

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

USO DE TERMOSSIFÃO EM CÂMARA DE VAPOR PARA ELIMINAÇÃO DE PONTOS
QUENTES EM DISSIPADORES ALETADOS

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

ALEXANDRE SILVEIRA DE OLIVEIRA

Florianópolis, outubro de 2007.

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**USO DE TERMOSSIFÃO EM CÂMARA DE VAPOR PARA ELIMINAÇÃO DE PONTOS
QUENTES EM DISSIPADORES ALETADOS**

ALEXANDRE SILVEIRA DE OLIVEIRA

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA

sendo aprovada em sua forma final.

Prof. Márcia B.H. Mantelli, PhD. - Orientadora

Fernando Henrique Milanez, Dr.Eng. - Co-orientador

Prof.Fernando Cabral, PhD. - Coordenador do Programa

BANCA EXAMINADORA

Prof. Julio César Passos, Dr. Eng. – Presidente - UFSC

Prof. Saulo Guths, Dr. - UFSC

Paulo Couto, Dr.Eng. - UFRJ

Um pouco de ciência nos afasta de Deus.

Muito, nos aproxima.

Louis Pasteur

**A minha mãe, Dona Teresa,
Aos meus familiares e amigos,
pelo apoio, moral e espiritual.**

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Pedro Cândido de Oliveira (*in memorian*) e Ana Teresinha S. de Oliveira, pelo esforço e empenho para o desenvolvimento de minha educação e formação do meu caráter ao longo de minha vida.

Aos meus irmãos Sérgio e Marcelo pelo incentivo.

À Ana Elisa pela compreensão e companheirismo durante o desenvolvimento da fase final deste trabalho.

A professora Márcia Mantelli que após uma breve conversa há alguns anos atrás acreditou na minha capacidade. Muito obrigado Márcia pela sua ajuda e amizade em todas as etapas que se sucederam durante o mestrado. A sua constante orientação, apoio e incentivo valeram a minha vitória.

Ao Milanez pela orientação e pelas correções na dissertação.

Aos amigos do Labtucal, em especial aos companheiros Wagner, Gustavo e Camilo, e dos demais laboratórios, em especial Picanço, Sérgio e Jorge pela amizade e apoio, elementos essenciais para a realização deste trabalho.

Ao CNPq – Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico, Petrobrás, e FAPESC – Fundação de Amparo à Pesquisa Científica e Tecnológica do Estado de Santa Catarina pela concessão da bolsa de mestrado e pelo apoio financeiro.

À UFSC – Universidade Federal de Santa Catarina, através do POSMEC – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica pelo suporte logístico para a execução dos trabalhos.

Enfim, a todas as pessoas que contribuíram direta ou indiretamente para a realização deste trabalho.

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	v
SUMÁRIO.....	vi
LISTA DE FIGURAS.....	ix
LISTA DE TABELAS.....	xi
LISTA DE TABELAS.....	xi
SIMBOLOGIA	xii
RESUMO.....	xv
CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO	1
1.1 O Aquecimento de Componentes Eletrônicos.....	1
1.2 Laboratório de Tubos de Calor (LABTUCAL).....	2
1.3 O Termossifão e Tubo de Calor	3
1.4 Princípio de Funcionamento de uma Câmara de Vapor	4
1.5 Estrutura do Trabalho	7
CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	8
2.1 A Refrigeração de Componentes Eletrônicos.....	8
2.2 Correlações para Determinação do Coeficiente de Transferência de Calor	13
2.2.1 Coeficiente de Ebulição da Câmara de Vapor.....	14
2.2.2 Coeficiente de Condensação da Câmara de Vapor.....	15
2.2.3 Coeficiente de Convecção Externo entre o Ar e as Aletas	16
2.3 Resistência Térmica do Conjunto de Aletas.....	17
2.4 Resistência de Espalhamento.....	19
2.5 Conclusão	25
CAPÍTULO 3 - MODELO ANALÍTICO	26
3.1 O Transporte de Calor em Dissipadores.....	26
3.1.1 Resistência de Contato	26
3.1.2 A Câmara de Vapor	27
3.1.3 A Base do Conjunto de Aletas.....	27
3.1.4 O Conjunto de Aletas	27

3.2	Simulações Numéricas	28
3.2.1	Dissipador Convencional.....	28
3.3	Modelo Analítico do Dissipador Convencional	30
3.4	Modelo Analítico do Dissipador com Câmara de Vapor	32
CAPÍTULO 4 - ESTUDO EXPERIMENTAL.....		39
4.1	Câmara de Vapor de Vidro.....	39
4.1.1	Construção e Carregamento	40
4.1.2	O Comportamento do Fluido de Trabalho.....	40
4.2	O Dissipador Convencional.....	41
4.3	O Dissipador com Câmara de Vapor.....	42
4.4	A Câmara de Vapor de Cobre	42
4.4.1	Fechamento e Evacuação da Câmara	43
4.4.2	Carregamento do fluido de trabalho	45
4.5	Estudo Experimental dos Dissipadores	45
4.5.1	Equipamentos Utilizados.....	46
4.5.2	Colocação do Aquecedor Elétrico e Termopares.	47
4.6	Resistências Térmicas Experimentais do Dissipador Convencional.....	50
4.7	Resistências Térmicas Experimentais do Dissipador de Cobre com Câmara de Vapor	51
4.8	Câmara de Vapor de Alumínio.....	54
4.8.1	Resistências Térmicas Experimentais do Dissipador de Alumínio com Câmara de Vapor	56
4.9	Conclusões.....	57
CAPÍTULO 5 - RESULTADOS E DISCUSSÕES		58
5.1	Comparação entre os resultados experimentais dos dois tipos de dissipadores	58
5.2	Comparação entre os Modelos Teóricos e os Dados Experimentais.....	62
5.2.1	Resistência Térmica Total do Dissipador Convencional.....	62
5.2.2	Correção do Valor Experimental da Resistência Térmica Total	64
5.2.3	Resistência Térmica Total do Dissipador com Câmara de Vapor.....	69
5.3	Conclusões.....	73
CAPÍTULO 6 - CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES		74
6.1	Conclusões.....	74
6.2	Sugestões para Futuros Desenvolvimentos	75
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS		76

APÊNDICE A - A SINTERIZAÇÃO DA CÂMARA DE VAPOR DE COBRE.....	79
APÊNDICE B - ALGORITMO DE CÁLCULO DA RESISTÊNCIA TÉRMICA	
TOTAL DO DISSIPADOR CONVENCIONAL	83
APÊNDICE C - CORREÇÃO DA TEMPERATURA MÉDIA DA FONTE DE CALOR	
.....	88
APÊNDICE D - ALGORITMO DE CÁLCULO DO MODELO TEÓRICO DA	
RESISTÊNCIA TÉRMICA TOTAL DO DISSIPADOR COM CÂMARA DE VAPOR	94
APÊNDICE E - ANÁLISE DE INCERTEZAS EXPERIMENTAIS	97

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 Ponto quente gerado pela potência dissipada de um componente eletrônico (Fonte: Thermacore. Inc.)	2
Figura 1.2 Diagrama físico de funcionamento de um termossifão. (Fonte: Labtucal-UFSC.)...	3
Figura 1.3 Diagrama físico de funcionamento de um tubo de calor. (Fonte: Labtucal-UFSC.)	4
Figura 1.4 Princípio de funcionamento de uma câmara de vapor.	5
Figura 1.5 Calor distribuído uniformemente por toda a base do dissipador. (Fonte: Thermacore. Inc.)	6
Figura 2.1 Diodo térmico em tubo de calor (Wolf, 1981).....	9
Figura 2.2 Tubo de calor para resfriamento de semicondutores (Eldridge e Peterson 1983)...	10
Figura 2.3 Câmaras para controle térmico de placas eletrônicas (Basiulis <i>et al.</i> , 1988).....	11
Figura 2.4 Comparação do tubo de calor com a placa de alumínio.....	12
Figura 2.5 Tubo de calor de extremidade resfriada para placa de circuito impresso (Fonte: Peterson 1995).	12
Figura 2.6 Dissipador convencional com aletas planas paralelas.....	16
Figura 2.7 Aleta plana com área de seção transversal uniforme.	17
Figura 2.8 Desenho esquemático de um dissipador de aletas planas convencional.	19
Figura 2.9 Resistência de espalhamento em função da razão de cobertura da fonte.....	21
Figura 2.10 Fluxo de calor retangular em duas placas retangulares com as bordas resfriadas.	21
Figura 3.1 Corte central frontal e central lateral do dissipador convencional para potência de 200 W.	29
Figura 3.2 Corte central frontal e central lateral do dissipador convencional para potência de 500 W.	29
Figura 3.3 Diagrama das resistências térmicas presentes no dissipador convencional.	30
Figura 3.4 Modelo simplificado de resistência térmica equivalente do dissipador convencional.	31
Figura 3.5 Diagrama das resistências térmicas presentes no dissipador com câmara de vapor.	33
Figura 3.6 Esquema dos modelos total (a) e simplificado (b) da resistência térmica equivalente do dissipador com câmara de vapor.	34
Figura 3.7 Área da fonte de calor comparada base cilíndrica.	37
Figura 4.1 Câmara de vapor de vidro.	39
Figura 4.2 Câmara de vapor de vidro em funcionamento.	41
Figura 4.3 Dissipador KM 16.....	41

Figura 4.4 Desenho esquemático da câmara de cobre.....	43
Figura 4.5 Esquema de montagem do dissipador com câmara de vapor.....	44
Figura 4.6 Processo de colagem da câmara ao dissipador na estufa.	44
Figura 4.7 Processo de evacuação e detector de vazamento.	45
Figura 4.8 Sistema de aquisição HP 34970A e fonte DC Henzinger.....	46
Figura 4.9 Bancada e dispositivo de fixação dos termopares tipo K.....	48
Figura 4.10 Distribuição dos Termopares.	49
Figura 4.11 Curva das resistências térmicas do dissipador convencional KM 16	52
Figura 4.12 Curvas das resistências térmicas do dissipador com câmara de vapor de cobre...53	
Figura 4.13 Colocação dos termopares e isolamento da resistência cartucho.....	55
Figura 4.14 Curvas das resistências térmicas do dissipador com câmara de vapor de alumínio em função das razões de enchimento e potência aplicada.	57
Figura 5.1 Resistências térmicas (experimentais corrigidos) em função da potência aplicada.	59
Figura 5.2 Temperatura versus tempo de alguns termopares para potência de 200 W.	60
Figura 5.3. Comparação entre os valores experimentais (corrigidos) e o modelo teórico da resistência térmica total do dissipador convencional	64
Figura 5.4 Placa isotrópica com fonte de calor situada em (X_c, Y_c)	65
Figura 5.5 Perfil de temperatura [°C] na base do dissipador convencional	67
Figura 5.6 Gráfico comparativo entre valores teóricos e experimentais da resistência térmica total do dissipador com câmara de vapor.	71
Figura 5.7 Gráfico comparativo entre valores teóricos e experimentais do dissipador com câmara de vapor.....	72

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 Condutividade térmica de alguns condutores de calor. (Fonte: Thermacore. Inc.)	6
Tabela 2.1 Efeito da resistência de espalhamento.	20
Tabela 4.1 Razões de enchimento da câmara de vapor de cobre.	45
Tabela 4.2 Posição termopares dissipador e sistema de aquisição.	50
Tabela 4.3 Resistências térmicas do dissipador convencional KM 16.	51
Tabela 4.4 Resistências térmicas no dissipador com câmara de vapor de cobre.	53
Tabela 4.5 Resistência Térmica para Potência Aplicada de 150W.	53
Tabela 4.6 Razões de enchimento da câmara de vapor de alumínio.	54
Tabela 4.7 Resistências térmicas do dissipador com câmara de vapor de alumínio.	56
Tabela 5.1 Comparativo entre as temperaturas médias no entorno da resistência elétrica, (termopares 16, 17,19 e 20), médias das temperaturas na extremidade da placa inferior do dissipador (termopares 1, 2, 3 e 10) e temperatura do termopar 11, localizado entre termopares 1 e 2 (ver esquema abaixo).	61
Tabela 5.2 Valores teóricos da resistência térmica para o dissipador convencional	63
Tabela 5.3 Correção da resistência térmica total dissipador convencional.	67
Tabela 5.4 Correção da resistência térmica total dissipador com câmara de vapor de cobre.	68
Tabela 5.5 Correção da resistência térmica total dissipador com câmara de vapor de alumínio.	68
Tabela 5.6 Valores do modelo teórico para câmara de cobre.	69
Tabela 5.7 Valores do modelo teórico para câmara de alumínio.	70
Tabela E.1 Incerteza das medidas experimentais	99
Tabela E.2 Incerteza das medidas de resistências experimentais para o dissipador convencional	99

SIMBOLOGIA

Alfabeto Latino

A	área;	$[m^2]$
A_a	área exposta das aletas	$[m^2]$
A_b	área da superfície primária	$[m^2]$
A_c	área da face superior	$[m^2]$
A_t	área total da superfície	$[m^2]$
A_{base}	área da base	$[m^2]$
A_f	área da fonte de calor	$[m^2]$
a	raiz quadrada da área da fonte de calor	$[m]$
a,b,c,d	dimensões lineares para bloco resistência de espalhamento	$[m]$
b	espaçamento entre aletas	$[m]$
e	espessura da base do dissipador convencional	$[m]$
e_1	espessura da base da câmara de vapor	$[m]$
e_2	espessura da base do conjunto de aletas	$[m]$
h	coeficiente de convecção	$[W/m^2K]$
h_{ar}	coeficiente de convecção do ar	$[W/m^2K]$
h_b	coeficiente de ebulição	$[W/m^2K]$
h_c	coeficiente de condensação	$[W/m^2K]$
h_{ef}	coeficiente de convecção efetivo	$[W/m^2K]$
h_{lv}	calor latente de vaporização;	$[J/kg]$
k	condutividade térmica	$[W/m^2K]$
k_l	condutividade térmica do líquido	$[W/m^2K]$
k_1	condutividade térmica do bloco 1	$[W/m^2K]$
k_2	condutividade térmica do bloco 2	$[W/m^2K]$
k_2	condutividade térmica do bloco 2	$[W/m^2K]$
k_{ar}	condutividade térmica do ar	$[W/m^2K]$
L	comprimento;	$[m]$
L_c	aproximação do comprimento da aleta	$[m]$
l_m	comprimento característico	$[m]$
N	número de aletas	-
Nu	número de Nusselt	-
\bar{Nu}	número de Nusselt médio	-
Nu_b	número de Nusselt em função do espaçamento	-
Ra	número de Rayleigh	-
Pr	número de Prandtl	-
g	aceleração da gravidade	$[m/s^2]$
P	perímetro	$[m]$
p_{sat}	pressão de saturação	$[Pa]$
Q	potência aplicada na fonte de calor	$[W]$
q''	fluxo de calor	$[W/m^2]$
q_f	fluxo de calor que entra na área da fonte de calor	$[W/m^2]$
R	resistência térmica	$[K/W]$
R_{1D}	resistência térmica unidimensional	$[K/W]$
R_{sp}	resistência térmica de espalhamento	$[K/W]$
R_{base}	resistência térmica da base	$[K/W]$
$R_{basealeta}$	resistência térmica da base da aleta	$[K/W]$
R_{aletas}	resistência térmica do conjunto de aletas	$[K/W]$

R_{dissip}	resistência térmica total do dissipador	[K/W]
R_b	resistência de ebulição	[K/W]
R_c	resistência de condensação	[K/W]
R_{cont}	resistência térmica de contato	[K/W]
R_{ef}	resistência térmica efetiva	[K/W]
R_{TOTAL}	resistência térmica total	[K/W]
R_{resist}	resistência térmica a partir da temperatura da fonte de calor	[K/W]
R_{sink}	resistência térmica do dissipador experimental	[K/W]
Re	número de Reynolds	
Re_b	número de Reynolds em função do espaçamento entre aletas	
Re_b^*	número de Reynolds em função da largura	
t	espessura	[m]
T	temperatura	[K]
\bar{T}_f	temperatura média da fonte de calor	[K]
\bar{T}_d	temperatura na base do dissipador	[K]
\bar{T}_{pc}	temperatura média no plano de contato	[K]
T_{inf}	temperatura no infinito	[K]
v_{ar}	velocidade média do vento nas aletas	[m/s]
w	largura	[m]

Alfabeto Grego

ΔT	diferença de temperatura entre a fonte de calor e o ar	[K]
ΔT_s	diferença de temperatura entre a parede e a temperatura de saturação	[K]
ΔP_{sat}	aumento de pressão correspondente ao ΔT	[Pa]
ε	razão de aspecto entre a área da fonte de calor e base	
η_a	efetividade da aleta	
μ_l	viscosidade do líquido	[kg/ms]
μ_v	viscosidade do vapor	[kg/ms]
μ_{ar}	viscosidade do ar	[kg/ms]
ρ_l	massa específica do líquido	[kg/m ³]
ρ_v	massa específica do vapor	[kg/m ³]
ρ_{ar}	massa específica do ar	[kg/m ³]
σ_{sup}	tensão superficial	[N/m]
c_{pl}	calor específico a pressão constante	[J/kg K]
ν_l	viscosidade cinemática	[m ² /s]
θ	Ângulo de inclinação com o plano horizontal	[°]
ϕ	diâmetro	[m]

Índices

<i>aletas</i>	aletas;
<i>amb</i>	ambiente;
<i>ar</i>	ar;
<i>b</i>	ebulição;
<i>c</i>	condensação;
corrigido	valor corrigido;
dissip	dissipador;
<i>e</i>	evaporador;

<i>e,x</i>	externo em x;
<i>e,y</i>	externo em y;
<i>exp</i>	Experimental;
<i>f</i>	Fonte;
<i>l</i>	líquido;
<i>max</i>	máximo;
<i>med</i>	médio;
<i>sp</i>	espalhamento;
<i>sat</i>	saturado;
<i>teórico</i>	valor teórico;
<i>v</i>	vapor;

Siglas

VCHS	Dissipador com Câmara de Vapor;
LABTUCAL	Laboratório de Tubos de Calor
RMS	Desvio médio quadrático “ <i>Room Mean Square</i> ”

RESUMO

Durante os últimos anos, o desenvolvimento da microeletrônica na indústria provocou um aumento significativo nas concentrações do calor gerado por componentes eletrônicos, devido a sua maior potência e a diminuição de seu tamanho. Os sistemas passivos de refrigeração convencionais se mostram deficientes quando têm o objetivo de dissipar fluxos de calor concentrados em pequenas áreas. Isso se explica pelo fato dos dissipadores possuírem um limite na capacidade de transferência de calor por condução, ocorrendo uma concentração das linhas de fluxo de calor, provocando o chamado “ponto quente”. A utilização de uma câmara de vapor funcionando como um espalhador de calor, acoplado à base de um dissipador aletado convencional permite uma maior dissipação de calor devido a uma menor resistência térmica de espalhamento. Neste trabalho, um protótipo de um dissipador com câmara de vapor foi construído, testado e comparado com um dissipador convencional. O sistema desenvolvido usa água como fluido de trabalho com diversas razões de enchimento: 10%, 20%, 30% e 40% do volume total da câmara. Diversos níveis de taxa de transferência de calor (variando de 25W a 200 W) foram testados. Nos testes, o calor é gerado por um aquecedor elétrico acoplado à base da câmara do dissipador. Um dissipador convencional com as mesmas dimensões foi testado como referência. As distribuições de temperatura foram monitoradas experimentalmente em ambos os dissipadores. Os resultados mostram uma redução na resistência térmica global de 0,33 K/W do dissipador convencional para 0,27 K/W do dissipador com câmara de vapor, para uma potência aplicada de 200W e com razão de enchimento 30%. Para baixas potências, a resistência do dissipador com câmara de vapor é maior que a do dissipador convencional, indicando problemas de início de operação (ou *start-up*). A resistência térmica da câmara de vapor tende a reduzir com o aumento da taxa de transferência de calor aplicado na base. Os resultados preliminares aqui obtidos demonstram a viabilidade técnica da solução. Porém, um projeto térmico mais refinado da câmara de vapor levaria a uma redução ainda maior da resistência térmica global do dissipador.

Palavras chave: câmara de vapor, resistência térmica de espalhamento, dissipador, razão de enchimento.

ABSTRACT

In the last years, the development of microelectronic industry increased the concentrations of heat generated from electronic components, due to the increase of released power and decrease of its size. The conventional passive conduction heat transfer cooling systems have shown to be inefficient to dissipate the concentrated heat flux in small areas, leading to "hot spots." The use of vapor chamber, which is as a heat spreader, coupled under the base of a fin heat sink, allows a better temperature control, providing an uniform temperature distribution for all the fin base. A prototype of vapor chamber was built using water as working fluid with several filling ratios (ratio between the liquid and the inner volume of the chamber): 10%, 20%, 30% and 40%. Several heat fluxes (from 25W to 200 W) were generated by an electric resistance coupled under its base. Several curves of the thermal resistance as a function of the filling ratios and power applied in the resistance were plotted. Experimental results for the thermal performance were compared with those of a conventional heat sink. The temperature distributions were monitored experimentally in both prototypes. The total thermal resistance, for a power of 200W and a filling ratio of 30% decreased from 0,33 K/W for a conventional heat sink to 0,27 K/W for the vapor chamber heat sink,. The vapor chamber thermal resistance tends to decrease for the increasing of the heat source input power. An appropriate thermal project of vapor chamber would lead to a larger reduction of the total thermal resistance.

Keywords: vapor chamber, thermal spreading resistance, heat sink, filling ratio.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 O Aquecimento de Componentes Eletrônicos

A eletrônica é o campo da ciência e da engenharia que trata dos dispositivos eletrônicos e da sua utilização. Também estuda e utiliza as variações de grandezas elétricas para captar, transmitir e processar informações. Estuda os circuitos elétricos, materiais e componentes fabricados a partir de processos de dopagem como dispositivos semicondutores na fabricação de transistores, termistores, circuitos integrados e módulos termelétricos.

Um circuito integrado consiste de muitos elementos, como transistores e resistores fabricados em uma mesma peça de silício ou outro material semicondutor. Um pequeno microprocessador, usado em um computador pessoal contém atualmente muitos milhões de transistores e pode executar milhões de instruções por segundo. Esta grande capacidade na velocidade de informações é possível graças ao desenvolvimento de materiais semicondutores usados na microeletrônica.

Os crescentes avanços no desenvolvimento de circuitos integrados e microprocessadores permitiram cada vez mais esse aumento da capacidade no transporte de informações e, conseqüentemente, que os computadores sejam capazes de aumentar a sua velocidade de processamento. Porém, a corrente elétrica que circula por esses transistores e nos microprocessadores gera calor por efeito Joule, elevando a temperatura de operação desses componentes eletrônicos. Sendo assim, o aumento da velocidade de processamento é responsável pelo aumento das taxas de geração de calor e conseqüentemente de temperatura de operação dos componentes.

Atualmente, são utilizados alguns mecanismos para a dissipação do calor oriundo dos componentes eletrônicos. Entre os mais conhecidos está o dissipador aletado, que pode assumir diversas formas, de acordo com a geometria e a potência da fonte de calor e do sentido que se deseja que o fluxo de calor percorra. Embora esse sistema de dissipação seja o mais utilizado, ele possui algumas limitações quando se deseja dissipar grandes quantidades de calor oriundas de pequenas áreas. A limitação na quantidade de massa no transporte de calor por condução do material utilizado impede que o calor se espalhe pela base inteira do dissipador, ocorrendo concentração de calor e aumento de temperatura num local bem

próximo ao componente e impossibilitando o aproveitamento total do dissipador conforme mostrado na Figura 1.1. A indústria vem buscando nas últimas décadas uma solução para esse problema. O presente trabalho apresenta uma alternativa para reduzi-lo, através da tecnologia de tubos de calor.

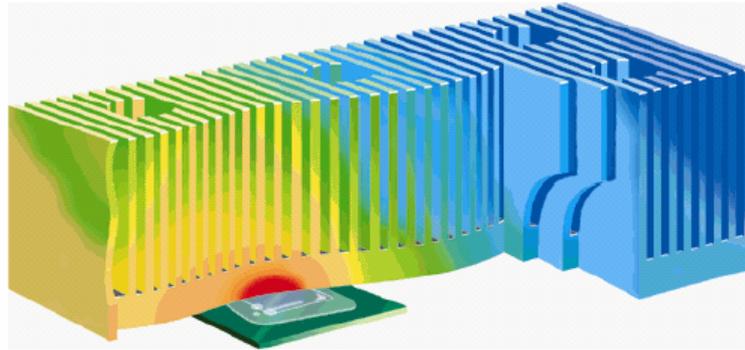


Figura 1.1 Ponto quente gerado pela potência dissipada de um componente eletrônico (Fonte: Thermacore. Inc.)

1.2 Laboratório de Tubos de Calor (LABTUCAL)

O Laboratório de Tubos de Calor (Labtucal/Lepten), nascido a partir do Núcleo de Controle Térmico de Satélites do Laboratório de Energia Solar - Labsolar/NCTS realiza pesquisas na área espacial e industrial desenvolvendo tubos de calor, termossifões, câmaras de vapor e demais dispositivos de transferência de calor para atender as mais variadas aplicações. Ao longo dos últimos anos, o Labtucal tem desenvolvido equipamentos que utilizam a tecnologia de tubos de calor e termossifões para a indústria do Petróleo, incluindo trocadores regeneradores de calor e aquecedores de tanques de armazenamento de produtos viscosos. Tem-se também empregado a tecnologia em fornos da indústria alimentícia, na cocção de pães e massas. Equipamentos com esta tecnologia já estão inclusive disponíveis no mercado graças a parcerias entre o Labtucal e indústrias do setor de fornos alimentícios.

Além das atividades de desenvolvimento de projetos que utilizem a tecnologia de tubos de calor em parceria com essas empresas, o laboratório também desenvolve atualmente pesquisas na área de controle térmico se componentes eletrônicos. O Labtucal possui grande variedade de equipamentos para desenvolvimento das suas pesquisas, como bombas de vácuo, detector de vazamento, termo-anemômetro, câmera termográfica, termômetro infravermelho, sistemas de aquisição de dados, enfim possui boa infra-estrutura laboratorial e também computacional.

1.3 O Termossifão e Tubo de Calor

Antes de descrever uma câmara de vapor, é necessário entender o princípio de funcionamento de seus dispositivos antecessores, que são os termossifões e os tubos de calor. Termossifão bifásico do tipo fechado, ou TCT (*Two-Phase Closed Thermosyphon*), é um dispositivo para troca de calor altamente eficiente, pois utiliza calor latente de vaporização para transferir calor a partir de pequenas diferenças de temperatura. Ele consiste basicamente de um tubo metálico oco, selado nas extremidades, previamente limpo, evacuado e carregado com certa quantidade de fluido de trabalho, como freon, acetona, amônia ou água. Este é composto por três regiões distintas: evaporador, onde o fluxo de calor é inserido no dispositivo, vaporizando o fluido contido no interior do tubo nesta região; seção adiabática, isolada do meio externo, onde teoricamente não ocorre transferência de calor, podendo apresentar dimensão variável ou inexistente; e a região do condensador, onde o calor transportado pelo interior do tubo é retirado através da parede, condensando o vapor ali presente. O fluido condensado retorna à região do evaporador, fechando o ciclo conforme a Figura 1.2. Esse dispositivo que utiliza o calor latente de vaporização e condensação do fluido de trabalho é capaz de transportar grandes quantidades de calor através de consideráveis distâncias quando o mesmo é submetido a um fluxo de calor, mantendo pequenas diferenças de temperatura entre as suas extremidades.

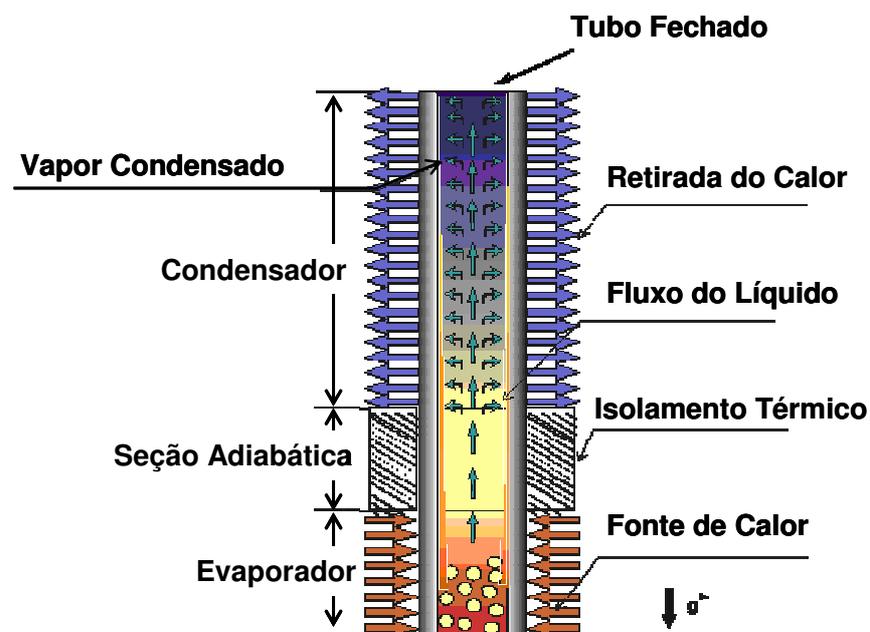


Figura 1.2 Diagrama físico de funcionamento de um termossifão. (Fonte: Labtucal-UFSC.)

