

**UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA “JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
FACULDADE DE ENGENHARIA
CÂMPUS DE ILHA SOLTEIRA**

Daniel Henrique de Sousa Obata

**Análise experimental de um trocador de calor por mudança de fase e
desenvolvimento de um modelo numérico simplificado**

Ilha Solteira

2014

Daniel Henrique de Sousa Obata

Análise experimental de um trocador de calor por mudança de fase e desenvolvimento de um modelo numérico simplificado

Trabalho apresentado à Faculdade de Engenharia do Câmpus de Ilha Solteira - UNESP para exame geral de qualificação para obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica.
Área: Ciências Térmicas.

Orientador: Prof. Dr. André L. Seixlack

Co-orientador: Prof. Dr. Amarildo Tabone Paschoalini

Co-orientador: Prof. Dr. Márcio A Bazani

Ilha Solteira

2014

FICHA CATALOGRÁFICA

Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

O122a Obata, Daniel Henrique de Sousa .
Análise experimental de um trocador de calor por mudança de fase e desenvolvimento de um modelo numérico simplificado / Daniel Henrique de Sousa Obata. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2014
99 f. : il.

Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira. Área de conhecimento: Ciências Térmicas, 2014

Orientador: André Luiz Seixlack
Co-orientador: Amarildo Tabone Paschoalini
Co-orientador: Márcio Antônio Bazani
Inclui bibliografia

1. Vapor chamber. 2. Simulação numérica. 3. Análise térmica.



CERTIFICADO DE APROVAÇÃO

TÍTULO: Análise experimental e desenvolvimento de modelo simplificado para um trocador de calor compacto tipo Vapor Chamber

AUTOR: DANIEL HENRIQUE DE SOUSA OBATA

ORIENTADOR: Prof. Dr. ANDRE LUIZ SEIXLACK

CO-ORIENTADOR: Prof. Dr. MARCIO ANTONIO BAZANI

CO-ORIENTADOR: Prof. Dr. AMARILDO TABONE PASCHOALINI

Aprovado como parte das exigências para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica,
Área: CIÊNCIAS TÉRMICAS, pela Comissão Examinadora:

Prof. Dr. AMARILDO TABONE PASCHOALINI

Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira

Profa. Dra. ELAINE MARIA CARDOSO

Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira

Prof. Dr. THIAGO ANTONINI ALVES

Departamento Acadêmico Mecânica / Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Data da realização: 22 de maio de 2014.

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao meu orientador e aos professores Dr. Amarildo Tabone Paschoalini e Dr. Márcio Antônio Bazani, pela orientação, apoio e confiança.

Agradeço também a todos que direta ou indiretamente contribuíram para a realização deste trabalho.

RESUMO

Este trabalho apresenta o estudo e uma modelagem simplificada de um trocador de calor compacto por mudança de fase para equipamentos eletrônicos, através de técnicas experimentais e simulações numéricas. Tal trocador, possuindo características de espalhamento de calor muito eficientes começa a ser cada vez mais aplicado na indústria eletrônica uma vez que os componentes eletrônicos estão se tornando menores e com alta dissipação de calor. Esta situação faz com que o projeto térmico e simulações numéricas se mostrem cada vez mais importantes no desenvolvimento de um equipamento eletrônico e vem suprir a carência de modelos do trocador que sejam facilmente aplicáveis em *softwares* comerciais. Neste trabalho também é analisado o comportamento do trocador ao utilizar a fonte de calor em posições diversas não somente na região central, região onde a fonte é comumente localizada nos casos da literatura.

Palavras-chave: Vapor chamber. Simulação numérica. Análise térmica. Trocador de calor por mudança de fase. Componentes eletrônicos.

ABSTRACT

This paper presents the study and one simplified modeling of a compact heat exchanger by phase change for electronic equipment, by experimental techniques and numerical simulations. This exchanger with very efficient characteristics of scattering heat, begins to be increasingly used in the electronics industry, since the electronics are becoming smaller and with high heat dissipation. This makes the thermal design and numerical simulations be increasingly important in the development of electronic equipment and come supply the scarcity of the exchanger models which are easily applicable in commercial software. In this paper we also will analyze the behavior of the exchanger in the using of the heat source in various positions not only in the central region where the heat source is usually located in the literature.

Keywords: Vapor chamber. Numerical simulation. Thermal analysis. Heat exchanger by phase change. Electronic components.

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto latino

A	Área	$[m^2]$
q	Taxa de transferência de calor	$[W]$
q''	Fluxo de calor	$[W/m^2]$
k	Condutividade térmica	$W/m.K$
L	Distância entre dois pontos de medição de temperatura	$[m]$
L	Comprimento característico do escoamento	$[m]$
U	Velocidade média característica	$[m/s]$
T	Temperatura	$[^{\circ}C]$
T_s	Temperatura da superfície	$[^{\circ}C]$
T_{sat}	Temperatura de saturação	$[^{\circ}C]$
h	Coefficiente de transferência de calor	$[W/m^2.K]$
R	Resistência térmica	$[K/W]$
u	Velocidade na direção x	$[m/s]$
v	Velocidade na direção y	$[m/s]$
w	Velocidade na direção z	$[m/s]$
t	Tempo	$[s]$
ρ	Massa específica	$[kg/m^3]$
C_p	Calor específico	$[J/kg.K]$
p	Pressão	$[Pa]$
g	Aceleração gravitacional	$[m/s^2]$
V	Tensão	$[V]$
I	Corrente	$[A]$

Alfabeto grego

ΔT	Diferença de temperatura	$[^{\circ}C]$
ΔT_{sat}	Diferença entre a temperatura de superfície e a de saturação	$[^{\circ}C]$
μ	Viscosidade dinâmica	$[Pa/s]$

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Circuito integrado.....	11
Figura 2 - Placa de circuito impresso.	12
Figura 3 - Distribuição de temperatura e escoamento de ar em uma placa de circuito impresso.....	13
Figura 4 - Principais fatores de falha em equipamentos eletrônicos.	14
Figura 5 - Concentração de calor gerada pela potência dissipada de um componente eletrônico.	15
Figura 6 - Fluxos de calor x ΔT_{sat}	20
Figura 7 - Curva de ebulição de Nukiyama esboçada para Fluxo de Calor imposto por Passos (2009).	22
Figura 8 - Pressão de Saturação x Temperatura de Ebulição da Água23	
Figura 9 - Aparência básica de um heat-pipe mostrando su a região porosa.	25
Figura 10- Visão de cima de uma <i>vapor chamber</i>	26
Figura 11- Calor distribuído uniformemente por toda a base do dissipador.	27
Figura 12- Fonte de calor, <i>vapor chamber</i> e dissipador.	27
Figura 13- <i>Vapor chamber</i> e suas regiões, as espessuras envolvidas se encontram fora de escala.	28
Figura 14 - Representação em corte do gradiente de temperaturas no modelo de Koito(2010).....	28
Figura 15- Volumes de controles representando a transferência de calor por condução térmica.	29
Figura 16 - Dissipador de calor anexado a <i>vapor chamber</i> e a estrutura interna da <i>vapor chamber</i>	30
Figura 17- Esquema do modelo físico.	31
Figura 18- Fotografia da <i>vapor chamber</i> utilizada por Wang et al.(2011)31	
Figura 19- Pontos de medição de temperatura na <i>vapor chamber</i>	32
Figura 20 - Aparato experimental utilizado para obter as temperaturas de interesse da <i>vapor chamber</i>	32
Figura 21- Variáveis dimensionais relacionadas a <i>vapor chamber</i>	33
Figura 22- Esquema experimental utilizando túnel de vento e termografia.	34
Figura 23- Sistema de dissipador de calor convencional ou com uso da <i>vapor chamber</i>	34

Figura 24 - Distribuição de temperatura na superfície do dissipador de alumínio convencional e no dissipador de calor incorporado com a <i>vapor chamber</i> .	35
Figura 25 - Resistências térmicas globais, de espalhamento e convecção.	36
Figura 26 - Quadro de resumo do Estado da Arte por contribuição de autores	36
Figura 27 - <i>Vapor chamber</i> utilizada no experimento.	38
Figura 28- (a) Vista interior da <i>vapor chamber</i> . (b) Corte transversal.	38
Figura 29 - Estrutura porosa.	39
Figura 30 - Sobreposição de malhas na região de evaporação	39
Figura 31 - Sobreposição de malhas na região de evaporação	40
Figura 32- Dissipador de alumínio.	40
Figura 33 - Posicionamento dos termopares.	42
Figura 34- Esquema do experimento completo	43
Figura 35 - Temperaturas da <i>vapor chamber</i> com fonte posterior ativa.	46
Figura 36 - Temperaturas da <i>vapor chamber</i> com fonte frontal ativa.	48
Figura 37 - Temperaturas da <i>vapor chamber</i> com fonte central ativa.	49
Figura 38 - Distribuição de calor para cada situação de fonte ativa.	50
Figura 39 - Temperaturas da <i>vapor chamber</i> com fonte frontal ativa.	51
Figura 40 - h x fluxo de Calor	52
Figura 41 - Pressão média na região de condensação.	53
Figura 42- Esquema de funcionamento da <i>vapor chamber</i> .	60
Figura 43- (a) conjunto formado pela <i>vapor chamber</i> , dissipador e fonte de calor. (b) regiões da <i>vapor chamber</i> .	61
Figura 44 - Visão geral do modelo numérico.	63
Figura 45 - Vista eixo x do modelo numérico	63
Figura 46- Detalhamento da fonte de calor	64
Figura 47 - Detalhamento da <i>Vapor chamber</i> .	64
Figura 48 - Fluxograma do desenvolvimento do modelo.	68
Figura 49 - Análise de Independência de Malha.	70
Figura 50 - Corte para a vista da malha na direção X	70
Figura 51 - Corte para a vista da malha na direção Z.	71
Figura 52 - Detalhe da malha na região das fontes de calor,corte em Z.	71
Figura 53 - Condutividades térmicas da região do vapor em função da temperatura média de trabalho.	73

Figura 54 - Tubo de Pitot.....	85
Figura 55 - Esquema do manômetro em “U” inclinado.....	86
Figura 56 - Túnel de vento.	90
Figura 57 - Seção de testes	90
Figura 58 - Sistema de aquisição de dados.	91
Figura 59 - Fonte de alimentação.....	91
Figura 60 - Resistência utilizada na fonte de calor.....	92
Figura 61 - Esquemático do túnel de vento.....	93
Figura 62 - Resistor representando cilindro aquecido.....	94
Figura 63 - Comparação de resultados numéricos x experimentais. (a) 3m/s (b) 4 m/s.	95
Figura 64 - Perfil do escoamento, vista superior.	96
Figura 65 - Perfil do escoamento, vista lateral	96
Figura 66 - (a)Anemômetro de Fio quente (b) Vista do experimento	97

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	11
1.1	MOTIVAÇÃO.....	14
1.2	OBJETIVOS DO TRABALHO.....	16
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	17
2.1	TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM DISSIPADORES.....	17
2.1.1	Resistência de contato	17
2.1.2	A Base do Conjunto de Aletas	18
2.1.4	O Conjunto de Aletas	18
2.2	EBULIÇÃO NUCLEADA.....	18
2.2.1	Resfriamento em sistemas eletrônicos	18
2.2.2	Tipos de ebulição	20
2.2.3	Regimes de ebulição	21
2.2.4	Fatores que influenciam na ebulição	23
2.3	TROCADORES POR MUDANÇA DE FASE	24
2.3.1	Heat Pipes	24
2.3.1	Vapor Chambers	26
2.3.1	Estado da Arte	27
3	ANÁLISE EXPERIMENTAL	37
3.1	MATERIAIS	37
3.2	MÉTODOS	41
4	MODELO NUMÉRICO	54
4.1	MODELO MATEMÁTICO	54
4.1.1	Região de Escoamento	54
4.1.2	Região Sólida	59
4.2	DOMÍNIO COMPUTACIONAL	59

4.4	CONFIGURAÇÃO DO MODELO	62
4.5.1	Fonte de calor	63
4.5.2	Vapor chamber	64
4.5.3	Dissipador de Calor	65
4.5.4	Condições de contorno	65
4.5.5	Malha computacional	66
4.5.6	Metodologias de calibração e ajuste do modelo	67
4.6	RESULTADOS	69
5	CONCLUSÕES	78
	REFERÊNCIAS	80

1 INTRODUÇÃO

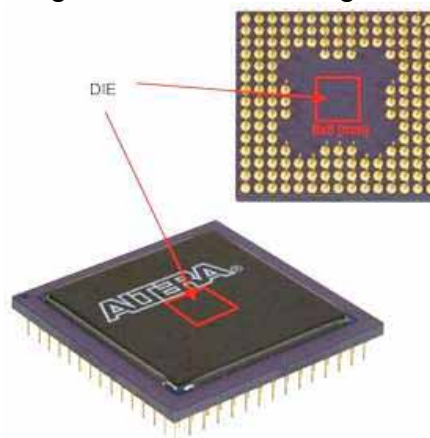
Na condição de grande protagonista no cenário tecnológico mundial, a indústria eletrônica tem realizado investimentos crescentes em pesquisa e desenvolvimento, visando o aprimoramento de dispositivos e a concepção de sistemas mais robustos, eficientes e sofisticados. É neste contexto que se inserem muitas das pesquisas relacionadas ao empacotamento e à miniaturização de sistemas eletrônicos (CERVO, 2013).

Um sistema eletrônico consiste de muitos componentes miniaturizados, como transistores e resistores. Estes podem se encontrar encapsulados na mesma peça constituindo um único dispositivo que realiza a função de todo este circuito.

Os circuitos integrados são usados em quase todos os equipamentos eletrônicos e revolucionaram o mundo da eletrônica e se apresentam em vários tipos de encapsulamento diferentes.

Na Figura 1 existe um circuito integrado. Ele possui um tipo de encapsulamento conhecido como PGA, acrônimo para seu nome na língua inglesa: *Pin grid array*, que significa grade de pinos. Os terminais metálicos em forma de pinos são usados para conectar o circuito integrado ao resto do sistema. A parte lógica presente na pastilha de silício é conhecida por seu termo inglês *DIE*, que é responsável pela dissipação de calor e ocupa apenas uma pequena região no interior do encapsulamento.

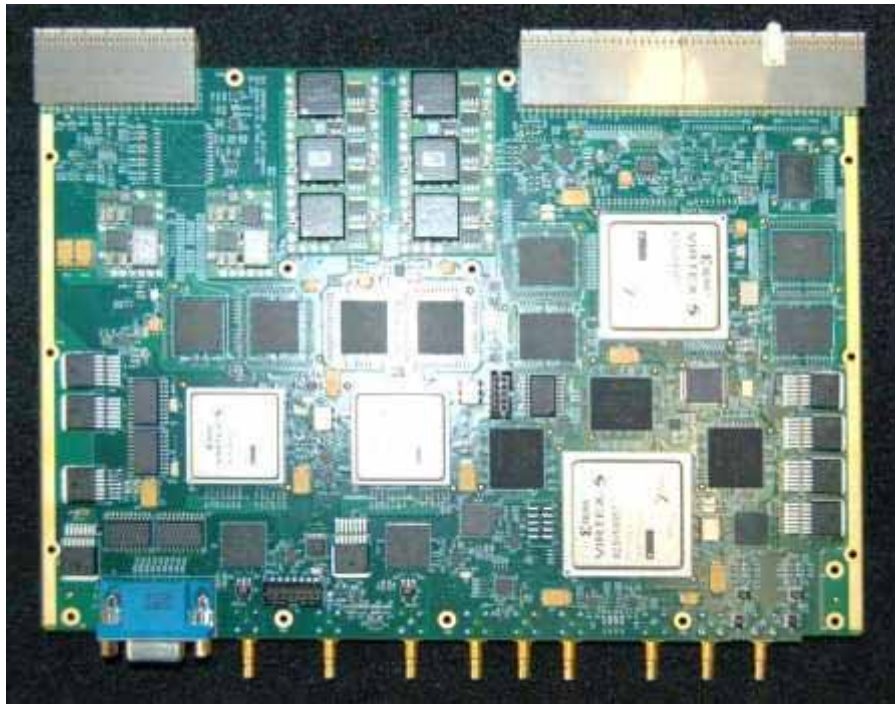
Figura 1 - Circuito integrado.



Fonte: Digikey (2014).

Segundo Sousa (2008) com a evolução, os componentes eletrônicos tornaram-se cada vez menores, gerando-se problemas em manter os sistemas estáveis. Junto à compactação, alguns equipamentos eletrônicos atuais também realizam mais funções que seus predecessores e assim dissipam ainda mais calor. Desta maneira o estudo do comportamento térmico destes sistemas se torna importante para garantir o correto funcionamento desses sistemas, uma vez que muitas das falhas em equipamentos de alto nível são relacionadas aos excessivos níveis de temperatura e fadiga térmica. Na Figura 2 é mostrada uma das faces de uma placa de circuito impresso de um circuito de alta complexidade, seus diversos circuitos integrados e demais componentes miniaturizados.

Figura 2 - Placa de circuito impresso.



Fonte: Power Design Services (2013).

A análise de projetos térmicos consiste então em ensaios experimentais e simulações computacionais, que irão garantir que estes satisfaçam os requisitos e especificações necessárias ao produto (ESSS, 2013).

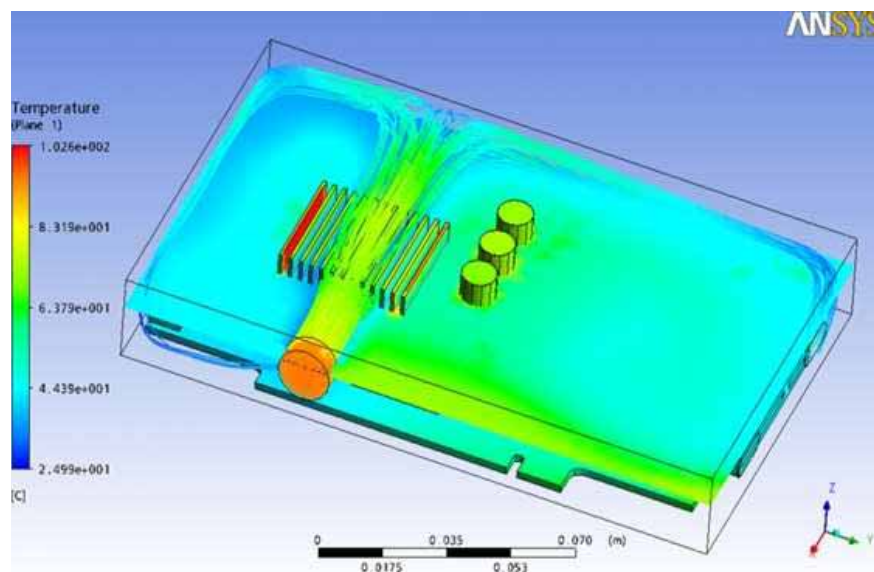
Os desafios apontam para necessidade do desenvolvimento de soluções no gerenciamento térmico de alto desempenho. Dessa maneira, esta atividade tem

recebido significativa assistência dos *softwares* de *CFD*, acrônimo em língua inglesa para: Dinâmica de Fluidos Computacional.

