rotation-Axis 0
Z-Component of Rotation-Axis 1
Deactivated Thread no

```

fin_al

Condition	Value
Material Name	aluminum
Specify source terms?	no
Source Terms	((energy (inactive . #f) (constant .
0) (profile)))	
Specify fixed values?	no
Fixed Values	((temperature (inactive . #f)
(constant . 0) (profile)))	
Motion Type	0
X-Velocity Of Zone	0
Y-Velocity Of Zone	0
Z-Velocity Of Zone	0
Rotation speed	0
X-Origin of Rotation-Axis	0
Y-Origin of Rotation-Axis	0
Z-Origin of Rotation-Axis	0
X-Component of Rotation-Axis	0
Y-Component of Rotation-Axis	0
Z-Component of Rotation-Axis	1
Deactivated Thread	no

ar

Condition	Value
Material Name	air
Specify source terms?	no
Source Terms	((mass
(inactive . #f) (constant . 0) (profile)) (x-momentum (inactive . #f)	
(constant . 0) (profile)) (y-momentum (inactive . #f) (constant . 0)	
(profile)) (z-momentum (inactive . #f) (constant . 0) (profile)) (k	
(inactive . #f) (constant . 0) (profile)) (epsilon (inactive . #f)	
(constant . 0) (profile)) (energy (inactive . #f) (constant . 0) (profile	
)))	
Specify fixed values?	no
Local Coordinate System for Fixed Velocities	no
Fixed Values	((x-velocity
(inactive . #f) (constant . 0) (profile)) (y-velocity (inactive . #f)	

```
(constant . 0) (profile )) (z-velocity (inactive . #f) (constant . 0)
(profile )) (k (inactive . #f) (constant . 0) (profile )) (epsilon
(inactive . #f) (constant . 0) (profile )) (temperature (inactive . #f)
(constant . 0) (profile )))
```

Motion Type	0
X-Velocity Of Zone	0
Y-Velocity Of Zone	0
Z-Velocity Of Zone	0
Rotation speed	0
X-Origin of Rotation-Axis	0
Y-Origin of Rotation-Axis	0
Z-Origin of Rotation-Axis	0
X-Component of Rotation-Axis	0
Y-Component of Rotation-Axis	0
Z-Component of Rotation-Axis	1
Deactivated Thread	no
Laminar zone?	no
Set Turbulent Viscosity to zero within laminar zone?	yes
Porous zone?	no
Conical porous zone?	no
X-Component of Direction-1 Vector	1
Y-Component of Direction-1 Vector	0
Z-Component of Direction-1 Vector	0
X-Component of Direction-2 Vector	0
Y-Component of Direction-2 Vector	1
Z-Component of Direction-2 Vector	0
X-Coordinate of Point on Cone Axis	1
Y-Coordinate of Point on Cone Axis	0
Z-Coordinate of Point on Cone Axis	0
Half Angle of Cone Relative to its Axis	0
Direction-1 Viscous Resistance	0
Direction-2 Viscous Resistance	0
Direction-3 Viscous Resistance	0
Direction-1 Inertial Resistance	0
Direction-2 Inertial Resistance	0
Direction-3 Inertial Resistance	0
C0 Coefficient for Power-Law	0
C1 Coefficient for Power-Law	0
Porosity	1
Solid Material Name	aluminum

wall:001-shadow

Condition	Value
-----	-----
Wall Thickness	0
Heat Generation Rate	0
Material Name	aluminum
Thermal BC Type	3
Temperature	300
Heat Flux	0
Convective Heat Transfer Coefficient	0
Free Stream Temperature	300
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation	0
Y-Component of Wall Translation	0

Z-Component of Wall Translation	0
External Emissivity	1
External Radiation Temperature	300
Wall Roughness Height	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed	0
X-Position of Rotation-Axis Origin	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress	0
Y-component of shear stress	0
Z-component of shear stress	0
Surface tension gradient	0

wall

Condition	Value

Wall Thickness	0
Heat Generation Rate	0
Material Name	aluminum
Thermal BC Type	1
Temperature	300
Heat Flux	0
Convective Heat Transfer Coefficient	0
Free Stream Temperature	300
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation	0
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
External Emissivity	1
External Radiation Temperature	300
Wall Roughness Height	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed	0
X-Position of Rotation-Axis Origin	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress	0
Y-component of shear stress	0
Z-component of shear stress	0
Surface tension gradient	0

superficie

Condition	Value

Wall Thickness	0
Heat Generation Rate	0
Material Name	copper

Thermal BC Type	1
Temperature	300
Heat Flux	72500
Convective Heat Transfer Coefficient	0
Free Stream Temperature	300
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation	0
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
External Emissivity	1
External Radiation Temperature	300
Wall Roughness Height	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed	0
X-Position of Rotation-Axis Origin	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress	0
Y-component of shear stress	0
Z-component of shear stress	0
Surface tension gradient	0

saida_ar

Condition	Value
Gauge Pressure	0
Radial Equilibrium Pressure Distribution	no
Backflow Total Temperature	300
Backflow Direction Specification Method	1
Coordinate System	0