No termossifão bifásico, o retorno do fluido de trabalho da região condensadora para a evaporadora no termossifão acontece pelo efeito da gravidade. Portanto, é necessário que o evaporador esteja localizado abaixo do condensador para que não ocorra a secagem do evaporador. Já no tubo de calor, apresentado na Figura 1.3, o retorno do fluido de trabalho acontece pelo efeito de bombeamento capilar resultante do escoamento do fluido através de um meio poroso, o qual reveste a parede interna do tubo, permitindo que a posição da região evaporadora seja razoavelmente independente de orientação gravitacional.

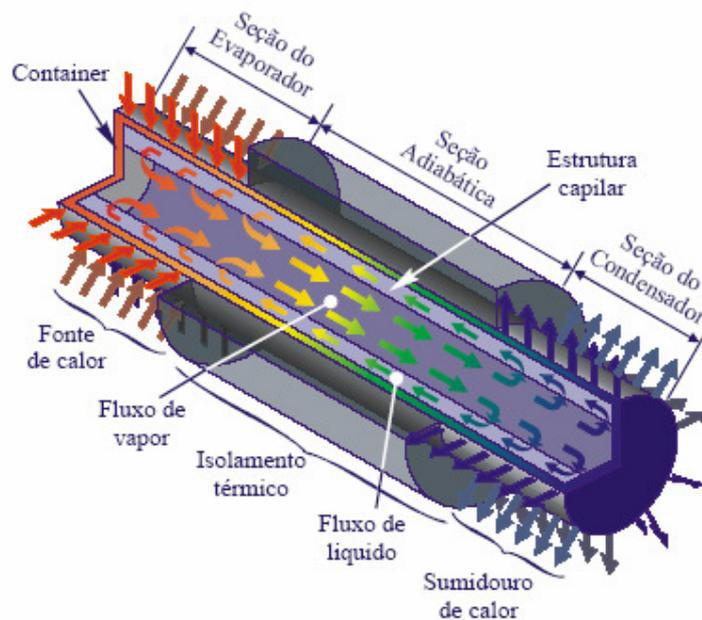


Figura 1.3 Diagrama físico de funcionamento de um tubo de calor. (Fonte: Labtucal-UFSC.)

1.4 Princípio de Funcionamento de uma Câmara de Vapor

A câmara de vapor é um dispositivo que funciona como um supercondutor de calor espalhando o calor oriundo de pequenas fontes para superfícies dissipadoras com áreas maiores. Seu principal objetivo é fazer com que esse alto fluxo de calor gerado por essa pequena fonte se espalhe rapidamente para uma grande superfície, para ser posteriormente trocado com o ambiente através de um conjunto de aletas. Assim como os termossifões e os tubos de calor deve ser evacuado e preenchido com uma pequena quantidade de fluido de trabalho no seu interior sendo em seguida hermeticamente fechado. Esse dispositivo funciona

em alguns casos similarmente ao termossifão e em outros como um tubo de calor, dependendo da aplicação, do ângulo de inclinação e da existência de uma estrutura capilar. A Figura 1.4 ilustra esquematicamente uma câmara de vapor com estrutura capilar.

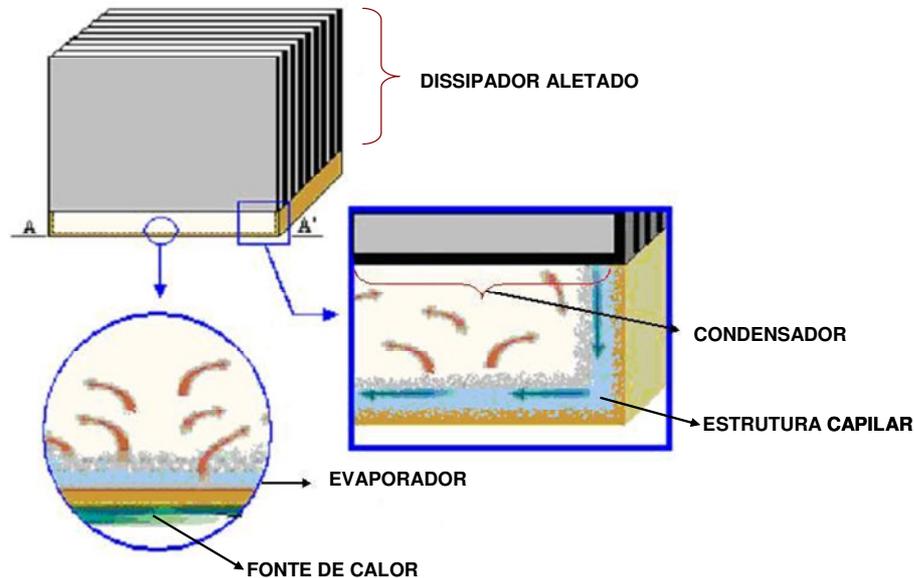


Figura 1.4 Princípio de funcionamento de uma câmara de vapor.

Quando um fluxo de calor é imposto por uma fonte aquecida na base inferior da câmara, como acontece em equipamentos eletrônicos, o fluido de trabalho se vaporiza no interior da câmara, que pode ter uma estrutura porosa construída com telas de aço, ou de material sinterizado. Por diferença de pressão, o vapor gerado se desloca para a parte superior da câmara onde o calor é absorvido pela chapa que fecha a câmara, que por sua vez está em contato com as aletas, fazendo com que o vapor se condense e haja formação de líquido novamente. Este líquido condensado retorna para a região inferior da câmara devido à força da gravidade ou através da estrutura capilar.

A câmara de vapor de um dissipador tem a função de homogeneizar a temperatura em toda a base das aletas, conforme mostrado na Figura 1.5. Essa homogeneização está associada a uma distribuição uniforme do fluxo de calor na superfície inferior do dissipador, diminuindo sua resistência térmica total e conseqüentemente diminuindo a temperatura da fonte de calor.

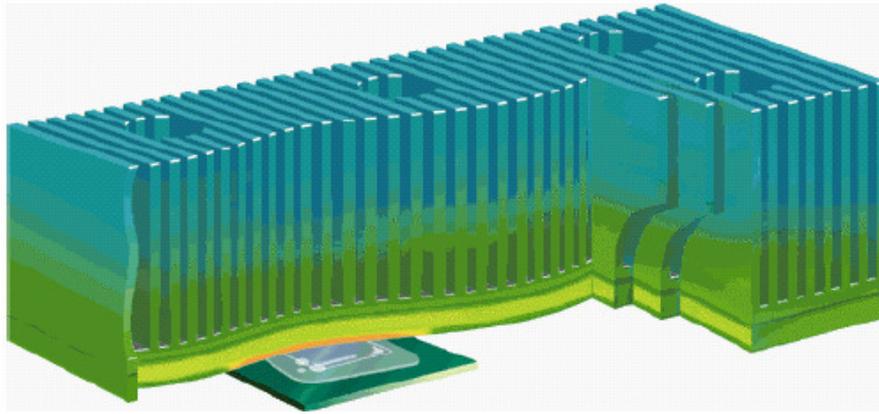


Figura 1.5 Calor distribuído uniformemente por toda a base do dissipador. (Fonte: Thermacore. Inc.)

Esta homogeneização ocorre devido a grande capacidade de transporte de calor que esses supercondutores de calor possuem. Se comparado com metais considerados bons condutores de calor, como o cobre e o alumínio, os tubos de calor apresentam uma condutividade térmica equivalente muito maior, conforme mostra a Tabela 1.1.

Tabela 1.1 Condutividade térmica de alguns condutores de calor. (Fonte: Thermacore. Inc.)

Tubos de Calor	50.000 – 200.000 W/mK
Alumínio	180 W/mK
Cobre	386 W/mK
Diamante	2.000 W/mK

Percebe-se através desta tabela que os tubos de calor têm em alguns casos, a capacidade de conduzir calor de cerca de até mil vezes a mais que o alumínio que é considerado um bom condutor de calor.

1.5 Estrutura do Trabalho

Verificada a importância da realização deste trabalho, o seu desenvolvimento se deu através de uma pesquisa bibliográfica em artigos técnicos, livros, sites comerciais e científicos que fornecessem informações sobre sistemas passivos de transferência de calor como dissipadores, tubos de calor, termossifões e câmaras de vapor. Em seguida desenvolveu-se um modelo analítico com base nas correlações encontradas na revisão bibliográfica, com o objetivo de prever o valor da resistência térmica total de um dissipador convencional e um dissipador com câmara de vapor. Elaborou-se um estudo experimental com o objetivo de testar o dissipador convencional e o com câmara de vapor construída e fez-se a comparação de performance entre ambos. Comparou-se o resultado teórico obtido através do modelo analítico desenvolvido com os resultados experimentais avaliando as diferenças entre ambos.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste Capítulo, será apresentada uma revisão bibliográfica do desenvolvimento dos tubos de calor, termossifões e câmaras de vapor ao longo da história, desde suas primeiras aplicações até o seu uso atual no controle térmico de componentes eletrônicos. Em seguida, serão revisados trabalhos na área de transferência de calor com mudança de fase cujas correlações serão utilizadas no modelo teórico que será apresentado no próximo capítulo do presente trabalho.

2.1 A Refrigeração de Componentes Eletrônicos

Segundo Peterson (1994), no ano de 1981, Wolf construiu e testou um dispositivo de controle térmico para componentes eletrônicos sensíveis à vibração. Este dispositivo era capaz de transportar até 50W sob inclinações desfavoráveis de até 2.0 cm e ligeiramente acima de 100 Watts na horizontal. Tinha uma distância de separação entre a fonte de calor e o sumidouro de calor (dissipador) de aproximadamente 10 cm e uma base de 77 cm², conforme esquematizado na Figura 2.1.

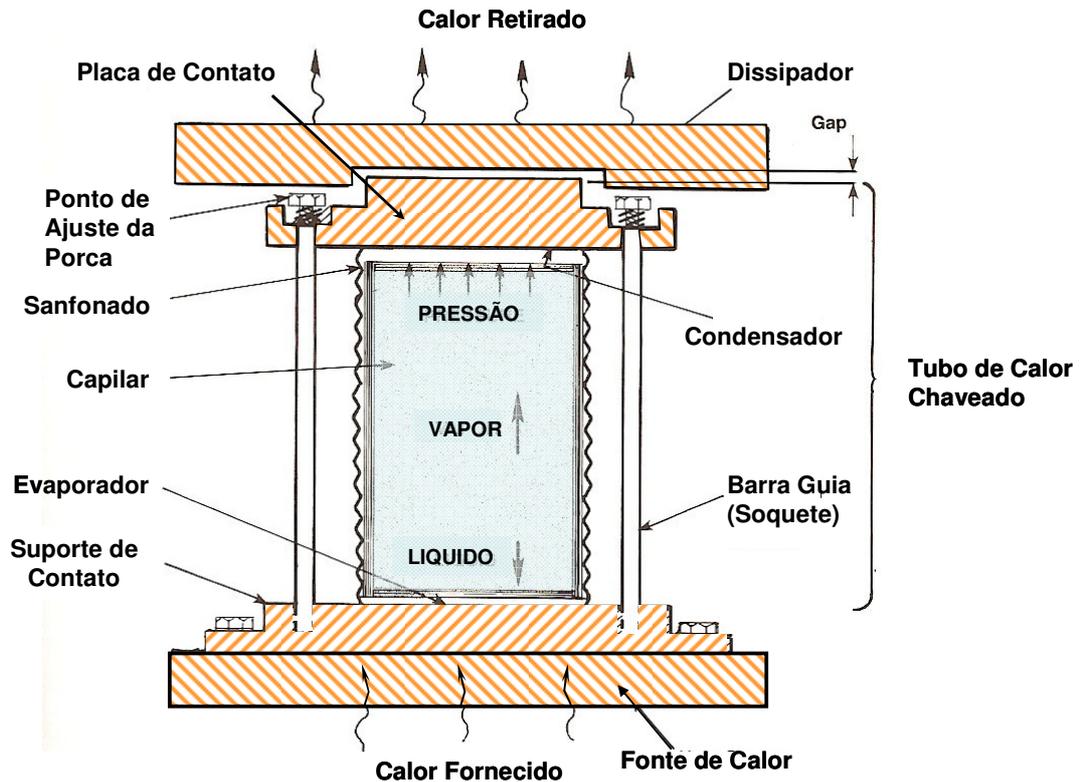


Figura 2.1 Diodo térmico em tubo de calor (Wolf, 1981).

Peterson (1986) desenvolveu um mini tubo de calor sanfonado de 10 mm de comprimento para controle térmico de dispositivos semicondutores utilizados em módulos multichips e em seguida propôs uma ampla variedade de aplicações como a remoção de calor de laser. O autor criou este pequeno dispositivo para ser usado em componentes eletrônicos e módulos *multichips*, para criar um caminho de condução térmica entre a superfície do *chip* semicondutor e a placa de refrigeração resfriada a água. O dispositivo apresentou resistência térmica total dez vezes menor que uma barra de cobre maciça. Além disso, com o aumento da potência térmica, a pressão interna de trabalho crescia, consequentemente aumentava a força aplicada no contato, reduzindo assim a resistência térmica de contato. Além da flexibilidade, a estrutura sanfonada compensava o desalinhamento do dispositivo, que aumentava a resistência térmica de contato na interface do dissipador e o *chip*. Esta concepção de tubo de calor sanfonado possibilitou um contato uniforme entre o componente eletrônico e a parte evaporadora, independentemente do ângulo de inclinação.

Uma configuração semelhante, desenvolvida com o intuito de obter uma maior eficiência, foi proposta conceitualmente por Eldridge e Peterson (1983), conforme mostrado na Figura 2.2. Nesse projeto conceitual foi sugerido que a face do circuito integrado estivesse em contato com a parte evaporadora do tubo de calor, que teria a sua estrutura capilar

construída com tela, de pó sinterizado, ou de ranhuras axiais. Esse meio poroso cobriria a linha interna circunferencial do tubo de calor desde o evaporador até o condensador, onde calor seria dissipado externamente através de convecção natural.

Ainda segundo Peterson (1994), no ano de 1982, Murase propôs pela primeira vez o uso de tubos de calor para o controle térmico de semicondutores, e posteriormente para o controle térmico de componentes eletrônicos. Estes trabalhos serviram de base para os estudos que se sucederam ao uso desses supercondutores nessas aplicações. Em sua investigação, o autor propôs o uso de muitos tubos de calor em paralelo montados sobre um bloco aquecedor único, onde o calor é conduzido por um dissipador sendo eliminado por convecção natural. Os tubos de calor foram construídos com cobre, empregavam água como fluido de trabalho, com o diâmetro externo de 15.9 mm e comprimento de 1200 mm. Esses tubos eram capazes de transportar grandes quantidades de calor.

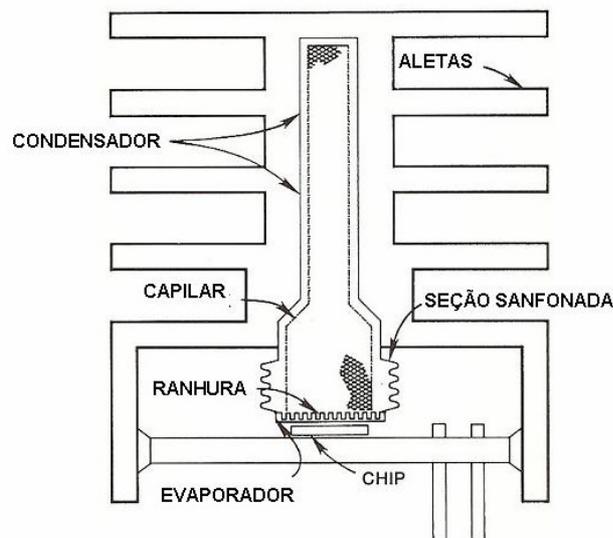
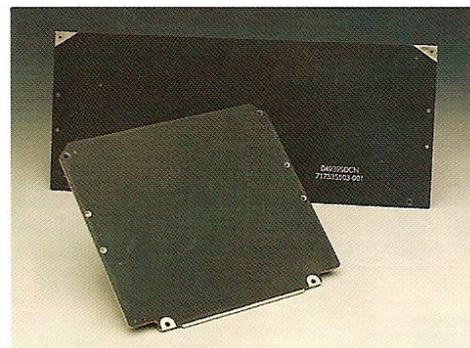
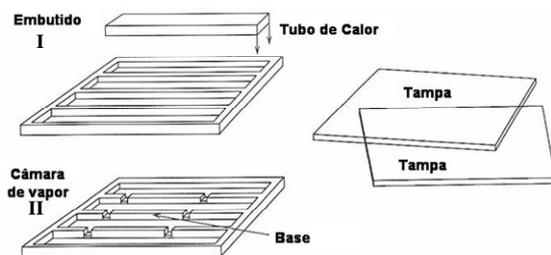


Figura 2.2 Tubo de calor para resfriamento de semicondutores (Eldridge e Peterson 1983).

O termo “câmara de vapor” foi utilizado primeiramente por Basiulis *et al.* (1987), que propôs que uma placa ranhurada poderia funcionar como tubo de calor. Este pesquisador propôs duas configurações de dissipador de calor, conforme Figura 2.3(a). Na primeira delas, uma série de tubos de calor foram embutidos dentro de paredes de uma placa com ranhuras (I), e na segunda, utilizou-se uma única placa ranhurada, formando um volume ocupado com vapor, que os autores denominaram de câmara de vapor (II). A primeira configuração com tubos de calor em paralelo, permite o uso de vários tubos de calor com diferentes fluidos de trabalho para ajustar a não-uniformidade da potência de dissipação requerida e reduzir a

quantidade e as temperaturas dos pontos quentes existentes. A fotografia desse sistema é mostrada na Figura 2.3(b). Protótipos medindo aproximadamente 15 x 15 cm e 15 x 30 cm continham tubos de calor individuais de cobre-água dispostos em paralelo e embutidos numa placa. As placas tinham 3 mm de espessura e eram projetadas para fornecer uma temperatura uniforme pela superfície inteira da base resfriadora. A Figura 2.4 mostra as distribuições de temperatura ao longo da posição na placa com tubos de calor e ao longo de uma chapa de alumínio maciça com as mesmas dimensões, a estrutura plana fornece uma condição isotérmica com uma temperatura quatro vezes menor que uma placa de alumínio maciço do mesmo tamanho. Pode-se perceber que a temperatura é consideravelmente mais uniforme em um sistema de tubo de calor embutido do que na placa feita em alumínio maciço. A máxima temperatura reduziu em aproximadamente de 160%.

Devido à característica tridimensional do fluxo do vapor no interior da câmara, uma segunda proposta desenvolvida por Basiulis conforme mostrado na Figura 2.5, permitiu obter uma temperatura mais uniforme na superfície. Neste modelo, um tubo de calor plano e retangular é construído e prensado entre paredes que resfriam o sistema, soldando cobre ou alumínio na superfície e colocado sob uma placa de circuito impresso e um componente aquecido. O calor gerado dos componentes eletrônicos vaporiza o fluido de trabalho, que pode condensar tanto no condensador como em outras regiões onde o fluxo de calor não esteja tão alto. Este tipo de tubo de calor é muito útil na eliminação de pontos quentes localizados em componentes individuais.



(a) Projetos de Construção

(b) Tubos de Calor Embutidos de Cu/ H₂OFigura 2.3 Câmaras para controle térmico de placas eletrônicas (Basiulis *et al.*, 1988).

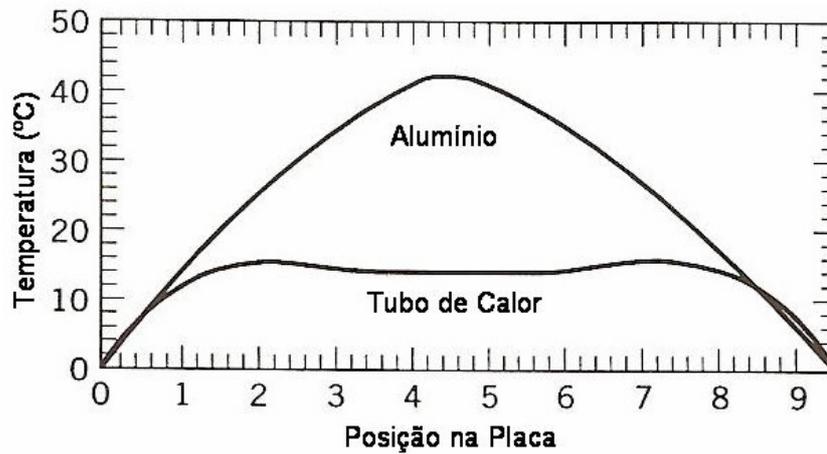


Figura 2.4 Comparação do tubo de calor com a placa de alumínio.

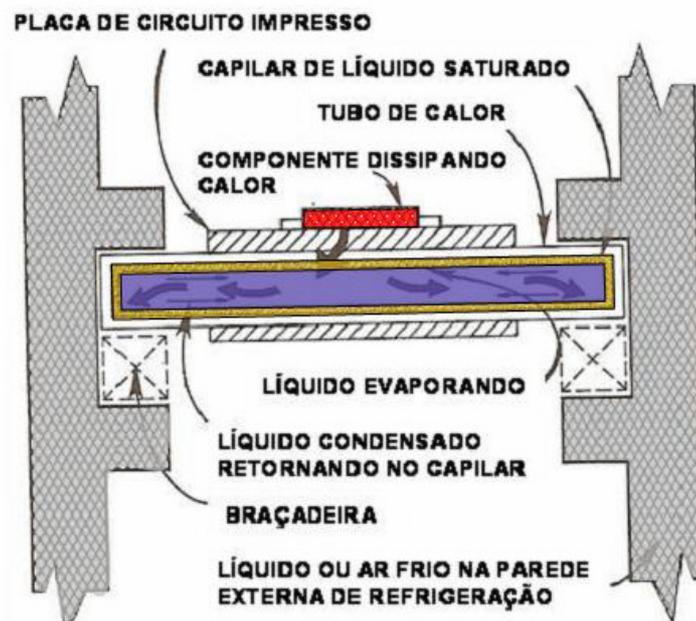


Figura 2.5 Tubo de calor de extremidade resfriada para placa de circuito impresso (Fonte: Peterson 1995).

Koito (2003) projetou uma câmara de vapor com estrutura capilar sinterizada de cobre na sua base e nas colunas com porosidade de cerca de 40%. Essas colunas sinterizadas uniam

a base até a parte superior da câmara de vapor. Por estas colunas o fluido de trabalho circulava conduzindo o fluido da região condensadora para a evaporadora. Conforme este autor, a resistência total apresentou pouca sensibilidade à variação do fluxo de calor na base da câmara de vapor (que resultou no aumento da temperatura nos pontos medidos) e à variação do ângulo de inclinação da câmara (horizontal, vertical e de cabeça para baixo). Seus resultados apresentaram uma distribuição de temperatura homogênea e baixa resistência térmica em qualquer ponto da base da câmara.

Go (2005) propôs uma câmara de vapor feita em alumínio, com uma estrutura capilar micro-ranhurada construída em aço inoxidável, soldada a um dissipador de alumínio. Para um fluxo de calor de 140 W, dissipada em uma pequena área de 20 x 20 mm, com a temperatura de trabalho em torno de 87,3° C, este autor mediu uma resistência térmica total de 0,45° C/W.

Esta introdução da revisão bibliográfica mostra que o desenvolvimento de dissipadores térmicos com câmaras de vapor é ainda incipiente e que esta tecnologia demanda maiores estudos para que possa ser utilizada com maior confiabilidade em casos reais.

2.2 Correlações para Determinação do Coeficiente de Transferência de Calor

Modelos matemáticos de resistências térmicas de câmaras de vapor envolvem a determinação das taxas de troca de calor por ebulição e condensação no interior da câmara de vapor, bem como de convecção entre o ar exterior e a superfície das aletas. Estas trocas são determinadas a partir dos coeficientes de transferência de calor, os quais, por sua vez são determinados a partir de correlações. Algumas correlações disponíveis na literatura foram selecionadas e serão apresentadas nas próximas seções.

Vale lembrar que o objetivo do presente trabalho não é explorar detalhadamente os fenômenos de ebulição, condensação e convecção, mas sim as possíveis correlações que poderiam ser utilizadas. Uma pesquisa mais completa e minuciosa seria justificável se as correlações utilizadas no estudo não apresentassem resultados satisfatórios, como se verá adiante. Mantelli *et al.* (1999) fizeram uma comparação dos coeficientes de transferência de calor obtidos a partir de diversas correlações da literatura tanto para o condensador quanto para o evaporador de um termossifão bifásico, que tem características semelhantes às da câmara de vapor em estudo. Baseado neste estudo, e na experiência do Labtucal em modelagem de tubos de calor e termossifões, serão apresentadas apenas as correlações utilizadas no modelo.

2.2.1 Coeficiente de Ebulição da Câmara de Vapor

Pode-se considerar ebulição em piscina para sistemas com as seguintes características: a base da câmara de vapor é um recipiente com a face voltada para cima, o líquido encontra-se em repouso, o movimento do fluido próximo à superfície é devido à convecção livre e/ou provocado pelo crescimento e desprendimento de bolhas de vapor. O regime de ebulição pode ser considerado dependente do fluxo de calor imposto, das propriedades termodinâmicas do fluido e do comprimento característico da bolha de vapor formada. Com base no fluxo de calor, na área de troca e nas propriedades do fluido, a correlação escolhida para ebulição nucleada em piscina na região evaporadora foi desenvolvida por Kutateladze (1959) e tem a seguinte forma:

$$h_b = 0,0007 \left(\frac{k_l}{l_m} \right) \text{Pr}_l^{0,35} \left(\frac{\left(\frac{Q}{A} \right) l_m}{\rho_v h_{lv} v_l} \right)^{0,7} \left(\frac{p_{sat} l_m}{\sigma_{sup}} \right)^{0,7} \quad (2.1)$$

Essa correlação foi escolhida devido à disponibilidade e facilidade de medição experimental dos dados necessários para sua aplicação, ou seja, do fluxo de calor imposto na base da câmara de vapor e do tamanho da área da fonte de calor.

O comprimento característico da bolha formada na ebulição é dado por:

$$l_m = \sqrt{\frac{\sigma_{sup}}{g(\rho_l - \rho_v)}} \quad (2.2)$$

Nas duas equações anteriores, tem-se:

Q = potência aplicada na fonte de calor [W]

A = área da fonte de calor [m²]

k_l = condutividade térmica do líquido [W/mK]

h_{lv} = calor latente de vaporização [J/kg]

l_m = comprimento característico da bolha [m]

ρ_l = massa específica do líquido [kg/m³]

σ_{sup} = tensão superficial [N/m]

ρ_v = massa específica do vapor [kg/m³]

ν_l = viscosidade cinemática [m²/s]

p_{sat} = pressão de saturação [Pa]

Pr_l = número de Prandtl do líquido

g = aceleração da gravidade [m/s²]

2.2.2 Coeficiente de Condensação da Câmara de Vapor

Para verificar o comportamento do condensado no interior da câmara de vapor, foi construída uma câmara de vapor de vidro que será apresentada no Capítulo 4. Observou-se que o tipo de condensação na face superior da câmara de vapor é do tipo película com instabilidades na superfície. Após pesquisa bibliográfica, verificou-se que a correlação de Gerstmann e Griffith (1967), para troca de calor na região do condensador do tipo placa plana horizontal com a superfície voltada para baixo, poderia prever o coeficiente de condensação da câmara de vapor, apresentando a seguinte forma:

$$h_c = \overline{Nu} \cdot k_l \left(\frac{g(\rho_l - \rho_v) \cos \theta}{\sigma_{\text{sup}}} \right) \quad (2.3)$$

O número de *Nusselt* médio em função do Rayleigh bifásico é dado pelas seguintes correlações:

$$\overline{Nu} = 0,81(Ra)^{0,193} \quad ; \quad 10^8 < Ra < 10^{10} \quad (2.4)$$

$$\overline{Nu} = 0,69(Ra)^{0,20} \quad ; \quad 10^6 < Ra < 10^8, \quad (2.5)$$

onde o número de *Rayleigh* é definido da seguinte forma:

$$Ra = \frac{g \cos \theta \rho_l (\rho_l - \rho_v) h_{lv}}{k_l \mu \Delta T} \left[\frac{\sigma_{\text{sup}}}{g(\rho_l - \rho_v) \cos \theta} \right]^{3/2} \quad (2.6)$$

onde:

θ = ângulo de inclinação com o plano horizontal [°]

μ = Viscosidade dinâmica do líquido [kg/m-s]

2.2.3 Coeficiente de Convecção Externo entre o Ar e as Aletas

Teertstra *et al.* (1999) desenvolveram um estudo experimental do coeficiente de transferência de calor médio por convecção em dissipadores com aletas planas e paralelas, para o caso onde o ar entra nos canais formados entre as aletas no sentido perpendicular a base e sai paralela a mesma, conforme mostrado na Figura 2.6.