Na fase inicial do projeto, a análise de *CFD* é usada para selecionar a estratégia de resfriamento e refinar o projeto térmico por meio de análises paramétricas. Na fase final, a análise detalhada do desempenho térmico do produto é realizada para prever sua confiabilidade.

Na Figura 3, é apresentado um resultado típico de uma simulação realizada no programa ANSYS®. Nele é exibida a distribuição de temperatura e as linhas de corrente do escoamento em uma PCB, *printed circuit board*, em português: placa de circuito impresso.

Figura 3 - Distribuição de temperatura e escoamento de ar em uma placa de circuito impresso.



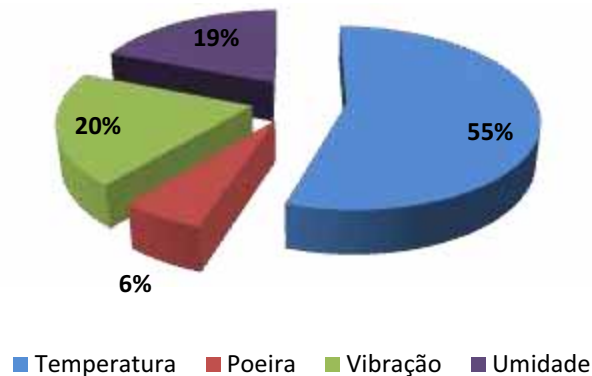
Fonte: ESS (2008).

Os equipamentos eletrônicos em seu funcionamento estão submetidos a várias intempéries e sujeitos a situações de falha. A temperatura elevada é o principal fator responsável por mau funcionamento e danos nesses equipamentos. A influência da temperatura e outros fatores como poeira, vibração e umidade são apresentados na Figura 4.

Ramsey (2004) mostra que a temperatura de forma isolada, ocorrente ou aliada à outros fatores é capaz de alterar parâmetros físico-químicos importantes dos componentes como: resistência, indutância, capacitância, constante dielétrica, e

outros. Pode também provocar a deterioração do encapsulamento, induzir reações químicas parasitas e a fadiga térmica pode causar falhas no contato elétrico nas soldas com a placa de circuito.

Figura 4 - Principais fatores de falha em equipamentos eletrônicos.



Fonte: Ramsey et al.(2004).

Neste contexto há uma preocupação com novas estratégias e métodos de resfriamento e gerenciamento térmico nos projetos de equipamentos eletrônicos e novas técnicas de refrigeração estão sendo estudadas para melhorar o desempenho térmico dos componentes eletrônicos, como os trocadores de calor por mudança de fase, em destaque a *vapor chamber* que é foco deste trabalho.

1.1 MOTIVAÇÃO

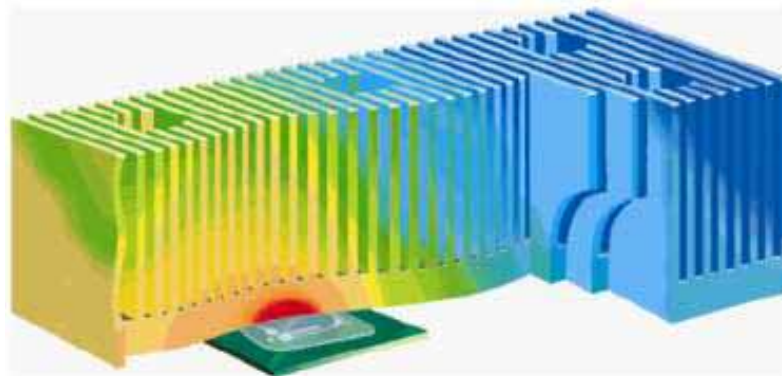
A miniaturização de dispositivos eletrônicos agrega ganhos estéticos e funcionais, porém gera desafios a serem superados, principalmente nos quesitos confiabilidade e segurança dos sistemas.

A destruição da camada de óxido no semicondutor uma falha grave nos dispositivos eletrônicos, é exponencialmente dependente da temperatura e impacta diretamente na confiabilidade do circuito integrado. Para reduzir esse efeito, fabricantes limitam a temperatura de microeletrônicos entre 85°C e 110°C. Outra característica peculiar na distribuição térmica de um circuito integrado é a dissipação térmica desigual, que leva a regiões com concentração de elevadas temperaturas, conhecidas como *hot spots* (ANSYS, Inc.).

Como mencionado por Cervo (2013), em algumas situações, componentes eletrônicos são considerados como fontes de calor, posicionadas no interior de cavidades, dutos ou canais, ocupados por um fluido de arrefecimento e mantidos sob convecção forçada. Nesses casos, as taxas de transferência de calor dos componentes com o meio circundante mantêm estrita relação com a estrutura do escoamento no interior do sistema. Zonas de estagnação ou de recirculação podem ser prejudiciais ao processo de dissipação térmica, fazendo com que componentes elevem suas temperaturas além de patamares considerados seguros.

De acordo com Oliveira (2007), atualmente são utilizados alguns mecanismos para a dissipação do calor oriundo dos componentes eletrônicos. Entre os mais conhecidos está o dissipador aletado, este, pode assumir várias formas de acordo com a geometria, a potência da fonte de calor, e do sentido do escoamento. Embora esse sistema de dissipação seja o mais utilizado, possui algumas limitações quando se pretende dissipar grandes quantidades de calor oriundas de pequenas áreas. A resistência à transferência de calor realizado por condução térmica reside na base do dissipador, possuindo área restrita e um grande comprimento a ser percorrido pelo fluxo de calor no sentido desejado, impede que o calor se espalhe com facilidade através de todo o dispositivo. Ocorrem desta forma a concentração de calor e o aumento de temperatura na região próxima ao componente a ser resfriado conforme mostrado na Figura 5.

Figura 5 - Concentração de calor gerada pela potência dissipada de um componente eletrônico.



Fonte: Oliveira (2007).

Jabardo (2008) menciona que a ebulição nucleada, mecanismo da mudança de fase, é um dos mecanismos mais eficientes de remoção de calor de uma superfície aquecida. Sua característica mais importante é a elevada taxa de

remoção de calor com diferencial reduzido de temperaturas. Em outros termos, a ebulição nucleada se caracteriza por elevados coeficientes de transferência de calor, enquanto a fase gasosa também é capaz de transferir facilmente o calor por uma grande região através do fenômeno de convecção.

Até o presente momento ao serem utilizadas *vapor chambers*, trocadores de calor compactos por mudança de fase, a fonte de calor é habitualmente localizada na região central deste dispositivo, mas a investigação a respeito do posicionamento da fonte de calor em outras regiões de interesse no uso de novos esboços no gerenciamento térmico não.

1.2 OBJETIVOS DO TRABALHO

Tem-se como objetivo deste trabalho realizar um estudo a respeito dos trocadores de calor por mudança de fase e definir um modelo numérico simples, capaz de prever o comportamento térmico destes dispositivos em simulações numéricas no projeto de equipamentos eletrônicos.

O trabalho será realizado utilizando um exemplar comercial do trocador, objetivando não se envolver-se no processo de fabricação, apenas no estudo e aplicação do trocador para sistemas eletrônicos.

Deseja-se analisar de forma experimental seu comportamento e a influência do posicionamento da fonte de calor em regiões ao longo do dispositivo. A partir das características de transferência de calor e distribuição de temperatura encontrada, pretende-se desenvolver um modelo utilizando o *software* de simulação numérica *ANSYS FLUENT*[®], simplificadamente apenas com a utilização de materiais sólidos por meio do fenômeno de condução térmica.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM DISSIPADORES

Dissipadores de calor têm por objetivo garantir a integridade de equipamentos que podem se danificar caso a grande quantidade de energia térmica gerada durante seu funcionamento não seja transferida e dissipada em tempo hábil gerando altos níveis térmicos. O desempenho de um dissipador depende de seu material, de sua geometria e das propriedades do escoamento sobre suas aletas.

O calor gerado pelo componente eletrônico, o qual se deseja refrigerar normalmente tem de atravessar caminhos com alguns obstáculos, até ser transferido ao ambiente. O caminho que o calor percorre passa pelos seguintes elementos em sequência: componente eletrônico, interface térmica componente/dissipador, dissipador e ar ambiente.

2.1.1 Resistência de contato

Ao colocarem-se duas superfícies em contato, por apresentarem rugosidades, mesmo que em escalas microscópicas, o acoplamento físico nunca ocorre de maneira plena. Forma-se assim uma grande quantidade de pequenas lacunas contendo ar. Essas lacunas aumentam a resistência térmica à passagem do fluxo de calor por condução, a esse acréscimo dá-se o nome de resistência de contato.

Para obter um melhor acoplamento térmico entre componente eletrônico e dissipador de calor é comum a utilização de pastas térmicas. Mesmo possuindo condutividade térmica relativamente baixa, quando comparadas ao ar ainda possuem condução térmica muito maior. É então utilizada uma fina camada entre as superfícies, a fim de preencher as lacunas de ar, oferecendo menor resistência de contato térmico. Wei et al.(2006), em seu modelo computacional, tiveram o cuidado de inserir esta região de resistência. Na maioria dos casos relatados na literatura tal resistência não foi levada em consideração ou foi encontrada embutida em alguma outra região do sistema.

2.1.2 A Base do Conjunto de Aletas

A base do conjunto de aletas é composta de uma placa metálica e geralmente é feita com o mesmo material do conjunto das aletas. Ela tem a função de espalhar o calor oriundo da superfície inferior para a região onde se encontram as aletas. Devido a característica tri-dimensional do fluxo de calor, a base maciça do dissipador apresenta a chamada resistência de espalhamento. Para o caso do dissipador de calor convencional (sem a presença de uma *vapor chamber*), esta base necessitaria ser suficientemente espessa quando se deseja espalhar o calor proveniente de uma fonte de calor com área muito menor que a área da base das aletas. Por outro lado, deseja-se que esta base apresente espessura pequena para tal dispositivo ser alojado em sistemas eletrônicos onde geralmente há falta de espaço.

2.1.4 O Conjunto de Aletas

O conjunto de aletas é composto de várias placas planas dispostas paralelamente, e devem possuir uma boa área de transferência de calor e um bom coeficiente de transferência de calor por convecção. Esse conjunto de aletas tem a função de transferir o calor oriundo da fonte de calor para o ar ambiente, mas representa a maior parcela de resistência térmica do conjunto, pois, conforme relatam Culham e Muzychka (2003), o coeficiente de transferência de calor externo é ainda relativamente baixo.

2.2 EBULIÇÃO NUCLEADA

2.2.1 Resfriamento em sistemas eletrônicos

Inicialmente os circuitos eletrônicos e microprocessadores foram resfriados simplesmente por convecção natural sendo adotados quando necessário o uso de dissipadores de calor. Com o aumento da potência dissipada nesses componentes, ventiladores e exaustores foram integrados aos sistemas a fim de utilizar troca de calor por convecção forçada, gerando escoamentos de até 5 m/s. Porém, este

método de refrigeração vem se tornando ineficiente diante de situações onde existe grandes potências dissipadas e o uso de dissipadores e o gerenciamento do fluxo se tornam complicados.

Muitos processos na engenharia em que estão presentes grandes fluxos de calor fazem o uso da ebulição como mecanismo de transferência de calor. Os altos coeficientes de transferência de calor associados à ebulição a tornam atrativa para ser considerada com propósito de gerenciamento do desempenho térmico de equipamentos eletrônicos avançados.

Sendo a ebulição nucleada um dos mecanismos mais eficientes de remoção de calor, tem como característica importante a elevada taxa transferência de calor de com diferencial relativamente reduzido de temperaturas. Objeto de inúmeras pesquisas durante os últimos 50 anos, destaca-se seu uso em aplicações nucleares, em aplicações frigoríficas e também em evaporadores de recirculação de líquido.

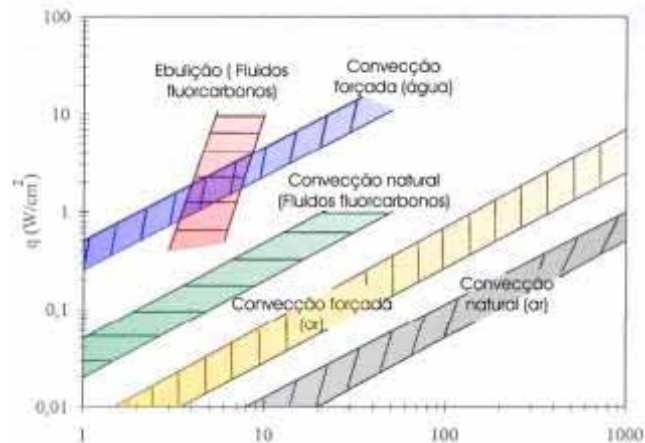
Na *vapor chamber* a mudança do estado líquido para o estado vapor, devido à ebulição, é mantida pela transferência de calor oriundo da superfície sólida, estando esta superfície a uma temperatura superior à temperatura de saturação correspondente ao líquido na pressão de trabalho imposta. O calor transferido da superfície sólida para o líquido pode ser calculado pela lei do resfriamento de Newton como segue na Equação 1 :

$$q'' = h (T_s - T_{sat}) = h \cdot \Delta T_{sat} \quad (1)$$

Na qual q'' é o fluxo de calor, h coeficiente de transferência de calor, T_s a temperatura da superfície, T_{sat} a temperatura de saturação do líquido e ΔT_{sat} a diferença entre as duas temperaturas anteriores.

Na Figura 6 apresentada por Passos (2010), é possível comparar a relação de fluxo de calor e ΔT_{sat} característica de vários fluidos.

Desta forma é possível notar que altas taxas de transferência de calor podem ser obtidas com o uso da ebulição atuando com pequenas diferenças de temperatura uma vez que esta envolve altos coeficientes de transferência de calor.

Figura 6 - Fluxos de calor x ΔT_{sat} .

Fonte: Passos (2010).

Os trocadores de calor por mudança de fase podem ser utilizados em conjunto á outros trocadores a fim de melhorar a eficiência de transferência de calor do sistema.

2.2.2 Tipos de ebulição

O processo de ebulição se caracteriza pelo surgimento de bolhas de vapor, que crescem e desprendem da superfície. A diferença de temperatura, a natureza da superfície sólida e as propriedades fluido de trabalho influenciam no crescimento e na dinâmica das bolhas, afetando assim o movimento do líquido próximo à superfície e por consequência o coeficiente de transferência de calor.

Baseado no trabalho de Cardoso (2005), podemos caracterizar a presença da ebulição em um sistema da seguinte forma:

- Ebulição em piscina: onde o líquido encontra-se em repouso e o seu movimento próximo à superfície é devido à convecção natural e à mistura induzida pelo crescimento e o desprendimento das bolhas.

- Ebulição convectiva: onde o movimento do fluido é induzido por fontes externas (bombas hidráulicas, por exemplo) e também por convecção natural e pela mistura induzida das bolhas.

- Ebulição confinada: onde o fluido de trabalho é confinado em um ambiente pequeno.

A transferência de calor por ebulição ocorre por meio de diferentes modos, são eles caracterizados por:

- Calor latente: que é responsável pela quantidade de calor transferida diretamente por meio da mudança de fase do fluido de trabalho.

- Micro convecção: onde o calor é transferido pelo fluido superaquecido adjacente as bolhas de vapor no momento em que estas deixam a superfície.

- Convecção natural: o calor transferido pelo movimento do fluido devido de diferenças de massa específica geradas pelo gradiente de temperatura ao longo do sistema.

- Correntes de Marangoni: são causadas quando o gradiente de pressão criado pela rápida vaporização de uma gota de líquido pela superfície superaquecida cria fluxos convectivos laterais a bolha.

Em situações de ebulição plenamente desenvolvida a convecção natural e as Correntes de Marangoni são mecanismos de transferência que podem ser consideravelmente desprezíveis por conta da característica das bolhas de vapor produzidas.

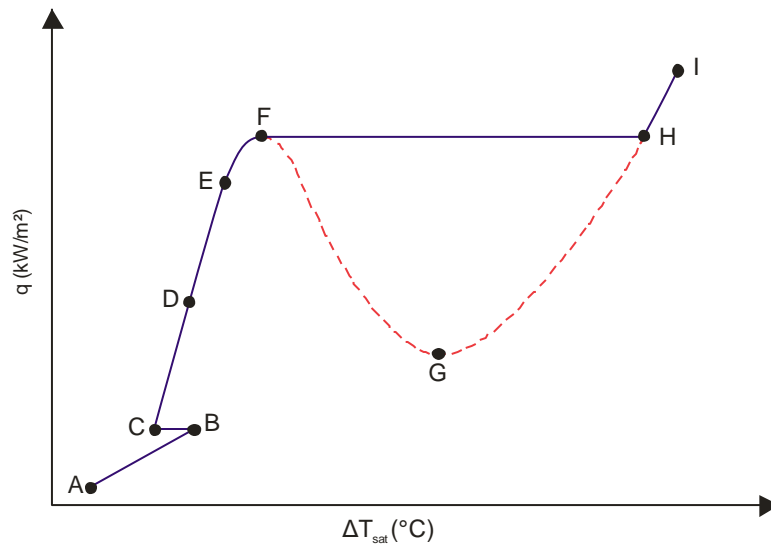
2.2.3 Regimes de ebulição

Nukyama (1950) apud Passos (2009) em 1934 realizou um estudo sobre ebulição em piscina e identificou diferentes regimes de ebulição controlando a diferença da temperatura de saturação do líquido ΔT_{sat} e relacionam-se com o coeficiente de transferência de calor envolvido. Passos (2009) apresentou um esboço sobre essa curva, desta vez controlando-se o fluxo de calor imposto ao sistema e relacionando-o então com ΔT_{sat} . Este esboço é apresentado na Figura 7.

Algumas regiões que estariam apenas presentes no estudo de Nukyama são representadas em linha tracejada.

Podemos notar que no trecho compreendido entre os pontos A e B a transferência de calor ocorre apenas por convecção natural, devido o movimento do fluido e aos efeitos do empuxo e massa específica ao alterar-se a temperatura do fluido.

Figura 7 - Curva de ebulição de Nukiyama esboçada para Fluxo de Calor imposto por Passos (2009).



Fonte: Passos (2009).