X-Component of Flow Direction	1
Y-Component of Flow Direction	0
Z-Component of Flow Direction	0
X-Component of Axis Direction	1
Y-Component of Axis Direction	0
Z-Component of Axis Direction	0
X-Coordinate of Axis Origin	0
Y-Coordinate of Axis Origin	0
Z-Coordinate of Axis Origin	0
Turbulence Specification Method	0
Backflow Turb. Kinetic Energy	1
Backflow Turb. Dissipation Rate	1
Backflow Turbulence Intensity	0.1
Backflow Turbulence Length Scale	1
Backflow Hydraulic Diameter	1
Backflow Turbulent Viscosity Ratio	10
is zone used in mixing-plane model?	no
Specify targeted mass-flow rate	no
Targeted mass-flow	1

entrada_ar

Condition	Value
Velocity Specification Method	2
Reference Frame	0
Velocity Magnitude	2.47
Coordinate System	0
X-Velocity	0
Y-Velocity	0
Z-Velocity	0
X-Component of Flow Direction	1
Y-Component of Flow Direction	0
Z-Component of Flow Direction	0
X-Component of Axis Direction	1
Y-Component of Axis Direction	0
Z-Component of Axis Direction	0
X-Coordinate of Axis Origin	0
Y-Coordinate of Axis Origin	0
Z-Coordinate of Axis Origin	0
Angular velocity	0
Temperature	300
Turbulence Specification Method	0
Turb. Kinetic Energy	1
Turb. Dissipation Rate	1
Turbulence Intensity	0.1
Turbulence Length Scale	1
Hydraulic Diameter	1
Turbulent Viscosity Ratio	10
is zone used in mixing-plane model?	no

default-interior

Condition	Value
-----	-----

wall:001

Condition	Value
Wall Thickness	0
Heat Generation Rate	0
Material Name	aluminum
Thermal BC Type	3
Temperature	300
Heat Flux	0
Convective Heat Transfer Coefficient	0
Free Stream Temperature	300
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation	0
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
External Emissivity	1
External Radiation Temperature	300
Wall Roughness Height	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed	0
X-Position of Rotation-Axis Origin	0

Y-Position of Rotation-Axis Origin	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress	0
Y-component of shear stress	0
Z-component of shear stress	0
Surface tension gradient	0

wall:009

Condition	Value
-----	-----
Wall Thickness	0
Heat Generation Rate	0
Material Name	copper
Thermal BC Type	1
Temperature	300
Heat Flux	0
Convective Heat Transfer Coefficient	0
Free Stream Temperature	300
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation	0
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
External Emissivity	1
External Radiation Temperature	300
Wall Roughness Height	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed	0
X-Position of Rotation-Axis Origin	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress	0
Y-component of shear stress	0
Z-component of shear stress	0
Surface tension gradient	0

default-interior:011

Condition	Value
-----	-----

default-interior:012

Condition	Value
-----	-----

default-interior:013

Condition	Value
-----	-----

Solver Controls

Equations

Equation	Solved
Flow	yes
Turbulence	yes
Energy	yes

Numerics

Numeric	Enabled
Absolute Velocity Formulation	yes

Relaxation

Variable	Relaxation Factor
Pressure	0.3
Density	1
Body Forces	1
Momentum	0.7
Turbulence Kinetic Energy	0.8
Turbulence Dissipation Rate	0.8
Turbulent Viscosity	1
Energy	1

Linear Solver

	Solver	Termination	Residual
Reduction	Type	Criterion	Tolerance
Pressure	V-Cycle	0.1	
X-Momentum	Flexible	0.1	0.7
Y-Momentum	Flexible	0.1	0.7
Z-Momentum	Flexible	0.1	0.7
Turbulence Kinetic Energy	Flexible	0.1	0.7
Turbulence Dissipation Rate	Flexible	0.1	0.7
Energy	Flexible	0.1	0.7

Discretization Scheme

Variable	Scheme
Pressure	Standard
Pressure-Velocity Coupling	SIMPLE
Momentum	Second Order Upwind
Turbulence Kinetic Energy	First Order Upwind
Turbulence Dissipation Rate	First Order Upwind
Energy	Second Order Upwind

Solution Limits

Quantity	Limit
Minimum Absolute Pressure	1
Maximum Absolute Pressure	5000000
Minimum Temperature	1
Maximum Temperature	5000

Minimum Turb. Kinetic Energy	1e-14
Minimum Turb. Dissipation Rate	1e-20
Maximum Turb. Viscosity Ratio	100000

Material Properties

Material: aluminum (solid)

Property	Units	Method	Value(s)
Density	kg/m3	constant	2719
Cp (Specific Heat)	j/kg-k	constant	871
Thermal Conductivity	w/m-k	constant	202.4

Material: air (fluid)

Property	Units	Method
Density	kg/m3	incompressible-ideal-gas
Cp (Specific Heat)	j/kg-k	constant
Thermal Conductivity	w/m-k	constant
Viscosity	kg/m-s	constant
Molecular Weight	kg/kgmol	constant
L-J Characteristic Length	angstrom	constant
L-J Energy Parameter	k	constant
Thermal Expansion Coefficient	1/k	constant
Degrees of Freedom		constant

Material: copper (solid)

Property	Units	Method	Value(s)
Density	kg/m3	constant	8978
Cp (Specific Heat)	j/kg-k	constant	381
Thermal Conductivity	w/m-k	constant	387.6