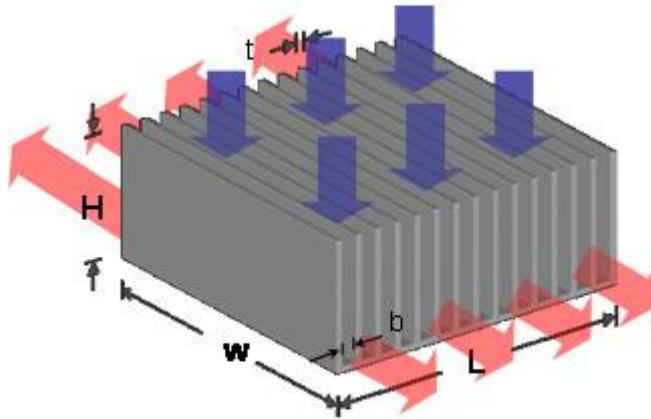


Figura 2.6 Dissipador convencional com aletas planas paralelas.

O número de *Nusselt* é definido em função da condutividade térmica do ar (k_{ar}) e o espaçamento entre as aletas (b) conforme a seguinte equação:

$$Nu_b = \frac{h \cdot b}{k_{ar}}. \quad (2.7)$$

Os resultados foram apresentados através da seguinte correlação entre o número de *Nusselt* e o número de *Reynolds*:

$$Nu_b = \left[\left(\frac{Re_b^* Pr}{2} \right)^{-3} + \left(0,664 \sqrt{Re_b^*} Pr^{1/3} \left(1 + \frac{3,65}{\sqrt{Re_b^*}} \right)^{1/2} \right)^{-3} \right]^{-1/3} \quad (2.8)$$

O número de *Reynolds* é definido da seguinte maneira:

$$Re_b^* = Re_b \cdot \frac{b}{w} \quad (2.9)$$

onde:

$$Re_b = \frac{\rho_{ar} v_{ar} b}{\mu_{ar}} \quad (2.10)$$

2.3 Resistência Térmica do Conjunto de Aletas.

Além das resistências internas da câmara de vapor, cujos coeficientes de transferência de calor foram apresentados anteriormente, existe uma outra resistência térmica presente no dissipador referente à eliminação do calor para o ar ambiente pelas aletas. A geometria de uma aleta típica é apresentada na Figura 2.7:

Segundo Incropera e De Witt (1995), a resistência térmica global de um conjunto de aletas de um dissipador com essas características pode ser calculada através da seguinte equação:

$$R_{aletas} = \left\{ \left[1 - \frac{NA_a}{A_t} (1 - \eta_a) \right] \cdot h \cdot A_t \right\}^{-1} \quad (2.11)$$

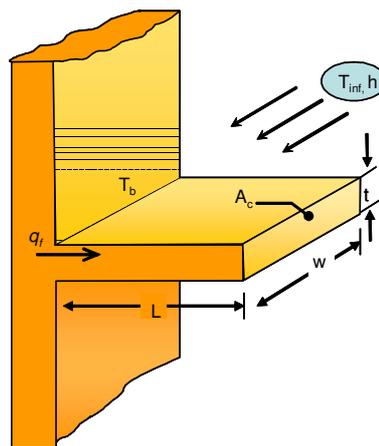


Figura 2.7 Aleta plana com área de seção transversal uniforme.

onde a área da superfície das aletas A_a é calculada através da expressão:

$$A_a = 2wL_c \quad (2.12)$$

e onde o termo L_c é um comprimento corrigido, para compensar a perda de calor pela extremidade, a qual é negligenciada no modelo. Assim, L_c é empregado para calcular as áreas das superfícies das aletas, expostas à convecção, sendo determinado através da seguinte expressão, onde L é o comprimento e t a espessura da aleta:

$$L_c = L + \left(\frac{t}{2} \right) \quad (2.13)$$

A área total da superfície de troca de calor, A_t é calculada através da expressão:

$$A_t = N \cdot A_a + A_b \quad (2.14)$$

onde A_b é a área da porção da superfície da base (também chamada de superfície primária), exposta ao ar ambiente para a transferência de calor.

A área da face superior é descrita pela variável A_c , onde:

$$A_c = wt \quad (2.15)$$

O perímetro total dessa superfície da aleta é determinado pela equação:

$$P = 2w + 2t \quad (2.16)$$

Finalmente, a efetividade das aletas, η_a , é representada pela seguinte expressão:

$$\eta_a = \frac{\tanh mL_c}{mL_c} \quad \text{onde} \quad m^2 = \frac{hP}{kA_c} \quad (2.17)$$

2.4 Resistência de Espalhamento

A Figura 2.8 mostra esquematicamente, um dissipador de calor convencional. Ele consiste basicamente de uma placa metálica, conhecida como base do dissipador e de várias aletas perpendiculares à base. A função da base é espalhar o calor concentrado proveniente do componente eletrônico para uma área maior, onde estão instaladas as aletas. As aletas, por sua vez, facilitam a transferência de calor da base para o ar ambiente. Portanto, devido a sua característica tri-dimensional do fluxo de calor, a base maciça do dissipador apresenta a chamada resistência de espalhamento.

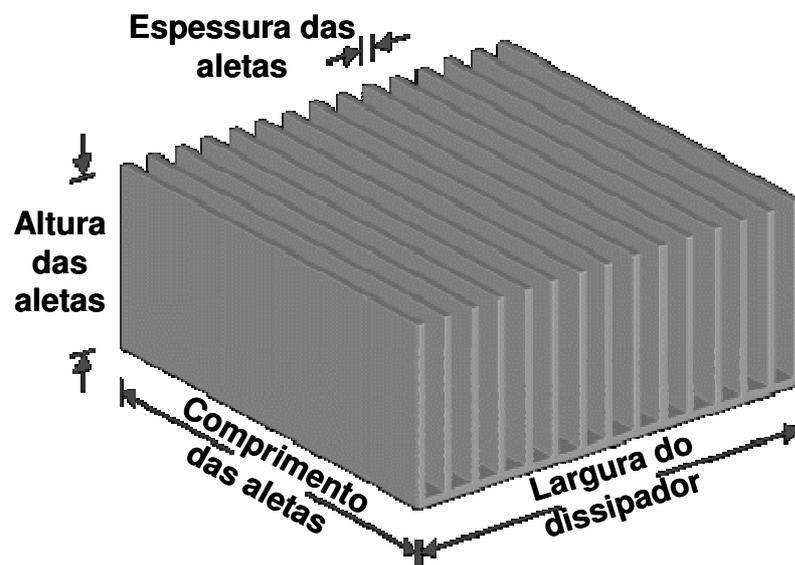


Figura 2.8 Desenho esquemático de um dissipador de aletas planas convencional.

Uma correlação aproximada para a resistência térmica de espalhamento foi apresentada por Yovanovich e Antonetti (1988), e escrita na seguinte forma:

$$R_{sp} = \frac{1 - 1,410\varepsilon + 0,344\varepsilon^3 + 0,043\varepsilon^5 + 0,034\varepsilon^7}{4ka} \quad (2.18)$$

onde ε é a razão entre a área da fonte de calor e a área da placa, k é a condutividade térmica da placa, e a é a raiz quadrada da área da fonte de calor. Essa correlação foi desenvolvida para qualquer formato da fonte de calor. De acordo com os autores, essa expressão é válida se a base for de três a cinco vezes maior que a raiz quadrada da área da fonte de calor.

Culham e Muzychka (2000) apresentaram um procedimento de otimização do dissipador, tentando reduzir a não-uniformidade da distribuição do calor na base do dissipador. Os autores afirmaram em seu trabalho que a resistência de espalhamento pode ser relevante quando as fontes térmicas são pontuais ou de área limitada em relação à área total da base do dissipador. Eles apresentaram o efeito, na resistência global, da resistência de espalhamento encontrado entre uma fonte de calor de 30W, em uma base de dimensões de 20 mm x 20 mm x 2 mm acoplada a aletas com espessura de 1 mm e altura de 50 mm. O valor da condutividade térmica dos materiais assumida nos testes foi de 200 W/mK. Os autores mostram que a quando a razão de cobertura da fonte, isto é, área da fonte de calor dividida pela área da placa, possui valor unitário ($A_f / A_{base} = 1$), a resistência de espalhamento é nula e quando a razão de cobertura é bem pequena, como, por exemplo, $A_f / A_{base} = 0,001$, a resistência de espalhamento aumenta para 0,271 K/W. Neste caso, ela representa 80% da resistência térmica total do dissipador. A Tabela 2.1 sumariza estes resultados. Nesta tabela R_{sp} significa a resistência de espalhamento, R_{1D} significa a resistência térmica unidimensional, R_{aletas} representa a resistência térmica do conjunto de aletas, R_{dissip} a resistência térmica total do dissipador, N o número de aletas e θ a diferença de temperatura entre a fonte de calor e o ambiente.

Tabela 2.1 Efeito da resistência de espalhamento.

$\frac{A_f}{A_{base}}$	N	θ (K)	R_{sp}	R_{1D}	R_{aletas}	R_{dissip}
			(K/W)			
1,0	37,2	2,52	0,000	0,00025	0,084	0,084
0,1	37,6	2,65	0,005	0,00025	0,083	0,089
0,05	37,9	2,78	0,010	0,00025	0,082	0,093
0,01	39,8	3,64	0,041	0,00025	0,078	0,121
0,005	41,4	4,59	0,073	0,00025	0,075	0,153
0,001	47,2	10,84	0,271	0,00025	0,065	0,361

O gráfico da Figura 2.9 mostra a relação entre a resistência de espalhamento e o tamanho da fonte de calor para uma mesma geometria do dissipador. A resistência de espalhamento representa menos de 10% da resistência térmica total do dissipador quando o tamanho da fonte é maior que 2% do tamanho da base. O trabalho afirma também que quando o tamanho da fonte é menor que 2% da área da base, a resistência de espalhamento aumenta em proporções significativas. A resistência de espalhamento atinge um valor de mais de 75% da resistência térmica total quando a área da fonte é inferior a um milésimo da área da base.

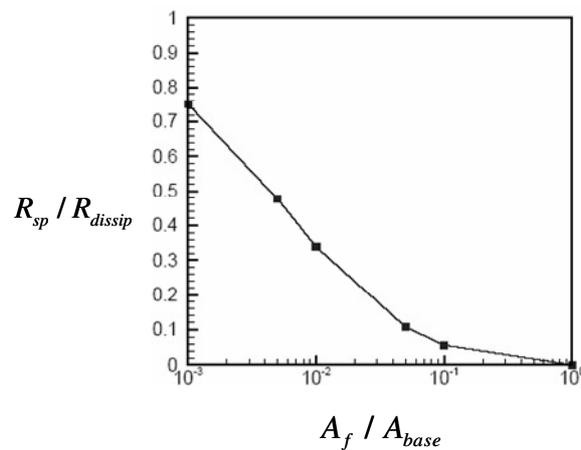


Figura 2.9 Resistência de espalhamento em função da razão de cobertura da fonte.

Muzychka *et al.* (2003) desenvolveram um modelo para resistência de espalhamento e para a distribuição de temperatura numa placa plana composta de dois materiais isotrópicos de base retangular, com uma fonte de calor concentrada numa área retangular centralizada, localizada no meio das placas. No modelo as bordas da placa foram consideradas isoladas, de espessuras t_1 e t_2 , com as dimensões externas da placa $2c$ e $2d$, dimensões da fonte de calor $2a$ e $2b$, e condutividades k_1 e k_2 , conforme pode ser visto na Figura 2.10.

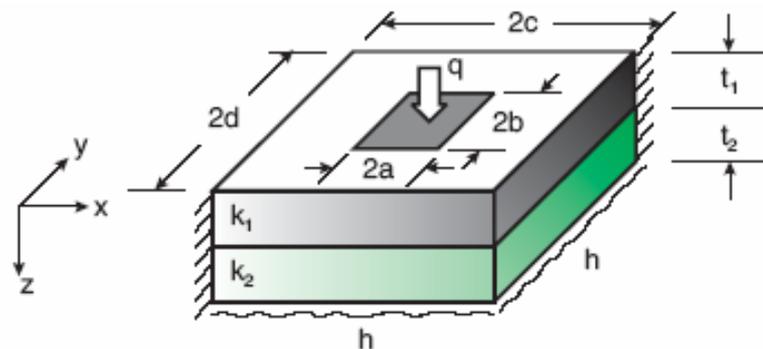


Figura 2.10 Fluxo de calor retangular em duas placas retangulares com as bordas resfriadas.

Os autores consideraram a resistência térmica total desta base retangular como:

$$R_{base} = \frac{\bar{T}_f - T_d}{Q} = \frac{\bar{\theta}_f}{Q}. \quad (2.19)$$

Consideraram \bar{T}_f como a temperatura média da fonte de calor, T_d com a temperatura na base do dissipador e Q como a taxa de calor que entra na base da placa, sendo dado pela expressão $Q = q_f \cdot A_f$, onde q_f é o fluxo de calor uniforme proveniente da fonte.

Em aplicações envolvendo placas planas isotrópicas com bordas adiabáticas, a resistência térmica total é composta de dois termos: um de valor constante ou resistência unidimensional e outro de espalhamento ou resistência multidimensional, que desaparece quando a área da fonte se aproxima da área da base. Esses dois componentes são combinados conforme a seguinte equação:

$$R_{total} = R_{1D} + R_{sp} \quad (2.20)$$

onde R_{sp} é a resistência de espalhamento do sistema e R_{1D} é a resistência térmica unidimensional, definida como:

$$R_{1D} = \frac{t_1}{k_1 A} + \frac{t_2}{k_2 A} + \frac{1}{hA} \quad (2.21)$$

onde $A = 4cd$ é a área total de condução da equação anterior e $A_f = 4ab$ é a área da fonte de calor.

Assim, a resistência de espalhamento para uma fonte de calor de área retangular, mostrada na Figura 2.10, depende de parâmetros geométricos e térmicos conhecidos, ou seja:

$$R_{sp} = f(a, b, c, d, t_1, t_2, k_1, k_2, h) \quad (2.22)$$

Em regime permanente, a distribuição de temperatura na placa da Figura 2.10 deve satisfazer a equação de Laplace:

$$\nabla^2 T = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (2.23)$$

Na interface comum às duas placas ($z = t_1$), as duas temperaturas devem satisfazer as condições de contato perfeito, ou seja:

$$T_1 = T_2, \quad k_1 \frac{\partial T_1}{\partial z} = k_2 \frac{\partial T_2}{\partial z} \quad (2.24)$$

Ao longo do contorno lateral $x = \pm c$ e $y = \pm d$, as condições de contorno são adiabáticas, ou seja:

$$\frac{\partial T_i}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial T_i}{\partial y} = 0, \quad i = 1, 2 \quad (2.25)$$

Na superfície superior ($z = t_1 + t_2$), a seguinte condição de contorno deve ser satisfeita:

$$\frac{\partial T_2}{\partial z} = -\frac{h}{k_2}(T_2 - \bar{T}_{dissip}) \quad (2.26)$$

O parâmetro h pode ser representado por um coeficiente de película uniforme ou condutância de contato uniforme. Sobre a superfície superior ($z = 0$), a condição de contorno apresenta valores diferentes dentro e fora da área da fonte de calor. Para condição de fluxo de calor uniforme sobre a fonte de calor, a equação válida é a seguinte:

$$\frac{\partial T_1}{\partial z} = -\frac{q}{k_1}, \quad -a < x < a, \quad -b < y < b \quad (2.27)$$

Já fora da área da fonte de calor, a superfície é adiabática, ou seja:

$$\frac{\partial T_1}{\partial z} = 0 \quad (2.28)$$

Muzychka *et al.* (2003) aplicaram o método de separação de variáveis para encontrar o valor de T_1 e T_2 , que são empregados para encontrar uma solução geral para o excesso de temperatura na base, que satisfaça as condições de contorno térmicas ao longo dos eixos de simetria $x = 0$ e $y = 0$. A temperatura média da área da fonte de calor é obtida através da seguinte expressão.

$$\bar{T}_f = \frac{1}{4ab} \int_{-a}^a \int_{-b}^b T_1(x, y, 0) dx \cdot dy \quad (2.29)$$

A temperatura média do plano de contato $z = 0$ é obtida através da seguinte expressão

$$\bar{T}_{pc} = \frac{1}{4cd} \int_{-c}^c \int_{-d}^d T_1(x, y, 0) dx \cdot dy \quad (2.30)$$

A resistência de espalhamento do problema foi obtida pela definição proposta por Mikic e Rohsenow (1966), ou seja:

$$R_{sp} = \frac{(\bar{T}_f - \bar{T}_{pc})}{Q} \quad (2.31)$$

A resistência térmica de espalhamento é obtida então através da expressão geral que mostra relações implícitas e explícitas com parâmetros geométricos e térmicos do sistema:

$$\begin{aligned} R_{sp} = & \frac{c^2}{2k_1 a^2 d^2} \sum_{m=1}^{\infty} \frac{\sin^2(m\pi a/c)}{(m\pi)^3} \cdot \varphi(\delta_m) + \frac{d^2}{2k_1 b^2 c} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin^2(n\pi b/d)}{(n\pi)^3} \cdot \varphi(\lambda_n) \\ & + \frac{cd}{k_1 a^2 b^2} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin^2(m\pi a/c) \sin^2(n\pi b/d)}{(m\pi)^2 (n\pi)^2 \beta_{mn}} \cdot \varphi(\beta_{mn}) \end{aligned} \quad (2.32)$$

A razão entre a condutividade térmica dos dois materiais isotrópicos é $k = \frac{k_2}{k_1}$ e os autovalores desta equação são $\delta_m = m\pi/c$, $\lambda_n = n\pi/d$, e $\beta_{mn} = \sqrt{\delta_m^2 + \lambda_n^2}$.

As contribuições da espessura das camadas t_1 e t_2 , das condutividades térmicas k_1 e k_2 e a condutância uniforme h , na resistência de espalhamento, são determinados através do seguinte parâmetro:

$$\varphi(\zeta) = \frac{(\alpha e^{4\zeta t_1} + e^{2\zeta t_1}) + \phi(e^{2\zeta(2t_1+t_2)} + \alpha e^{2\zeta(t_1+t_2)})}{(\alpha e^{4\zeta t_1} - e^{2\zeta t_1}) + \phi(e^{2\zeta(2t_1+t_2)} - \alpha e^{2\zeta(t_1+t_2)})} \quad (2.33)$$

A variável auxiliar ζ pode ser δ_m , λ_n ou β_{mn} na equação da resistência de espalhamento. Os parâmetros ϕ e α da equação são representados pelas expressões:

$$\phi = \frac{\zeta t + ht/k_2}{\zeta t - ht/k_2} \quad e \quad \alpha = \frac{1-k}{1+k} \quad (2.34)$$

As equações acima podem ser simplificadas para o caso de uma única placa isotrópica de espessura t . O resultado é o seguinte:

$$\varphi_n = \frac{\zeta t + ht / k_1 \tanh(\zeta t)}{\zeta t \tanh(\zeta t) + ht / k_1} \quad (2.35)$$

onde k_1 é a condutividade térmica da placa.

2.5 Conclusão

Neste capítulo, a revisão bibliográfica apresentada contribuiu para o entendimento da evolução histórica dos dissipadores de calor para componentes eletrônicos e dos dispositivos antecessores a câmara de vapor. As correlações retiradas da literatura foram utilizadas para a determinação de coeficientes de transferência de calor internos a câmara de vapor e na região externa das aletas onde se efetua a troca de calor com o ambiente. O uso das correlações contribuiu para o desenvolvimento do modelo analítico usado no cálculo da resistência térmica total em ambos os dissipadores estudados no presente trabalho e que serão mostrados no Capítulo 3.

CAPÍTULO 3

MODELO ANALÍTICO

3.1 O Transporte de Calor em Dissipadores

O desempenho de um dissipador de calor é o resultado da interação de uma série de fatores, dentre os quais se podem citar: o material e geometria do dissipador e a velocidade do vento nas aletas. Esses elementos podem ser utilizados como ferramentas de projeto de dissipadores, visando um melhor transporte de calor, reduzindo a temperatura de operação e, conseqüentemente, a probabilidade de danos aos dispositivos eletrônicos.

O calor gerado por um componente eletrônico, um módulo termelétrico, ou por qualquer fonte de calor que se deseje refrigerar, normalmente tem de atravessar caminhos com alguns obstáculos, até ser eliminado para o ambiente. Quanto menor a influência dos componentes resistivos no meio do caminho, melhor será a transferência de calor. O caminho que o calor percorre passa pelos seguintes elementos em seqüência: componente eletrônico, interface térmica componente/dissipador, dissipador e ar ambiente. Nas subseções seguintes serão apresentados os circuitos térmicos relativos ao dissipador convencional e ao o dissipador com câmara de vapor. Será mostrado o caminho que o calor percorre até ser eliminado no ambiente, as suas resistências térmicas e os modelos para o cálculo dos valores das resistências do circuito. Os resultados obtidos serão comparados com os valores experimentais, com o objetivo de validar o modelo analítico desenvolvido.

3.1.1 Resistência de Contato

Todo componente eletrônico aquecido, quando acoplado a um elemento dissipador, apresenta na sua interface de contato, uma resistência que dificulta o transporte de calor entre o componente que se deseja resfriar e o dissipador, chamada resistência térmica de contato. A resistência térmica de contato aparece porque as superfícies em contato são macro e microscopicamente rugosas. Quando estas superfícies imperfeitas são postas em contato uma contra a outra, elas se tocam apenas em alguns pontos discretos, formando uma grande quantidade de espaços vazios entre as peças. Esses espaços vazios dificultam a transferência de calor por condução. As linhas de fluxo de calor têm que contornar os espaços vazios e atravessar a interface apenas através dos pontos de contato real nos picos das rugosidades.

Macroscopicamente, esse fenômeno faz com que ocorra uma queda brusca de temperatura na região do contato.

3.1.2 A Câmara de Vapor

A função da câmara de vapor (Figura 1.4) é espalhar a taxa de calor entregue a um componente eletrônico na sua face inferior, garantindo que a temperatura na base do dissipador seja uniforme e conseqüentemente proporcionando um melhor aproveitamento de toda a superfície do dissipador. A câmara de vapor possui a menor resistência térmica de todo o sistema e substitui a base sólida dos dissipadores convencionais, reduzindo o efeito da resistência de espalhamento. Esta resistência, em dissipadores convencionais, apresenta um valor considerável quando comparada a outras resistências.

3.1.3 A Base do Conjunto de Aletas

Composto de uma placa metálica e feita com o mesmo material do conjunto de aletas, a base do conjunto de aletas tem a função de espalhar o calor oriundo da superfície inferior para a região das aletas. Deseja-se que esta base apresente espessura pequena quando a temperatura por toda a superfície inferior é uniforme (na caso de estar acoplada com a câmara de vapor, por exemplo) para que se reduza o valor da resistência térmica por condução unidimensional. Por outro lado, no caso da inexistência de uma câmara de vapor, a base deve ser suficientemente espessa quando se deseja espalhar o calor de uma fonte de área bem menor que a área da superfície inferior do conjunto de aletas.

3.1.4 O Conjunto de Aletas

Composto de várias aletas de placas planas dispostas paralelamente, o conjunto de aletas deve possuir uma boa área de troca de calor, associado a um bom coeficiente de transferência de calor por convecção. Esta parte do projeto representa a maior parcela de resistência térmica de todo o sistema, uma vez que o coeficiente de transferência de calor externo normalmente é relativamente baixo, segundo relatam Culham e Muzychka (2000). Esse conjunto de aletas tem a função de eliminar o calor oriundo da fonte de calor para o ar ambiente.

3.2 Simulações Numéricas

Antes da formulação do modelo teórico, os fenômenos de transferência de calor presentes em um dissipador convencional foram analisados através de simulações computacionais. Essas simulações foram feitas com o objetivo de visualizar os gradientes de temperatura, o caminho das linhas de fluxo de calor, as isotermas e visualizar os pontos quentes gerados nas bases dos dissipadores estudados.

O problema tridimensional foi resolvido utilizando o software de transferência de calor CFX®. Uma malha suficientemente refinada para garantir a independência dos resultados com a discretização e critérios apropriados de convergência foram aplicados à solução numérica. Em regime permanente, a distribuição de temperatura é dada pela solução da equação de Laplace, ou seja:

$$\nabla^2 T = 0 \quad (3.1)$$

3.2.1 Dissipador Convencional

Foi utilizada na simulação a geometria do dissipador convencional usado nos testes experimentais. Aplicou-se a máxima potência de 200 W, representando o valor máximo que a resistência cartucho utilizada poderia suportar. As dimensões físicas do dissipador convencional simulado foram: espessura da base de 15,6 mm, comprimento da aleta de 60 mm, largura do dissipador de 130 mm, comprimento do dissipador de 120,8 mm, espaçamento entre aletas de 9,3 mm, e espessura de aletas de 4,6 mm. Considerou-se um valor de condutividade térmica igual a 177 W/m²K, correspondente a uma liga de alumínio extrudado 2024-T6 (4,5% Cu, 1,5% Mg, 0,6% Mn). Foi adotada uma taxa de transferência de calor constante de 200 W, uniformemente distribuída numa área de 40 mm x 40 mm, o que corresponde a um fluxo de calor de 12,5 W/cm², situado no centro da parte inferior da base do dissipador. O restante da base considerou-se uma superfície isolada. Considerou-se que a superfície das aletas troca calor com o ar a uma velocidade média de 5,2 m/s com um coeficiente de convecção forçada de 26,7 W/m²K, a uma temperatura de 25° C.

A visualização da distribuição de temperatura simulada é apresentada na Figura 3.1, feita a partir de dois cortes no centro da peça, em ângulo reto entre si. A temperatura mínima obtida foi de 64° C, e a máxima 89° C. Essa relativamente pequena variação de temperatura

revela que o dissipador convencional utilizado neste caso estava bem projetado para a potência aplicada.

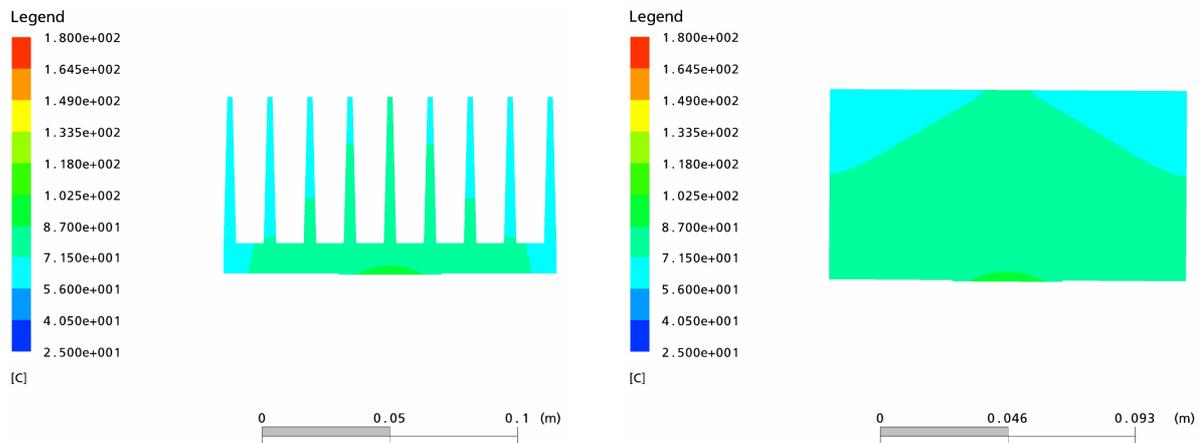


Figura 3.1 Corte central frontal e central lateral do dissipador convencional para potência de 200 W.

Foi feita uma segunda simulação para o mesmo dissipador convencional usado anteriormente, aplicando agora na fonte de calor da base uma potência de 500 W. As isoterma são mostradas na Figura 3.2 onde a temperatura mínima obtida foi de 124° C, e a máxima 188° C, representando uma diferença de temperatura de 64° C contra 25° C da simulação anterior. Essa maior diferença de temperatura revela que quando o fluxo de calor aplicado na fonte de calor aumenta, maior será a diferença entre a temperatura máxima e a mínima. Além disso, existe um maior gradiente de temperatura próximo à fonte de calor, conhecido como “ponto quente” ou, do inglês, *hot spot*.