Ao aumentar-se o fluxo de calor imposto à superfície, ocorre o superaquecimento necessário para iniciar o crescimento de bolhas de vapor. O crescimento das bolhas pode se estender e ocorrer a dispersão rápida da ebulição sobre toda a superfície, o aumento do coeficiente de transferência de calor ocasionado por esta situação causa uma diminuição rápida e localizada da temperatura na superfície, esse efeito pode ser observado na região BC.

Logo após este estágio tem-se então, o início da ebulição nucleada. No trecho C-D, bolhas isoladas se formam nos locais de nucleação e se separam da superfície. Colunas e bolsões de vapor ocorrem no trecho DE. Próximo ao ponto F aparecem os “cogumelos” de vapor. A região compreendida entre o os pontos C até F apresenta consideráveis aumentos do fluxo de calor afetando muito pouco a temperatura da superfície aquecida

Na região EF encontra-se o limite superior do fluxo de calor, onde as bolhas de vapor se unem e formam uma camada que se torna obstáculo à chegada do líquido à superfície aquecida, reduzindo o resfriamento nesta região até a vaporização do líquido local.

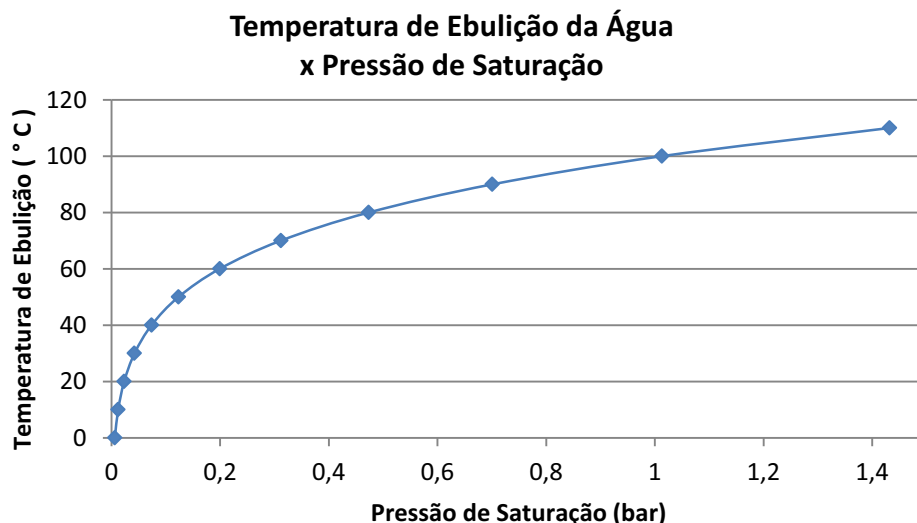
No ponto F, onde encontramos o fluxo de calor crítico, ocorre uma camada intermitente de vapor instável sobre a superfície e por bolhas de vapor e líquido. Se fosse controlada ΔT_{sat} e não o fluxo de calor imposto a partir do ponto G, a ebulição

em película é caracterizada por uma película ondulada contínua de vapor sobre a superfície que não possui transferência de calor eficiente. A região compreendida entre FG e GH está presente apenas quando se controla a temperatura de saturação, no regime de fluxo de calor imposto ela não é observada havendo então a passagem direta ao ponto H com ebulição em película e o grande aumento de ΔT_{sat} .

2.2.4 Fatores que influenciam na ebulição

Entre alguns fatores que influenciam o processo de ebulição temos a temperatura de saturação do fluido escolhido. Esta característica pode ter sua temperatura alterada por meio da pressão de trabalho a qual o sistema é submetido, a água que possui a temperatura de saturação 100 °C na pressão de 1 atm, pode ter esta temperatura reduzida ou aumentada com o controle da pressão envolvida. Para a água a temperatura de ebulição relacionada a várias pressões de saturação são apresentadas na Figura 8, estes dados foram encontrados através do software EES - Engineering Equation Solver.

Figura 8 - Pressão de Saturação x Temperatura de Ebulição da Água.



Fonte: EES (2009).

A dinâmica de formação e o desprendimento do vapor são dependentes da rugosidade da superfície, presença e formato de cavidades que facilitam regiões de

nucleação, da orientação da superfície e também das características termofísicas do fluido. Nishikawa et al.(1984) *apud* Cardoso (2005) demonstraram que para fluxos de calor menores de $0,7 \text{ W/cm}^2$ considerados como baixos, a orientação da superfície é significativa, para fluxos entre $0,7$ e 17 W/cm^2 a influência da orientação tende a se atenuar e em fluxos maiores do que 17 W/cm^2 a orientação não é mais significativa no processo.

2.3 TROCADORES POR MUDANÇA DE FASE

2.3.1 Heat Pipes

Os dispositivos que funcionam sob condições de mudança de fase podem oferecer uma eficiência impressionante em relação à transferência do calor, até 100 vezes mais do que um condutor sólido. Os tubos de calor, ou *heat pipes* oferecem vantagens interessantes, embora utilizem fluido interno, podem funcionar mesmo quando montados em várias orientações, realizando curvas e até mesmo de ponta-cabeça. Existem também as *vapor chambers*, que embora apresentem o formato de placas, são baseadas no mesmo princípio e são também conhecidas como *flat heat pipes* ou tubos de calor achatados.

Os *heat-pipes* são usados como dispositivos de transferência de calor de uma região quente, até o dissipador, através de uma pequena quantidade de fluido que é continuamente evaporado e condensado. A mudança de fase entre líquido e vapor e a convecção permitem transferir o calor de uma forma mais eficiente que um dispositivo de metal sólido.

No momento de sua fabricação, o *heat pipe* é parcialmente preenchido com o fluido de trabalho. Todo o ar é retirado, criando um sistema de baixa pressão próximo à pressão de saturação do fluido, o que favorece sua evaporação e a condensação na devida temperatura de trabalho. O fluido se evapora com o calor produzido por uma fonte de calor e se condensa ao aproximar-se do dissipador, cuja temperatura é menor.

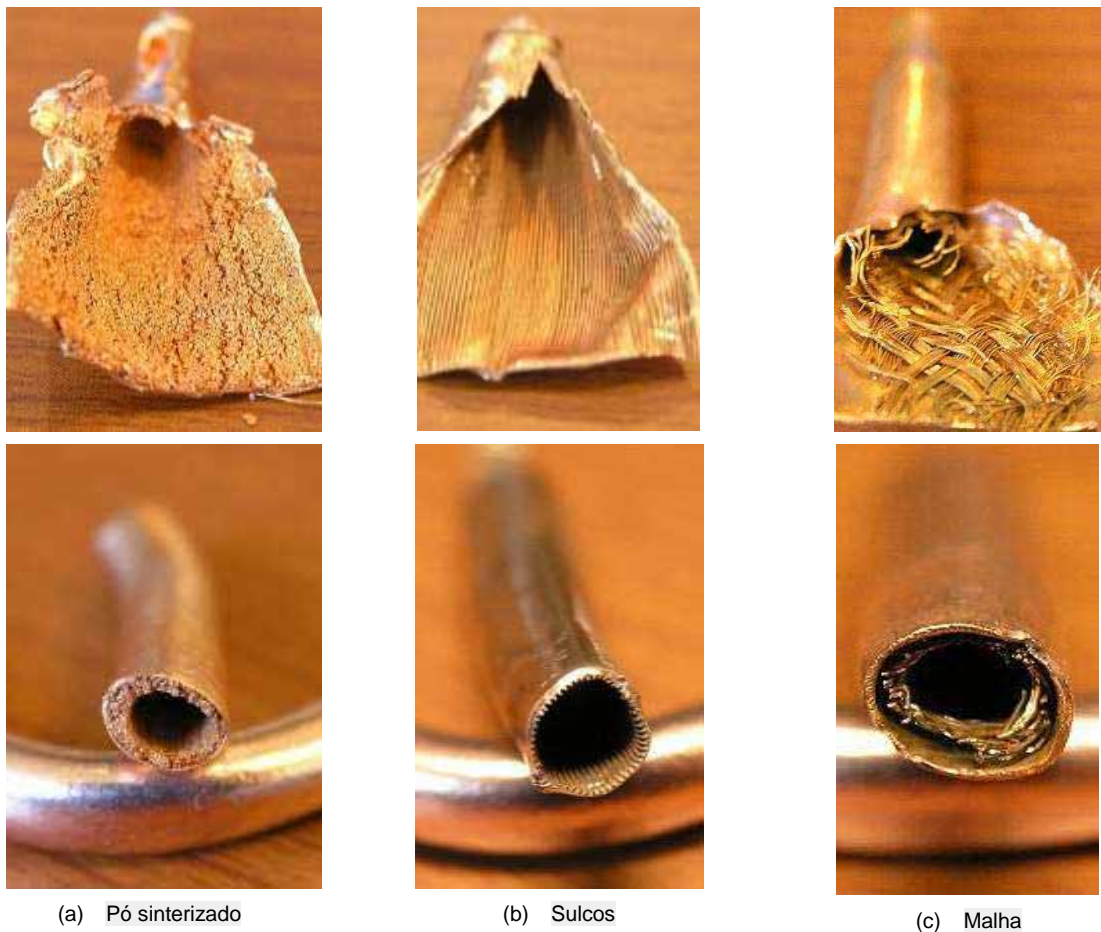
Para que o líquido condensado volte à parte quente a gravidade pode ser utilizada, porém isto limitaria a orientação de uso. Para funcionarem em qualquer direção, transferência da fase líquida é realizado através de uma região porosa,

conhecida também por *wick* termo inglês equivalente à pavio. A capilaridade opera exercendo o efeito de bombeamento, como exemplo quando ao se colocar a extremidade de um pano na água esta é bombeada mesmo contrariando a gravidade para as demais regiões do tecido.

A região porosa pode ser composta por pó metálico sinterizado disposto sobre as laterais do *heat pipe*, por espuma metálica, sulcos extrudados ou por uma sobreposição de malhas.

Em todas as configurações, a disposição básica é a mesma: a região porosa nas paredes internas do tubo, e a região central destinada à passagem do vapor, conforme mostra a Figura 9.

Figura 9 - Aparência básica de um heat-pipe mostrando su a região porosa.



(a) Pó sinterizado

(b) Sulcos

(c) Malha

Fonte: Frostytech (2013).

2.3.1 Vapor Chambers

As *vapor-chambers*, funcionam da mesma forma, sendo conhecidas também como *flat heat-pipes* ou tubos de calor achatados. Elas apresentam a aparência de placa e possuem espessura limitada em apenas alguns milímetros, como mostrado na Figura 10.

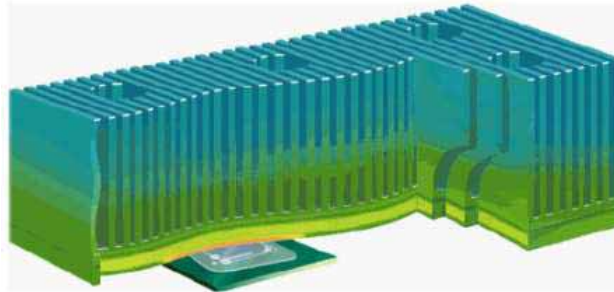
Figura 10- Visão de cima de uma *vapor chamber*.



Fonte: Coolermaster (2013).

Enquanto o *heat pipe* transporta calor de forma unidimensional através de seu sentido axial, o principal objetivo na utilização de uma *vapor chamber* é fazer com que o fluxo de calor gerado por uma fonte pequena se espalhe por uma grande superfície. Desta forma, a transferência de calor é homogeneizada, e é possível observar a temperatura uniforme em toda a base aletada, nas situações em que o trocador de calor é utilizado em conjunto com um dissipador, ver Figura 11. Segundo (OLIVEIRA, 2007). Uma distribuição uniforme do fluxo de calor na superfície inferior do dissipador diminui sua resistência térmica total e conseqüentemente também diminui a temperatura da fonte de calor.

Figura 11- Calor distribuído uniformemente por toda a base do dissipador.



Fonte: Oliveira (2007).

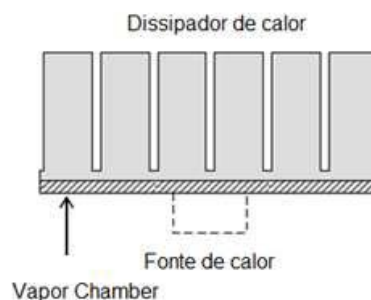
O fenômeno de mudança de fase, principal mecanismo de transferência de calor da *vapor chamber* será discutido no próximo tópico.

2.3.1 Estado da Arte

Aqui serão abordados alguns trabalhos relacionados ao tema e pertinentes ao presente trabalho.

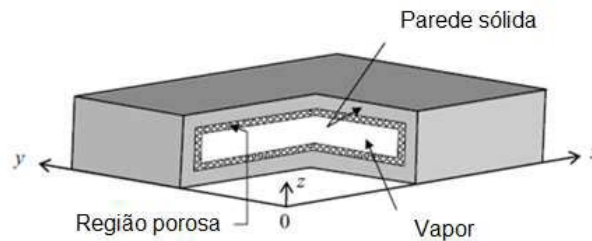
Koito et al.(2010) puderam visualizar por meio do trabalho numérico envolvendo todos os fenômenos de transferência de energia e massa, o comportamento térmico de uma *vapor chamber* envolvendo a transferência de calor e massa. O domínio computacional proposto era composto pela região do vapor, região porosa e parede sólida, foi utilizada uma pequena fonte de calor e um dissipador de calor de grandes dimensões. Na Figura 12 e Figura 13 encontram-se a representação deste domínio.

Figura 12- Fonte de calor, *vapor chamber* e dissipador.



Fonte: Koito (2010).

Figura 13- *Vapor chamber* e suas regiões, as espessuras envolvidas se encontram fora de escala.

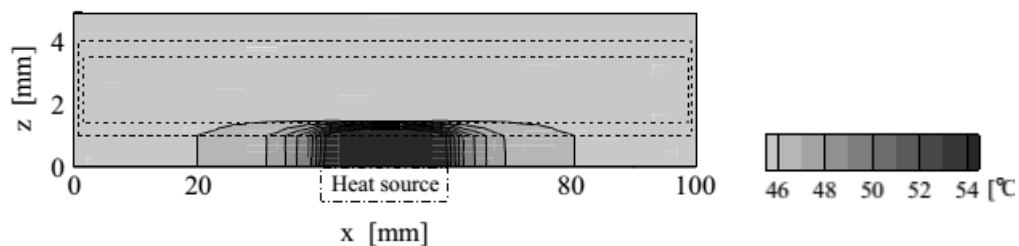


Fonte: Koito (2010).

O fluido de trabalho utilizado era a água, a *vapor chamber* apresentava 100 mm de comprimento, 100 mm de largura e 5 mm de espessura total. A espessura da parede sólida foi de 1 mm e da região porosa de 0,5 mm, esta última feita de pó de cobre sinterizado e apresentando uma porosidade de 0,40.

Koito et al.(2010) utilizaram a condutividade térmica efetiva da região porosa estimada com o valor de 8,13 W/m.K. A potência de entrada foi de 30 W/cm². Foram determinados os fluxos de massa, a transferência de calor e o gradiente de temperatura são representados a seguir na Figura 14 em corte.

Figura 14 - Representação em corte do gradiente de temperaturas no modelo de Koito(2010).



Fonte: Koito (2010).

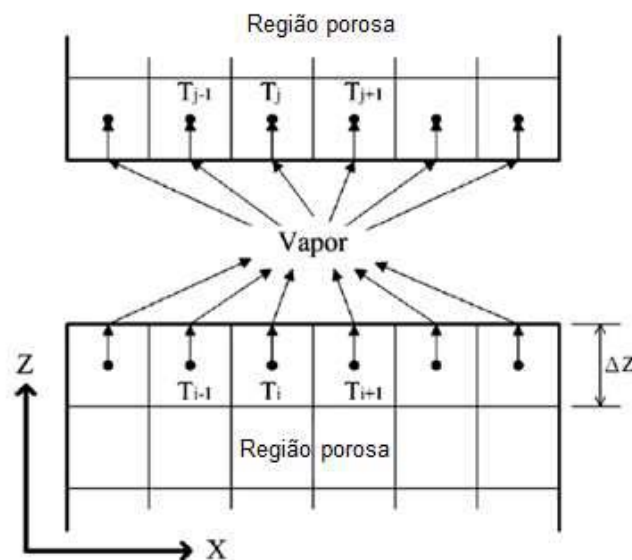
Chen et al.(2008) apresentaram uma análise numérica de um conjunto formado por um dissipador de calor incorporado à uma *vapor chamber*, sob a influência de fontes de calor concentradas.

Seu objetivo era simplificar a análise, afim de esta ser incorporada em simulações térmicas realizadas durante o desenvolvimento de produtos. Utilizando um modelo baseado em uma *vapor chamber* real o trabalho pode ser validado experimentalmente.

No estudo, a região porosa foi dividida em vários volumes de controle, como mostrado na Figura 15. Os fenômenos físicos envolvidos foram simplificados de forma que a transferência de calor fosse apenas representada por meio da condução de calor entre cada volume. O vapor foi tratado como uma interface comum de transferência de calor entre todos os volumes de controle adjacentes a ele.

O fluido de trabalho utilizado pela *vapor chamber* presente no experimento era a água, e a *vapor chamber* apresentava 86 mm de comprimento, 71 mm de largura e 5 mm de espessura total.

Figura 15- Volumes de controles representando a transferência de calor por condução térmica.



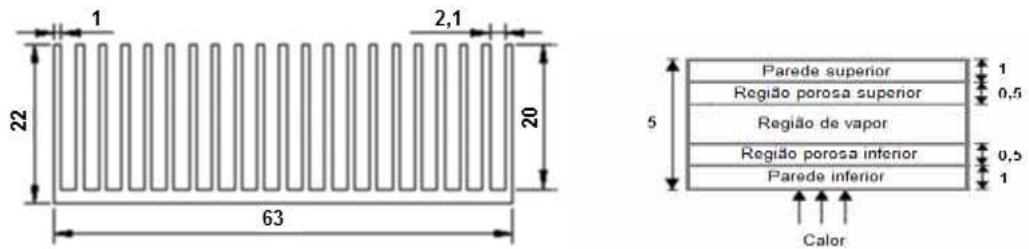
Fonte: Chen (2008).

Como representado na Figura 16, um dissipador de calor de alumínio foi fixado à *vapor chamber*. A espessura da parede foi de 1 mm e da região porosa composta pó de cobre sinterizado era de 0,5 mm.

Estimada também a partir da equação de Yagi e Kunii a condutividade térmica efetiva da região porosa também foi definida como 10,23 W/m.K, a potência da fonte variou entre 30 a 60 W.

A Figura 16 mostra o sistema térmico que foi utilizado no cálculo.

Figura 16 - Dissipador de calor anexado a *vapor chamber* e a estrutura interna da *vapor chamber*.