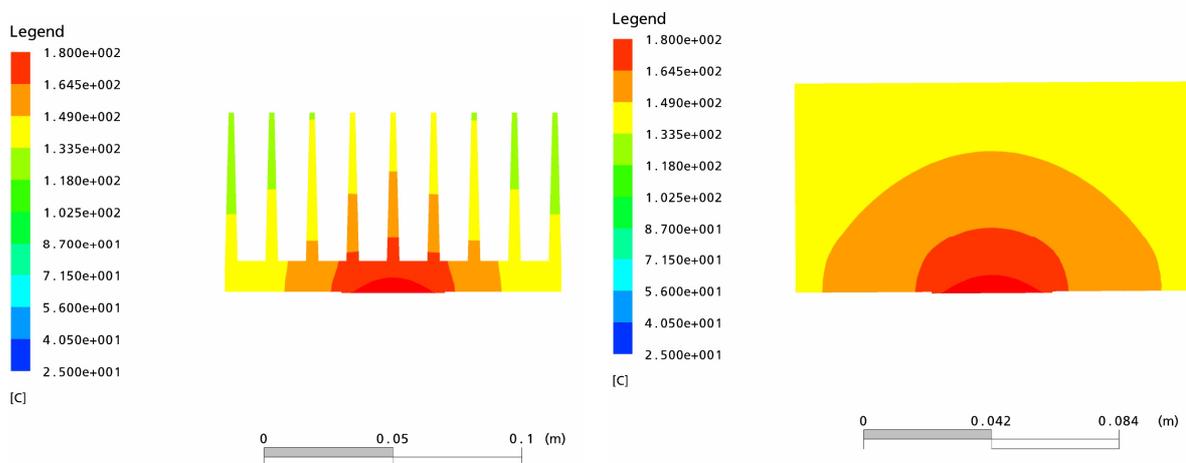


Figura 3.2 Corte central frontal e central lateral do dissipador convencional para potência de 500 W.

3.3 Modelo Analítico do Dissipador Convencional

Com base no conhecimento da geometria do dissipador convencional, das propriedades do metal utilizado e dos fenômenos físicos envolvidos, desenvolveu-se um modelo analítico para prever a capacidade de transferência de calor do dissipador convencional. O modelo é baseado no método das resistências térmicas equivalentes, assim será feito com o dissipador com câmara de vapor, que será apresentado na próxima seção. As seguintes hipóteses simplificadoras são empregadas:

- Transferência de calor tridimensional na base do dissipador e unidimensional nas aletas,
- Temperatura do ar ambiente constante,
- Fluxo de calor uniforme na área da fonte de calor;

O modelo físico simplificado do dissipador convencional é esquematizado na Figura 3.3

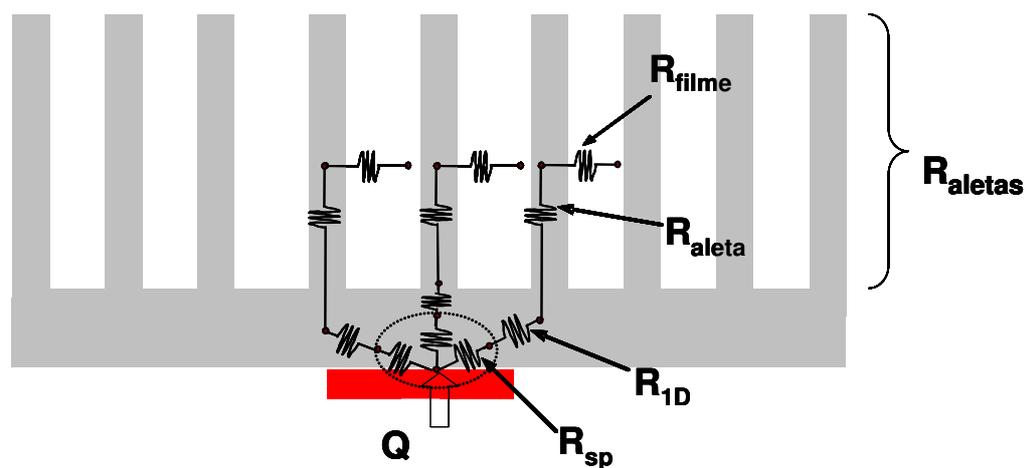


Figura 3.3 Diagrama das resistências térmicas presentes no dissipador convencional.

As resistências apresentadas no diagrama da Figura 3.3 representam o caminho que o calor, gerado pelo componente eletrônico Q percorre até ser eliminado no ambiente. Neste diagrama, R_{sp} representa a resistência térmica de espalhamento da base, R_{ID} representa a resistência térmica unidimensional da base, R_{aleta} representa a resistência térmica da aleta e R_{filme} é a resistência de convecção entre as aletas e o ar externo. A grandeza R_{aletas} representa a resistência térmica equivalente do conjunto de aletas que trocam calor por convecção com o

ar. Todas as resistências representadas por essa simbologia podem ser agrupadas de forma a constituir o circuito térmico equivalente simplificado mostrado na Figura 3.4.

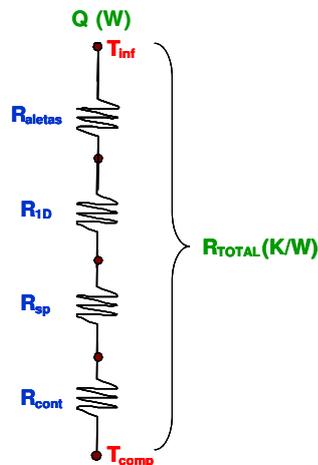


Figura 3.4 Modelo simplificado de resistência térmica equivalente do dissipador convencional.

No circuito térmico mostrado na Figura 3.4, a variável R_{cont} representa a resistência térmica de contato entre o componente eletrônico e a base da câmara. Esta resistência não será considerada no presente modelo porque ela não faz parte do dissipador propriamente dito. Em outras palavras, ela não é inerente ao dissipador com câmara de vapor, mas está presente em qualquer tipo de dissipador. Além disso, como se verá adiante, no estudo experimental não é medida a temperatura da fonte de calor T_{comp} , mas sim a temperatura da superfície da base do dissipador em contato com a fonte de calor. Neste circuito, Q representa a potência aplicada, e T_{inf} é a temperatura do ar para onde o calor é removido.

Segundo este modelo simplificado, a resistência total do dissipador convencional é somatório das resistências que compõe o circuito, ou seja:

$$R_{TOTAL} = R_{sp} + R_{1D} + R_{aletas} \quad (3.2)$$

A resistência térmica unidimensional R_{1D} é definida como:

$$R_{1D} = \frac{e}{k_1 A_{base}} \quad (3.3)$$

onde e é a espessura da placa e k_l é a condutividade térmica do metal utilizado. A área total de condução é $A_{base} = 4cd$, onde c e d são a metade do comprimento e da largura da base respectivamente. A resistência de espalhamento R_{sp} da base das aletas é dada pela Eq. (2.32) apresentada no capítulo anterior.

A resistência do conjunto de aletas, R_{aletas} engloba as resistências de condução das aletas e a resistência de convecção entre as aletas e o ar ambiente. Ela é função da área de troca de calor externo A_r , da efetividade da aleta η_a , do número de aletas N , e do coeficiente de troca de calor externo com o ar h_{ar} . Ela é dada pela Eq. (2.11) apresentada no Capítulo 2.

A taxa de transferência de calor Q do dissipador é então calculada de acordo com a equação a seguir:

$$Q = \frac{\Delta T}{R_{TOTAL}} \quad (3.4)$$

onde ΔT é a diferença de temperatura entre a fonte de calor e o ar, e o R_{TOTAL} é a resistência equivalente total do sistema (Eq. 3.2).

3.4 Modelo Analítico do Dissipador com Câmara de Vapor

Com base no conhecimento da geometria do protótipo do dissipador com câmara de vapor, das propriedades do fluido de trabalho, e dos fenômenos físicos envolvidos, desenvolveu-se um modelo analítico baseado no método das resistências térmicas equivalentes. Após uma análise preliminar, onde são considerados todos os elementos necessários para o cálculo da resistência térmica total, obtém-se o modelo físico simplificado esquematizado na Figura 3.5.

A metodologia adotada para o desenvolvimento do modelo teórico para o dissipador com câmara de vapor é baseada em resistências elétricas equivalentes, composto de várias resistências térmicas. As seguintes hipóteses simplificadoras são adotadas:

- Transferência de calor unidimensional;
- Temperatura do ambiente externo constante;
- Fluxo de calor uniforme na área da fonte de calor.

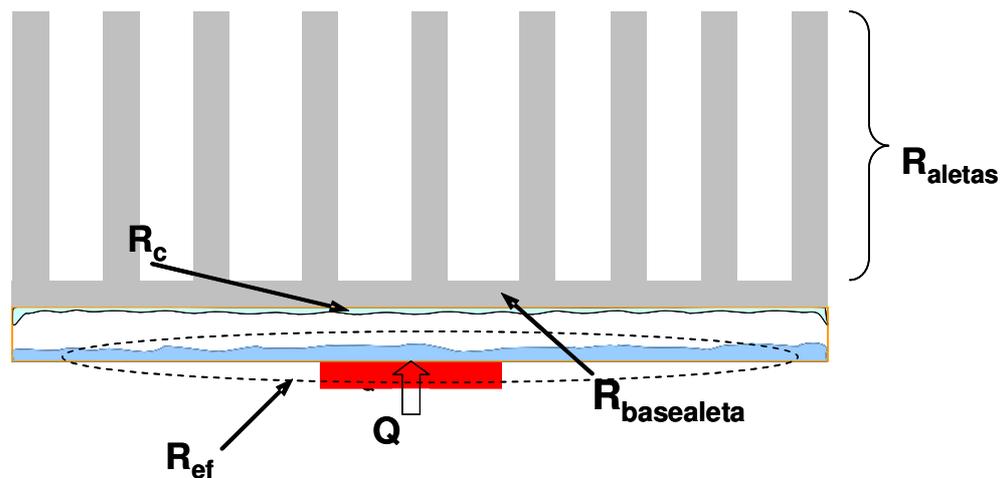


Figura 3.5 Diagrama das resistências térmicas presentes no dissipador com câmara de vapor.

Conforme ilustra o diagrama da Figura 3.5, o calor gerado Q deve percorrer várias resistências até ser eliminado no ambiente. Neste diagrama, R_{ef} representa a resistência térmica efetiva que atravessa a base até o interior da câmara de vapor. Esta resistência engloba as resistências, R_{1D} unidimensional, R_{sp} de espalhamento, e R_b de ebulição. O esquema de resistências que compõem a resistência efetiva R_{ef} é apresentado na Figura 3.6. A variável R_c representa a resistência térmica de condensação em placa plana com a face voltada para baixo. A variável $R_{basealeta}$ representa a resistência térmica unidimensional da outra parede da câmara de vapor, onde as aletas estão fixadas, e R_{aletas} representa a resistência térmica equivalente do conjunto de aletas, que troca calor por convecção com o ar externo, semelhantemente ao dissipador convencional apresentado anteriormente.

As resistências representadas por essa simbologia foram desmembradas na base considerando o caminho que o calor percorre a partir da fonte de calor. Em seguida as resistências da base foram agrupadas juntamente com a resistência de ebulição, obtendo assim a chamada resistência efetiva R_{ef} . O modelo do circuito térmico completo e simplificado (com R_{ef}) pode ser visto na Figura 3.6.

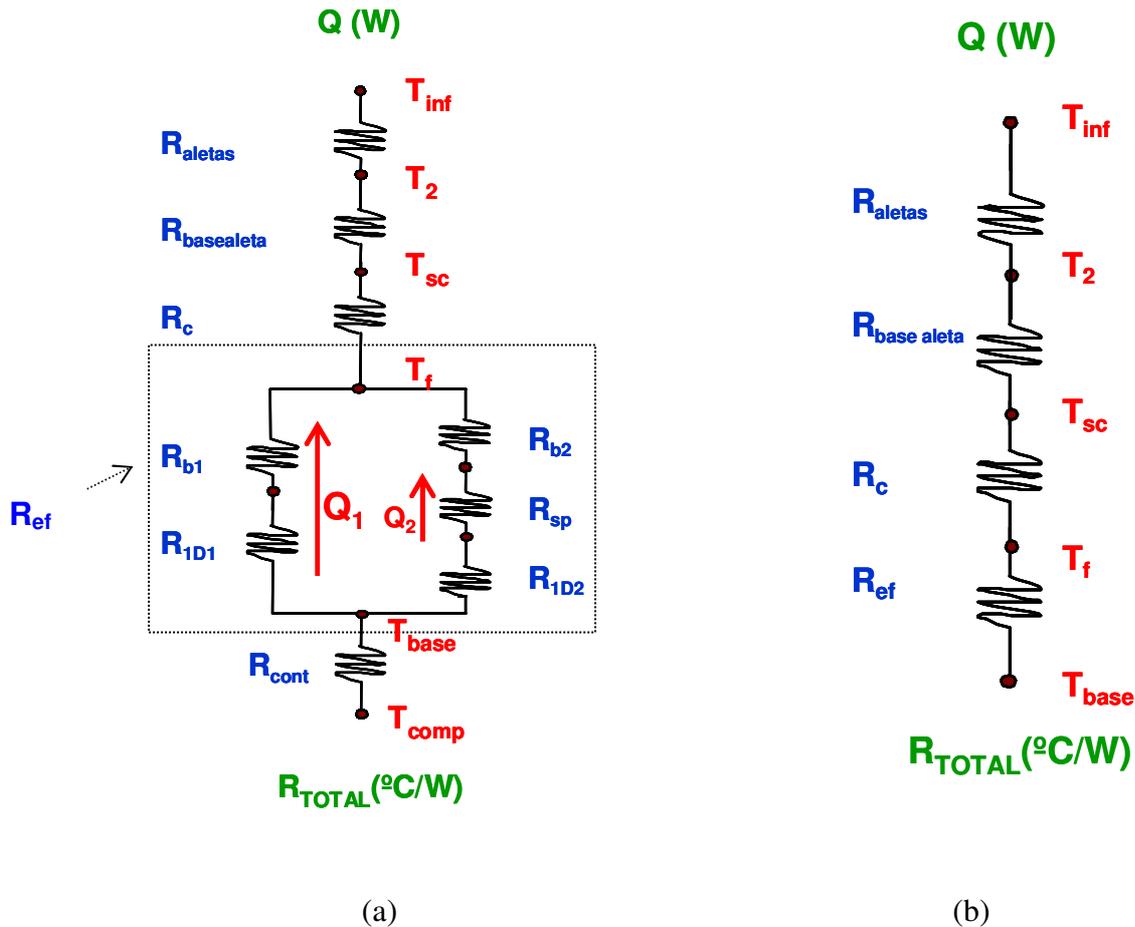


Figura 3.6 Esquema dos modelos total (a) e simplificado (b) da resistência térmica equivalente do dissipador com câmara de vapor.

A Figura 3.6 (a) mostra o caminho percorrido pelo calor oriundo da fonte de calor. Após atravessar a resistência de contato R_{cont} , desprezada neste modelo, o calor percorre dois caminhos através da base. No primeiro caminho, representado pela resistência unidimensional R_{ID1} , o mesmo atravessa a espessura da base da câmara e em seguida atravessa a resistência R_{b1} , que representa o processo de ebulição na área da fonte de calor. O outro caminho que o calor percorre é através do restante da placa, representado pelas resistências R_{ID2} , que é a resistência unidimensional para atravessar a espessura da base, R_{sp} , que é a resistência de espalhamento entre a área da fonte e a área total e R_{b2} , que é a resistência de ebulição na área total da placa, subtraída a área da fonte. Esses dois caminhos paralelos são agrupados no diagrama simplificado da Figura 3.6 (b) numa resistência efetiva R_{ef} . O modelo da resistência térmica total do dissipador tem a seguinte forma:

$$R_{TOTAL} = R_{ef} + R_c + R_{basealeta} + R_{aletas} \quad (3.5)$$

As resistências unidimensionais seguem as expressões:

$$R_{1D1} = \frac{e}{kA_{b1}} \quad (3.6)$$

$$R_{1D2} = \frac{e}{kA_{b2}} \quad (3.7)$$

A parcela da resistência de ebulição R_{b1} na área da fonte de calor A_{b1} é definida pela expressão:

$$R_{b1} = \frac{1}{h_{b1} \cdot A_{b1}} \quad (3.8)$$

onde h_{b1} é o coeficiente de ebulição considerando a parcela do calor Q_1 que atravessa a área da fonte de calor.

A parcela da resistência de ebulição R_{b2} , que ocorre na área total menos a área da fonte de calor (área A_{b2}), é definida pela expressão:

$$R_{b2} = \frac{1}{h_{b2} \cdot A_{b2}} \quad (3.9)$$

onde h_{b2} é o coeficiente de ebulição considerando a parcela do calor Q_2 que atravessa a área externa à fonte de calor.

Assim o calor total geral é dado por:

$$Q = Q_1 + Q_2 \quad (3.10)$$

Sabendo que as resistências entre a fonte de calor e o fluido estão sob o mesmo potencial térmico podemos definir que:

$$Q_1 \cdot R_{b1} = Q_2 \cdot (R_{b2} + R_{sp}) \quad (3.11)$$

As resistências de condução unidimensionais R_{1D1} e R_{1D2} foram desprezadas no cálculo da resistência efetiva R_{ef} , porque o seu valor numérico é muito baixo em relação a R_{b1} , R_{sp} e R_{b2} . Assim, o valor de R_{ef} é dado pela seguinte equação:

$$R_{ef} = \frac{R_{b1} \times (R_{b2} + R_{sp})}{R_{b1} + R_{b2} + R_{sp}} \quad (3.12)$$

A resistência de espalhamento para a geometria retangular da base da câmara é aproximada para uma geometria circular equivalente, conforme mostrado na Figura 3.7. As duas placas têm mesma espessura e as figuras geométricas o mesmo perímetro. Assim, a mesma área de passagem do calor é respeitada nas duas situações. Desta forma, o raio interno r_{int} e o externo r_{ext} das circunferências equivalentes são dados por:

$$r_{int} = \frac{c + d}{\pi} \quad (3.13)$$

$$r_{ext} = \frac{a + b}{\pi} \quad (3.14)$$

O raio efetivo r_{ef} da Figura 3.7 é o raio que divide o anel circular efetivo em dois anéis circulares de mesma área, ou seja:

$$r_{ef} = \sqrt{\frac{r_{int}^2 + r_{ext}^2}{2}} \quad (3.15)$$

A resistência térmica de espalhamento é então determinada pela seguinte equação (Incropera e de Witt, 2003):

$$R_{sp} = \frac{\ln(r_{ef} / r_{int})}{2\pi ek} \quad (3.16)$$

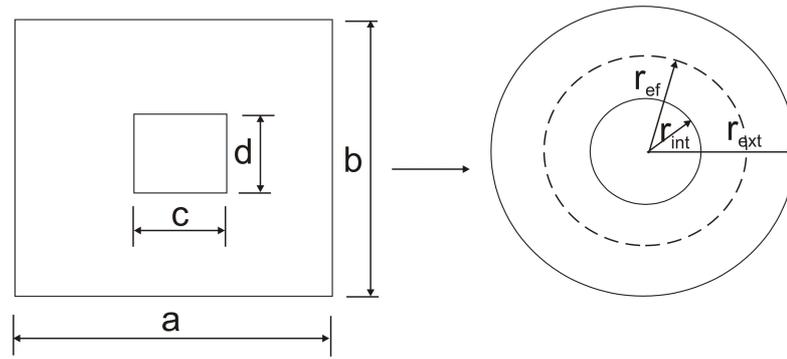


Figura 3.7 Área da fonte de calor comparada base cilíndrica.

Conforme descrito anteriormente na Seção 2.2, o coeficiente de transferência de calor para em ebulição em piscina adotado no cálculo da resistência efetiva foi proposto por Kutateladze (1959) através da Equação 2.1.

Semelhantemente, a resistência de condensação R_c depende do coeficiente de condensação h_c , e da área de troca A_{base} . Ela é calculada através da seguinte equação:

$$R_c = \frac{1}{h_c \cdot A_{base}} \quad (3.17)$$

Usando a Figura 2.10, para comprimento e largura da base de $2c$ e $2d$, respectivamente. A área de troca de calor na base pode ser representada pela expressão:

$$A_{base} = 4 \cdot c \cdot d \quad (3.18)$$

O coeficiente de transferência de calor para condensação na superfície superior, a ser adotado no modelo, foi apresentado por Gerstmann e Griffith (1967) com a Equação (2.3).

A resistência do conjunto de aletas é representada pelo somatório da resistência da base $R_{basealetas}$, dependente da espessura da base e_2 e condutividade do material utilizado k_1 , com a resistência das aletas R_{aletas} . A resistência das aletas é dependente da área de troca de calor externo A_t , da efetividade da aleta η_a , do número de aletas N , e do coeficiente de troca de calor externo h_{ar} . Pode-se dizer que essas resistências são determinadas a partir das resistências dadas por:

$$R_{base\ aleta} = \frac{e_2}{k_1 \cdot A_{base}} \quad (3.19)$$

e pela Equação (2.11), mencionada no Capítulo 2 para resistência térmica das aletas:

A taxa de transferência de calor do dissipador com câmara de vapor Q pode então ser calculada pela Equação (3.4). Onde ΔT é a diferença de temperatura entre a fonte de calor e o ar ambiente, e o R_{TOTAL} é a variável da resistência total do sistema dada pela Equação (3.5).

3.5 Conclusões

Neste capítulo, foram apresentados os modelos matemáticos desenvolvidos para a determinação da distribuição de temperaturas em um dissipador de calor assistido por tecnologia de câmara de vapor. Nestes modelos são empregadas correlações da literatura para a previsão de coeficientes de troca térmica por convecção (externamente ao dispositivo, na região das aletas) e por ebulição e condensação (na parte interna das câmaras de vapor). Os resultados destes modelos serão comparados com dados experimentais, obtidos a partir de testes em aparato construído para o presente trabalho, apresentado e discutido no Capítulo 4. A discussão da qualidade dos resultados teóricos será apresentada no Capítulo 5.

CAPÍTULO 4

ESTUDO EXPERIMENTAL

Neste capítulo serão descritos os aparatos utilizados e os testes realizados com dissipador convencional e com o dissipador com câmara de vapor. Esses experimentos são necessários para a comparação da performance térmica entre os dissipadores e para a comprovação dos modelos analíticos desenvolvidos e apresentados no Capítulo 3.

4.1 Câmara de Vapor de Vidro

A câmara de vapor de vidro é um dispositivo que foi construído com o objetivo de observar o comportamento das bolhas de vapor e a forma como o vapor se condensa no interior da mesma. Suas dimensões internas são 113,3 mm de largura, 120,5 mm de comprimento e 30 mm de altura, que são medidas semelhantes às do dissipador com câmara de vapor do estudo experimental. Ela é fechada com tampa de vidro, para permitir a visualização dos fenômenos de ebulição e condensação em seu interior. A base da câmara, onde é aplicado o elemento aquecedor, foi feita de uma chapa de cobre vedada com silicone, conforme mostrado na Figura 4.1.

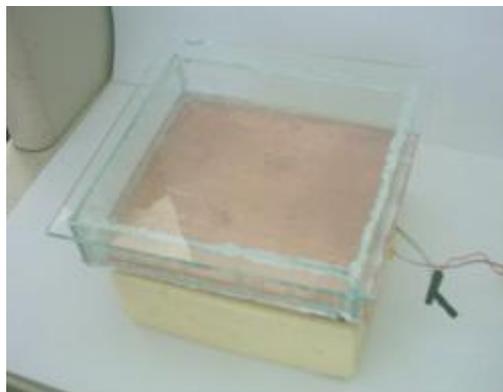


Figura 4.1 Câmara de vapor de vidro.

4.1.1 Construção e Carregamento

O fluido de trabalho utilizado no estudo com a câmara de vidro foi o refrigerante 141b. Este fluido foi escolhido devido à temperatura de saturação na pressão atmosférica ser relativamente baixa, de aproximadamente 32 °C. Este aspecto é de extrema importância na segurança do aparato, pois se água fosse utilizada como fluido de trabalho seriam necessários 100° C a pressão atmosférica.

Com o objetivo de simular o calor emitido pelo componente eletrônico, foi colocada sob a base da câmara uma resistência elétrica flexível (Sin Heater) de 40 x 40 mm. A resistência foi fixada na parte metálica da câmara de vapor com pasta térmica, sendo também isolada na sua parte inferior com um bloco de poliuretano expandido de 130 x 130 x 30 mm, com o objetivo de fazer com que o calor gerado pela resistência fluísse no sentido da câmara de vapor.

A câmara de vidro aberta na sua parte superior foi preenchida com o fluido refrigerante 141-b na razão de cerca de 40% de seu volume total. Não houve muita preocupação em determinar a quantidade de fluido de trabalho, uma vez que o objetivo era apenas verificar o comportamento das bolhas no interior da câmara e da condensação nas paredes. A tampa de vidro foi colocada e selada com borracha de silicone, sendo assim o carregamento foi feito sem vácuo.

4.1.2 O Comportamento do Fluido de Trabalho

Durante a observação do comportamento dos fenômenos de ebulição e condensação, as temperaturas e os parâmetros elétricos pertinentes foram monitorados, com o objetivo de conhecer as relações entre temperatura, potência elétrica dissipada (dada pela tensão e corrente de alimentação da resistência elétrica), de forma a garantir a segurança da bancada. Desprezando as perdas, a temperatura observada na resistência, em regime permanente, foi de 52,4 °C, com uma tensão aplicada de 14 V e uma corrente de 1,69 A. A potência aplicada sob a câmara foi de 24 W, o que resulta num fluxo de calor de 1,5 W/cm².

Em funcionamento, foi verificado o aparecimento de sítios de nucleação por toda a placa de cobre e onde havia algumas impurezas de silicone espalhadas pela base. Na superfície superior da câmara houve formação de gotas de condensados conforme a Figura 4.2. Percebeu-se a ausência de gotejamento, atribuída a força de contato nas gotas ser maior do que a força da gravidade. Após um período de crescimento, as gotas se uniram até formar uma pequena película de condensado com instabilidades. O condensado então escorreu no

sentido de suas paredes. Com base nessa observação, verifica-se que a forma da película de condensado é semelhante ao modelo encontrado na literatura proposta por Gerstmann e Griffith (1967).



Figura 4.2 Câmara de vapor de vidro em funcionamento.

4.2 O Dissipador Convencional

O dissipador convencional é do tipo aletas planas, modelo KM 16 de fabricação da ALCOA é feito em alumínio conforme mostrado na Figura 4.3. As dimensões do dissipador são 9 aletas com 120,8 mm de largura, 130 mm de profundidade, 58,8 mm de altura de aletas, 5 mm de espessura das aletas, 9,7 mm de espaçamento entre as aletas, 15,6 mm de espessura da base e massa de 740,1 gramas.

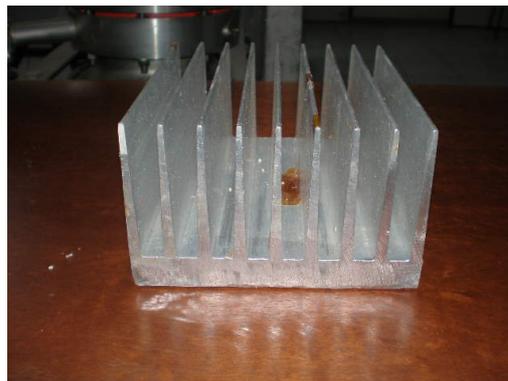


Figura 4.3 Dissipador KM 16

4.3 O Dissipador com Câmara de Vapor

O dissipador com câmara de vapor possui as mesmas dimensões do dissipador convencional, onde a diferença está na base oca selada com fluido de trabalho no seu interior ao invés da base maciça. Para a construção, utilizou-se um dissipador convencional do mesmo modelo e usinou-se a base sólida. No lugar da base sólida foi instalada uma câmara de vapor.

Devido a algumas limitações dos processos de fabricação, como sinterização e soldagem, houve uma dúvida inicial quanto ao material utilizado para a construção da câmara de vapor, já que ela deveria ser facilmente fixada ao dissipador de alumínio. Numa primeira tentativa, foi construída uma câmara de cobre sinterizada, uma segunda de cobre sem meio poroso e, numa terceira tentativa, foi construída uma câmara de alumínio.

A primeira câmara de vapor construída, mas não utilizada nos testes comparativos feita em cobre, possuía como estrutura capilar um elemento sinterizado. Conforme já mencionado, o objetivo da estrutura capilar é manter molhada toda a superfície interna da câmara próxima à fonte de calor durante o processo de ebulição, especialmente quando o sistema está inclinado. A produção de uma câmara de vapor de alumínio sinterizado é difícil devido aos óxidos presentes na superfície deste material, que impedem que o mesmo seja sinterizado. Isso ocorre porque quando o mesmo é submetido a uma temperatura acima do ponto de fusão do óxido, o alumínio do material base se funde rapidamente não criando assim a porosidade desejada na estrutura capilar. O processo de fabricação da câmara de cobre com estrutura capilar sinterizada pode ser visto com mais detalhes no APÊNDICE A.

4.4 A Câmara de Vapor de Cobre

A primeira câmara de vapor utilizada nos testes foi fabricada a partir de uma chapa de cobre de 1mm de espessura. A chapa foi conformada para ser acoplada ao dissipador, tendo as seguintes dimensões finais: 120 mm de profundidade, 108 mm de largura e 9,7 mm de altura, sendo sua massa de 95,95 gramas, conforme ilustra a Figura 4.4. Após retirar a base do dissipador convencional através do processo de usinagem, soldou-se a câmara de vapor de cobre sem meio poroso ao conjunto de aletas. Um tubo de carregamento de 47 mm de comprimento e diâmetro interno de 0,7 mm foi instalado na lateral da câmara para possibilitar o carregamento do fluido de trabalho no seu interior. A massa final do dissipador de alumínio com câmara de vapor de cobre é de 858,4 gramas.

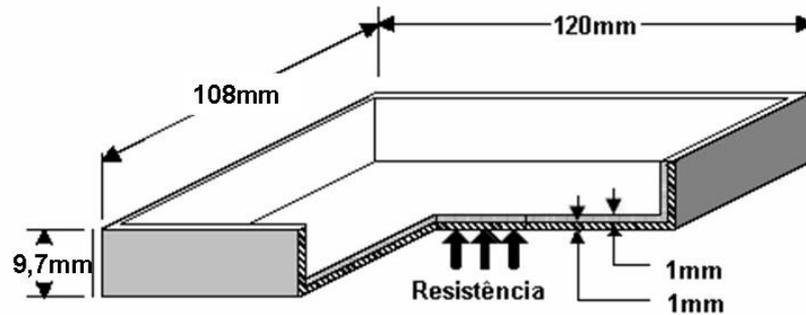


Figura 4.4 Desenho esquemático da câmara de cobre.

4.4.1 Fechamento e Evacuação da Câmara

Após a limpeza do interior da câmara de vapor com acetona e posterior secagem, iniciou-se o processo de fechamento, ou seja, o acoplamento ao dissipador, conforme mostrado na

Figura 4.5.

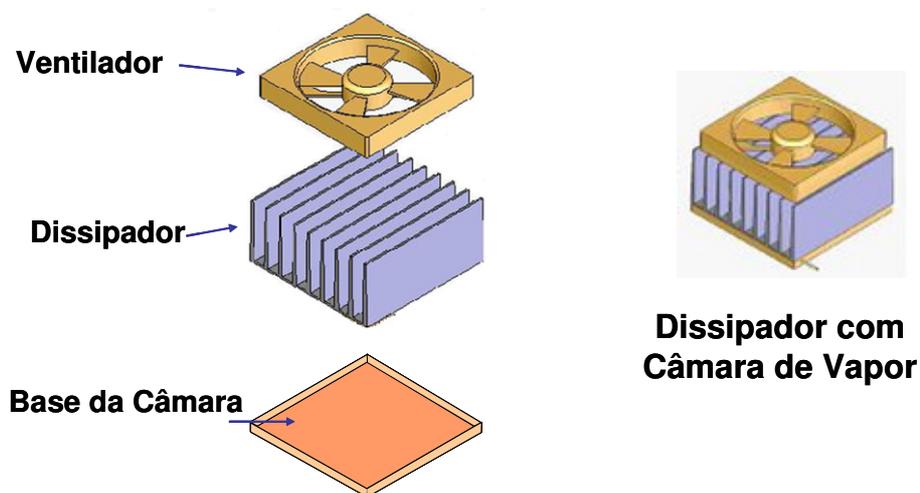


Figura 4.5 Esquema de montagem do dissipador com câmara de vapor.

Para o processo de acoplamento entre a base da câmara de vapor feita em cobre ao dissipador feito em alumínio, utilizou-se uma cola para peças metálicas resistente à alta temperatura. O uso desta cola foi necessário devido à dificuldade de soldar a base de cobre ao dissipador de alumínio. Antes do início do processo, a parte inferior do dissipador foi fresada para um melhor encaixe, conforme a Figura 4.6(a). Em seguida, foi colocada a cola de alta temperatura ao redor da borda do dissipador. A tampa foi encaixada e o conjunto foi levado a uma estufa para a cura na temperatura de 120° C, durante um período de 2 horas conforme a Figura 4.6(b).

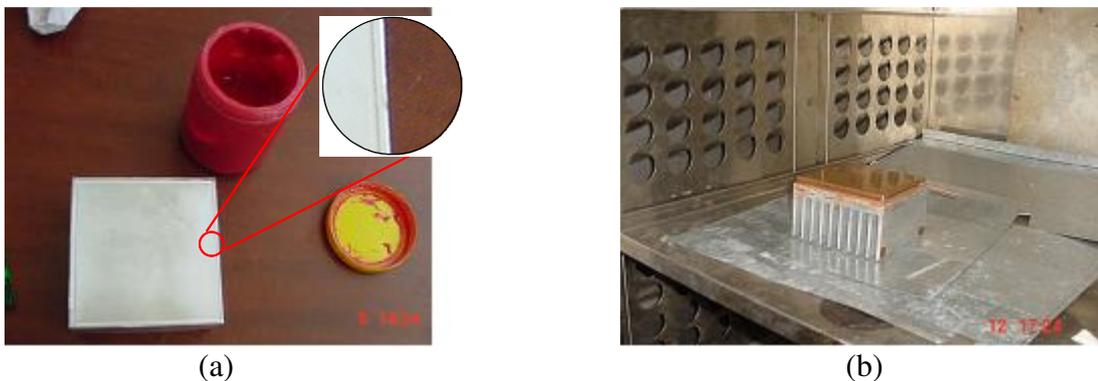


Figura 4.6 Processo de colagem da câmara ao dissipador na estufa.

Após o fechamento do dissipador com câmara de vapor, iniciou-se o processo de evacuação para a eliminação de ar e demais gases não condensáveis do interior da câmara de vapor. Uma bomba de vácuo de fabricação Edwards, mostrada na Figura 4.7 (a), foi usada para o início do processo de evacuação do interior da câmara de vapor. Após esta etapa, foi retirado o ar ainda restante com outra bomba de vácuo, de maior capacidade, do detector de vazamento Spectrom 5000, de fabricação da Edwards Figura 4.7 (b). A pressão final no interior da câmara de vapor foi de $0,8 \times 10^{-3}$ mbar e uma taxa de vazamento não detectado pelo gás hélio inferior a $-1,75 \times 10^{-9}$ mbar.l/s, considerado bom para o início dos trabalhos de enchimento.



Figura 4.7 Processo de evacuação e detector de vazamento.

4.4.2 Carregamento do fluido de trabalho

Para determinar a quantidade de fluido de trabalho, foi calculado o volume interno da câmara de vapor. As quantidades de fluido de trabalho a serem testadas correspondem a razões de enchimento de 10%, 20%, 30% e 40% do volume total da câmara. As dimensões internas da câmara obtidas foram: comprimento de 116,3 mm, largura de 105,2 mm, e altura de 8,9 mm. Isso corresponde a um volume interno total de 108,9 ml. O volume do tubo de carregamento de raio 0,7 mm e comprimento 47 mm é de 0,09 ml. Sendo assim, as quantidades de água a serem colocadas foram: 10,88 ml, 21,77 ml, 32,65 ml, 43,55 ml e 65,32 ml, conforme a Tabela 4.1

Tabela 4.1 Razões de enchimento da câmara de vapor de cobre.

CAMARA DE VAPOR DE COBRE	
RAZÃO DE ENCHIMENTO	VOLUME
10%	10,88 ml
20%	21,77 ml
30%	32,65 ml
40%	43,55 ml
Tubo de carregamento	0,09 ml

4.5 Estudo Experimental dos Dissipadores

Após o processo de fabricação deu-se início aos testes com o protótipo de dissipador de calor com câmara de vapor e do dissipador convencional, com o objetivo de comparar a performance desses dois dissipadores e utilizar os dados experimentais para validar o modelo analítico implementado.

4.5.1 Equipamentos Utilizados

As medições da distribuição de temperatura, do dissipador convencional e dissipador com câmara de vapor foram efetuados com termopares tipo K, bitola 6 AWG, de fabricação da Omega. Os sinais de medição de tensão processados pelos termopares foram captados por um sistema de aquisição, sendo posteriormente armazenados e processados em um microcomputador.

O sistema de aquisição de sinais utilizado, da marca *Hewlett Packard*, modelo 34970A, conforme mostrado na Figura 4.8, que possui entrada para três multiplexadores com capacidade de 16 termopares cada um, perfazendo um total de no máximo 48 termopares. O intervalo de aquisição utilizado em nossos estudos foi de 10 segundos e a incerteza de medição das temperaturas, incluindo o equipamento do termopar, foi de 0,4 °C, conforme dados fornecidos pelo fabricante do termopar e do equipamento.



Figura 4.8 Sistema de aquisição HP 34970A e fonte DC Henzinger.

Através do sistema de aquisição foram monitorados 22 termopares, sendo que 19 foram colocados no dissipador medindo a sua distribuição de temperatura, 2 medindo a temperatura de referência, e 1 termopar medindo a temperatura ambiente.

Para realização dos testes experimentais, foi construída uma bancada de metal com suporte em madeira para a fonte de tensão, o dissipador, o isolamento e o ventilador. O sistema de aquisição foi colocado sobre uma caixa isotérmica, para garantir a qualidade das medições das distribuições de temperatura dos dissipadores, conforme a Figura 4.12. O aparato possui duas bases: uma inferior para a fixação dos termopares utilizados nas medições e uma superior para colocação do dissipador convencional e da câmara de vapor. Na base inferior de madeira foram colocados e presos com parafusos, os vinte e dois termopares tipo K enfileirados, com o objetivo de evitar que os fios se partissem e facilitar a união dos mesmos junto à caixa isotérmica e ao sistema de aquisição de dados HP.

4.5.2 Colocação do Aquecedor Elétrico e Termopares.

Após o processo de enchimento e vedação, colocou-se uma resistência elétrica sob a base da câmara de vapor. A resistência elétrica foi fabricada pelo Laboratório de Meios Porosos e Propriedades Termofísicas dos Materiais – LMPT, do Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC. Esta resistência foi construída sobre uma folha de kapton com trilhas de constantan e possui dimensões 40 mm x 40 mm, com uma espessura de 1mm e uma resistividade elétrica de 8 ohms. Essa resistência foi utilizada no aquecimento tanto da base do dissipador convencional quanto da base do dissipador com câmara de vapor.

A medição da temperatura dos dissipadores foi feita com termopares distribuídos na base, na superfície das aletas e no ar ambiente. Os termopares foram colocados conforme mostrado na Figura 4.10. Os termopares 16, 17, 19 e 20 foram colocados no limite externo entre a resistência e a base para medir a temperatura na junção calculada a partir de uma média desses quatro termopares. Esse procedimento foi adotado devido à dificuldade de se instalar um sensor entre o aquecedor e a base da câmara, o que poderia comprometer a qualidade dos testes. O termopar 5 foi colocado sobre a trilha da resistência para monitorar a sua temperatura e evitar que a mesma possa queimar o Kapton, danificando a resistência. O termopar 15 mede a temperatura ambiente. A disposição dos termopares no sistema de aquisição de dados se encontra na Tabela 4.2. Com estes dados foi possível obter um mapa de distribuição de temperatura por todo o dissipador e calcular a resistência térmica total de cada dissipador. A resistência térmica do dissipador é definida como:

$$R_{total} = \frac{(T_{16} + T_{17} + T_{19} + T_{20}) - T_{15}}{4Q} \quad (4.1)$$

onde: T_{15} – temperatura no termopar 15
 T_{16} – temperatura no termopar 16
 T_{17} – temperatura no termopar 17
 T_{19} – temperatura no termopar 19
 T_{20} – temperatura no termopar 20
 Q – potência aplicada na fonte de calor

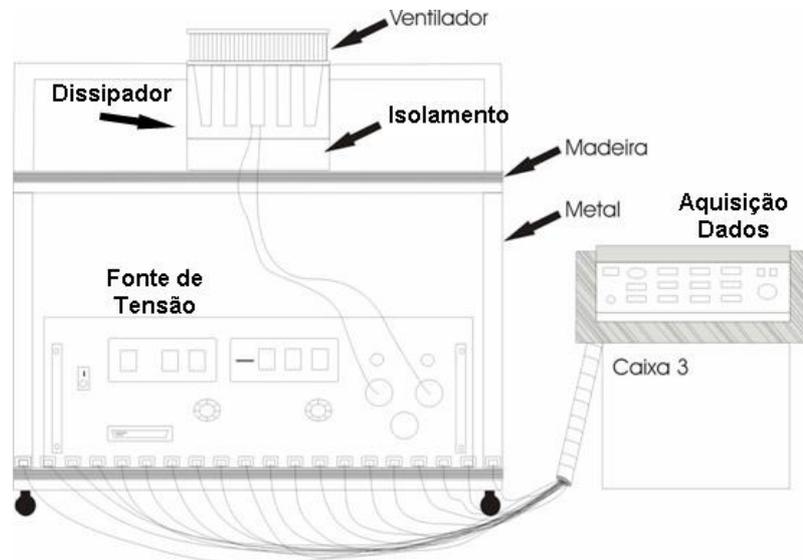


Figura 4.9 Bancada e dispositivo de fixação dos termopares tipo K.

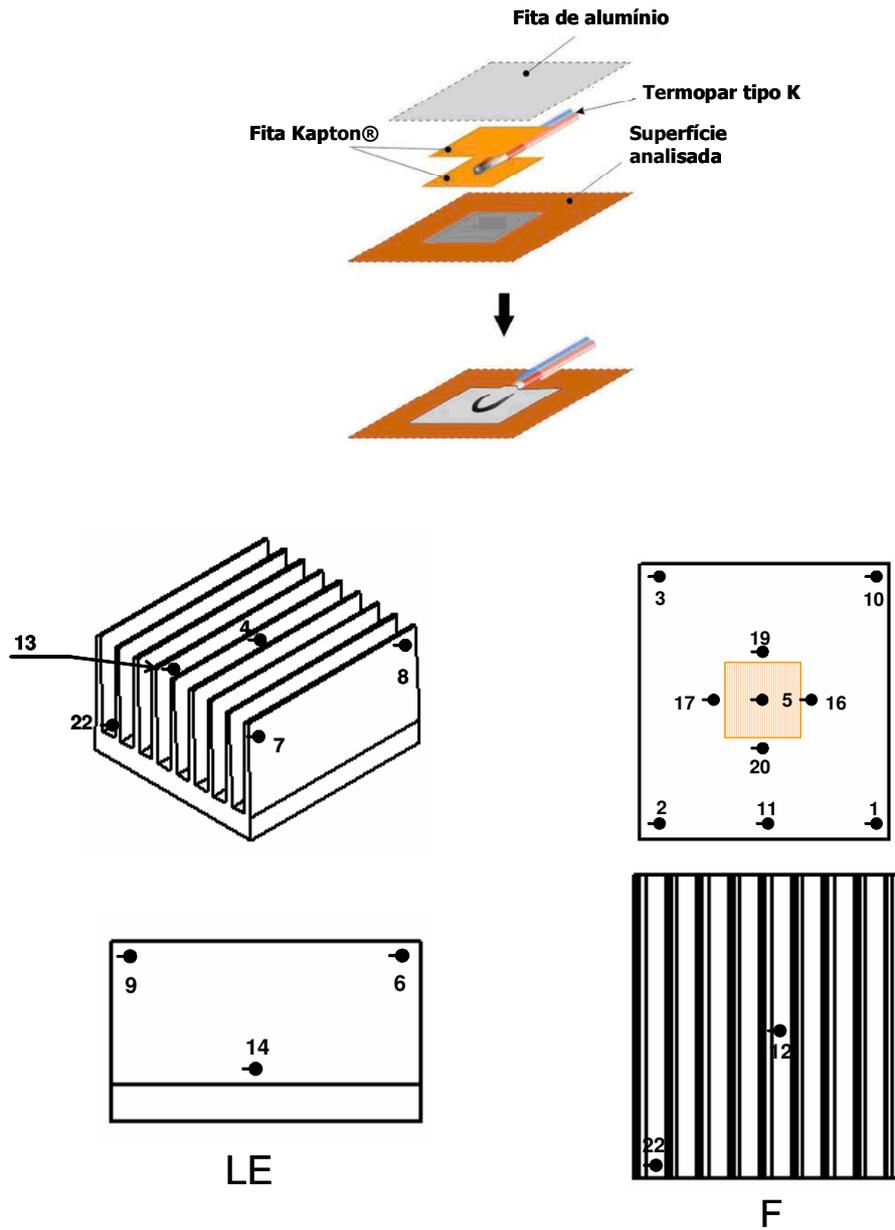


Figura 4.10 Distribuição dos Termopares.

Tabela 4.2 Posição termopares dissipador e sistema de aquisição.

Termopar	Posição na HP n°	Posição Vista Frontal
1	101	Base Traseira Direita
2	102	Base Traseira Esquerda
3	103	Base Dianteira Esquerda
4	104	Aleta Superior Central
5	105	Resistência
6	106	Lateral Esquerda Dianteira Superior
7	107	Lateral Direita Dianteira Superior
8	108	Lateral Direita Traseira Superior
9	109	Lateral Esquerda Traseira Superior
10	110	Base Dianteira Direita
11	111	Base Traseira Central
12	112	Aleta Inferior Central
13	113	Aleta Superior Dianteiro Central
14	114	Lateral Esquerda Inferior Central
15	115	Ambiente
16	116	Junção Resistência Base Lateral Direita
17	117	Junção Resistência Base Lateral Esquerda
18	118	Referência
19	119	Junção Resistência Base Central Traseira
20	120	Junção Resistência Base Central Dianteira
21	121	Referência
22	122	Aleta Inferior Canto Esquerdo Dianteiro

4.6 Resistências Térmicas Experimentais do Dissipador Convencional

Os valores experimentais da resistência térmica do dissipador convencional, calculadas a partir da Eq. (4.1) para cada potência aplicada na fonte de calor, são apresentados na Tabela 4.3. Nesta tabela observa-se que a resistência térmica do dissipador convencional é praticamente constante, não variando em função da variação da potência dissipada, conforme já esperado.

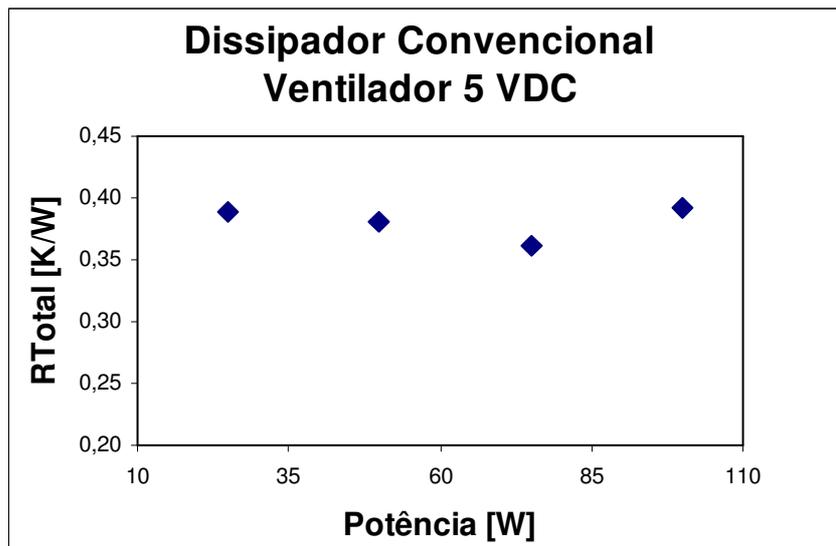
Tabela 4.3 Resistências térmicas do dissipador convencional KM 16.

RESISTÊNCIA TÉRMICA (K/W)						
Q(W)	25	50	75	100	150	200
Rtotal (V =5V)	0,258	0,237	0,248	0,267	0,260	0,258
Rtotal (V =12V)	0,258	0,237	0,248	0,267	0,260	0,258

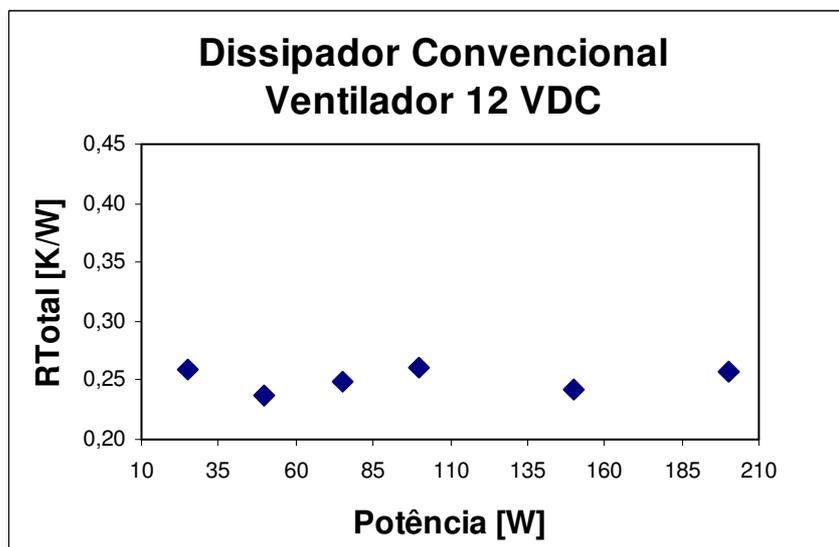
Os testes finais foram realizados sob tensão de 12 VDC aplicada no ventilador. Para analisar a influência da velocidade do vento, o ventilador foi testado com 5 VDC, que faz com que a velocidade do ar seja menor. Isso afeta o coeficiente de convecção do ar. Os gráficos da Figura 4.11 foram colocados para ilustrar a forte influência do coeficiente de convecção do ar no valor da resistência térmica total.

4.7 Resistências Térmicas Experimentais do Dissipador de Cobre com Câmara de Vapor

Os valores experimentais de resistência térmica do dissipador com câmara de vapor feito de cobre, calculadas a partir da Equação(4.1, para cada potência aplicada na fonte de calor e para as razões de enchimento com água destilada testadas, são descritas na Tabela 4.4. Esta tabela mostra que, em geral, à medida que potência aplicada na fonte de calor aumenta, a resistência térmica total do dissipador diminui. Já com relação à razão de enchimento, à medida que ela aumenta, a resistência térmica diminui entre 10 e 20%, permanecendo aproximadamente constante entre 20% e 30% e volta aumentar para 40% do volume total. Exceção ocorre para 100 W, onde a resistência total sempre cai para o aumento da razão de enchimento entre 10 e 40 %. A Figura 4.12 mostra estes resultados na forma de gráficos.



(a)



(b)

Figura 4.11 Curva das resistências térmicas do dissipador convencional KM 16

Para razões de enchimento de 10% e 20% e 100W de potência aplicada atingiu-se o limite de temperatura do aquecedor elétrico de kapton, que era em torno de 120 °C. Assim, para uma potência aplicada de 150 W apenas razões de enchimento de 30 e 40% foram testadas e são apresentadas na Tabela 4.5. À medida que se aumentou potência aplicada na fonte de calor, houve uma redução no valor da resistência térmica total. A mesma queda ocorre quando se aumenta a razão de enchimento, ficando com valores semelhantes entre 30% e 40% do volume total conforme a Figura 4.12.

Tabela 4.4 Resistências térmicas no dissipador com câmara de vapor de cobre.

RESISTÊNCIA TÉRMICA (K/W)								
Q(W)	25				50			
Razão de enchimento %	10	20	30	40	10	20	30	40
Rtotal (K/W)	0,543	0,389	0,403	0,431	0,436	0,365	0,360	0,387
Q(W)	75				100			
Razão de enchimento %	10	20	30	40	10	20	30	40
Rtotal (K/W)	0,410	0,367	0,316	0,360	0,381	0,310	0,266	0,266

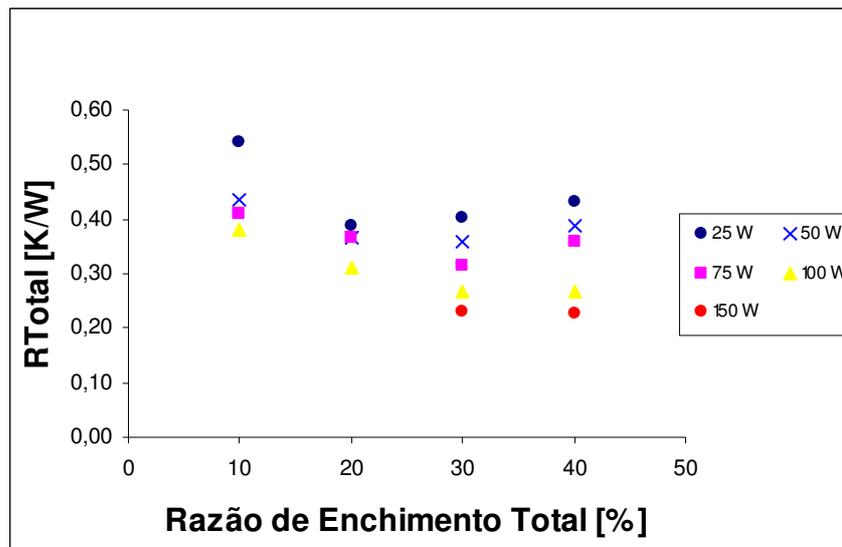


Figura 4.12 Curvas das resistências térmicas do dissipador com câmara de vapor de cobre.

Tabela 4.5 Resistência Térmica para Potência Aplicada de 150W.

Q(W)	150	
Razão de enchimento %	30	40
Rtotal (K/W)	0,231	0,226

Durante o procedimento experimental houve um vazamento na câmara de vapor com base de cobre. O fato ocorreu devido ao aumento da pressão interna, consequência do aumento da temperatura de operação, que não foi suportada pela cola de alta temperatura. Os testes seguintes foram feitos em uma nova câmara de vapor, desta vez soldada. Devido a grande dificuldade do processo de soldagem entre cobre e alumínio, foi construído uma nova câmara de vapor de alumínio que pudesse ser soldada no dissipador de alumínio.

4.8 Câmara de Vapor de Alumínio

Para dar prosseguimento aos trabalhos experimentais e obter uma maior amplitude da curva de resistência térmica total do dissipador com câmara de vapor, foi construída uma nova câmara de vapor com alumínio. As medidas internas da câmara feitas com o paquímetro foram: comprimento de 120 mm, largura de 108,6 mm e altura de 9,7 mm, o que resulta num volume total de 126,64 ml. O tubo de carregamento possui raio de 1,5 mm e comprimento de 47,6 mm, o que corresponde a um volume total de 0,09 ml. Pode-se perceber que estas dimensões são ligeiramente diferentes da câmara de cobre. Isso ocorreu devido pequenos problemas de conformação da chapa de alumínio que constitui a parede da câmara. Porém, espera-se que isto não afete significativamente os resultados. As quantidades de água destilada colocada na câmara de vapor de alumínio se encontram na Tabela 4.6.

Tabela 4.6 Razões de enchimento da câmara de vapor de alumínio.

CAMARA DE VAPOR DE ALUMÍNIO	
RAZÃO DE ENCHIMENTO	VOLUME
10%	12,64 ml
20%	25,28 ml
30%	37,92 ml
40%	50,56 ml
Tubo de carregamento	0,15 ml

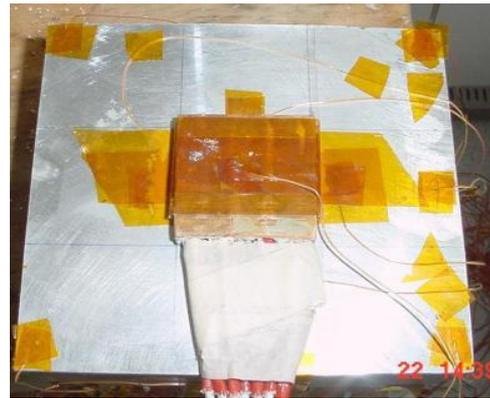
No processo de soldagem da câmara de vapor construída em alumínio, a solda TIG foi empregada. Devido à dificuldade de sinterização dessa segunda câmara pela presença de óxidos na superfície do alumínio, optou-se pela não utilização de uma estrutura capilar na base interna da câmara de vapor.

Durante todos os testes a câmara permaneceu na posição horizontal. O aquecedor elétrico usado neste dissipador é composto de um paralelepípedo de 40 x 40 mm de base por 10 mm de altura. Neste bloco foram usinados quatro furos com diâmetro de 8 mm onde foram inseridas resistências elétricas tipo cartucho. Este novo aquecedor permite dissipar potências até 200 W, diferente do anterior, que só suportava 150 W.

O processo de medição de distribuição de temperatura foi semelhante ao do dissipador com câmara de vapor de cobre (Figura 4.10). A Figura 4.13 mostra fotografias dos termopares fixados na superfície do dissipador.