Fonte: Chen et al.(2008).

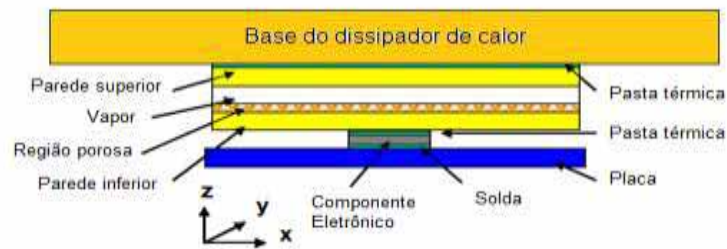
Assim, os autores puderam comparar abordagens isotrópicas e ortotrópicas na condutividade da região de vapor em busca de melhor representar a transferência térmica do sistema. Na abordagem isotrópica a condutividade térmica adotada para a região do vapor era a mesma em todas as direções, enquanto na abordagem ortotrópica, a condutividade térmica ao longo da direção z foi definida como direta e possuía um valor baixo próximo ao valor adotado na parte sólida, nas direções x e y definida como de espalhamento a condutividade teve valores altíssimos na ordem de dezenas de milhares de $W/m.k$.

Simulações *CFD* foram realizadas no software *FLUENT*[®] e os resultados possuíam divergência apenas 6,3% da temperatura encontrada experimentalmente na fonte de calor.

Wei et al.(2006) adotaram um modelo semelhante ao anterior, representando um componente eletrônico dissipando calor em placa de circuito impresso, também foi utilizada a adoção de um material de interface térmica, comumente conhecido como pasta térmica, um dissipador de calor e a *vapor chamber*. O modelo numérico foi comparado com dados experimentais dos autores.

O modelo numérico foi construído desta vez no software *FLOTHERM*, representado por camadas de blocos com condutividades térmicas efetivas. Em adição ao anterior este modelo considerou a resistência imposta pelo uso de pasta térmica e a resistência térmica referente soldagem do componente e a placa. Um esquema do modelo pode ser observado na Figura 17.

Figura 17- Esquema do modelo físico.



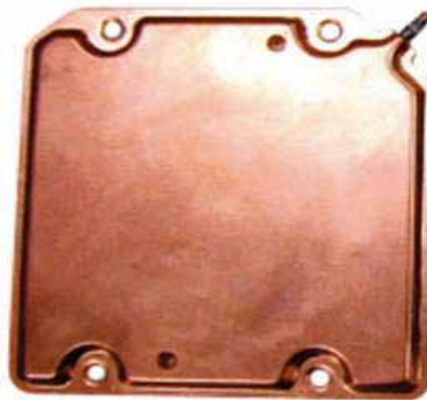
Fonte: Wei et al.(2006).

Este trabalho demonstrou que o desempenho térmico é fortemente dependente da condutividade da região porosa e pouco dependente à condutividade adotada para região do vapor quando o fluxo de calor é elevado.

Wang et al.(2011) desenvolveram uma abordagem diferente para calcular a condutividade térmica global efetiva de uma *vapor chamber* comercial, utilizando para isto análise experimental da mesma. Para tal fim foram utilizadas características como potência do sistema, dimensões da *vapor chamber* e dimensões da fonte de calor.

O aparato era composto de um dissipador de calor de alumínio soldado na *vapor chamber* e foi testado em um túnel de vento. A Figura 18 mostra uma fotografia da *vapor chamber* utilizada. A água era o fluido de trabalho empregado e suas dimensões eram 88 mm, 88 mm e 3,85 mm. A estrutura porosa era composta pela sobreposição de malhas de cobre.

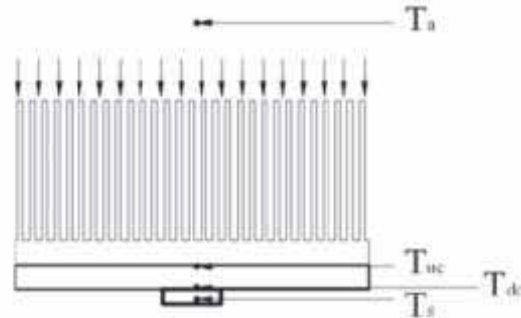
Figura 18- Fotografia da *vapor chamber* utilizada por Wang et al.(2011)



Fonte: Wang et al.(2011).

A Figura 19 indica os pontos onde foi realizada a medição de temperatura ambiente T_a , temperatura central superior T_{uc} , temperatura central inferior T_{dc} , e temperatura da fonte T_s .

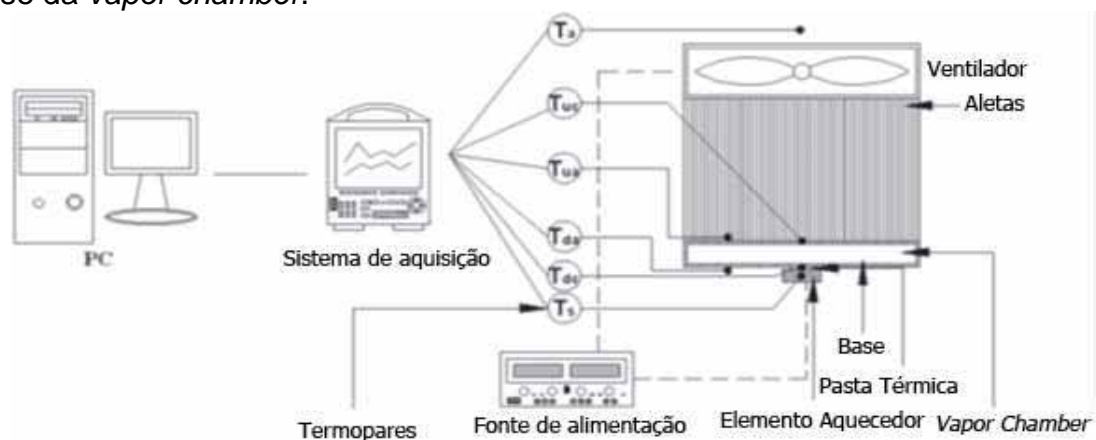
Figura 19- Pontos de medição de temperatura na *vapor chamber*.



Fonte: Wang (2011).

A Figura 20 mostra o aparato experimental adotado.

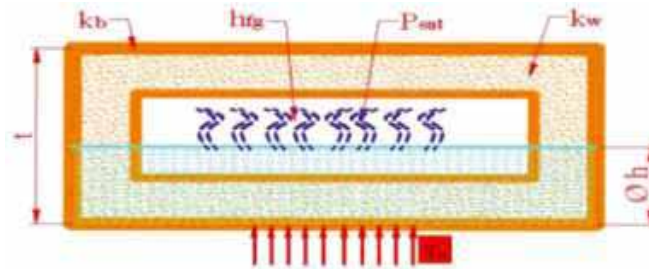
Figura 20 - Aparato experimental utilizado para obter as temperaturas de interesse da *vapor chamber*.



Fonte: Adaptado de Wang (2011)

Para a dedução da fórmula para o cálculo da condutividade térmica efetiva o autor se baseou na sistemática dimensional do Teorema de Pi de Buckingham. Na Figura 21 podem ser observadas as variáveis dimensionais, consideradas: condutividade térmica do material da *vapor chamber* (k_b), condutividade térmica efetiva da região porosa (k_w), fluxo de calor da fonte de calor (q_{in}), o calor latente do fluido de trabalho (h_{fg}), pressão de saturação do vapor (P_{sat}), espessura total do dispositivo (t) e a altura do fluido de trabalho dentro da *vapor chamber* (Φ_h), além da área total (A).

Figura 21- Variáveis dimensionais relacionadas a *vapor chamber*.



Fonte: Wang (2011).

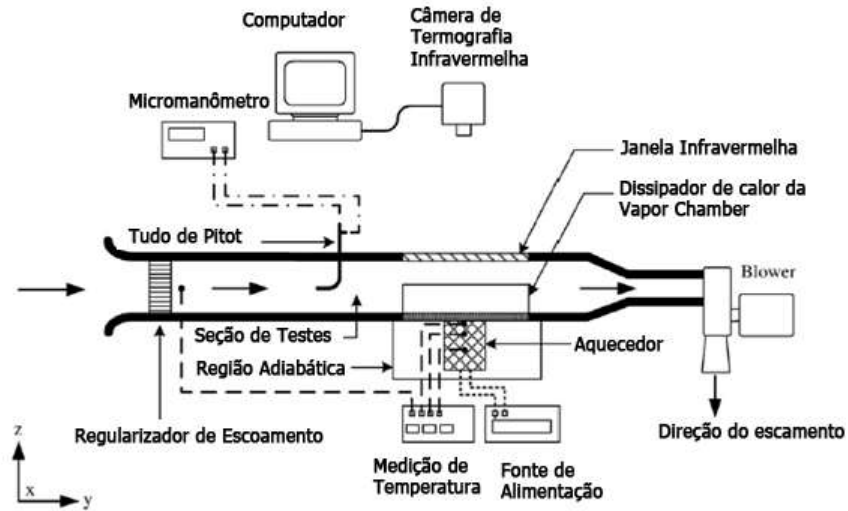
Os resultados obtidos mostram que a *vapor chamber* apresentava uma taxa de transferência de calor que poderia ser comparada a um sólido de propriedades ortotrópicas com condutividade térmica de aproximadamente 100 W/m.K na direção normal à superfície plana da *vapor chamber* e de aproximadamente 900 W/m.K nas direções paralelas a superfície plana, capaz assim de realizar o espalhamento do fluxo de calor através de toda a base do dissipador. Porém, não é possível observar a distribuição de temperaturas no sistema.

Li et al.(2010) utilizando termografia por infravermelho como diferencial, estudaram experimentalmente o desempenho térmico de uma *vapor chamber* ligada à base de um dissipador de calor de aletas planas.

A *vapor chamber*, ligada à base do dissipador de calor tem sua resistência térmica comparada com a resistência térmica de um dissipador de calor de alumínio convencional.

Pode-se observar esquematicamente o aparato experimental adotado na Figura 22. Este consistiu de um de túnel de vento, da *vapor chamber* e dissipador de calor, dispositivos para medir temperatura e velocidade do escoamento e sistemas de aquecimento. Possuía também o sistema de termografia por infravermelho. Termopares foram adotados como sensores de temperatura e as superfícies foram revestidas com tinta de coloração escura com uma emissividade de 0,96 para possibilitar o uso da termografia. O fluido de trabalho utilizado na *vapor chamber* como nos demais trabalhos foi a água.

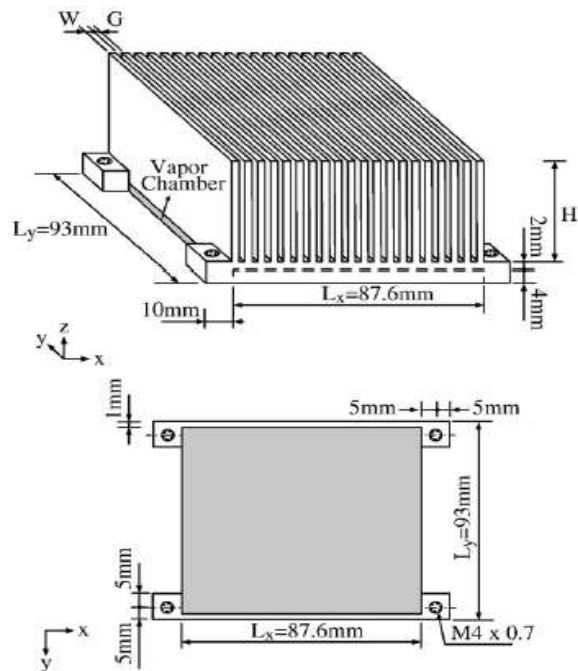
Figura 22- Esquema experimental utilizando túnel de vento e termografia.



Fonte: Adaptado de Li (2010)

A base do dissipador possuía um ressalto onde era possível utilizar a *vapor chamber*, ou uma placa de alumínio, tornando assim o dissipador semelhante a um dissipador sólido convencional. Podemos observar este sistema na Figura 23.

Figura 23- Sistema de dissipador de calor convencional ou com uso da *vapor chamber*.



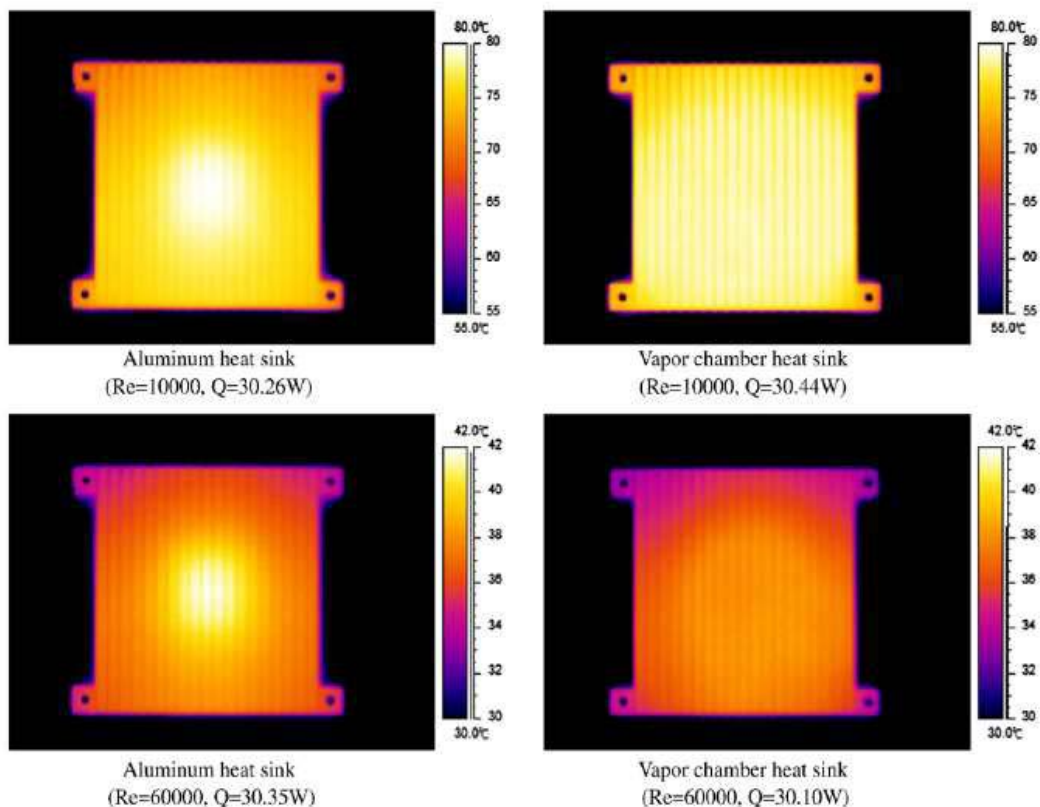
Fonte: Li (2010).

Pode-se concluir-se que o conjunto formado com a *vapor chamber* pode transferir calor de maneira mais uniforme para a base do dissipador e impedir a formação de pontos de concentração local de temperatura. A Figura 24 mostra a distribuição de temperatura na superfície do dissipador de calor nos casos do uso apenas de alumínio e para os casos do dissipador de calor agregado com a *vapor chamber* por meio das imagens termográficas obtidas.

Com o aumento do número de Reynolds, reduziram-se as temperaturas máximas da superfície em ambos os conjuntos.

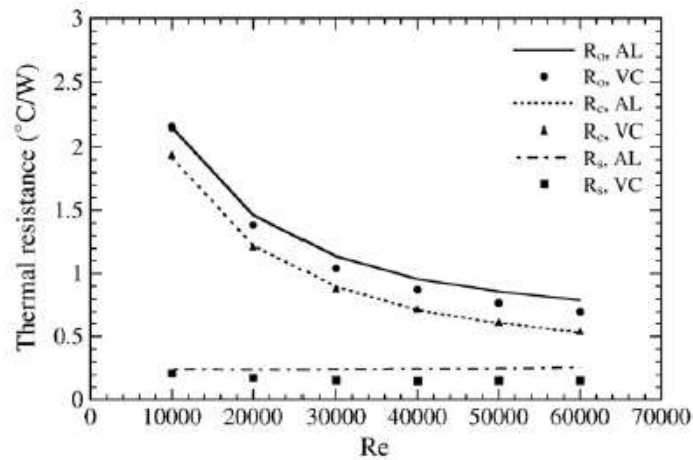
A resistência térmica global dos conjuntos foi representada pela soma da resistência térmica de espalhamento relacionada à transferência de calor na base do conjunto e da resistência térmica de convecção relacionada à transferência de calor nas aletas através do resfriamento por convecção forçada. Na Figura 25 é possível observar a representação dessas resistências para os conjuntos através de vários números de Reynolds.

Figura 24 - Distribuição de temperatura na superfície do dissipador de alumínio convencional e no dissipador de calor incorporado com a *vapor chamber*.



Fonte: Li (2010)

Figura 25 - Resistências térmicas globais, de espalhamento e convecção.



Fonte: Li (2010).

As resistências de convecção térmica de ambos os trocadores de calor são iguais para números de Reynolds iguais, porém a com a adoção da *vapor chamber* a resistência térmica global cai por conta do melhor espalhamento do calor, fato este atestado por meio das imagens termográficas.

Em resumo podemos verificar na Figura 26 abaixo as principais contribuições de cada autor para o atual trabalho.

Figura 26 - Resumo do Estado da Arte por contribuição de autores

Autor	Contribuição
Koito et al.	Modelo <i>CFD</i> completo
Chen et al.	Modelo simplificado por condução térmica
Wei et al.	Modelo simplificado por condução térmica e representação do sistema com acoplamento térmico
Wang et al.	Modelo experimental
Li et al.	Análise por termografia infravermelha

Fonte: Próprio autor.

3 ANÁLISE EXPERIMENTAL

A proposta experimental é avaliar um exemplar adquirido de maneira comercial de uma *vapor chamber*, para que seja realizada a análise experimental necessária ao modelo numérico, avaliando seu funcionamento, a transferência térmica e o gradiente de temperaturas ao longo do dispositivo, utilizando a fonte de calor ao longo de três posições distintas no trocador de calor.

Os experimentos são realizados em túnel de vento a fim de que o escoamento seja controlado. A fonte de calor é alimentada por meio de uma fonte de alimentação para representar o calor dissipado por um componente eletrônico. Um material isolante conhecido como lã de rocha é utilizado em torno das fontes de calor e face inferior do dispositivo a fim de que o calor gerado seja direcionado ao dissipador de calor presente na face superior da *vapor chamber*.