(a) Colocação termopares junção



(b) Colocação resistência cartucho



(c) Isolamento resistência



(d) Dissipador com câmara sobre isolamento

Figura 4.13 Colocação dos termopares e isolamento da resistência cartucho.

4.8.1 Resistências Térmicas Experimentais do Dissipador de Alumínio com Câmara de Vapor

Os resultados das resistências térmicas medidas no dissipador com câmara de vapor de alumínio são apresentados na Tabela 4.7. As medições com 10% e 20% de razão de enchimento não interessam mais ao experimento para estas potências aplicadas por apresentarem secagem (*dry-out*). À medida que a potência aplicada à base do dissipador com câmara de vapor é aumentada, a resistência térmica total diminui para as duas razões de enchimento testadas. A razão de enchimento de 30 % apresentou menor resistência térmica total para todas as potências testadas. Estes resultados são semelhantes aos observados para o dissipador com câmara de vapor de cobre. Estes resultados são apresentados novamente no gráfico da

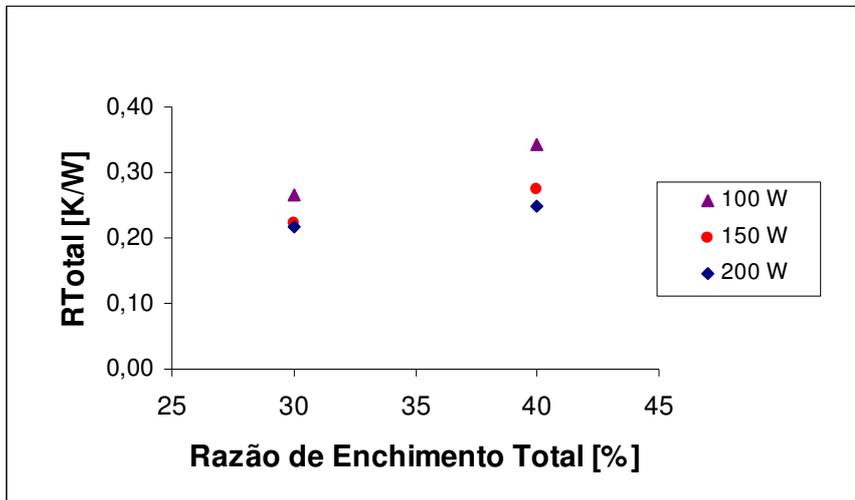


Figura 4.14.

Tabela 4.7 Resistências térmicas do dissipador com câmara de vapor de alumínio.

RESISTÊNCIA TÉRMICA (K/W)						
Q(W)	100		150		200	
Razão de enchimento %	30	40	30	40	30	40
Rtotal (K/W)	0,266	0,344	0,224	0,275	0,217	0,250

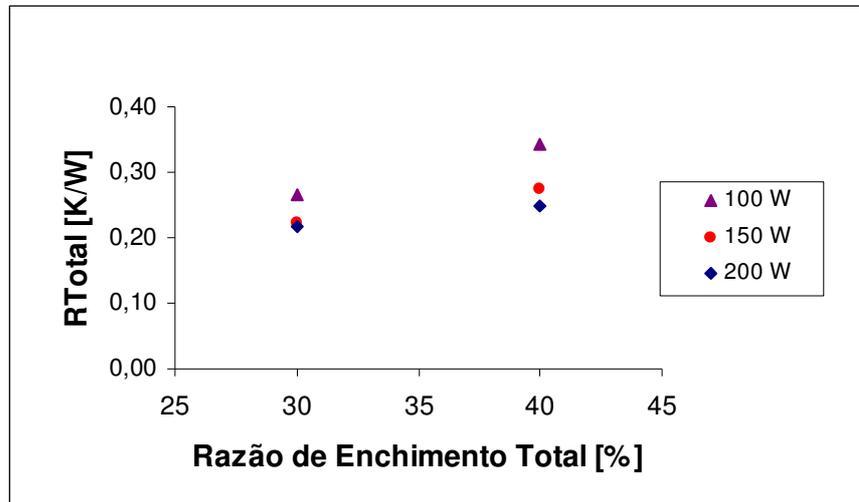


Figura 4.14 Curvas das resistências térmicas do dissipador com câmara de vapor de alumínio em função das razões de enchimento e potência aplicada.

4.9 Conclusões

Nesta seção, os aparatos experimentais desenvolvidos para testes da eficiência térmica de dissipadores de calor assistidos por câmaras de vapor foram apresentados. Primeiro foi feito um aparato de vidro para visualização dos fenômenos de ebulição e condensação. Em seguida foi apresentado um dissipador de calor feito de cobre, cuja estrutura porosa era composta de cobre sinterizado. Em seguida, é apresentado o outro aparato feito de alumínio, sem a utilização de meio poroso. Foram obtidos resultados de resistência térmica total em câmaras de vapor com diversas razões de enchimento, os quais são comparados com o modelo analítico apresentado no Capítulo 3 no próximo capítulo.

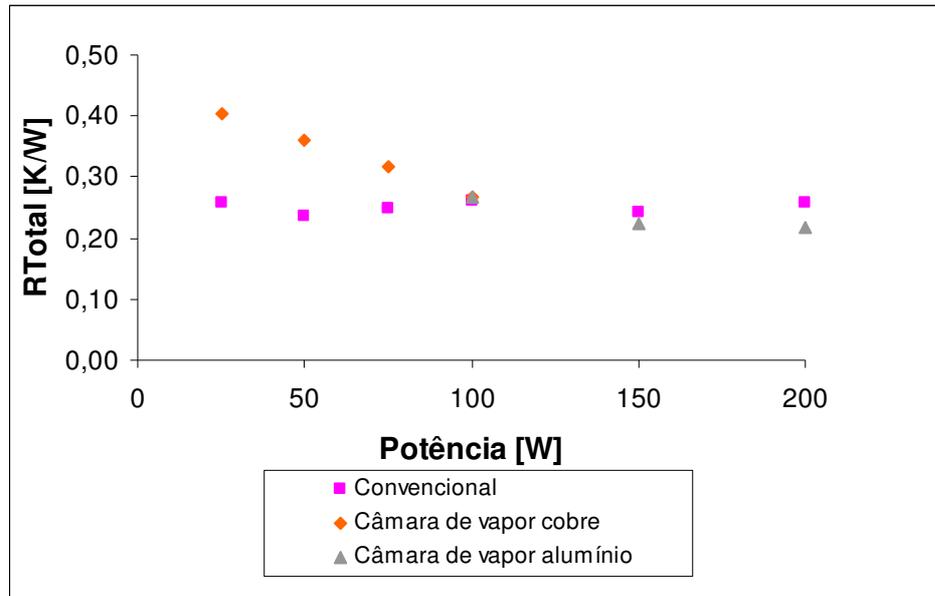
CAPÍTULO 5

RESULTADOS E DISCUSSÕES

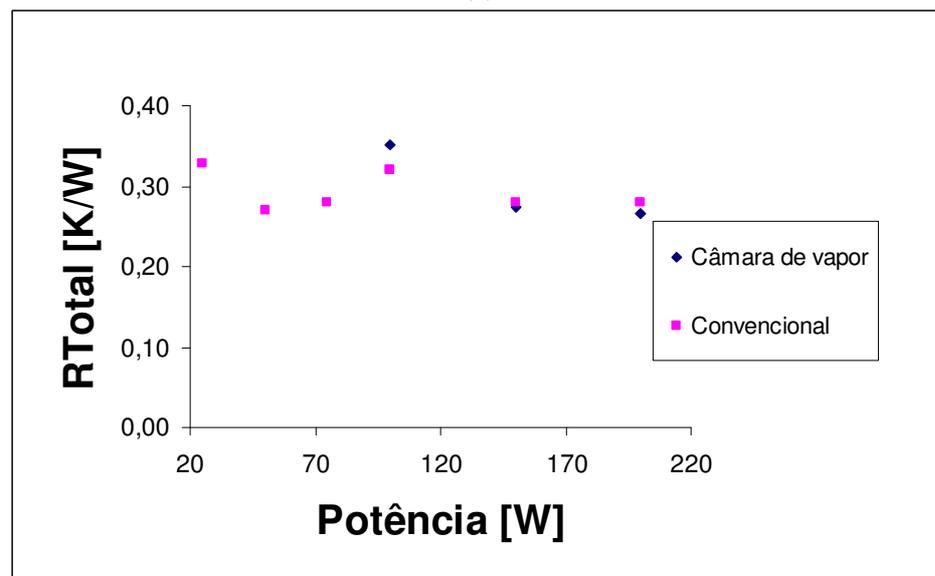
Neste capítulo, são apresentados e analisados os resultados experimentais obtidos com um dissipador convencional e um dissipador com câmara de vapor. Primeiramente, é apresentada uma análise comparativa entre os testes feitos com os dois tipos de dissipadores. Em seguida é mostrada uma comparação entre os dados experimentais e os modelos analíticos desenvolvidos no Capítulo 3.

5.1 Comparação entre os resultados experimentais dos dois tipos de dissipadores

A Figura 5.1 apresenta um gráfico comparativo das resistências térmicas totais medidas a partir dos dissipadores testados: convencional e com câmara de vapor. Todos os dados experimentais dos dissipadores com câmara de vapor correspondem a uma razão de enchimento de 30%, por ter sido esta que proporcionou a menor resistência térmica no dissipador de alumínio conforme a Figura 5.1 (b). Observou-se que a resistência térmica total de ambos os dissipadores com câmara de vapor diminuíram com o aumento da potência aplicada na fonte de calor, enquanto a do dissipador convencional manteve-se praticamente constante. Nesta figura são apresentadas curvas de tendência do comportamento de ambos os dissipadores em função da potência aplicada. Estas curvas mostram que, para potências maiores de por volta de 120W, o dissipador com câmara de vapor tem uma resistência térmica menor que o convencional. Já para potências menores, o dissipador convencional apresenta um desempenho melhor. Acredita-se que este comportamento seja devido às variações da resistência térmica de ebulição dentro da câmara de vapor. O coeficiente de ebulição se torna maior à medida que a potência transferida seja maior e por conseqüência, a temperatura do fluido de trabalho aumentam. Por essa razão, acredita-se que a vantagem do dissipador com câmara de vapor sobre o dissipador convencional seja ainda maior para potências maiores, que não foram testadas. A menor resistência térmica total do dissipador com câmara de vapor de alumínio corrigida foi de 0,27 °K/W para 200 W, enquanto a resistência térmica total do dissipador convencional foi de aproximadamente 0,33 °K/W.



(a)



(b)

Figura 5.1 Resistências térmicas (experimentais corrigidos) em função da potência aplicada.

Os valores experimentais também mostram que o dissipador com câmara de vapor possui uma maior homogeneização na distribuição de temperatura que o dissipador convencional. A Figura 5.2 ilustra esta observação. Para uma potência aplicada de 200 W, após a entrada em regime permanente com cerca de 400 segundos, as temperaturas do termopar 12, situado no centro da câmara e o termopar 22, situado na borda da mesma (ver Figura 4.10) apresentaram uma diferença de apenas 5°C para uma base usinada com 2 mm acoplada a câmara de vapor. Para um dissipador convencional com base maciça de 15,6 mm a diferença de temperatura entre esses termopares é de 45°C. Também estes dados foram

obtidos com uma razão de enchimento de 30% no dissipador com câmara de vapor. Esses resultados experimentais mostram que a resistência térmica de espalhamento é menor no dissipador com câmara de vapor e isso se traduz numa redução da resistência térmica total do dispositivo.

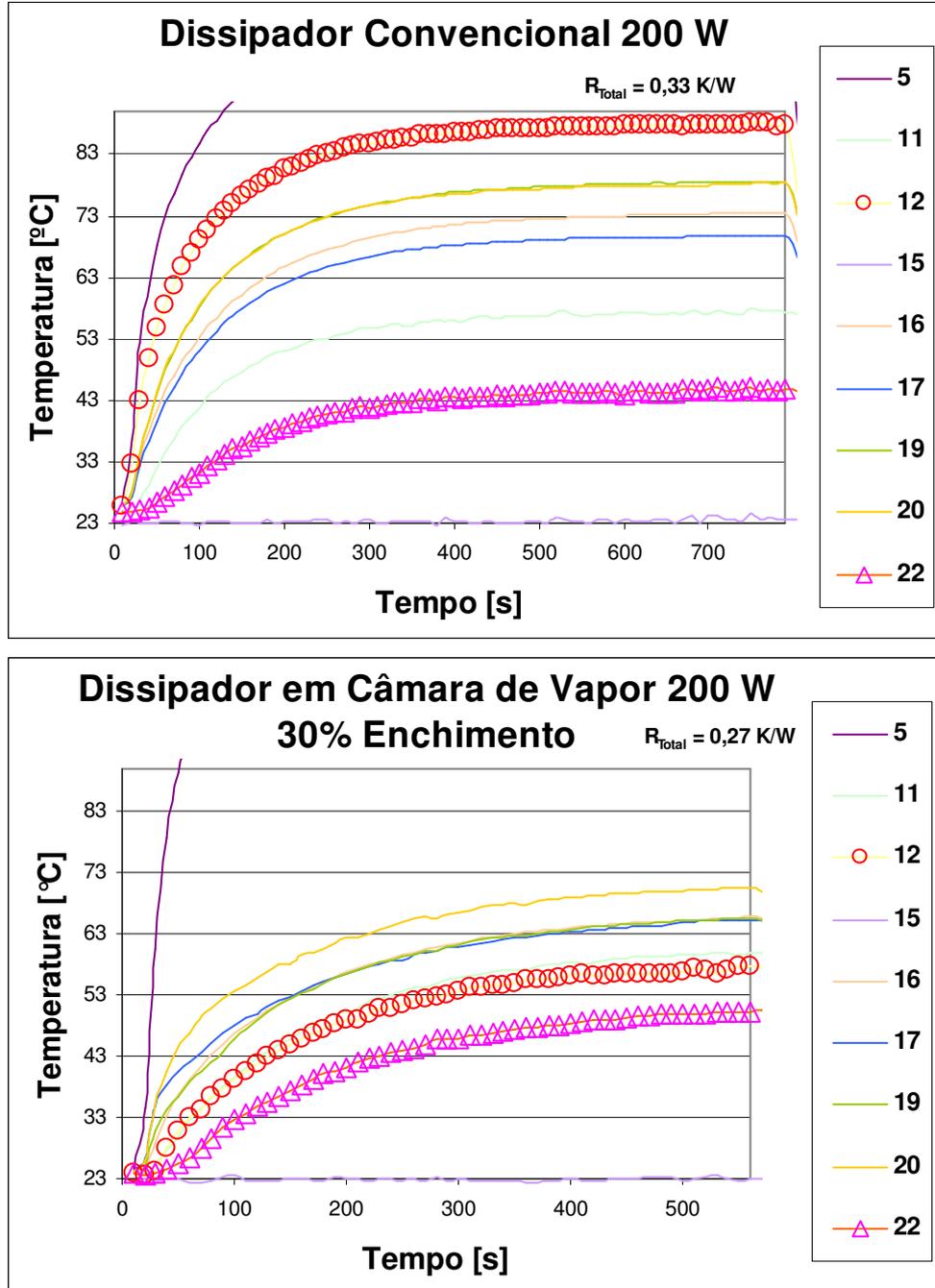


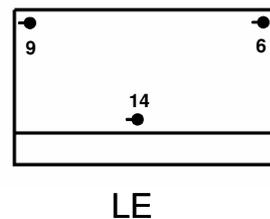
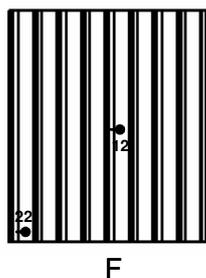
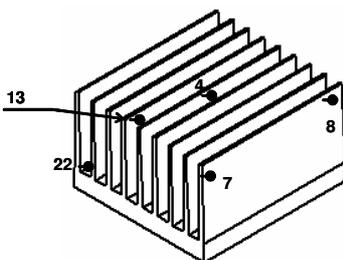
Figura 5.2 Temperatura versus tempo de alguns termopares para potência de 200 W.

Uma outra análise da capacidade do dissipador com câmara de vapor em espalhar o calor é feita comparando-se a média das temperaturas lidas a partir dos termopares 16, 17, 19 e 20, situados na região adjacente à fonte de calor, com diversas temperaturas características

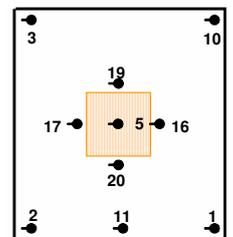
do dissipador. Primeiramente, a diferença entre esta média e a temperatura da superfície horizontal externa, na região mais distante do resistor onde as aletas estão alojadas (termopar 22, ver Figura 4.10) é obtida. Esta diferença de temperaturas é de 30,2 °C para o dissipador convencional e 16,4° C para o dissipador com câmara de vapor. Já a diferença de temperaturas entre a média dos termopares 16, 17, 19 e 20 e o termopar 12 (situado na mesma superfície horizontal externa, porém na região central) foi de 12,8° C para o dissipador convencional contra 9° C para a câmara de vapor. A diferença entre esta mesma média e o termopar 14, localizado na região inferior da aleta, foi de 23,4° C para o convencional contra 14,6° C do dissipador com câmara de vapor. A Tabela 5.1 mostra alguns valores de temperatura que ilustram a maior homogeneidade de temperatura do dissipador com câmara de vapor.

Tabela 5.1 Comparativo entre as temperaturas médias no entorno da resistência elétrica, (termopares 16, 17,19 e 20), médias das temperaturas na extremidade da placa inferior do dissipador (termopares 1, 2, 3 e 10) e temperatura do termopar 11, localizado entre termopares 1 e 2 (ver esquema abaixo).

Dissipador	Q(W)	Média entre os termopares 16, 17,19 e 20 (°C)	Média entre os termopares 1, 2, 3 e 10 (°C)	Termopar 11 (°C)	Diferença das Médias termopares 16, 17, 19 e 20 e termopares 1, 2, 3 e 10 (°C)	Diferença da Média dos termopares 16, 17,19 e 20 e o termopar 11 (°C)
Convencional	100	53,6	39,0	45,9	14,6	7,7
	150	62,6	42,4	48,8	20,2	13,8
	200	75,1	48,3	57,3	26,8	17,8
Câmara de Vapor	100	48,8	37,80	41,3	11,0	7,5
	150	56,3	43,9	49,2	12,3	7,1
	200	66,8	54,0	59,9	12,8	6,9



LE



Tomando como exemplo os quatro valores destacados na Tabela 5.1, para uma potência aplicada de 200 W na fonte de calor de ambos os dissipadores, a diferença entre a média dos termopares 16, 17, 19 e 20 e a média dos termopares 1, 2, 3 e 10 sofre uma redução de 26,8 °C para 12,8 °C quando se usa câmara de vapor ao invés da base maciça. A diferença entre a média dos termopares 16, 17, 19 e 20 e o termopar 11 teve uma queda de 17,8 °C para 6,9 °C. Essas reduções nas diferenças de temperatura entre os dois dissipadores demonstram uma redução significativa na resistência de espalhamento e, conseqüentemente, no valor final da resistência térmica total.

5.2 Comparação entre os Modelos Teóricos e os Dados Experimentais

Nesta seção, as resistências térmicas totais do dissipador convencional e do dissipador com câmara de vapor, obtidas experimentalmente e apresentados nas Seções 4.8 e 4.9, serão comparados com as previsões dos modelos analíticos desenvolvidos no Capítulo 3. Primeiramente será analisado o dissipador convencional e posteriormente o dissipador com câmara de vapor.

5.2.1 Resistência Térmica Total do Dissipador Convencional

A Tabela 5.2 mostra a resistência térmica total do dissipador convencional calculada a partir do modelo analítico apresentado no Capítulo 3, para qualquer potência aplicada e para uma temperatura do ambiente de 24° C. O coeficiente de convecção foi calculado em 25,4 W/m·K com a correlação de Teertstra *et al.* (1999) (Eqs. 2.7 a 2.10), para uma velocidade média do ar na saída do ventilador medida de 4,7 m/s. O modelo matemático desenvolvido neste trabalho foi implementado em computador através do Software Maple® 9.5 e o código computacional desenvolvido encontra-se no APÊNDICE B. Como já observado anteriormente, os valores experimentais mostram que a resistência térmica global de um dissipador convencional é pouco afetada pela potência aplicada ao sistema (ver Figura 5.1 e Tabela 4.3). O modelo comprova esta observação, uma vez que, conforme as correlações utilizadas, os coeficientes de troca de calor por convecção externa se mantêm praticamente inalterados e quase insensíveis às pequenas variações associadas às propriedades termofísicas do ar com a variação da temperatura.

Como se pode perceber na Tabela 5.2, o valor obtido a partir do modelo teórico para a resistência térmica total é de 0,33 °K/W. Já os dados experimentais mostram uma resistência

térmica total calculada a partir da Eq. (4.1) de aproximadamente 0,25 K/W. No entanto, o cálculo da resistência térmica total do dissipador de acordo com a Eq. (4.1) emprega medidas de temperaturas ao redor da fonte de calor (termopares 16, 17, 19 e 20 da Figura 4.10). Porém, estas medidas não refletem exatamente a temperatura média da região em contato com a fonte de calor. A temperatura média dessa região é superior aos valores medidos pelos referidos termopares, mas, como já comentado, a instalação de um sensor de temperatura entre o resistor e a superfície inferior do dissipador poderia afetar fortemente a distribuição de temperaturas na região, aumentando significativamente a resistência de contato. Assim, uma correção foi feita à temperatura lida pelos termopares 16, 17, 19 e 20. A próxima seção explica em detalhes como foi feita esta correção. A

Figura 5.3 apresenta a comparação teórico-experimental do dissipador convencional com os valores corrigidos da resistência térmica total (ver APÊNDICE C). Como se pode perceber a comparação é excelente para as potências de 25 e 100W. Para as demais potências, os pontos experimentais estão abaixo do valor previsto teoricamente. Em geral, os resultados experimentais são 12% menores que os teóricos, o que mostra uma concordância razoavelmente boa.

Tabela 5.2 Valores teóricos da resistência térmica para o dissipador convencional (ver APÊNDICE B).

h	R_{ID}	R_{sp}	R_{aletas}	R_{dissip}
W/m ² K	K/W			
25,4	0,00561	0,04986	0,277	0,332



Figura 5.3. Comparação entre os valores experimentais (corrigidos) e o modelo teórico da resistência térmica total do dissipador convencional

5.2.2 Correção do Valor Experimental da Resistência Térmica Total

A correção dos valores medidos para a temperatura média da fonte de calor na região entre aquecedor e base da aleta foi feita empregando-se o modelo desenvolvido por Muzychka *et al.* (2003) apresentado na Seção 2.4. O modelo calcula a distribuição de temperatura em uma placa sujeita a uma fonte de calor concentrada em uma face e a um coeficiente efetivo e uniforme de convecção na outra face. O coeficiente efetivo é definido como o inverso da resistência das aletas (R_{aletas} , Eq. 3.5) por unidade de área da placa. A distribuição de temperatura na placa é dada pela seguinte equação:

$$\begin{aligned}
 T(x, y, z) = & A_0 + B_0 z + \sum_{m=1}^{\infty} \cos(\lambda x) [A_1 \cosh(\lambda z) + B_1 \sinh(\lambda z)] \\
 & + \sum_{n=1}^{\infty} \cos(\delta y) [A_2 \cosh(\delta z) + B_2 \sinh(\delta z)] \\
 & + \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \cos(\lambda x) \cos(\delta y) [A_3 \cosh(\beta z) + B_3 \sinh(\beta z)] + T_f
 \end{aligned} \tag{5.1}$$

Os termos $A_0, B_0, A_1, B_1, A_2, B_2, A_3, B_3$, são definidos pelas expressões abaixo:

$$A_0 = \frac{Q}{ab} \left(\frac{t}{k} + \frac{1}{h} \right) \quad (5.2)$$

$$B_0 = -\frac{Q}{kab} \quad (5.3)$$

$$A_1 = \frac{2Q \left[\sin\left(\frac{2X_c + c}{2} \lambda_m\right) - \sin\left(\frac{2X_c - c}{2} \lambda_m\right) \right]}{abck \lambda_m^2 \phi(\lambda_m)} \quad (5.4)$$

$$A_2 = \frac{2Q \left[\sin\left(\frac{2Y_c + c}{2} \lambda_m\right) - \sin\left(\frac{2Y_c - c}{2} \lambda_m\right) \right]}{abdk \delta_m^2 \phi(\delta_m)} \quad (5.5)$$

$$A_3 = \frac{16Q \cos(\lambda_m X_c) \sin\left(\frac{1}{2} \lambda_m c\right) \cos(\delta_n Y_c) \sin\left(\frac{1}{2} \delta_n d\right)}{abcdk \beta_{m,n} \lambda_m \delta_n \phi(\beta_{m,n})} \quad (5.6)$$

$$B_i = -\phi(\zeta) A_i \quad i = 1, 2, 3 \dots \quad (5.7)$$

$$\phi(\zeta) = \frac{\zeta \sinh(\zeta t) + h/k \cosh(\zeta t)}{\zeta \cosh(\zeta t) + h/k \sinh(\zeta t)} \quad (5.8)$$

onde X_c e Y_c representam as coordenadas do centro da fonte de calor, conforme a Figura 5.4 (no presente caso, $X_c = a/2$ e $Y_c = b/2$). Maiores informações sobre o modelo de Muzychka *et al.* (2003) podem ser encontradas no APÊNDICE C.

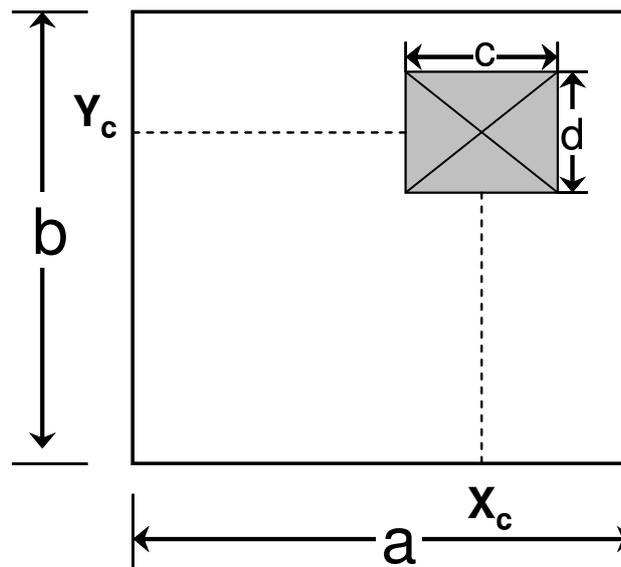


Figura 5.4 Placa isotrópica com fonte de calor situada em (X_c, Y_c) .

O procedimento de correção das temperaturas adotado consiste em atribuir valores para o coeficiente de convecção entre o ar e as aletas até que a temperatura média ao redor da região da fonte de calor calculada pelo modelo seja igual à temperatura média dos termopares 16, 17, 19 e 20. Para ilustrar o procedimento, é apresentado a seguir um exemplo. No teste do dissipador convencional, para uma potência aplicada de 200 Watts, a temperatura média dos termopares 16, 17, 19 e 20 é de 75,1 °C. Para uma temperatura do ar de 23°C, o perfil de temperatura obtido com as equações acima é mostrado na Figura 5.5. Neste gráfico, o valor do coeficiente de convecção entre as aletas e o ar externo é de 38 W/m²K, contra 25,4 W/m²K do valor obtido com a correlação de Teertstra *et al.* (1999). Com isso, a superfície do gráfico passa próximo aos valores dos termopares mencionados acima. Isto mostra que a temperatura no centro da fonte de calor é de aproximadamente 75,1 °C, enquanto a temperatura média da região em contato com a fonte é de 79,1 °C. Com temperatura média corrigida da superfície em contato com a fonte de calor pode-se calcular a resistência térmica total corrigida como sendo 0,28 K/W, o que representa uma correção de aproximadamente 7,8 % sobre o valor original. Esta diferença percentual é calculada com a seguinte equação:

$$\left(R_{exp} - R_{corrigido} \right) / R_{corrigido} \quad (5.9)$$

A Tabela 5.3 apresenta os valores medidos (R_{exp}) e corrigidos ($R_{corrigido}$) da resistência térmica total para todos os testes efetuados com o dissipador convencional.