3.1 MATERIAIS

O túnel de vento utilizado neste trabalho encontra-se instalado no Labsin - Laboratório de Simulações Numéricas, laboratório do Departamento de Engenharia Mecânica da UNESP de Ilha Solteira. Este possui a seção de testes 500 mm de comprimento e seção de 360 por 60 mm, e conta ainda com uma abertura de 160 x 90 mm² na superfície superior, revestida por um filme plástico transparente à radiação infravermelha permitindo o monitoramento por meio de termografia infravermelha. Maiores detalhes podem ser observados no Apêndice C.

As medições da distribuição de temperatura são realizadas com termopares tipo K, o diâmetro da junção fria dos mesmos possui aproximadamente 0,3 mm. Os sinais de tensão dos termopares são processados por um sistema de aquisição e enviados a um microcomputador.

O sistema de aquisição de dados é do fabricante Hottinger Baldwin Messtechnik, e seu modelo é MGC plus® - AB22A, com módulos de leitura de termopares ML801 (HBM, 2000). O mesmo possui 32 entradas para termopares e a coleta dos dados é realizada com a frequência de amostragem de 1Hz .

Como fonte de energia foi utilizada uma fonte de alimentação do fabricante Minipa, modelo MPL-3303 que possui indicadores de tensão e corrente, capaz de

fornecer duas saídas variáveis com tensão de 0 a 30 VDC e corrente de 0 a 3 A e uma saída permanente de 5V até 3A DC (MINIPA, 2010).

A *vapor chamber* utilizada nos ensaios experimentais é apresentada na Figura 27. O fluido de trabalho empregado é a água, e sua região sólida é composta por uma liga de cobre e molibdênio. A mesma apresenta as dimensões de 240 mm por 54 mm e 3 mm de espessura.

Figura 27 - *Vapor chamber* utilizada no experimento.



Fonte: Próprio autor.

A Figura 28 a, contém um exemplar similar à utilizada no experimento, porém foi retirado do site de outro fornecedor, para que se possa observar a estrutura interna e também a estrutura porosa por meio de um corte transversal. É possível observar a presença de pequenos apoios na parte interna.

Figura 28- (a) Vista interior da *vapor chamber*. (b) Corte transversal.

(a)



Fonte: Cooler Master (2013).

(b)

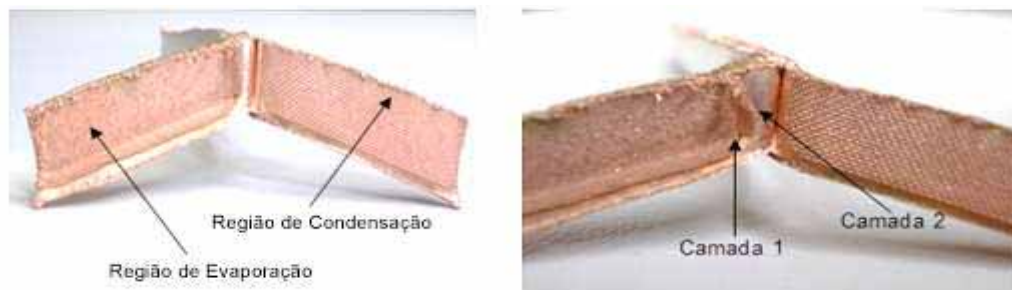


Fonte: Próprio autor.

Possuindo a função de reforçar a estrutura e auxiliar na condução térmica entre as faces, estes apoios também podem ser observados por meio de um corte em outra posição, na Figura 28 b.

Na Figura 29 está presente a estrutura porosa. É possível notar uma malha mais grosseira na região de condensação, onde o vapor retornará a forma líquida e haverá recirculação com transporte por meio do efeito de capilaridade. Duas camadas de uma malha mais refinada são observadas na região onde há a evaporação do fluido de trabalho.

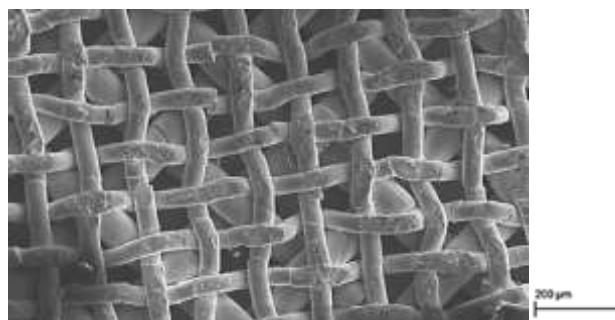
Figura 29 - Estrutura porosa.



Fonte: Próprio autor.

Com intuito de se conhecer melhor esta estrutura, amostras foram analisadas por meio de Microscopia Eletrônica de Varredura com utilização do microscópio pertencente a UNESP de Ilha Solteira. A Figura 30 foi adquirida por meio do detector de Elétrons Secundários, e traz informação apenas sobre a superfície da amostra. Pode ser observada a presença das duas malhas sobrepostas na região de evaporação.

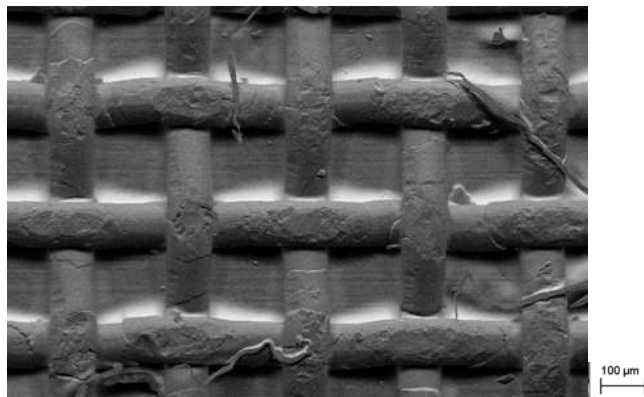
Figura 30 - Sobreposição de malhas na região de evaporação



Fonte: Próprio autor.

Na Figura 31, obtida por meio do detector de Elétrons Retro Espalhados que pode indicar diferentes materiais representando-as com coloração, é possível notar a presença de uma única malha mais grossa. As regiões esbranquiçadas indicam então a presença de algum material diferente utilizado para fixação da malha com a superfície maciça da região de condensação.

Figura 31 - Sobreposição de malhas na região de evaporação



Fonte: Próprio autor.

Na Figura 32 esta presente o dissipador de alumínio que é utilizado como trocador de calor na superfície superior da *vapor chamber*. Este apresenta 7 aletas, cada com 20 mm de altura, 1 mm de espessura e espaçamento de 0,6 mm. A base do dissipador apresenta dimensões de 240mm, 55 mm e 4,7 mm.

Figura 32- Dissipador de alumínio



Fonte: Próprio autor.

A fonte de calor é composta por uma resistência elétrica para dissipação de calor e um bloco inferior isolante de material cerâmico, com dimensões 20 mm,

30 mm e 10 mm, a resistência elétrica que é alimentada por meio da fonte de alimentação.

3.2 MÉTODOS

No procedimento experimental um conjunto de três fontes de calor e um dissipador aletado é montado junto a *vapor chamber*. A potência das fontes e o escoamento externo incidente no dissipador são controlados, e a distribuição de temperatura ao longo do sistema será analisada para que o modelo numérico seja baseado nestes dados.

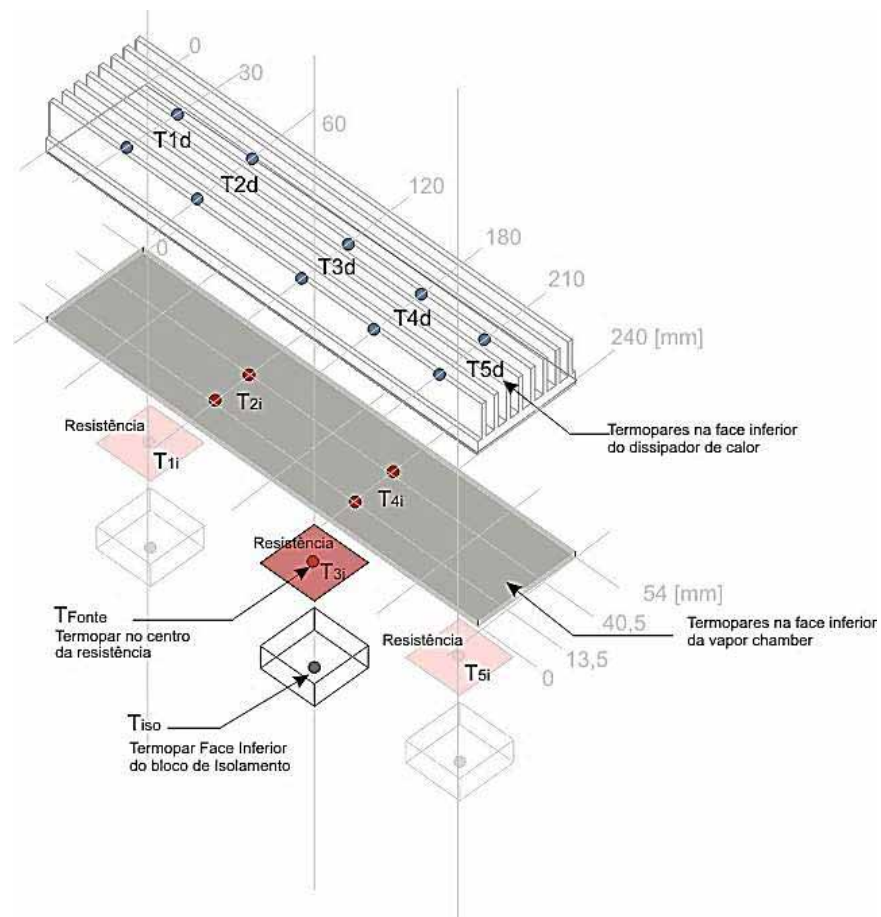
O conjunto é devidamente posicionado na parede inferior da seção de testes do túnel de vento. A região inferior da *vapor chamber*, junto às fontes de calor, fica exposta na porção externa do túnel e um material isolante do tipo lã de rocha é empregado ao redor das mesmas. Dessa maneira o fluxo de calor é direcionado em sua maior parte ao dissipador de calor.

Entre os componentes, o acoplamento térmico é realizado por meio de pasta térmica. O monitoramento da temperatura em todo o sistema, realizado por meio de dos termopares tem seu posicionamento representado na Figura 33.

Na face inferior do dissipador as temperaturas são acompanhadas por meio de pares de termopares fixados em ranhuras de $T1_d$ a $T5_d$. Já na face inferior do trocador a temperatura é tomada por meio dos pares $T2_i$ e $T4_i$ que são colados de forma a garantir o contato entre suas junções e a *vapor chamber* e através dos termopares localizados nas fontes de calor T_{1i} , T_{3i} e T_{5i}

Na Figura 34 é mostrado um esquema geral de todo o aparato experimental, o túnel de vento, a seção de testes, o tubo de pitot a escala graduada para a verificação de velocidade média e os exaustores.

Figura 33 - Posicionamento dos termopares.



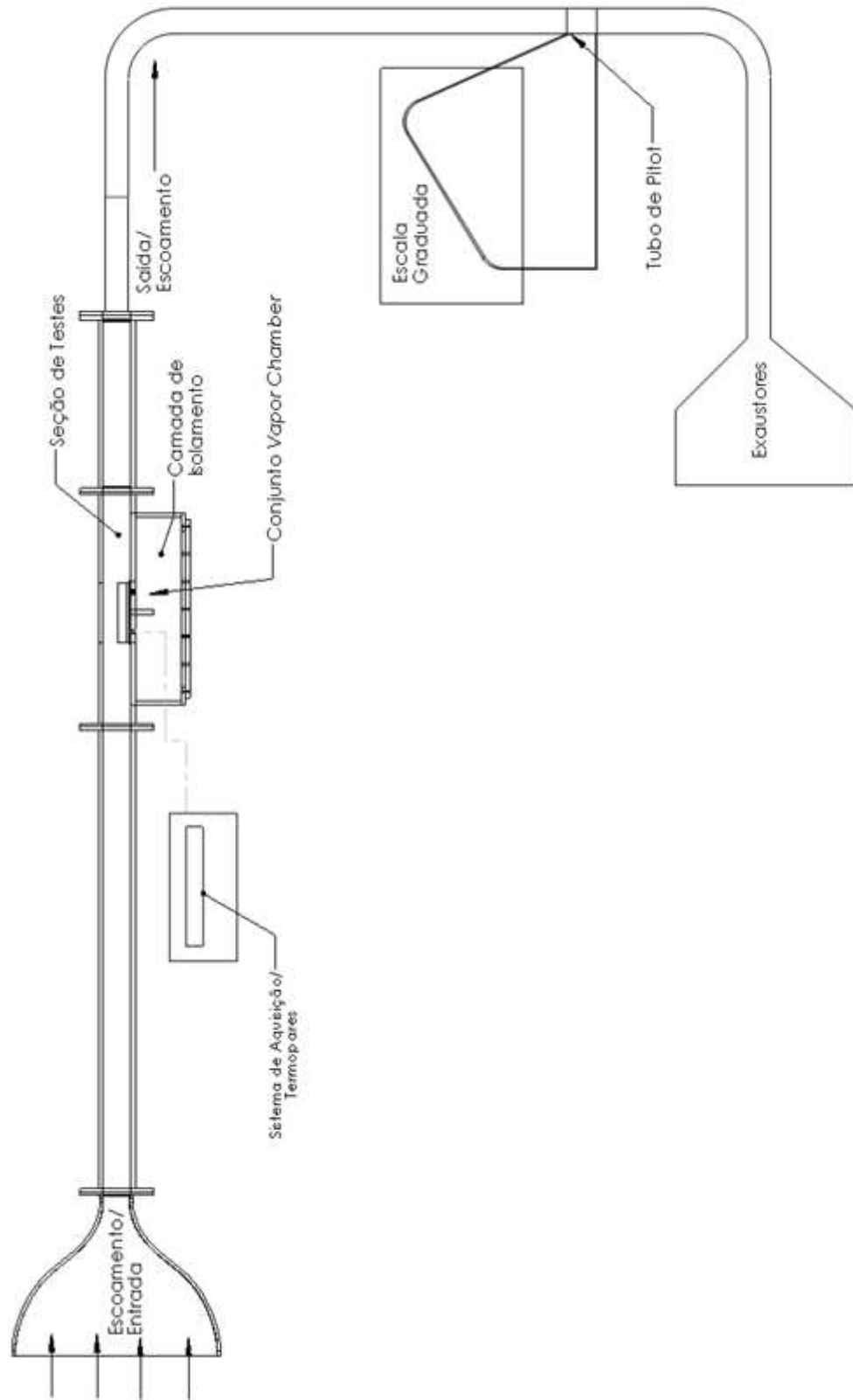
As fontes de calor estão distribuídas ao longo da face inferior da *vapor chamber* e serão utilizadas de forma individual para representar o posicionamento de um componente eletrônico ao longo do trocador. A potência dissipada em cada resistência pode ser ajustada através da fonte de alimentação.

A velocidade no tubo que conecta os exaustores e a seção de testes é determinada por meio de um Pitot e um manômetro inclinado.

As velocidades de escoamento determinadas para o escoamento são de: 1, 2, 3 e 4m/s. E potências de: 20, 40, 60 e 80 W. Cada fonte de calor que será utilizada individualmente.

Maiores detalhes do aparato podem ser vistos na seção de apêndices deste trabalho.

Figura 34- Esquema do experimento completo



Fonte: Próprio autor.

Ao todo se têm 48 configurações experimentais e a temperatura ambiente será mantida por meio de climatização em 24,5 °C, a variação esperada está em torno de 1 °C para cima ou para baixo. Como segue representado na Tabela 1.

Tabela 1 - Configurações dos parâmetros experimentais.

Escoamento (m/s)	Potência (W)
1	20 - 40 - 60 - 80
2	20 - 40 - 60 - 80
3	20 - 40 - 60 - 80
4	20 - 40 - 60 - 80

Fonte: Próprio autor.

Uma vez determinada qual fonte a ser utilizada, deve-se configurar o caso de menor potência e menor velocidade do escoamento, após o sistema entrar em equilíbrio a potência é elevada ao valor seguinte e espera-se o sistema entrar novamente em equilíbrio, tal procedimento é realizado até que todas as potências determinadas sejam ensaiadas.

Executados os casos propostos para esta velocidade na fonte de calor em questão, o sistema deve ser desligado e a situação de equilíbrio com a temperatura ambiente atingida. Após isto, a velocidade média seguinte do escoamento é configurada e a rotina repetida até que todas as configurações sejam experimentadas.

3.4 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Os ensaios foram realizados e repetidos 3 vezes mantendo-se a climatização e condições ambientes o mais uniforme possível em todos os casos. Foi realizada a média das medidas e os resultados são apresentados nesta seção.

A primeira apresentação de resultados na Figura 35, diz respeito à fonte posicionada na região posterior da *vapor chamber*, posição mais distante do ponto onde o escoamento incide com o dispositivo.

Os resultados apresentados em função da velocidade média do escoamento incidente no dissipador, parametrizados pela dissipação de potência. Essa representação foi escolhida, pois nos auxilia a ter em mente que o sistema está sujeito a comportamentos decorrentes de mecanismos relacionados principalmente à convecção forçada no dissipador de calor. O número de Reynolds ou o coeficiente médio de troca de calor h , também não foram escolhidos para esta representação, pois o primeiro não permite um entendimento intuitivo das características do problema, e o segundo representa uma média, e assim não denota os fenômenos decorrentes do desenvolvimento do escoamento ao longo do sistema.

Os gráficos à esquerda que possuem marcadores sólidos e linhas de conexão tracejadas equivalem à temperatura da face inferior, e os gráficos à direita com marcadores vazados e linha de conexão pontilhada são referentes à temperatura na face superior. O eixo das abscissas representa a posição da amostra na *vapor chamber* e o eixo das ordenadas representa o valor de temperatura alcançado pela mesma. Essa representação será seguida também nas próximas representações de resultados nas Figura 36. Os pontos mais à esquerda dos gráficos correspondem a região frontal da *vapor chamber*, nesta região ocorre a incidência direta com o escoamento com o dissipador, assim a transferência de calor é mais elevada e seus valores de temperatura são ligeiramente mais baixos.

Na Figura 36, vemos representados os valores de temperatura para os ensaios com a fonte de calor da posição central ativa e é possível notar que a *vapor chamber* segue o comportamento esperado, a temperatura na fonte de calor tem seu valor mais elevado e as demais temperaturas apresentam-se homogêneas. Como no caso anterior, as temperaturas na extremidade esquerda também são ligeiramente menores por estarem localizadas próximas ao local de entrada do escoamento no dissipador de calor.

Podemos também observar que o conjunto de temperaturas é superior às temperaturas do caso antecedente, isso indica uma possível queda na eficiência térmica do sistema. Podemos usar como hipótese para justificar o fato, que a *vapor chamber* transfere apenas uma parte do calor gerado diretamente a região

imediatamente acima da fonte, mas direciona a maior parte do fluxo para as outras regiões do sistema.