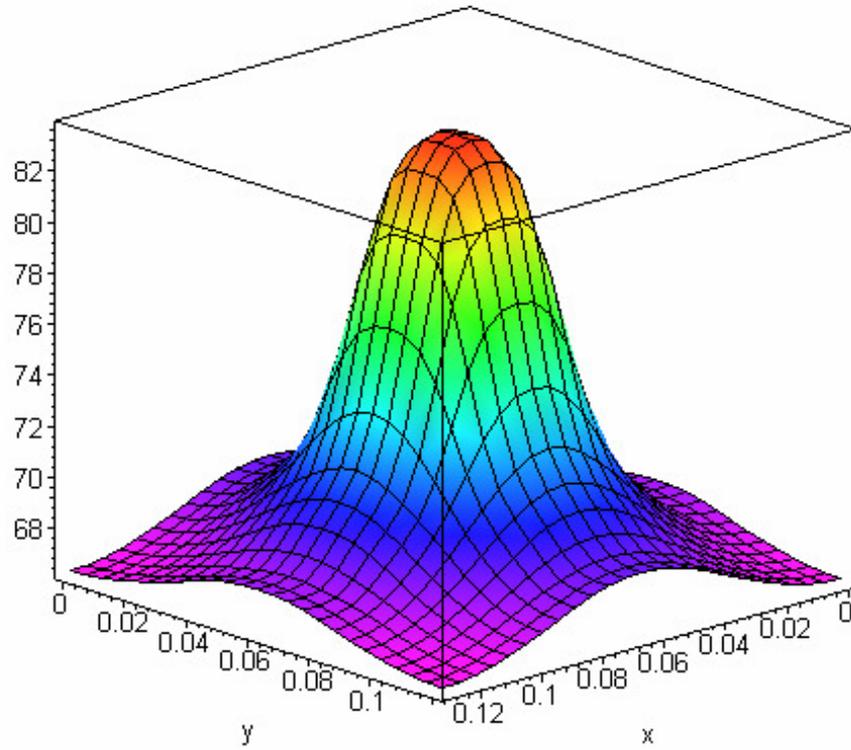


Figura 5.5 Perfil de temperatura [°C] na base do dissipador convencional para potência de 200 Watts.

Tabela 5.3 Correção da resistência térmica total dissipador convencional.

25	0,25	$T_{\text{média}}$ dos Termopares	$T_{\text{média}}$ da área em contato com a fonte (Maple)	0,33	23,6
Q (W)	R_{exp} (K/W)	16,37, 319, 20 (°C)	35,0 (°C)	$R_{\text{corrigido}}$ (K/W)	$\frac{R_{\text{exp}} - R_{\text{corrigido}}}{R_{\text{corrigido}}} (\%)$
75	0,25			0,28	11,4

100	0,27	53,6	55,3	0,32	16,2
150	0,26	62,6	65,1	0,28	7,1
200	0,26	75,1	79,1	0,28	7,8

A correção da resistência térmica total do dissipador com câmara de vapor seguiu um procedimento semelhante. A principal diferença é que a placa onde ocorre o espalhamento de calor está em contato com o vapor da câmara ao invés do ar. Com isso, o coeficiente efetivo de convecção neste caso se refere à ebulição do fluido de trabalho. A temperatura do vapor é estimada pela média dos termopares 1, 2, 3 e 10, uma vez que não foram instalados sensores de temperatura no interior da câmara, ou seja, na região do vapor. Estimou-se, através de um estudo de sensibilidade dos valores das temperaturas, que o erro desta hipótese é inferior a 2° C. A Tabela 5.4 e 5.5 apresentam os valores medidos e corrigidos da resistência térmica do dissipador com câmara de vapor de cobre e de alumínio, respectivamente.

Tabela 5.4 Correção da resistência térmica total dissipador com câmara de vapor de cobre.

Q(W)	R_{exp} (K/W)	$T_{m\u00e9dia}$ dos Termopares 16, 17, 19, 20 (°C)	$T_{m\u00e9dia}$ da \u00e1rea em contato com a fonte (Maple) (°C)	$R_{corrigido}$ (K/W)	$\frac{R_{exp} - R_{corrigido}}{R_{corrigido}}$ (%)
25	0,40	32,7	34,1	0,46	12,1
50	0,36	40,5	40,8	0,36	1,4
75	0,32	43,4	46,6	0,33	3,8
100	0,27	46,0	48,9	0,29	10,7
150	0,23	54,2	58,6	0,26	11,4

Tabela 5.5 Correção da resistência térmica total dissipador com câmara de vapor de alumínio.

Q(W)	R_{exp} (K/W)	$T_{m\u00e9dia}$ dos Termopares 16, 17, 19, 20 ($^{\circ}$ C)	$T_{m\u00e9dia}$ da \u00e1rea em contato com a fonte (Maple) ($^{\circ}$ C)	$R_{corrigido}$ (K/W)	$\frac{R_{exp} - R_{corrigido}}{R_{corrigido}}$ (%)
100	0,27	48,8	52,7	0,30	9,0
150	0,22	56,3	61,6	0,27	18,2
200	0,21	66,8	70,6	0,24	12,5

5.2.3 Resist\u00eancia T\u00e9rmica Total do Dissipador com C\u00e2mara de Vapor

As Tabelas 5.6 e 5.7 apresentam os valores te\u00f3ricos das resist\u00eancias que comp\u00f5em o circuito t\u00e9rmico da Figura 3.6, bem como as resist\u00eancias totais dos dissipadores com c\u00e2mara de vapor feito de cobre e alum\u00ednio, respectivamente. A compara\u00e7\u00e3o entre os resultados das duas tabelas mostra que a resist\u00eancia de espalhamento do dissipador de alum\u00ednio \u00e9 maior que no de cobre, como era de se esperar. Pode-se perceber tamb\u00e9m que a resist\u00eancia do conjunto de aletas \u00e9 a maior parcela do circuito, especialmente para altas pot\u00eancias. Ou seja, o coeficiente externo de convec\u00e7\u00e3o entre o ar e as aletas que \u00e9 bem mais baixo que os de mudan\u00e7a de fase internos. Esse aspecto \u00e9 bem conhecido da literatura (Culham *et al.*, 2001). Na realidade, as resist\u00eancias condutivas permanecem constantes enquanto as que envolvem mudan\u00e7a de fase diminuem consideravelmente \u00e0 medida que se aumenta a pot\u00eancia aplicada e, conseq\u00fcentemente, aumenta o n\u00edvel de temperatura do sistema.

Tabela 5.6 Valores do modelo te\u00f3rico para c\u00e2mara de cobre.

Q(W)	R_{sp} (K/W)	R_c (K/W)	R_{aletas} (K/W)	R_{ef} (K/W)	R_{Total} (K/W)
25	0,13	0,001054	0,29	0,42	0,72
50	0,13	0,001177	0,29	0,26	0,55
75	0,13	0,001234	0,29	0,19	0,49
100	0,13	0,001265	0,29	0,15	0,45
150	0,13	0,001292	0,29	0,10	0,40
200	0,13	0,001302	0,29	0,07	0,37

Tabela 5.7 Valores do modelo teórico para câmara de alumínio.

Q(W)	R _{sp} (K/W)	R _c (K/W)	R _{aletas} (K/W)	R _{ef} (K/W)	R _{Total} (K/W)
25	0,29	0,001053	0,29	0,48	0,78
50	0,29	0,001177	0,29	0,29	0,59
75	0,29	0,001234	0,29	0,21	0,51
100	0,29	0,001264	0,29	0,16	0,46
150	0,29	0,001292	0,29	0,11	0,41
200	0,29	0,001302	0,29	0,08	0,38

O gráfico da Figura 5.6 apresenta uma comparação entre os valores medidos (corrigidos) da resistência térmica total e a previsão teórica. A maior diferença entre os resultados experimentais e teóricos foi de 35,9 % para 25 W no dissipador com câmara de vapor de cobre e a menor de 23,9 % para 100 W no dissipador com câmara de vapor de alumínio. Para permitir uma comparação mais precisa entre os modelos e os pontos experimentais, foram calculadas as diferenças médias quadráticas (RMS) entre os dados experimentais (corrigidos) e previsões teóricas, tanto para o dissipador de cobre quanto para o de alumínio. Para este cálculo utilizou-se a seguinte equação, uma vez que o número de pontos da amostra para o dissipador com câmara de cobre são quatro, e para a câmara de alumínio são três (ver Holman, 1994):

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_i^n (R_{teórico} - R_{corrigido})^2} \cdot 100 \quad (\%) \quad (5.10)$$

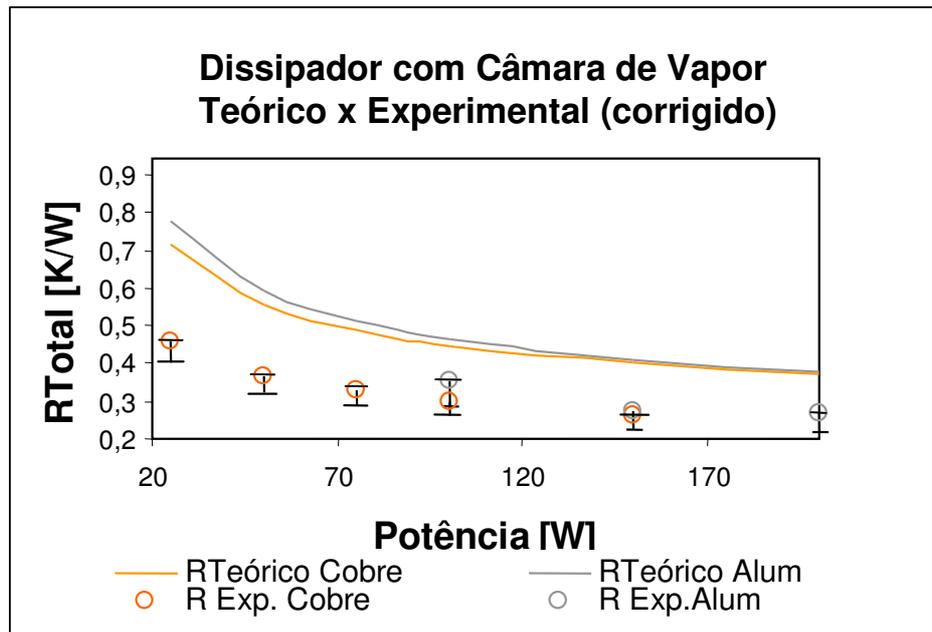


Figura 5.6 Gráfico comparativo entre valores teóricos e experimentais da resistência térmica total do dissipador com câmara de vapor.

O valor do RMS para o dissipador de cobre é de 20,5% e para o de alumínio é de 14,6%. Pode-se também observar através da Figura 5.6 que a comparação entre o modelo e dados experimentais para o alumínio é melhor do que para o cobre. Verifica-se ainda que o modelo consegue captar bem a tendência dos valores experimentais em função da potência dissipada em ambos os casos. Percebe-se uma diferença quase constante entre modelo e dados experimentais, sugerindo que a estimativa dos coeficientes de ebulição a partir de correlações da literatura não são boas. Estas correlações são obtidas a partir de condições diferentes das observadas neste trabalho. Mantelli *et al.* (1999) fizeram um estudo comparativo entre várias correlações para determinação dos coeficientes de transferência de calor por ebulição (evaporação no evaporador) e condensação para tubos termosifões. Eles verificaram que diferentes correlações podem dar resultados com até duas ordens de grandeza de diferença.

Com base nesta constatação, efetuou-se uma correção no coeficiente de ebulição de forma ajustar os dados experimentais à curva teórica. Essa comparação está mostrada na Figura 5.7. valor usado neste gráfico para o coeficiente de ebulição da câmara de alumínio é o obtido pela correlação de Kutateladze (Eq. 2.1) multiplicado por 3,8. Já para o cobre, o valor da correlação foi multiplicado por 4. A Figura 5.7 apresenta a nova comparação entre dados experimentais e modelo teórico com o coeficiente de ebulição corrigido. Como se pode

perceber, a comparação é bastante boa com estes novos valores para o coeficiente de ebulição. Como já mencionado, o fenômeno da ebulição neste caso específico não foi estudado em detalhes. No entanto, os resultados apresentados aqui sugerem que este é o mecanismo determinante da transferência de calor pelo dissipador com câmara de vapor e, portanto, estudos específicos neste assunto se tornam necessários.

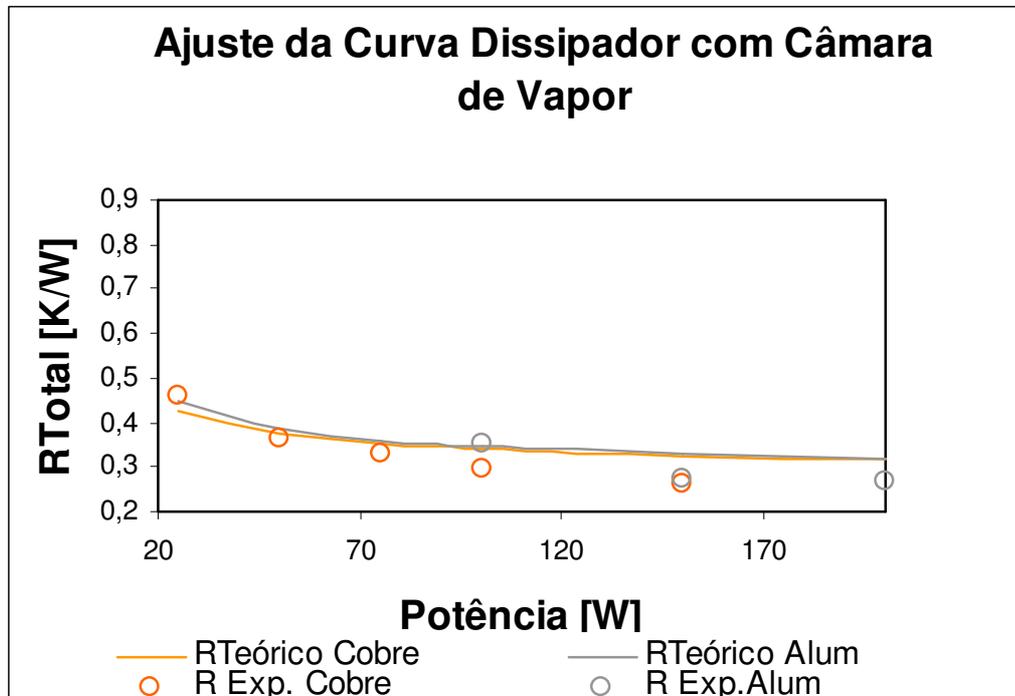


Figura 5.7 Gráfico comparativo entre valores teóricos e experimentais do dissipador com câmara de vapor.

Para verificar a qualidade dos dados experimentais foi feita uma análise de incerteza, cujos detalhes se encontram no APÊNDICE E. Verifica-se a presença de incertezas aleatórias, decorrentes dos erros de medição de temperatura e de grandezas elétricas, bem como de uma incerteza de natureza sistemática, que corresponde à correção da temperatura utilizada no cálculo da resistência total do dissipador (Secção 5.2.2). Neste caso, como não foi possível medir a temperatura adequada para a determinação da resistência, conservativamente assume-se diferença entre a resistência medida e a corrigida seja um erro sistemático, sempre para menos (a resistência corrigida é maior do que a medida). Estas incertezas estão apresentadas no gráfico da Figura 5.6 em termos de barras verticais em cada dado experimental. Note-se que, devido à presença do erro sistemático, o dado experimental não está localizado no centro da barra vertical.

5.3 Conclusões

Neste capítulo, foram apresentados e comparados os resultados teóricos e experimentais de resistência térmica total dos dissipadores estudados. A concordância entre os valores é razoavelmente boa. Observou-se também, através de medidas experimentais, que há uma maior homogeneização da temperatura na base das aletas do dissipador com câmara de vapor em relação ao dissipador convencional.

CAPÍTULO 6

CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

6.1 Conclusões

O presente trabalho analisou o funcionamento de um dissipador de calor para componentes eletrônicos com câmara de vapor. Dois protótipos foram construídos e testados e os resultados foram comparados com um dissipador convencional maciço. Foram testadas diversas razões de enchimento do fluido de trabalho e diversas potências aplicadas para se encontrar as condições que propiciam um melhor desempenho do sistema. Dois modelos analíticos para regime permanente foram desenvolvidos para o dissipador convencional e com câmara de vapor para prever o comportamento térmico dos mesmos em função da sua geometria, do tipo de fluido de trabalho, do fluxo de calor e do coeficiente de convecção externo entre as aletas e o ar ambiente.

Os principais resultados deste trabalho são apresentados a seguir:

- Verificação do comportamento do fluido de trabalho no interior de uma câmara de vapor e de como se forma a película de condensado na superfície superior.
- Desenvolvimento de um modelo analítico para regime permanente mostrando um valor médio aproximado de 12% menores para os valores experimentais do dissipador convencional, 20,5% para o dissipador com câmara de vapor de cobre e 14,6% para o dissipador de câmara de vapor de alumínio.
- Verificação da importância do coeficiente externo de convecção, o qual é responsável pela maior parcela da resistência térmica total do dissipador, representando um valor de até 77%.
- Validação do modelo analítico a partir da comparação com os resultados experimentais para o fluido de trabalho. A concordância razoável entre os resultados teóricos e os dados medidos mostra que o modelo pode ser usado como ferramenta para otimizar o projeto do dissipador de calor para uma aplicação específica.

- Menor resistência térmica total para razão de enchimento de 30%, para potências aplicadas na fonte de calor abaixo de 100 W, para a câmara de vapor de cobre, e para todos os valores de potência aplicada na câmara de vapor de alumínio.
- Redução da resistência térmica total do dissipador convencional aplicando 200 W na fonte de calor de 0,33 K/W para 0,27 K/W no dissipador com câmara de vapor de alumínio para uma razão de cobertura da fonte de calor aproximada de 1/9.

6.2 Sugestões para Futuros Desenvolvimentos

Visando à continuidade do trabalho aqui apresentado, recomenda-se para projetos a serem desenvolvidos futuramente:

- Desenvolver um processo de construção da estrutura capilar sinterizada separadamente do restante da câmara de vapor de modo a evitar problemas de conformação e empenamento, devido alteração das propriedades mecânicas por aumento de temperatura.
- Testar a câmara de vapor sob diferentes ângulos de inclinação.
- Tentar outros métodos de fabricação do dispositivo e utilizar outros fluidos de trabalho para analisar as diferenças de performance.
- Testar o dissipador com câmaras de vapor com outras razões de aspecto e comparar a evolução de seu desempenho em função do tamanho da mesma de forma a produzir um sistema mais compacto

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ADAMI, M.; YIMER, B. Development and Evaluation of a Planar Heat Pipe for Cooling Electronic Systems. In: **PROC. ASME NATL. HEAT TRANS. CONF.** 1988, Houston, TX, pp.499-507.

ASTRAIN, D.; VIAN, J.G.; DOMINGUEZ, M.; *Increase of COP in the Thermoelectric Refrigeration by the Optimization of Heat Dissipation*, Applied Thermal Engineering, Volume 23, Issue 17, Pages 2183-2200, Dec.2003.

BASIULIS, A. E.; TANZER, H.; CABE, MC.; Heat Pipe for Cooling of High Density Printed Wiring Boards. In: **PROC. INT. HEAT PIPE CONF. 6th**, 1987 Grenoble, France, pp. 531-536.

CAREY, V.P. *Liquid Vapor Phase Change Phenomena*; Taylor & Francis, EUA, 1992.

CULHAM, J.R.; KHAN.W.A.; YOVANOVICH. D.M.,The influence of material properties and spreading resistance in the thermal design of plate fin heat sinks. In: **PROC. NATIONAL HEAT TRANSFER CONFERENCE, 35th**, 2001, Califórnia.

CULHAM, J.R.; YOVANOVICH, M.M.; MUZYCHKA,Y.S., Thermal Spreading Resistances in Rectangular Flux Channels Part I - Geometric Equivalences. In: **AIAA THERMOPHYSICS CONFERENCE, 36th**, 2003, June 23-26, Florida, AIAA 2003-4187.

DUNN, P.D.; REAY, D.A. *Heat Pipes*, Pergamon, 4. ed., 1994.

EASTMAN, G, Y. *The Heat Pipe*, Scientific American, 1968. Vol.218, No. 12, pp. 38-46.

ELDRIDGE, J.M., E PETERSON, K.E. *Heat Pipe Vapor Cooling Etched Silicon Structure*, IBM Tech, Disclos.Bull.,1983, Vol.25, No.8, pp.4118-4119.

FORSTEN, H.K.; ZUBER, N.; *Dynamics of vapours bubbles and boiling heat tranfer*, AIChE J. (1) 531,1955.

GERSTMANN, J.; GRIFFITH, P., Laminar film condensation on the underside of horizontal and inclined surfaces. *Int J. Heat Mass Transfer*, Vol 10 pp 567-580, 1967.

GO, J, S. Quantitative Thermal Performance Evaluation of a Cost-Effective Vapor Chamber Heat Sink Containing a Metal- Etched Microwick Structure for Advanced Microprocessor Cooling, *Sensors and Actuators A: Physical*, Vol 121, pp. 549-556, Issue 2, 30, June 2005.

HOLMAN, J.P., *Experimental methods for engineers*, 6.ed. Singapore: Mcgrall-Hill, 1994.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P., *Fundamentos da Transferência de Calor e Massa*, New York – USA : Wiley Interscience, 1996.

KOITO, Y.; MOTOMATSU, K.; IMURA, H.; MOCHIZUKI, M.; SAITO, Y., Fundamental Investigations on Heat Transfer Characteristics of Heat Sinks with a Vapor Chamber, In: **PROC. INTERNATIONAL IHPS**, 7th, 2003, Korea.

KUTATELADZE, S.S. Heat Transfer in Condensation and Boiling, *AEC-tr-3770*, pp.129,1959.

MURASE, T. Y.; FUJIKAKE, K. J.; KOIZUMI, T.; ISHIDA, N., Heat Pipe Heat Sink “HEAT KICKER” for Cooling of Semi-Conductors, *Furukawa Review*, Tokyo, Japan, Vol.2, pp.24-33,1982.

MURASE, T.; TANAKA, S.; ISHIDA, S., Natural Convection Type Long Heat Pipe Heat Sink; POWERKICKER-N” for Cooling of GTO Thyristor. In: **PROC. INT. HEAT PIPE CONF. 6th**, 1987, Grenoble, France, pp. 537-542.

MUZYCHKA, Y.S.; YOVANOVICH, M.M.; CULHAM, J.R., Thermal Spreading Resistance of Eccentric Heat Sources on Rectangular Flux Channels, *Journal of Electronic Packaging* Vol 125, 2003.

NGUYEN, T.; MOCHIZUKI, M.; MASHIKO, K.; SAITO, Y., Use of Heat Pipe / Heat Sink for Thermal Management of High Performance CPU's, In: **PROC. IEEE SEMI-THERM SYMPOSIUM**, 16th, 2000, pp.76-79.

PETERSON, G.P., *An Introduction to heat pipes. Modeling, Testing and Applications*, New York -USA : Wiley Interscience,1994.

PETERSON, G.P., An Overview of Micro Heat Pipe Research; invited review article, *Applied Mechanics Review*, Vol.45, No.5, pp.175-189, 1992.

PIORO, I.L., Experimental Evaluation of Constants for the Rohsenow Pool Boiling Correlation, *Int. J. Heat MassTransfer*, vol.42, pp. 2003-2013, 1999.

RAYMOND J. ROARK; WARREN C. YOUNG. *Formulas for Stress and Strain*, International Student Edition, McGraw- Hill International Book Company, 5. Ed,1975.

ROHSENOW, W.M.A., Method of Correlating Heat Transfer Data for Surface Boiling Liquids Trans. ASME, 74, 969, 1952.

TEERTSTRA, P.; YOYANOVICH, M.M.; CULHAM, J.R., Analytical forced convection modeling of plate fin heat sinks, *Journal of Electronics Manufacturing*, Vol 10 No.4 pp 253-261, 2000.

TOKEN, K., 1986. Trends in Aircraft Thermal Mangement, In: Proc.Printed Wiring Board Heat Pipe Workshop, Hughes Aircraft Company, Electron Dynamics Division, Torrance, CA.

WOLF,D.A. Flexible Heat Pipe Switch, Final Report, Contract No. NS5-25568,Mod.4, National Aeronautics and Space Administration, Washington, DC.1981.

YOYANOVICH, M.M.; MUZYCHKA, Y.S.; CULHAM, J.R., Spreading Resistance of Isoflux Rectangles and Strips on Compound Flux Channels, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol 13 No.4, October-December, 1999.

APÊNDICE A

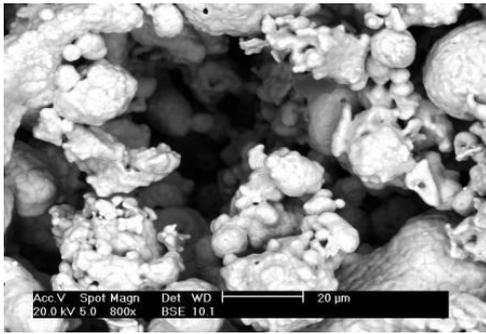
A SINTERIZAÇÃO DA CÂMARA DE VAPOR DE COBRE

Após o processo de conformação e colocação do tubo de carregamento, a câmara de vapor foi soldada através do processo de brasagem nas laterais e em volta do tubo. Após esse procedimento a base da câmara foi preenchida com 1 mm de cobre em pó de 40 μm de espessura. Em seguida a caixa foi levada a um forno de atmosfera controlada de ambiente isomorfo com Argônio/Hidrogênio a 720°C para o ciclo de sinterização. O ciclo durou 1 hora de aquecimento e 50 min de resfriamento. O resultado do processo pode ser visto na Figura A.1.

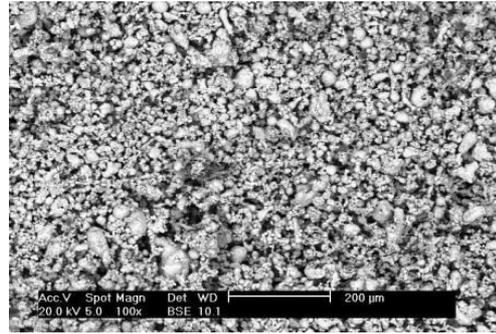


Figura A.1 Câmara de vapor de cobre sinterizada.

Como o objetivo da sinterização na câmara de vapor é obter uma estrutura extremamente porosa, o ciclo térmico de sua fabricação não pode ser muito longo nem a temperatura pode ser muito elevada, para evitar a fusão entre os canais. Os poros e canais mantidos na estrutura permitirão que a água condensada flua em seu interior. Se a amostra continuasse a receber calor por um período maior, as partículas continuariam a se unir até que os canais intercomunicantes e os “*necks*” entre os poros desaparecessem. O resultado encontrado de um ciclo de sinterização de 1 hora, com uma temperatura máxima de 720 °C foi uma estrutura capilar com aproximadamente 45% de porosidade, segundo microscopia eletrônica de varredura, cujas imagens estão mostradas na Figura A.2.



(a) Os necks (pescoços) aumento 800x



(b) Microscopia aumento 100x

Figura A.2 Microscopia da sinterização da câmara de vapor de cobre.

Os Testes com Câmara Aberta.

Da mesma forma como foi observado o comportamento do fluido no interior da câmara de vidro para se estudar o perfil de condensação na placa superior, fez-se necessário uma visualização da ebulição na parte evaporadora da câmara de vapor com meio poroso sinterizado. A potência aplicada na resistência foi de aproximadamente 1 W, o suficiente para aquecer a base feita em cobre e iniciar a ebulição do fluido refrigerante 141-b à pressão atmosférica. A Figura A.3 apresenta fotos da bancada e do teste com a câmara aberta. A Figura A.3 (a) mostra através do *display* da fonte, a corrente de 0,37 A e a tensão de 3,0 V aplicada na resistência sob a câmara de vapor, representando uma potência total de 1W. A Figura A.3 (b) mostra a câmara aberta ainda sem o fluido refrigerante. Na seqüência, a Figura A.3 (c) mostra a câmara molhada com o fluido refrigerante e (d), (e), e (f) mostram a secagem parcial do líquido da região central para as bordas após a aplicação de calor, fato que possivelmente não ocorre na câmara de vapor fechada devido ao retorno do fluido pela estrutura capilar. A ausência de ar e gases não condensáveis no interior da câmara aumenta mais ainda a garantia de molhabilidade por toda a estrutura capilar.



(a) Potência aplicada na resistência



(b) Câmara sinterizada aberta



(c) Câmara com fluido refrigerante 141b



(d) Início da secagem



(e) Secagem II



(f) Secagem III

Figura A.3 Testes com a câmara de vapor sinterizada aberta.