No caso anterior a fonte de calor se encontrava localizada na região posterior do sistema, local este menos privilegiado ao ponto de vista da transferência de calor. A *vapor chamber* direcionava então o fluxo de calor para regiões onde a transferência térmica é maior, obtendo assim uma boa eficiência do sistema. Já na situação atual, a fonte se encontra localizada em uma região de boa transferência térmica, porém a maior parte do fluxo é espalhada para outras regiões, a frontal que possui boa transferência de calor, mas também à posterior, região que não possui transferência tão grande.

Na Figura 37, é representado o caso na qual a fonte de calor presente na posição frontal é ativa. Neste conjunto de ensaios é possível perceber que a transferência de calor foi menor do que nas situações anteriores, tal comportamento novamente justificado por meio da transferência da maior parte do fluxo de calor à regiões de baixa transferência térmicas. Porém, demasiadamente afetada a transferência de calor nesta região também deve sofrer a influência de descontinuidades internas, pois é nesta região que está localizado o terminal de carga para o fluido de trabalho no momento de sua fabricação.

e Figura 37.

É possível observar que a temperatura em todos os pontos do trocador de calor, excedendo-se a fonte de calor ativa, se mantém com temperatura homogênea. Este comportamento indica o correto funcionamento do dispositivo. Não fosse o espalhamento de calor que ocorre por convecção na fase de vapor, o perfil de temperaturas teria um caráter linear, e uma região de concentração de calor seria observada próxima à fonte de calor.

Os pontos mais a esquerda dos gráficos correspondem a região frontal da *vapor chamber*, nesta região ocorre a incidência direta com o escoamento com o dissipador, assim a transferência de calor é mais elevada e seus valores de temperatura são ligeiramente mais baixos.

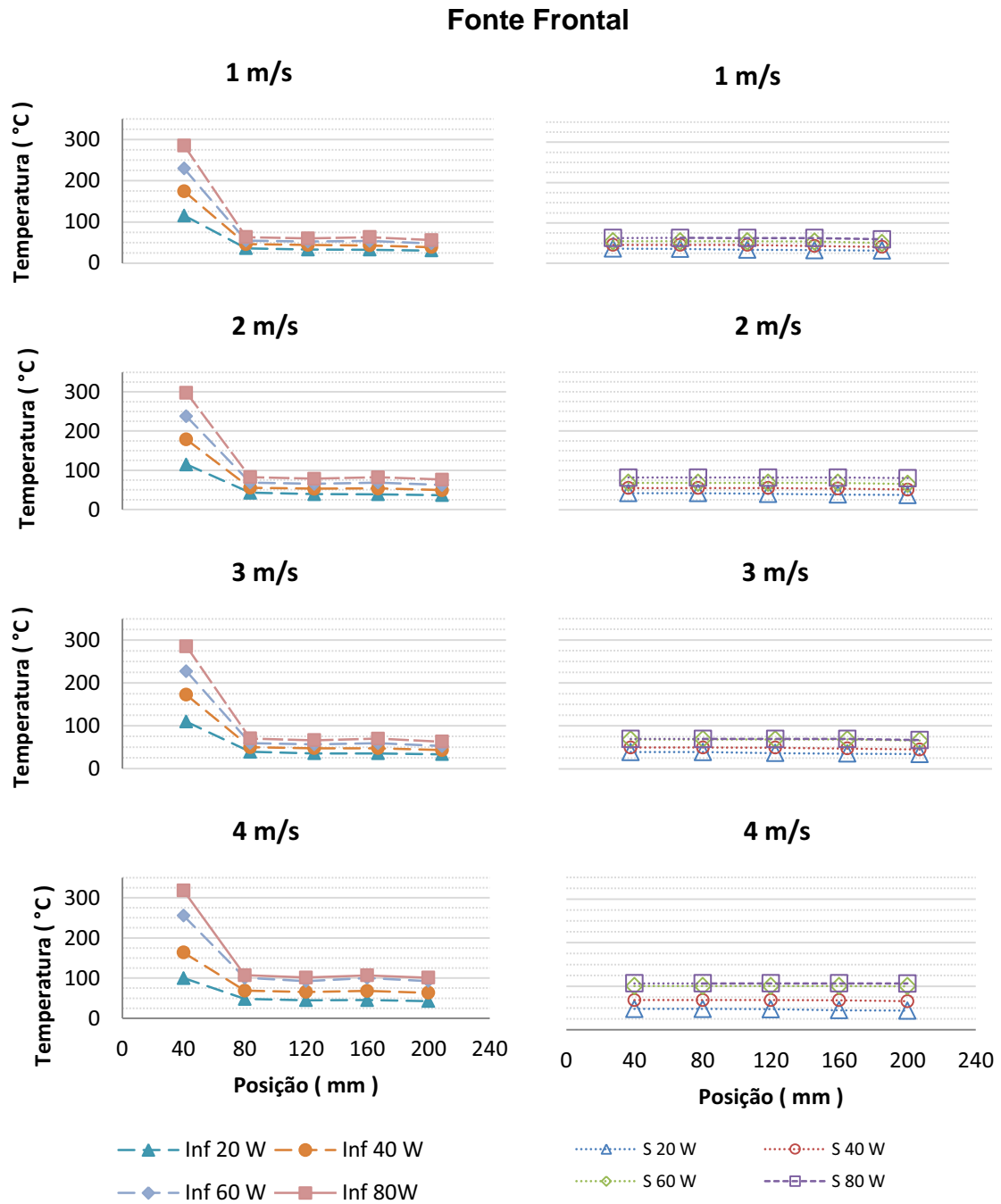
Na Figura 36, vemos representados os valores de temperatura para os ensaios com a fonte de calor da posição central ativa e é possível notar que a *vapor chamber* segue o comportamento esperado, a temperatura na fonte de calor tem seu valor mais elevado e as demais temperaturas apresentam-se homogêneas. Como no caso anterior, as temperaturas na extremidade esquerda também são ligeiramente menores por estarem localizadas próximas ao local de entrada do escoamento no dissipador de calor.

Podemos também observar que o conjunto de temperaturas é superior às temperaturas do caso antecedente, isso indica uma possível queda na eficiência térmica do sistema. Podemos usar como hipótese para justificar o fato, que a *vapor chamber* transfere apenas uma parte do calor gerado diretamente a região imediatamente acima da fonte, mas direciona a maior parte do fluxo para as outras regiões do sistema.

No caso anterior a fonte de calor se encontrava localizada na região posterior do sistema, local este menos privilegiado ao ponto de vista da transferência de calor. A *vapor chamber* direcionava então o fluxo de calor para regiões onde a transferência térmica é maior, obtendo assim uma boa eficiência do sistema. Já na situação atual, a fonte se encontra localizada em uma região de boa transferência térmica, porém a maior parte do fluxo é espalhada para outras regiões, a frontal que possui boa transferência de calor, mas também à posterior, região que não possui transferência tão grande.

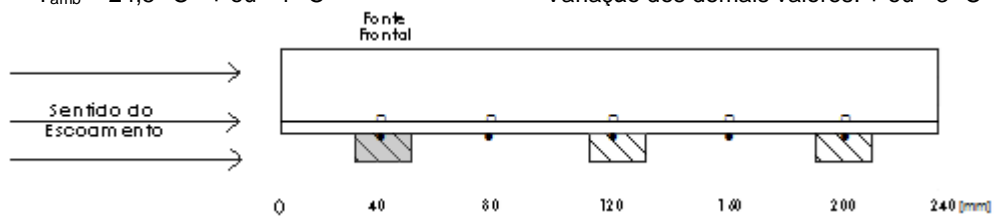
Na Figura 37, é representado o caso na qual a fonte de calor presente na posição frontal é ativa. Neste conjunto de ensaios é possível perceber que a transferência de calor foi menor do que nas situações anteriores, tal comportamento novamente justificado por meio da transferência da maior parte do fluxo de calor à regiões de baixa transferência térmicas. Porém, demasiadamente afetada a transferência de calor nesta região também deve sofrer a influência de descontinuidades internas, pois é nesta região que está localizado o terminal de carga para o fluido de trabalho no momento de sua fabricação.

Figura 37 - Temperaturas da vapor chamber com fonte central ativa.



$T_{amb} = 24,5 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ + ou - } 1 \text{ } ^\circ\text{C}$

Variação dos demais valores: + ou - 3 °C

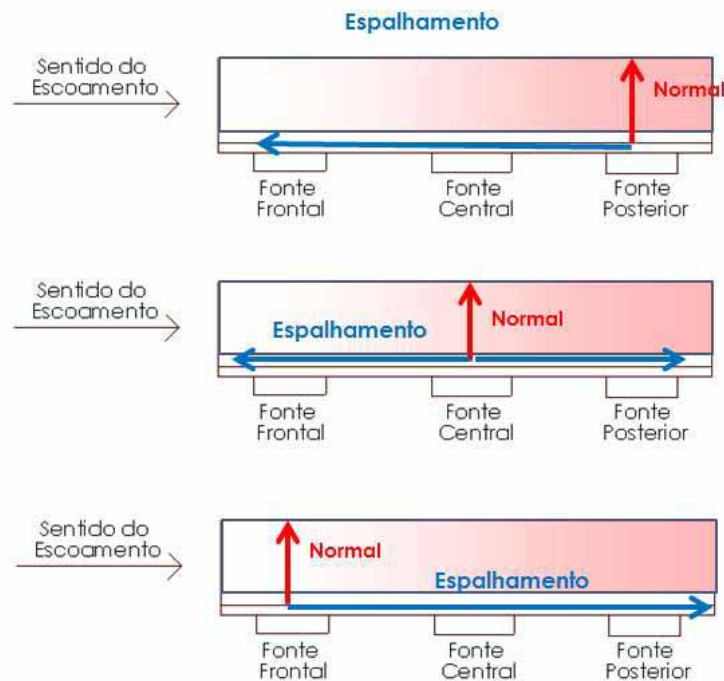


Fonte: Próprio autor.

Descontinuidades no interior *vapor chamber*, podem representar interferências na região sólida e na região porosa do trocador, podendo assim influenciar negativamente o sistema, durante a formação de bolhas do processo de ebulição, em outros processos no fenômeno de mudança de fase, no bombeamento do fluido por meio do efeito de capilaridade na região porosa e até mesmo no efeito de condução térmica nas regiões de material sólido.

A Figura 38 representa a possível distribuição do calor para cada situação de fonte ativa.

Figura 38 - Distribuição de calor para cada situação de fonte ativa.

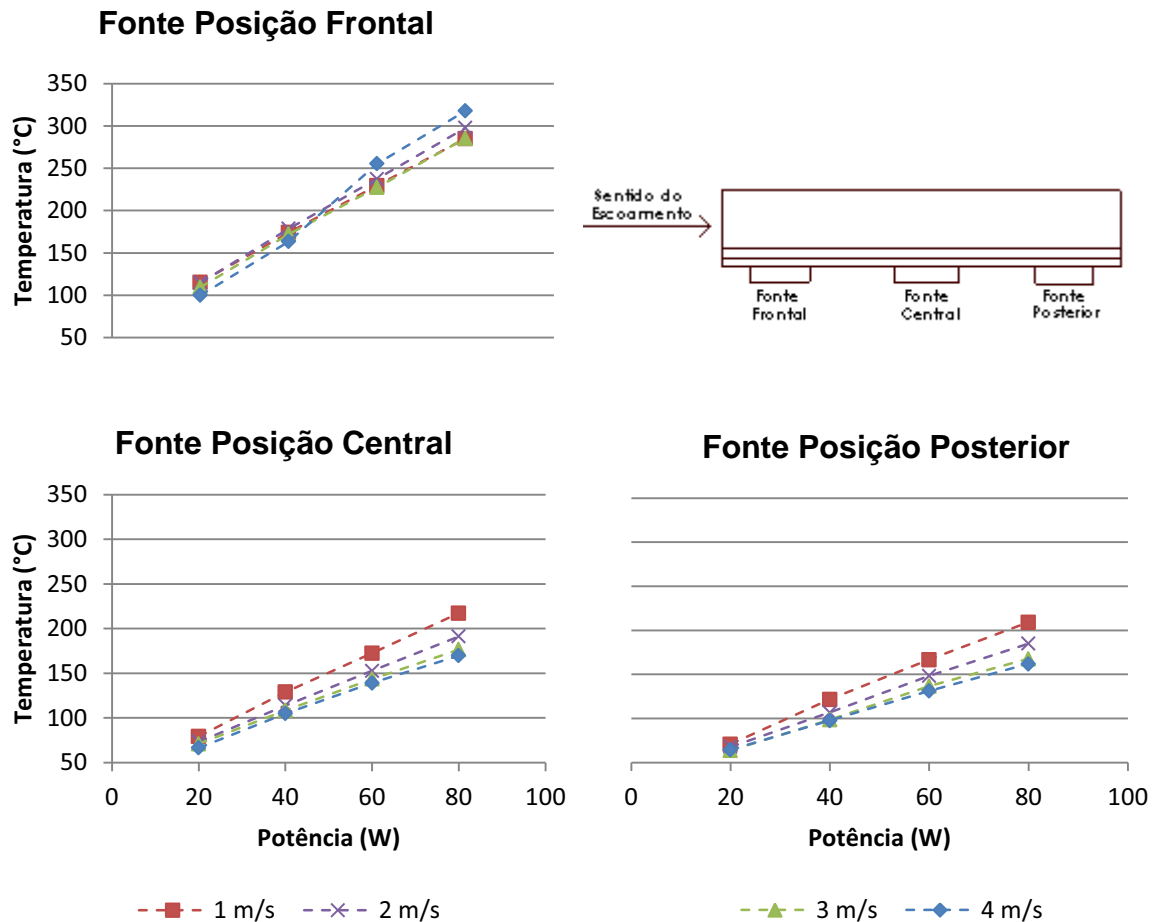


Fonte: Próprio autor.

Na Figura 39 são apresentadas as temperaturas apenas nas fontes de calor nos casos em que as mesmas estão ativas. Os gráficos são agrupados por fonte, o eixo das coordenadas representa a temperatura e o eixo das abcissas representa a potência aplicada. Por meio desta visualização é possível verificar a pequena variação de temperaturas nos casos com fonte ativa na posição central e região posterior, pode-se também verificar um comportamento inesperado quando a fonte frontal é utilizada. Para esta posição em uso, o conjunto de temperaturas possui valores bem elevados, ocorre uma inversão de comportamento no ensaio de 4 m/s nas potências mais altas em 60 e 80 W. Tal comportamento pode ser atribuído

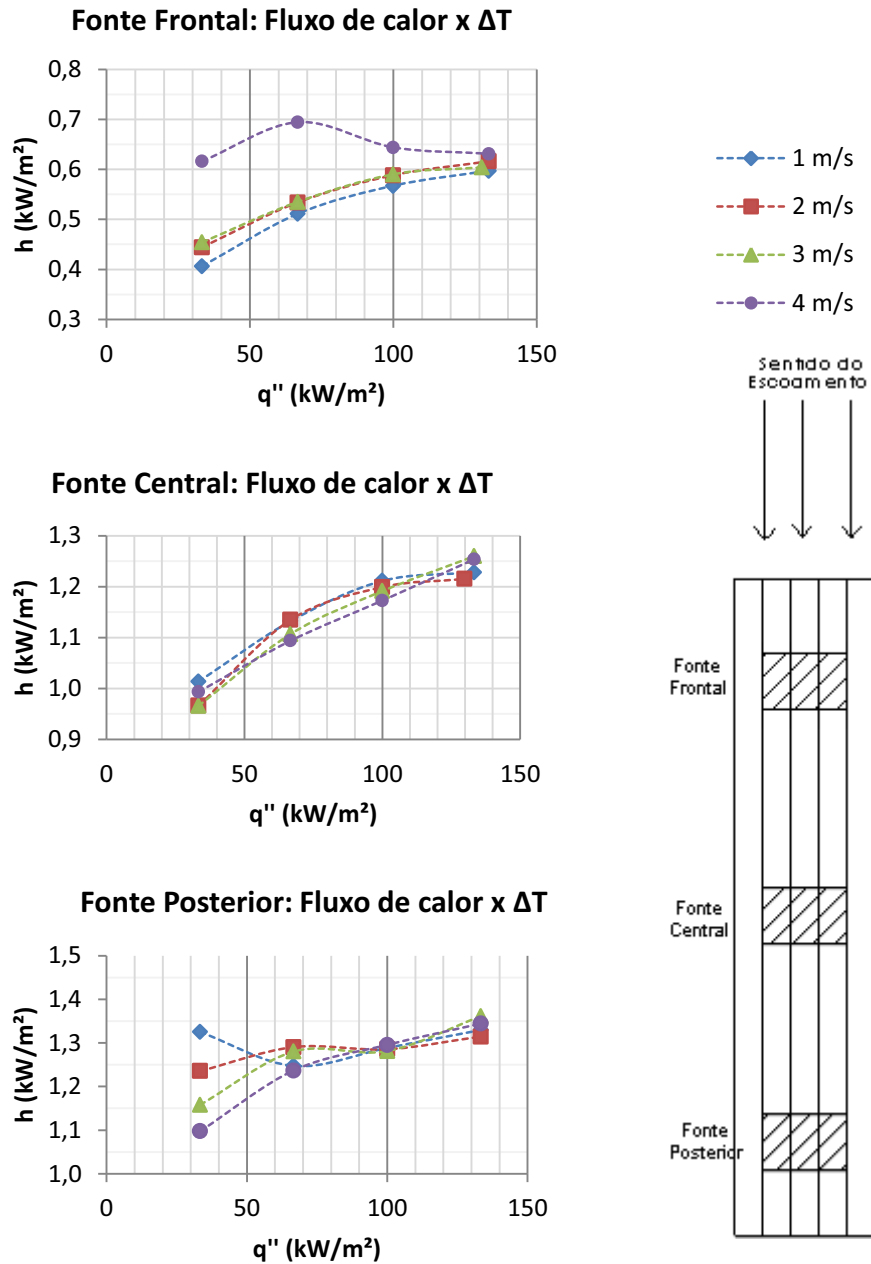
talvez à secagem da região de evaporação do trocador, não possuindo fluido de trabalho esta não é capaz de transferir o calor com o resto do sistema.

Figura 39 - Temperaturas da vapor chamber com fonte frontal ativa.



Fonte: Próprio autor.

Possuindo a temperatura da fonte de calor e a média de temperaturas nas demais regiões da *vapor chamber* pode-se assumir estes valores como a temperatura da superfície aquecida e a temperatura de saturação do fluido de trabalho, respectivamente. Desta forma é possível determinar a relação entre o coeficiente de transferência de calor h e o fluxo de calor imposto ao dispositivo. As curvas para todos os casos são representados na Figura 40.

Figura 40 - h x fluxo de Calor .

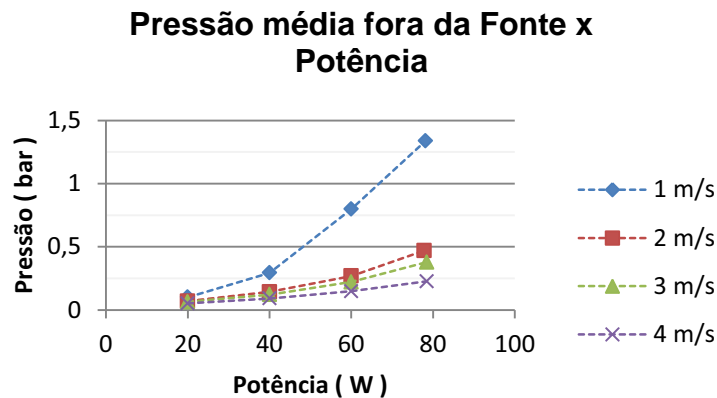
Fonte: Próprio autor.

Pode-se considerar que a temperatura média da região de condensação representa também a temperatura de saturação do fluido de trabalho, a mesma sofre variação está diretamente ligada à pressão interna, e sofre variação ao longo do funcionamento do dispositivo por se tratar de um sistema confinado. Ambas são

relacionadas por meio da equação de Clausius-Clapeyron e também são dependentes das características e condições iniciais como: temperatura ambiente e do fluxo de calor imposto ao sistema.

Utilizando os valores da temperatura de saturação, é possível estimar a pressão média presente na região de condensação do trocador de calor. Novamente com o auxílio do software ESS (2009), são apresentadas na Figura 41 as pressões médias para cada potência adotada nos quatro regimes de escoamento. Nota-se que essa varia ao longo dos casos entre 0,05 bar e 1,38 bar.

Figura 41 - Pressão média na região de condensação.



Fonte: Próprio autor.

Os valores apresentados na figura anterior representam a pressão média na região de condensação da *vapor chamber*, porém na região de evaporação a pressão apresenta valores mais elevados, que não são facilmente estimados. Também é possível constatar que para que o trocador de calor trabalhe partindo da temperatura ambiente, este necessita que os valores de pressão interna iniciais estejam bem abaixo da pressão atmosférica, haja vista que para a temperatura de saturação da água de 25 °C a pressão de saturação é de 0,03 bar e a pressão atmosférica se encontra em torno de 1 bar. Por conta desta grande variação de pressão no funcionamento da *vapor chamber*, se fazem necessários os apoios estruturais em seu interior, ver Figura 28.

4 MODELO NUMÉRICO

4.1 MODELO MATEMÁTICO

A resolução do modelo desenvolvido neste trabalho é realizada no *software ANSYS FLUENT®*, um consagrado software de *CFD*, capaz de realizar simulações com modelos complexos e que possui vários módulos para resolução de diversos fenômenos físicos.

Na solução de nosso modelo são envolvidas pelo software as equações de Navier - Stockes de escoamento e energia, e modelos de turbulência relacionadas ao escoamento que passa através do dissipador de calor e na região sólida do sistema apenas equação de energia.

4.1.1 Região de Escoamento

Segundo Ansys Fluent® (2013), na região de escoamento, o *software* utiliza a equação de conservação de massa e quantidade de movimento e de conservação de energia.

A equação diferencial em coordenadas retangulares para a conservação da massa, ou equação de continuidade, pode ser escrita como a Equação 2:

$$\frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (2)$$

Esta equação é a forma geral da equação de conservação de massa e é válida para escoamentos compressíveis e incompressíveis. Na qual ρ é a massa específica, x , y e z são as direções espaciais e u , v e w respectivamente suas componentes de velocidade, t é o tempo. Para um escoamento incompressível a massa específica independe do tempo e do espaço, logo a equação da continuidade resume-se a Equação 3:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3)$$

Para escoamento incompressível e com viscosidade constante, as equações da quantidade de movimento nas três direções respectivamente são apresentadas na Equação 4 a, b e c:

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (\text{a})$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (\text{b}) \quad (4)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (\text{c})$$

Na qual μ é a viscosidade molecular dinâmica e ρg_i é a força peso.

A equação de conservação de energia para escoamento incompressível e com condutividade térmica constante é dada pela Equação 5:

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \mu \Phi + \dot{g} \quad (5)$$

Na qual \dot{g} é a geração de energia por unidade de volume do fluido e $\mu \Phi$ é a dissipação viscosa que representa a taxa que a energia cinética do fluido é convertida em energia interna, devido a efeitos de viscosidade no fluido. Φ é dado pela Equação 6:

$$\Phi = 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \quad (6)$$

O termo de dissipação viscosa é importante apenas em escoamentos com altas velocidades, na ordem de grandeza da velocidade do som.

Para um escoamento permanente e incompressível de um fluido newtoniano as equações discretizadas obtidas das Equações 2, 3 e 4 poderiam ser resolvidas simultaneamente por meio de Simulação Numérica Direta, contudo a malha necessária seria muito refinada, pois para um escoamento turbulento o menor

elemento da malha teria de ser da ordem da menor escala dissipativa de Komolgorov (l_d) na Equação 7:

$$l_d = \frac{L}{Re_L^{3/4}} = \left(\frac{\rho U}{\mu}\right)^{-3/4} L^{1/4} \quad (7)$$

Na qual L é o comprimento característico do escoamento e U é a velocidade média característica.

Dentro de um escoamento turbulento os turbilhões menores que l_d são dissipados pelos efeitos viscosos. O número de graus de liberdade para um escoamento turbulento pode ser estimado por meio do número de Reynolds conforme Equação 8:

$$NGL = \left(\frac{L}{l_d}\right)^3 = Re_L^{9/4} = \left(\frac{\rho UL}{\mu}\right)^{9/4} \quad (8)$$

O número de equações do sistema linear resultante dessa malha seria igual ao número de graus de liberdade o que torna a simulação numérica direta impraticável. Para contornar o problema as simulações são feitas usando modelos de turbulência e o escoamento determinado é um “escoamento médio”.

Ainda segundo Ansys Fluent® (2013) a modelagem da turbulência é obtida por meio das equações médias de Reynolds, essas equações são obtidas por meio da decomposição das incógnitas das equações originais em duas componentes: uma componente média e outra flutuante. Por exemplo, a velocidade em notação inicial é decomposta como a Equação 9:

$$u_i = \bar{u}_i + u' \quad (9)$$

Na qual \bar{u}_i é a componente de velocidade média e u' é a componente flutuante.

A equação da continuidade e a equação da quantidade de movimento na forma média são conhecidas como *Reynold-averaged Navier-Stokes (RANS) equations*, para um escoamento incompressível e newtoniano elas são escritas como as Equações 10, 11 e 12:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (10)$$

$$\frac{\partial u'_i}{\partial x_i} = 0 \quad (11)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\nu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] - \overline{u'_i u'_j} \quad (12)$$

O termo $\overline{u'_i u'_j}$ é o tensor de Reynolds e é simétrico representado na Equação 13:

$$\overline{u'_i u'_j} = \begin{bmatrix} \overline{u'u'} & \overline{u'v'} & \overline{u'w'} \\ \overline{v'u'} & \overline{v'v'} & \overline{v'w'} \\ \overline{w'u'} & \overline{w'v'} & \overline{w'w'} \end{bmatrix} \quad (13)$$

Como o tensor de Reynolds é simétrico segue que apenas seis novas incógnitas são introduzidas no sistema de equações que definem o escoamento. O tensor de Reynolds (momento de segunda ordem) deve ser modelado e é possível gerar, pelo mesmo processo, uma equação que transporte essa propriedade, porém surgirá outro momento (agora de terceira ordem) que precisa ser modelado e, assim, surge o conhecido problema de fechamento da turbulência. Os modelos de turbulência são os métodos disponíveis para se fechar o problema da turbulência.

Uma proposta sugere que a turbulência consiste de pequenos vórtices que estão se formando e se dissipando continuamente, no qual as tensões de Reynolds são proporcionais aos gradientes de velocidade média. Isto define um modelo de viscosidade turbulenta. O conceito de viscosidade de turbulência assume que as tensões de Reynolds podem estar relacionadas aos gradientes de velocidade média e a viscosidade de turbulência pela hipótese de difusão de gradiente.

Existem vários modelos de viscosidade turbulenta, os quais podem ser diferenciados pela maneira na qual eles prescrevem a viscosidade e a difusividade de turbulência. Os modelos de viscosidade turbulenta podem ser classificados conforme o número de equações de transferência, ou seja, modelos com uma, duas

ou nenhuma equação de transporte. Dentre os modelos mais utilizados tem-se o modelo (K-épsilon), RNG, Two equation, Zero equation, Enhanced RNG, entre vários.

Para as simulações numéricas deste trabalho foi escolhido o modelo *Zero Equation*, um modelo de viscosidade turbulenta mais simples, que não resolve nenhuma equação de transporte adicional, e a isto deve seu nome: Zero Equação. Este modelo calcula um valor global da viscosidade turbulenta μ_t , para uma velocidade média e uma escala de comprimento geométrica, usando uma fórmula empírica. Escolhido novamente segundo recomendações de Ansys® (2013), pois apresenta nas situações de simulação de circuitos eletrônicos resultados semelhantes ao uso dos demais modelos com menor esforço computacional.

O modelo *Zero Equation* usa uma equação algébrica para calcular a contribuição viscosa dos vórtices turbulentos, onde a constante de viscosidade turbulenta é calculada para o domínio total do fluxo.

A viscosidade turbulenta é modelada como o produto de uma escala de velocidade turbulenta, U_t , e uma escala de comprimento de turbulência, l_t , como proposto por Prandtl e Kolmogorov com a Equação 14:

$$\mu_t = \rho f_\mu U_t l_t \quad (14)$$

Sendo que f_μ é uma constante de proporcionalidade. A escala de velocidade é tomada para ser a velocidade máxima no domínio do fluido. A escala de comprimento é obtida por meio da Equação 15:

$$l_t = \frac{V_d^{1/3}}{7} \quad (15)$$

Na qual V_d é o volume do fluido.

Além da região de escoamento o problema também apresenta regiões sólidas onde outras equações regem o problema. Esse domínio será discutido na seção posterior.

Para a interpolação de pressão entre os volumes, é utilizado o algoritmo *PRESTO!* (*PREsuure STaggering Option*), que usa a discretização do balanço de energia do volume de controle para calcular a pressão de interface.

Para a interpolação da densidade é utilizada a média aritmética e para o acoplamento entre pressão e velocidade o algoritmo *SIMPLE*, que usa correções destas duas variáveis para auxiliar a condição de conservação de massa e calcular o campo de pressão.

4.1.2 Região Sólida

Ainda segundo *ANSYS FLUENT®(2013)* na região sólida, a equação de transporte de energia utilizada pelo mesmo na resolução do problema segue a seguinte forma representada na Equação 16:

$$\frac{\delta(\rho h)}{\delta t} + \nabla \cdot (\vec{v} \rho h) = \nabla \cdot (k \nabla T) + S_h \quad (16)$$

Na qual ρ é a densidade, h é a entalpia sensível, k é a condutividade, T a temperatura e S_h a geração volumétrica de calor. O segundo termo do lado esquerdo da equação representa a transferência de energia devido a movimentos rotacionais ou de translação dos sólidos. O campo de velocidades \vec{v} é calculado por meio do movimento específico da região sólida, em nosso caso esse termo será nulo. Desta maneira os termos do lado direito são o fluxo de calor devido à condução térmica e a geração de calor volumétrica. Por envolver convecção forçada, a transferência de calor por meio do fenômeno de radiação neste caso é desprezível, assim seus cálculos não são considerados.

4.2 DOMÍNIO COMPUTACIONAL

Os mecanismos físicos presentes na *vapor chamber* apresentam alta complexidade pois são relacionados à mudança de fase, convecção, porosidade e efeito de capilaridade. Envolvendo várias equações e diversas variáveis no problema, algumas apresentando difícil obtenção mesmo por meio de formas empíricas, como exemplo características relacionadas ao meio poroso, que compreende fase líquida, gasosa e sólida, e possui várias características como condutividade, porosidade, geometria complexa, entre outras. Os modelos que utilizam a representação dos fenômenos de transporte de massa, mesmo possuindo

simplificações como o de Koito et al.(2010) são de difícil aplicação, pois além de sua complexidade existe a dificuldade de obter alguns parâmetros físicos do trocador quando este é adquirido de forma comercial. Por exemplo: a composição correta de seu fluido de trabalho, a pressão de saturação do fluido de trabalho e características do meio poroso.

A fim de minimizar essa dificuldade, adotou-se o desenvolvimento de um modelo de transferência de calor simplificado para o trocador de calor, que funciona apenas por meio do mecanismo de condução térmica. Semelhante aos modelos apresentados no trabalho de Wang et al.(2011) que utilizava um modelo analítico de resistências térmicas, ou aplicável em softwares de simulação térmica comerciais, como o desenvolvido por Wei et al.(2006) desenvolvido para a técnica de volumes finitos.

As informações necessárias para desenvolvimento deste trabalho e para a validação do modelo numérico são baseadas nos dados obtidos de forma experimental no estudo do trocador de calor por mudança de fase.

Fundamentados então nos trabalhos de Koito et al.(2010), Chen et al.(2008) e de Wei et al.(2006), podemos representar na Figura 42 as regiões de uma *vapor chamber* no ponto de vista do interesse deste trabalho.

Figura 42- Esquema de funcionamento da *vapor chamber*.

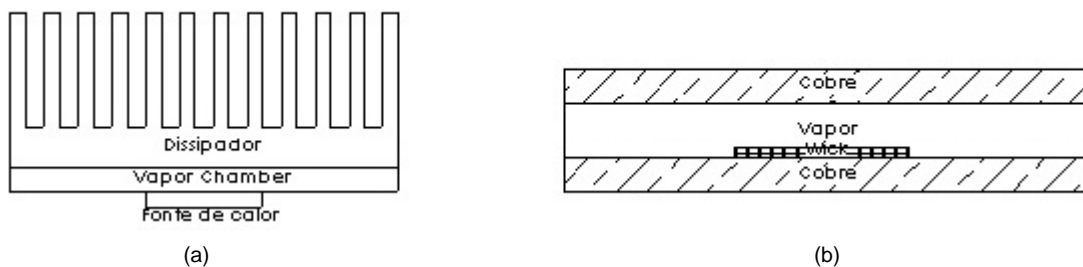


Fonte: Próprio autor.

Durante simulações prévias que foram realizadas, baseadas nos modelos de Chen et al.(2008) e Wei et al.(2006), a adoção do meio poroso disposto de forma integral sobre a área interna das superfícies sólidas da *vapor chamber*, resultou em valores de temperatura ligeiramente abaixo dos obtidos experimentalmente na superfícies inferior do trocador de calor. Possivelmente devido à deficiência na representação dos fenômenos de transporte de massa por meio do modelo de condução de calor. Modelos como o de Koito et al.(2010) que representam os fenômenos de transporte de massa não devem sofrer este problema.

Para representar melhor a transferência de calor entre a fonte de calor e o escoamento através do dissipador, e também a transferência de calor ao longo de toda a *vapor chamber*, a região porosa do modelo foi reduzida somente à região de evaporação, local onde ocorre a ebulição, área compreendida imediatamente acima da fonte de calor na porção interna do trocador. Assim a representação térmica adotada no modelo deste trabalho é apresentada na Figura 43.

Figura 43- (a) conjunto formado pela *vapor chamber*, dissipador e fonte de calor. (b) regiões da *vapor chamber*.



Fonte: Próprio autor.

O sistema é composto por dissipador de calor, *vapor chamber* e fontes de calor. As fontes de calor são acopladas à face inferior do trocador de calor, e a face superior é integralmente consolidada a um dissipador de calor. O trocador de calor é composto por meio de três regiões: paredes, região porosa e região de vapor.

No modelo adotado, os diversos fenômenos presentes no interior da *vapor chamber* são representados de uma forma equivalente à sua transferência de calor por meio do fenômeno de condução térmica, utilizando desta maneira apenas materiais sólidos em sua representação. Cada região assume uma condutividade térmica efetiva, este valor de condutividade não necessariamente correspondente à característica física real da região caso esta característica assim exista, mas sim à função de representar de forma equivalente a transferência de calor de calor no modelo numérico.

Como exemplo: a representação do vapor tem seu valor efetivo de condutividade apresentando um patamar elevado, pois a transferência de calor nessa região é muito alta devido ao fenômeno de convecção em fase gasosa, comportamento que caracteriza a *vapor chamber* e a permite espalhar o calor de forma muito eficiente. Já no meio poroso, a condutividade efetiva apresenta valor abaixo do que o real, pois ela deve representar não só a condutividade física

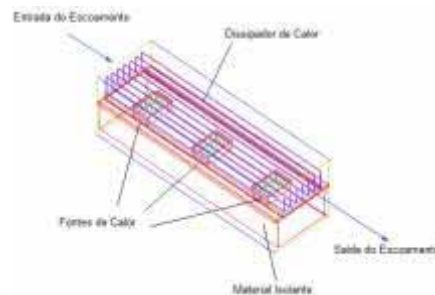
realmente existente no meio, mas também os efeitos referentes à mudança de fase, à transferência de calor por convecção e à influência de sua porosidade no escoamento e no fenômeno de ebulição.

Embora trabalhos como Wei et al.(2006), tenham utilizado um modelo de transferência térmica com relativa insensibilidade à condutividade efetiva do vapor e muito dependentes da condutividade da região porosa, uma vez que se deseja avaliar não somente a transferência de calor em função da fonte, mas a distribuição de temperatura ao longo do trocador de calor, se faz necessário ajustar a condutividade do vapor para cada situação de trabalho. Esse ajuste possui embasamento físico, pois o coeficiente de transferência térmica do vapor é dependente da temperatura, e visa também contemplar a diferença de concentração entre fase líquida e fase de vapor no trocador. Ao final do trabalho, espera-se determinar valores de condutividade fixos para a região porosa e uma curva característica de condutividade para o vapor em função da temperatura e/ou fluxo de calor aplicado, tornando o modelo aplicável a diversas situações.

4.4 CONFIGURAÇÃO DO MODELO

Para representar as condições de transferência de calor, o modelo conta com a fonte de calor, *vapor chamber*, isolante térmico na parte inferior e dissipador de calor. A seção de testes do túnel de vento no domínio computacional foi reduzida a uma região próxima ao sistema de interesse. Tal medida beneficia o menor uso de memória e processamento computacional sem comprometer as características do escoamento, uma vez que este é pouco afetado fora desta região. A visão geral do modelo numérico é representada na Figura 44.