APÊNDICE B

ALGORITMO DE CÁLCULO DA RESISTÊNCIA TÉRMICA TOTAL DO DISSIPADOR CONVENCIONAL

> *restart*

Dados Geométricos da Base do Dissipador e Propriedades

```

> c := 0.1208/2;                                c := 0.060400000000
> d := 0.130/2;                                d := 0.065000000000
> a := 0.04/2;                                  a := 0.020000000000
> b := 0.04/2;                                  b := 0.020000000000
> e:=0.073;                                     e := 0.073
> t1:=4.6*0.001;                                t1 := 0.0046
> w:=130*0.001;                                w := 0.130
> L:=60*0.001;                                  L := 0.060
> N:=9;                                          N := 9
> k := 177;                                      k := 177
> Q := 200;                                      Q := 200
> h := 25.4;                                    h := 25.4
> t := 0.0156;                                  t := 0.0156

```

Areas e Perímetros

```

> At := N Aa + Ab                                At := 9 Aa + Ab
> P := 2 w + 2 t1                                P := 0.2692
> Ac := w t1                                     Ac := 0.0005980
> Ap := t1 L

```

```

Ap := 0.0002760
> A_base := 4 c d
A_base := 0.01570400000
> Ab := (N - 1) .73e-2 .130
Ab := 0.0075920
> Aa := 2 w Lc
Aa := 0.260 Lc
> Lc := L + t/2
Lc := 0.06230000000
> m := sqrt(h P / (k Ac))
m := 8.037429210
> eta := tanh(m Lc) / (m Lc)
eta := 0.9240325451

```

Cálculo da Resistência Unidimensional

```

> R_ID := t / (k A_base)
R_ID := 0.005612302166

```

Cálculo da Resistência das Aletas

```

> R_aletas := 1 / ((1 - (N Aa (1 - eta) / At)) h At)
R_aletas := 0.2766708991
> h_ef := 1 / (A_base R_aletas)
h_ef := 230.1580832

```

Cálculo do Índice Lambda n

```

> for n to 10 do lambda_n := evalf(subs(n pi / d)) end do
lambda_1 := 48.33219466
lambda_2 := 96.66438936
lambda_3 := 144.9965840
lambda_4 := 193.3287787
lambda_5 := 241.6609734
lambda_6 := 289.9931681
lambda_7 := 338.3253628
lambda_8 := 386.6575575

```

$$\lambda_9 := 434.9897522$$

$$\lambda_{10} := 483.3219466$$

Cálculo do Índice Delta m

> **for m to 10 do** $\delta_m := \text{evalf}\left(\text{subs}\left(\frac{m \pi}{c}\right)\right)$ **end do**

$$\delta_1 := 52.01312341$$

$$\delta_2 := 104.0262468$$

$$\delta_3 := 156.0393702$$

$$\delta_4 := 208.0524936$$

$$\delta_5 := 260.0656170$$

$$\delta_6 := 312.0787404$$

$$\delta_7 := 364.0918638$$

$$\delta_8 := 416.1049872$$

$$\delta_9 := 468.1181106$$

$$\delta_{10} := 520.1312341$$

Cálculo do Índice Beta m n

> **for m to 10 do for n to 10 do** $\beta_{m,n} := \text{evalf}(\text{subs}(\sqrt{\delta_m^2 + \lambda_n^2}))$ **end do end do**

teste

> $\beta_{8,7}$

$$536.2904171$$

Cálculo do Índice Phi Beta m n

>

for m to 10 do

for n to 10 do $\phi(\beta_{m,n}) := \text{evalf}\left(\text{subs}\left(\frac{\sqrt{\beta_{m,n} t + h_{ef} \frac{t}{k} \tanh(\beta_{m,n} t)}}{\beta_{m,n} t \tanh(\beta_{m,n} t) + \frac{h_{ef} t}{k}}\right)\right)$ **end do**

end do

teste

> $\phi(\beta_{3,3})$

$$0.5483234610$$

Cálculo do Índice Phi Delta m

> **for m to 10 do** $\phi(\delta_m) := \text{evalf}\left(\text{subs}\left(\frac{\delta_m t + h_{ef} \frac{t}{k} \tanh(\delta_m t)}{\delta_m t \tanh(\delta_m t) + \frac{h_{ef} t}{k}}\right)\right)$ **end do**

$$\phi(52.01312341) := 1.462195998$$

$$\phi(104.0262468) := 1.078965044$$

$\phi(156.0393702) := 1.015231934$
 $\phi(208.0524936) := 1.003000154$
 $\phi(260.0656170) := 1.000592830$
 $\phi(312.0787404) := 1.000117158$
 $\phi(364.0918638) := 1.000023147$
 $\phi(416.1049872) := 1.000004572$
 $\phi(468.1181106) := 1.000000903$
 $\phi(520.1312341) := 1.000000178$

Cálculo do Índice Phi Lambda n

> **for** n **to** 10 **do** $\phi(\lambda_n) := \text{evalf}\left(\frac{\text{subs}\left(\lambda_n t + h_{ef} \frac{t}{k} \tanh(\lambda_n t)\right)}{\lambda_n t \tanh(\lambda_n t) + \frac{h_{ef} t}{k}}\right)$ **end do**

$\phi(48.33219466) := 1.530880624$
 $\phi(96.66438936) := 1.100177394$
 $\phi(144.9965840) := 1.021537242$
 $\phi(193.3287787) := 1.004749143$
 $\phi(241.6609734) := 1.001052159$
 $\phi(289.9931681) := 1.000233229$
 $\phi(338.3253628) := 1.000051689$
 $\phi(386.6575575) := 1.000011453$
 $\phi(434.9897522) := 1.000002537$
 $\phi(483.3219466) := 1.000000562$

>

>

> **n := 'n' ;**

$n := n$

> **m := 'm' ;**

$m := m$

Cálculo da Resistência de Espalhamento

>

$$R_{sp} := \frac{c^2 \left(\sum_{m=1}^{10} \frac{\sin\left(m \pi \frac{a}{c}\right)^2 \phi(\delta_m)}{(m \pi)^3} \right)}{2 k a^2 d} + \frac{d^2 \left(\sum_{n=1}^{10} \frac{\sin\left(n \pi \frac{b}{d}\right)^2 \phi(\lambda_n)}{(n \pi)^3} \right)}{2 k b^2 c}$$

$$+ \frac{c d \left(\sum_{m=1}^{10} \left(\sum_{n=1}^{10} \frac{\sin\left(m \pi \frac{a}{c}\right)^2 \sin\left(n \pi \frac{b}{d}\right)^2}{(m \pi)^2 (n \pi)^2 \beta_{m,n}} \phi(\beta_{m,n}) \right) \right)}{k a^2 b^2}$$

$$R_{sp} := 0.04985556898$$

Cálculo da Resistência Térmica Total

> $R_{dissip} := R_{1D} + R_{sp} + R_{aletas}$

$$R_{dissip} := 0.3321387702$$

APÊNDICE C

CORREÇÃO DA TEMPERATURA MÉDIA DA FONTE DE CALOR

Exemplo: Câmara de Vapor com $Q = 200$ W.

> **restart;**

Dados de Entrada

> **a:=0.130;**

$a := 0.130$

> **b:=0.1208;**

$b := 0.1208$

> **c:=0.04;**

$c := 0.04$

> **d:=0.04;**

$d := 0.04$

> **t:=0.002;**

$t := 0.002$

> **k:=177;**

$k := 177$

> **Q:=200;**

$Q := 200$

> **h:=1682*3;**

$h := 5046$

> **T_f:=54;**

$T_f := 54$

> **nf:=10;**

$nf := 10$

> **mf:=10;**

$mf := 10$

Indice Lambda m

> **for m to mf do $\lambda_m := \text{evalf}\left(\frac{m \pi}{a}\right)$ end do**

$\lambda_1 := 24.16609734$

$\lambda_2 := 48.33219466$

$\lambda_3 := 72.49829203$

$\lambda_4 := 96.66438936$

$\lambda_5 := 120.8304867$

$\lambda_6 := 144.9965840$

$$\lambda_7 := 169.1626814$$

$$\lambda_8 := 193.3287787$$

$$\lambda_9 := 217.4948760$$

$$\lambda_{10} := 241.6609734$$

Indice delta n

> **for** n **to** nf **do** $\delta_n := \text{evalf}\left(\frac{n \pi}{b}\right)$ **end do**

$$\delta_1 := 26.00656170$$

$$\delta_2 := 52.01312341$$

$$\delta_3 := 78.01968513$$

$$\delta_4 := 104.0262468$$

$$\delta_5 := 130.0328085$$

$$\delta_6 := 156.0393702$$

$$\delta_7 := 182.0459319$$

$$\delta_8 := 208.0524936$$

$$\delta_9 := 234.0590554$$

$$\delta_{10} := 260.0656170$$

Indice Beta m n

> **for** m **to** mf **do** **for** n **to** nf **do** $\beta_{m,n} := \sqrt{\delta_n^2 + \lambda_m^2}$ **end do** **end do**

Indice Phi beta m n

>

for m **to** mf **do** **for** n **to** nf **do** $\phi(\beta_{m,n}) := \frac{\beta_{m,n} \sinh(\beta_{m,n} t) + \frac{h \cosh(\beta_{m,n} t)}{k}}{\beta_{m,n} \cosh(\beta_{m,n} t) + \frac{h \sinh(\beta_{m,n} t)}{k}}$ **end do**

end do

Indice Phi lambda m

> **for** m **to** mf **do** $\phi(\lambda_m) := \frac{\lambda_m \sinh(\lambda_m t) + \frac{h \cosh(\lambda_m t)}{k}}{\lambda_m \cosh(\lambda_m t) + \frac{h \sinh(\lambda_m t)}{k}}$ **end do**

$$\phi(24.16609734) := 1.161793041$$

$$\phi(48.33219466) := 0.6493024710$$

$$\phi(72.49829203) := 0.5084308119$$

$$\phi(96.66438936) := 0.4599734819$$

$$\phi(120.8304867) := 0.4479470261$$

$\phi(144.9965840) := 0.4535827960$
 $\phi(169.1626814) := 0.4687565720$
 $\phi(193.3287787) := 0.4893472173$
 $\phi(217.4948760) := 0.5130235810$
 $\phi(241.6609734) := 0.5383594846$

Indice Phi Delta n

$$\phi(\delta_n) := \frac{\delta_n \sinh(\delta_n t) + \frac{h \cosh(\delta_n t)}{k}}{\delta_n \cosh(\delta_n t) + \frac{h \sinh(\delta_n t)}{k}}$$

> for n to nf do $\phi(\delta_n) :=$

$\phi(26.00656170) := 1.086288354$
 $\phi(52.01312341) := 0.6167171569$
 $\phi(78.01968513) := 0.4923401049$
 $\phi(104.0262468) := 0.4536533777$
 $\phi(130.0328085) := 0.4485821828$
 $\phi(156.0393702) := 0.4596392325$
 $\phi(182.0459319) := 0.4792356911$
 $\phi(208.0524936) := 0.5035104564$
 $\phi(234.0590554) := 0.5302739465$
 $\phi(260.0656170) := 0.5581856676$

> n := 'n' ;

$n := n$

> m := 'm' ;

$m := m$

$$Am_m := \frac{2 Q \left(\sin\left(\frac{(a+c)\lambda_m}{2}\right) - \sin\left(\frac{(a-c)\lambda_m}{2}\right) \right)}{a b c k \lambda_m^2 \phi(\lambda_m)}$$

> for m to mf do $Am_m :=$

$Am_1 := -0.1060485246 \cdot 10^{-8}$
 $Am_2 := -3.904070720$
 $Am_3 := 0.8346813778 \cdot 10^{-8}$
 $Am_4 := 1.565307909$
 $Am_5 := -0.7151219228 \cdot 10^{-9}$
 $Am_6 := -0.1805699401$
 $Am_7 := -0.6436817530 \cdot 10^{-9}$
 $Am_8 := -0.2608736250$

$$Am_9 := -0.3261397550 \cdot 10^{-9}$$

$$Am_{10} := 0.2271867178$$

$$> \text{ for } n \text{ to } nf \text{ do } An_n := \frac{2 Q \left(\sin\left(\frac{(b+d) \delta_n}{2}\right) - \sin\left(\frac{(b-d) \delta_n}{2}\right) \right)}{a b d k \delta_n^2 \phi(\delta_n)} \text{ end do}$$

$$An_1 := 0.3917377580 \cdot 10^{-8}$$

$$An_2 := -3.719737646$$

$$An_3 := 0.5077889128 \cdot 10^{-8}$$

$$An_4 := 1.279350272$$

$$An_5 := 0.7114752566 \cdot 10^{-9}$$

$$An_6 := -0.01337527143$$

$$An_7 := 0.5662984128 \cdot 10^{-9}$$

$$An_8 := -0.2812171996$$

$$An_9 := 0.2189512968 \cdot 10^{-8}$$

$$An_{10} := 0.1682609807$$

for m to mf do for n to nf do

$$> Amn_{m,n} := \frac{16 Q \cos\left(\frac{\lambda_m a}{2}\right) \sin\left(\frac{1 \lambda_m c}{2}\right) \cos\left(\frac{\delta_n b}{2}\right) \sin\left(\frac{1 \delta_n d}{2}\right)}{a b c d k \beta_{m,n} \lambda_m \delta_n \phi(\beta_{m,n})} \text{ end do}$$

> for m to mf do Bm_m := -\phi(\lambda_m) Am_m end do

$$Bm_1 := 0.1232064379 \cdot 10^{-8}$$

$$Bm_2 := 2.534922765$$

$$Bm_3 := -0.4243777306 \cdot 10^{-8}$$

$$Bm_4 := -0.7200001291$$

$$Bm_5 := 0.3203367386 \cdot 10^{-9}$$

$$Bm_6 := 0.08190341830$$

$$Bm_7 := 0.3017300520 \cdot 10^{-9}$$

$$Bm_8 := 0.1276577825$$

$$Bm_9 := 0.1673173850 \cdot 10^{-9}$$

$$Bm_{10} := -0.1223081243$$

> for n to nf do Bn_n := -\phi(\delta_n) An_n end do

$$Bn_1 := -0.4255401643 \cdot 10^{-8}$$

$$Bn_2 := 2.294026025$$

$$Bn_3 := -0.2500048466 \cdot 10^{-8}$$

$$Bn_4 := -0.5803815722$$

$$Bn_5 := -0.3191551236 \cdot 10^{-9}$$

$$Bn_6 := 0.006147799495$$

$$Bn_7 := -0.2713904112 \cdot 10^{-9}$$

$$Bn_8 := 0.1415958005$$

$$Bn_9 := -0.1161041682 \cdot 10^{-8}$$

$$Bn_{10} := -0.09392086784$$

> **for m to mf do for n to nf do $Bmn_{m,n} := -\phi(\beta_{m,n}) Amn_{m,n}$ end do end do**

$$> A_0 := \frac{Q \left(\frac{t}{k} + \frac{1}{h} \right)}{a b}$$

$$A_0 := 2.667807039$$

$$> B_0 := -\frac{Q}{k a b}$$

$$B_0 := -71.95259189$$

> **m := 'm' ;**

$$m := m$$

> **n := 'n' ;**

$$n := n$$

>

$$\theta(x, y, 0) := \text{subs} \left(z = 0, A_0 + B_0 z \right.$$

$$+ \left(\sum_{m=1}^{mf} \cos(\lambda_m x) (Am_m \cosh(\lambda_m z) + Bm_m \sinh(\lambda_m z)) \right)$$

$$+ \left(\sum_{n=1}^{nf} \cos(\delta_n y) (An_n \cosh(\delta_n z) + Bn_n \sinh(\delta_n z)) \right)$$

$$+ \left(\sum_{m=1}^{mf} \left(\sum_{n=1}^{nf} \cos(\lambda_m x) \cos(\delta_n y) (Amn_{m,n} \cosh(\beta_{m,n} z) + Bmn_{m,n} \sinh(\beta_{m,n} z)) \right) \right)$$

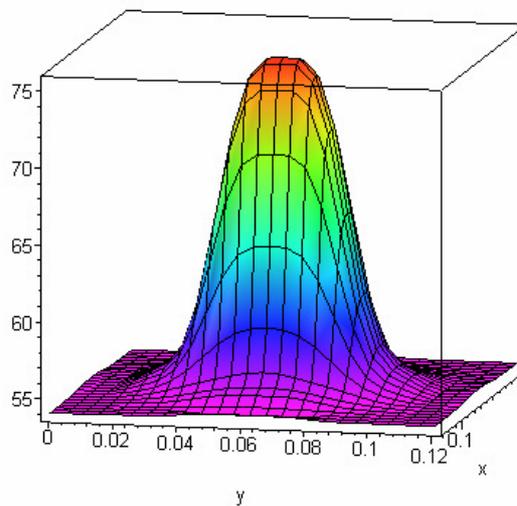
$$\theta(x, y, 0) := 2.667807039 + \left(\sum_{m=1}^{10} \cos(\lambda_m x) (Am_m \cosh(0) + Bm_m \sinh(0)) \right) \\ + \left(\sum_{n=1}^{10} \cos(\delta_n y) (An_n \cosh(0) + Bn_n \sinh(0)) \right) \\ + \left(\sum_{m=1}^{10} \left(\sum_{n=1}^{10} \cos(\lambda_m x) \cos(\delta_n y) (Amn_{m,n} \cosh(0) + Bmn_{m,n} \sinh(0)) \right) \right)$$

```
> T(x, y, 0) := theta(x, y, 0) + T_f:
```

```
> with(plots):
```

```
Warning, the name changecoords has been redefined
```

```
> plot3d(T(x, y, 0), x=0..a, y=0..b, axes=boxed, shading=zhue);
```



```
> Tmf := (1/(c*d)) * evalf(int(evalf(int(T(x, y, 0), x=(a-c)/2..(a+c)/2)), y = (b-d)/2..(b+d)/2));
Tmf := 70.66594506
```

```
> T_inf := 20;
```

```
T_inf := 20
```

```
> R_total := evalf((Tmf - T_inf)/Q);
```

```
R_total := 0.2533297253
```

APENDICE D

ALGORITMO DE CÁLCULO DO MODELO TEÓRICO DA RESISTÊNCIA TÉRMICA TOTAL DO DISSIPADOR COM CÂMARA DE VAPOR

Dados de Entrada

"Q=200[W]"

T_inf=22[°C]

"Área de Ebulição"

A_b=a*b

A_b1=c*d

A_b2=(a*b)-(c*d)

"Profundidade da câmara e fonte"

a=0,12[m]

a_dis=0,130 [m]

c=0,04[m]

"Comprimento da câmara e fonte"

b=0,1086[m]

b_dis=0,1208[m]

d=0,04[m]

"Área da superfície primária"

A_a=2*w*L_c

L_c= L+(t/2)

"Área total da superfície"

A_t=N*A_a+A_bexp{área total exposta}

P=2*w+2*t{perímetro da superfície da aleta}

A_c=w*t{área superfície da aleta}

A_p=t*L{área perimetral}

A_bexp=8*f*w{área da base exposta}

" A efetividade da aleta"

eta_a=tanh(m*L_c)/(m*L_c)

m=((h_ar*P)/(k_al*A_c))^(1/2)

"Especificações do dissipador"

L=0,06[m]

w=0,13[m]

t=0,0021[m]

N=9[aletas]

f=10,6*10⁻³

k_ar=CONDUCTIVITY(Air;T=T_inf)

k_al=177

h_ar=N_u_b*k_ar/f

$$v_{inf}=4,7[m/s]$$

$$Pr=0,707$$

$$N_{u_b}=\left(\frac{Re_b \cdot Pr}{2}\right)^{-3} + (0,664 \cdot Re_b^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \cdot (1 + 3,65 / (Re_b^{1/2}))^{1/2})^{-3})^{-1/3}$$

$$Re_b = Re \cdot (f/w)$$

$$\rho_{ar} = \text{DENSITY}(\text{Air}; T=T_{inf}; P=101325)$$

$$\mu = \text{VISCOSITY}(\text{Air}; T=T_{inf})$$

$$Re = \rho_{ar} \cdot v_{inf} \cdot f / \mu$$

"Especificações da base"

$$e1=0,002[m]$$

$$e2=0,002[m]$$

$$A_1=0,0016[m^2]$$

$$A_{base} = a_{dis} \cdot b_{dis}$$

$$R_{aletas} = 1 / ((1 - ((N \cdot A_a / A_t) \cdot (1 - \eta_a))) \cdot h_{ar} \cdot A_t)$$

$$R_{cont} = 0,0 [K/W]$$

$$R_{basecamara} = e1 / (k_{al} \cdot A_b)$$

$$R_{basealeta} = e2 / (k_{al} \cdot A_{base})$$

$$T_2 = R_{aletas} \cdot Q + T_{inf}$$

$$T_{sc} = R_{basealeta} \cdot Q + T_2$$

"Propriedades Físicas da água"

$$c_{pl} = \text{CP}(\text{Water}; T=T_f; X=0)$$

$$P_{Tf} = P_{SAT}(\text{Water}; T=T_f)$$

$$\rho_{l1} = \text{DENSITY}(\text{Water}; T=T_f; X=0)$$

$$k_{l1} = \text{CONDUCTIVITY}(\text{Water}; T=T_f; X=0)$$

$$\sigma_{sup} = \text{SURFACETENSION}(\text{Water}; T=T_f)$$

$$h_{l1} = \text{ENTHALPY}(\text{Water}; T=T_f; X=0)$$

$$h_{v1} = \text{ENTHALPY}(\text{Water}; T=T_f; X=1)$$

$$h_{lv1} = (h_{v1} - h_{l1})$$

$$Pr_l = \text{PRANDTL}(\text{Water}; T=T_f; X=0)$$

$$\mu_a = \text{VISCOSITY}(\text{Water}; T=T_f; X=0)$$

$$\mu_{l1} = \mu_a / \rho_{l1}$$

$$\rho_{g1} = \text{DENSITY}(\text{water}; T=T_f; X=1)$$

$$g = 9,8 [m^2/s]$$

$$\theta = 20 [^\circ]$$

$$\Delta T = T_f - T_{sc}$$

"O número de Rayleigh define para uma determinada faixa, qual a expressão do Nusselt Médio deve ser utilizada"

"Número de Rayleigh"

$$Ra = ((g \cdot \cos(\theta) \cdot \rho_{l1} \cdot (\rho_{l1} - \rho_{g1}) \cdot h_{lv1}) / (k_{l1} \cdot \mu_{l1} \cdot \Delta T)) \cdot (\sigma_{sup} / (g \cdot (\rho_{l1} - \rho_{g1}) \cdot \cos(\theta)))^{3/2}$$

$$Nu = 0,81 \cdot (Ra)^{0,193} \quad ; \quad \text{para } (10^{10}) > Ra > 10^8$$

$$Nu = 0,69 \cdot (Ra)^{0,20} \quad ; \quad \text{para } (10^8) > Ra > 10^6$$

"Calcularemos o Coeficiente h de condensação usando a expressão abaixo"

$$(h_c/k_l) * (\sigma_{sup} / (g * (\rho_l - \rho_g) * \cos(\theta)))^{1/2} = 0,81 * (Ra)^{0,193}$$

$$R_c = 1 / (h_c * A_b)$$

$$T_f = R_c * Q + T_{sc}$$

$$R_{sp} = 0,2868$$

"Kutateladze"

$$l_m = (\sigma_{sup} / (g * (\rho_l - \rho_g)))^{1/2}$$

$$h_{b1} = 0,0007 * (k_l / l_m) * Pr_l^{0,35} * (((Q1 / A_{b1}) * l_m) / (\rho_g * h_{lv} * \mu_l))^{0,7} * (PT_f * l_m / \sigma_{sup})^{0,7}$$

$$R_{b1} = 1 / (h_{b1} * A_{b1})$$

$$h_{b2} = 0,0007 * (k_l / l_m) * Pr_l^{0,35} * (((Q2 / A_{b2}) * l_m) / (\rho_g * h_{lv} * \mu_l))^{0,7} * (PT_f * l_m / \sigma_{sup})^{0,7}$$

$$R_{b2} = 1 / (h_{b2} * A_{b2})$$

$$T_{ic} = R_{ef} * Q + T_f$$

$$R_b = R_{b2} + R_{sp}$$

$$T_{base} = R_{basecamara} * Q + T_{ic}$$

$$R_{total} = (T_{base} - T_{inf}) / Q$$

$$Q = Q1 + Q2$$

$$Q1 * R_{b1} = Q2 * R_b$$

$$R_{ef} = (R_{b1} * R_b) / (R_{b1} + R_b)$$

$$h_{ef} = 0,0007 * (k_l / l_m) * Pr_l^{0,35} * (((Q / A_{ef}) * l_m) / (\rho_g * h_{lv} * \mu_l))^{0,7} * (PT_f * l_m / \sigma_{sup})^{0,7}$$

$$A_{ef} = 1 / (R_{ef} * h_{ef})$$

APÊNDICE E

ANÁLISE DE INCERTEZAS EXPERIMENTAIS

Qualquer resultado de uma medida experimental está sujeita aos erros, ou seja, sempre haverá uma diferença entre o valor verdadeiro e o valor medido segundo Taylor (1988). De forma geral os erros podem ser classificados em:

- Erros grosseiros: são cometidos principalmente devido à inabilidade ou falta de cuidado do operador ao efetuar uma medida.
- Erros sistemáticos: são resultados de um desvio constante nos resultados, num mesmo sentido.
- Erros aleatórios: são erros devidos a variações ao acaso, de causas não conhecidas exatamente, em geral irregulares e pequenas.

Utilizando o procedimento descrito em Holman (1994), podem-se analisar as incertezas das medidas experimentais fazendo uma análise cuidadosa das incertezas nas várias medidas experimentais preliminares. A incerteza do resultado da resistência térmica total, definida

por: $R_{Total} = \frac{\bar{T}_f - T_{inf}}{Q}$, é dada pela seguinte expressão:

$$z_{R_{Total}} = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial \bar{T}_f} \frac{z_1}{n_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial T_{inf}} \frac{z_2}{n_2} \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial Q} z_3 \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (E.1)$$

Onde: z_R = incerteza experimental da resistência térmica;

z_1 = incerteza experimental dos termopares da medida de temperatura da fonte de calor;

z_2 = incerteza experimental dos termopares da medida de temperatura do ar ambiente;

z_3 = incerteza experimental na potência elétrica aplicada no aquecedor;

n_1 = número de termopares na fonte de calor;

n_2 = número de termopares no ambiente.

Desenvolvendo a expressão anterior, tem-se:

$$z_{R_{Total}} = \left[\left(\frac{1}{Q} \frac{z_1}{n_1} \right)^2 + \left(\frac{1}{Q} \frac{z_2}{n_2} \right)^2 + \left(\frac{1}{Q^2} (\bar{T}_f - T_{inf}) z_3 \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{E.2})$$

Os valores de z_1 e z_2 são dados na Tabela D.1. O valor de z_3 , relativo a incerteza experimental na medida da potência térmica transferida, definida como $Q = V i$, é obtido adotando-se o mesmo procedimento, o que resulta em:

$$z_3 = \left[\left(\frac{\partial Q}{\partial i} z_4 \right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial V} z_5 \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{E.3})$$

Manipulando-se algebricamente, tem-se que:

$$z_3 = \left[(V z_4)^2 + (i z_5)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{E.4})$$

onde: z_4 = incerteza experimental da corrente elétrica;

z_5 = incerteza experimental da tensão elétrica.

Assim, a incerteza experimental da resistência térmica total é dada por:

$$z_{R_{Total}} = \left[\left(\frac{1}{Q} \frac{z_1}{n_1} \right)^2 + \left(\frac{1}{Q} \frac{z_2}{n_2} \right)^2 + \left\{ \frac{1}{Q^2} (\bar{T}_f - T_{inf}) \left[(V z_4)^2 + (i z_5)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{E.5})$$

Os valores das incertezas das medidas experimentais obtidas são apresentados na Tabela E.1. Os valores da incerteza da resistência térmica total calculada de acordo com a Equação (E.6) são apresentados na Tabela E. 2. As perdas de calor através do isolamento no pior caso, ou seja, maior potência transferida foi estimada em menos de 1% e, portanto, é desprezado.

Tabela E.1 Incerteza das medidas experimentais

z_1	0,5 °C
z_2	0,5 °C
z_4	0,01 A
z_5	0,1V

Assim a equação para a incerteza experimental da resistência térmica é dada por:

$$z_{R_{Total}} = \left[\left(\frac{0,5}{4Q} \right)^2 + \left(\frac{0,5}{Q} \right)^2 + \left\{ \frac{1}{Q^2} (\bar{T}_f - T_{inf}) \left[(0,01V)^2 + (0,1i)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (E.6)$$

Tabela E.2 Incerteza das medidas de resistências experimentais para o dissipador convencional

Q (W)	T_f (°C)	T_{inf} (°C)	V (V)	I (A)	z_{Rtotal} (°C/W)
25	34,96	24,8	14,3	1,77	0,0209
50	43,13	23,46	20,1	2,50	0,0106
75	48,03	23,88	24,5	3,05	0,0071
100	57,79	25,21	140,0	0,72	0,0069
150	73,08	24,01	170,0	0,87	0,0051
200	88,71	23,63	195,6	1,03	0,0041

Tabela E.3 Incerteza das medidas de resistências experimentais para o dissipador com câmara de vapor razão de enchimento 30%

Q (W)	T_f (°C)	T_{inf} (°C)	V (V)	I (A)	z_{Rtotal} (°C/W)
25	37,09	22,66	14,3	1,77	0,0213
50	46,47	23,01	20,1	2,50	0,0107
75	61,77	22,7	24,5	3,05	0,0074
100	54,87	21,67	140,0	0,72	0,0069
150	63,84	22,3	170,0	0,87	0,0047
200	80,45	22,63	195,6	1,03	0,0038