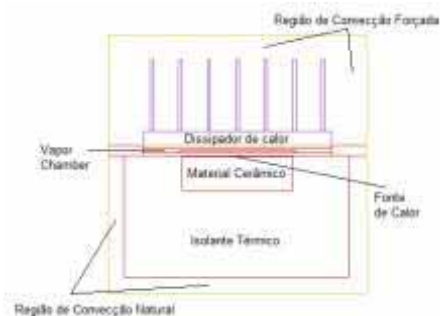
Figura 44 - Visão geral do modelo numérico.



Fonte: Próprio autor.

Na Figura 45 a seguir é possível observar um corte lateral no eixo X do modelo, onde são explicadas as regiões.

Figura 45 - Vista eixo x do modelo numérico.



Fonte: Próprio autor.

4.5.1 Fonte de calor

Para representar a fonte de calor, esta foi considerada uma área de geração de calor. Abaixo da resistência está presente um bloco com baixa condutividade térmica equivalente de $0,4 \text{ W/m.K}$ (CONSTRUCLIMA, 2013) que representa a cerâmica utilizada como base e isolamento da mesma. Entre cada componente existe a presença de um bloco de espessura reduzida com condutividade de $0,375 \text{ W/mK}$ (IMPLASTEC, 2013) que representa o acoplamento por pasta térmica. Maiores detalhes podem ser observados no desenho esquemático presente na Figura 46.

Figura 46- Detalhamento da fonte de calor.



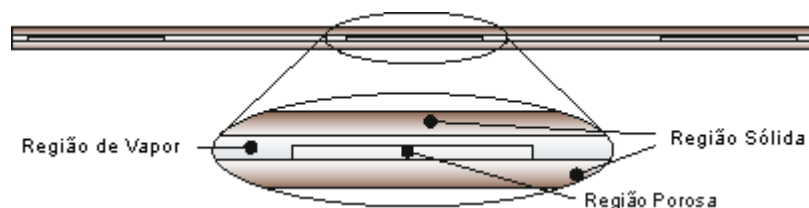
Fonte: Próprio autor.

O sistema contendo as três fontes e a superfície inferior da *vapor chamber* são circundadas por uma camada de lã de rocha, representado no *software* através de um bloco com condutividade térmica de 0,035 W/mK (IMPLASTEC, 2013), sendo assim considerado um isolante térmico.

4.5.2 Vapor chamber

A *vapor chamber* é composta por meio das regiões sólida inferior, região porosa, região de vapor e região sólida superior, cada uma com espessura de 0,8, 0,5, 0,8 e 0,8 mm respectivamente. A região porosa neste modelo está presente apenas nas regiões de ebulição acima das fontes de calor e circundadas por vapor. Esta composição pode ser observada na Figura 47 vista do eixo Z do modelo.

Figura 47 - Detalhamento da *Vapor chamber*.



Fonte: Próprio autor.

As dimensões nos eixos *X* e *Y* da *vapor chamber* são respectivamente 54 mm e 250 mm, suas paredes laterais são consideradas adiabáticas.

4.5.3 Dissipador de Calor

O dissipador de calor, composto por sua base e aletas, possui na base as mesmas dimensões da *vapor chamber* e espessura de 4,7 mm, é composto por 7 aletas consideradas de perfil retangular com 1,8 mm de espessura cada, seu material é o alumínio.

4.5.4 Condições de contorno

As condições de contorno possibilitam o fechamento numérico do problema e são as condições características do sistema.

A resistência, representada por meio de uma região de geração de calor, têm sua quantidade de energia equivalente à potência empreendida em cada caso experimental, 20, 40, 60 e 80 W respectivamente.

Na região superior, os limites máximo e mínimo na direção x , possuem aberturas. No limite inferior esta abertura representa uma entrada de velocidade com valores de 1, 2, 3 e 4 m/s em sua direção normal e temperatura igual à temperatura ambiente. A abertura presente no limite máximo desta direção é configurada possuindo pressão estática, representado assim uma saída ao escoamento, e de energia para o sistema.

Ainda na região superior as demais regiões de parede que limitam nosso domínio computacional, as paredes laterais e parede superior são consideradas como não existindo escoamento e transferência de calor e através delas.

Na parte inferior todas as paredes são consideradas como aberturas, configuradas com pressão estática e temperatura ambiente, e possibilitam a transferência de energia oriunda do bloco que representa o isolante de lã de rocha por meio de convecção natural ao exterior do domínio.

A convecção natural presente no modelo incide apenas na porção inferior do modelo, onde a energia perdida é mínima, uma vez que existe a presença do bloco isolante de calor. A transferência de calor com o meio externo ocorre majoritariamente através da região superior e por meio de convecção forçada, desta maneira a transferência de calor por radiação é desprezada.

4.5.5 Malha computacional

O *ANSYS FLUENT*[®] é um *software* de *CFD* baseado no método de volumes finitos, onde se faz necessário a utilização de uma malha que represente o modelo físico de forma discretizada. O refino da malha e sua complexidade estão diretamente relacionados às características físicas do modelo e ao custo computacional envolvido. Quanto maior o grau de refino uma malha, maior será o número de seus volumes, e será necessário um maior consumo de memória, de tempo de processamento. Já uma malha pouco refinada pode não ser capaz de representar de forma satisfatória os detalhes do problema, e então, não ser capaz de alcançar a convergência numérica da simulação, ou levar o modelo encontrar soluções errôneas. As regiões do problema que possuam elevado gradiente em suas grandezas, necessitam de um alto grau de refinamento, ao passo que, regiões onde o comportamento é uniforme costumam poder ser representadas de forma mais grosseira.

É desejável alcançar um estado ideal onde tanto os fenômenos físicos possam ser bem representados e a capacidade computacional e o tempo disponível não sejam excedidos. Para este fim podemos realizar simulações partindo de malhas menos refinadas, realizar a avaliação das regiões de maior gradiente de grandezas que necessitam de um grau de refinamento maior, e ir gradativamente aumentando o número de elementos de forma global ou apenas nestas regiões, até que a simulação encontre não apenas a convergência numérica, mas que o valor de suas grandezas não varie mais com o refinamento da malha.

A malha utilizada pode também ter algumas de suas características analisadas a fim de avaliar sua qualidade e encontrar uma melhor convergência no processo numérico. Algumas dessas características são: o alinhamento de suas faces, e o grau de distorção de seus volumes. Quanto mais próximos os volumes de uma malha estiverem do elemento base que os deu origem, mais confiável será o resultado, uma vez que quanto maior a interpolação de dados necessária em um volume de controle distorcido, maior é o erro contido no cálculo envolvido. Também ao se trabalhar com elementos que possuam volume muito pequeno, será necessário o aumento das casas decimais destinadas às suas variáveis, com o propósito de que pequenas informações não sejam perdidas, porém o emprego de

variáveis maiores demanda uma maior necessidade de memória e de tempo de processamento destinados à simulação.

4.5.6 Metodologias de calibração e ajuste do modelo

Para a definição do nosso modelo numérico é necessário que sejam encontradas as condutividades térmicas ideais a cada região a fim de que estas possam representar a transferência de calor do sistema real. O valor de condutividade da parte sólida composta pela liga de cobre e molibdênio adotado foi de 165 W/m.K , que se trata de um valor médio para este material.

A rotina para se determinar o valor de condutividade da região porosa segue com a escolha do caso de maior potência, situação quando o vapor deve assumir uma condutividade elevada e por esse motivo oscilações em seu valor não representam alterações significativas na transferência de calor do sistema, como demonstrado no trabalho de Wei. et al (2006). Como primeiro passo é então fixado o valor de 50.000 W/m.K .

O valor inicial de condutividade para a região porosa é definido como 4 W/m.K , valor intermediário aos valores encontrados na literatura levemente diminuído a fim de representar os fenômenos de transporte de massa também existentes nessa região.

São executadas simulações e o valor da condutividade da região porosa, ajustado, até que a transferência térmica seja equivalente à real em nosso trocador de calor, situação em que os valores de temperatura da simulação estejam próximos aos encontrados experimentalmente.

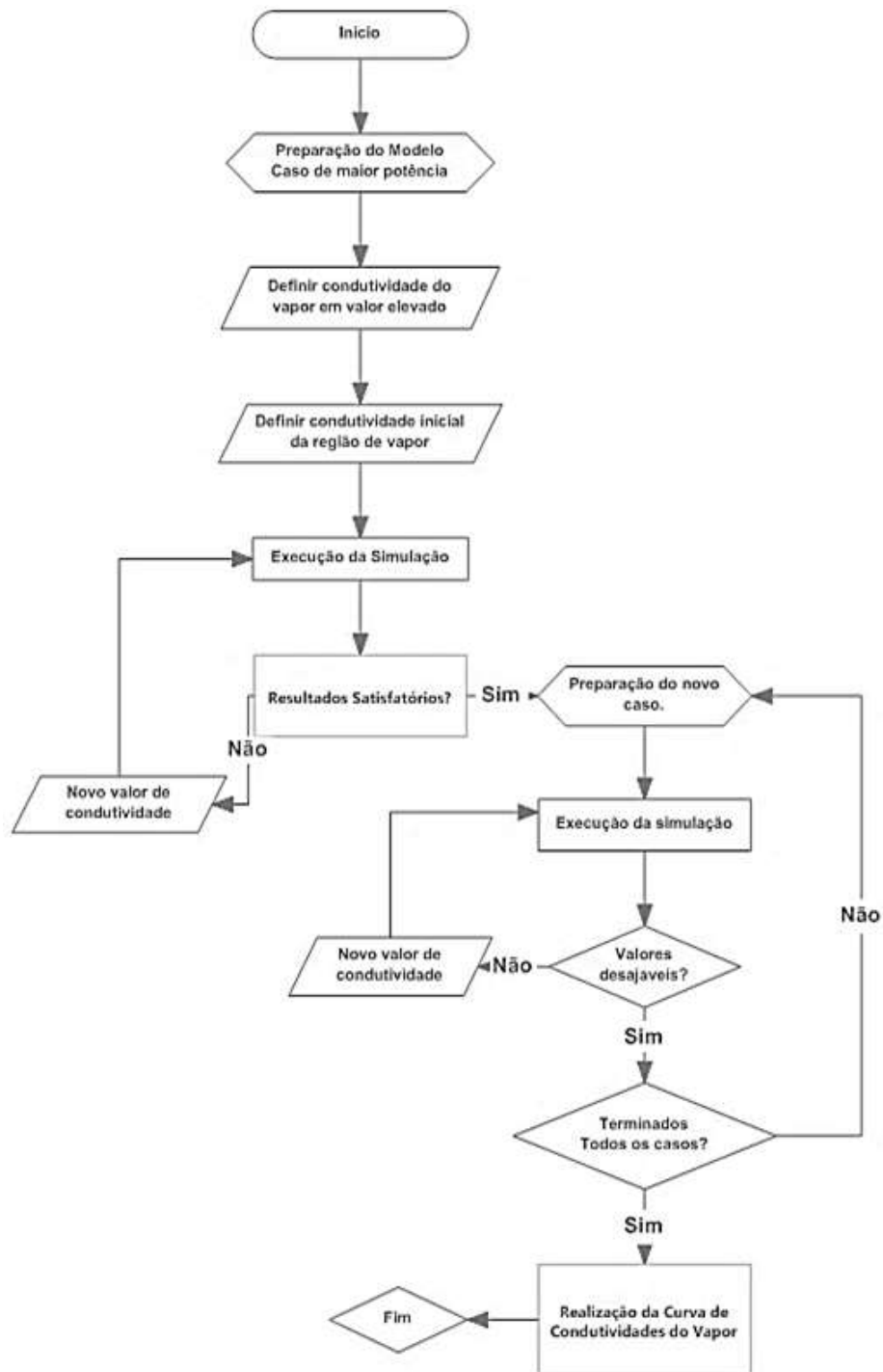
Apesar de outros trabalhos abordarem maneiras de se determinar a condutividade térmica desta região por meio de equações que levam em conta suas características físicas, não é nosso objetivo representar a condutividade térmica real, mas determinar o valor que melhor represente a transferência de calor por meio de condutividades térmicas, modelo e da geometria adotada.

Depois de encontrado o valor de condutividade efetiva para a região porosa, são executadas simulações para os demais casos de potências empregadas nos ensaios experimentais, a fim de encontrar os valores de condutividade do vapor que

melhor representam cada caso e relacioná-los com a temperatura média encontrada na *vapor chamber*.

A seguir na Figura 48 é representado o fluxograma de toda a operação.

Figura 48 - Fluxograma do desenvolvimento do modelo.



Fonte: Próprio autor.

4.6 RESULTADOS

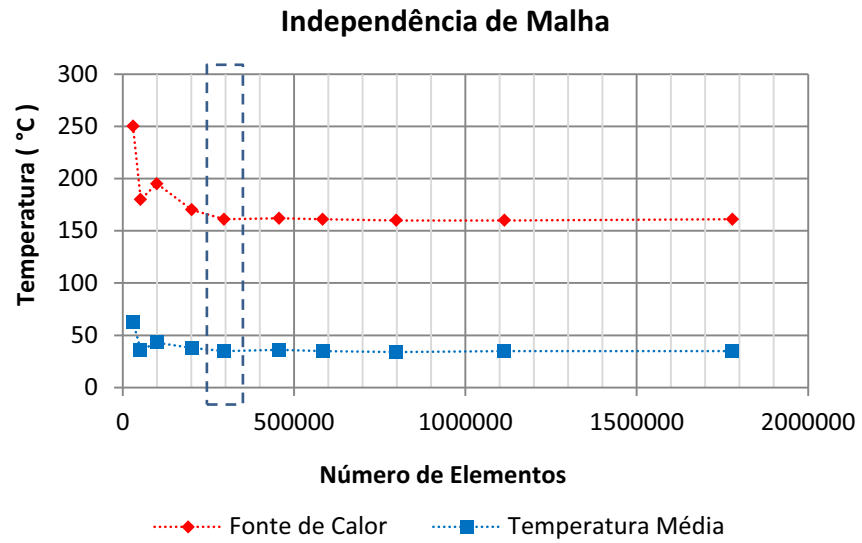
A princípio, sem conhecer as condutividades corretas para o sistema, foram utilizadas valores iniciais para o vapor e para a região porosa de 50.000 W/m.K e de 4 W/m.K respectivamente. Estes valores escolhidos são baseados no trabalho de Wei et al.(2006), porém a condutividade da região porosa teve seu valor bastante diminuído, para se adequar na proposta deste trabalho, de qualquer maneira, esses valores são arbitrários e não visam representar a transferência de calor correta do modelo que será estudada posteriormente, mas sim avaliar o comportamento da malha na simulação.

Para o estudo da malha, foi escolhido o caso em que se esperava um maior gradiente de temperaturas, o caso onde é imposto 80W e escoamento incidente no dissipador de calor é de 1 m/s. Esta situação é a que possui maior potência aplicada com escoamento com menor condição de transferência de calor. A fonte de calor ativa escolhida foi a central, pois sabe-se que a representação da fonte nesta posição apresenta bom comportamento nas simulações numéricas, o comportamento da fonte de calor em posições diferentes da central ainda será analisado.

Inicialmente foi gerada uma malha que pode ser considerada grosseira com cerca de 30.000 volumes, a seguir a malha foi sofrendo refinamentos sucessivos até que houvesse a confirmação de que seus resultados já não eram dependentes do grau de refinamento da mesma. A temperatura da fonte de calor ativa e a temperatura média na *vapor chamber* foram sendo acompanhadas. Na Figura 49 são apresentados os resultados desta operação.

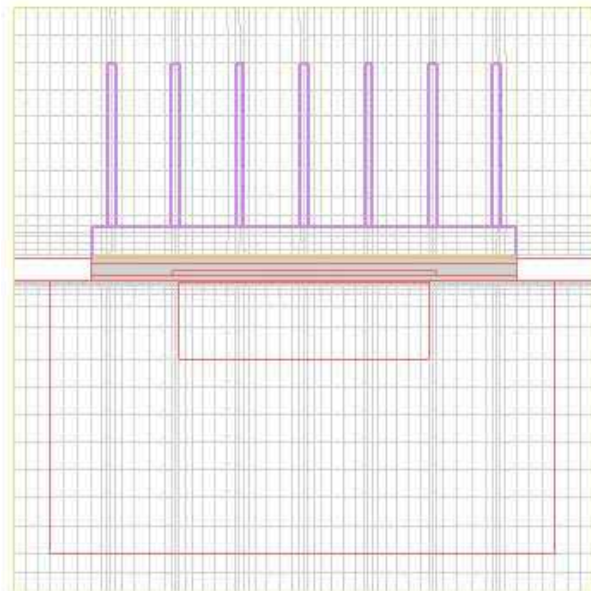
Foi observado assim que a partir do uso de cerca de 300.000 elementos a solução já se apresentava independente a novos refinamentos. Essa malha então foi escolhida para dar continuidade ao desenvolvimento do modelo.

Figura 49 - Análise de Independência de Malha.



A representação da malha pode ser observada de forma geral no modelo através do corte realizado na direção X presente na Figura 50.

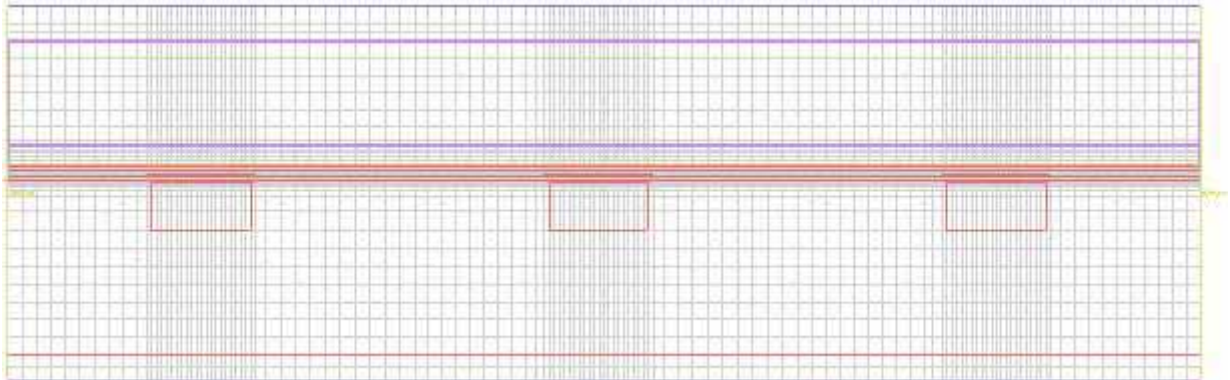
Figura 50 - Corte para a vista da malha na direção X



Fonte: Próprio autor.

Na Figura 51 é vista a malha em corte na direção Z.

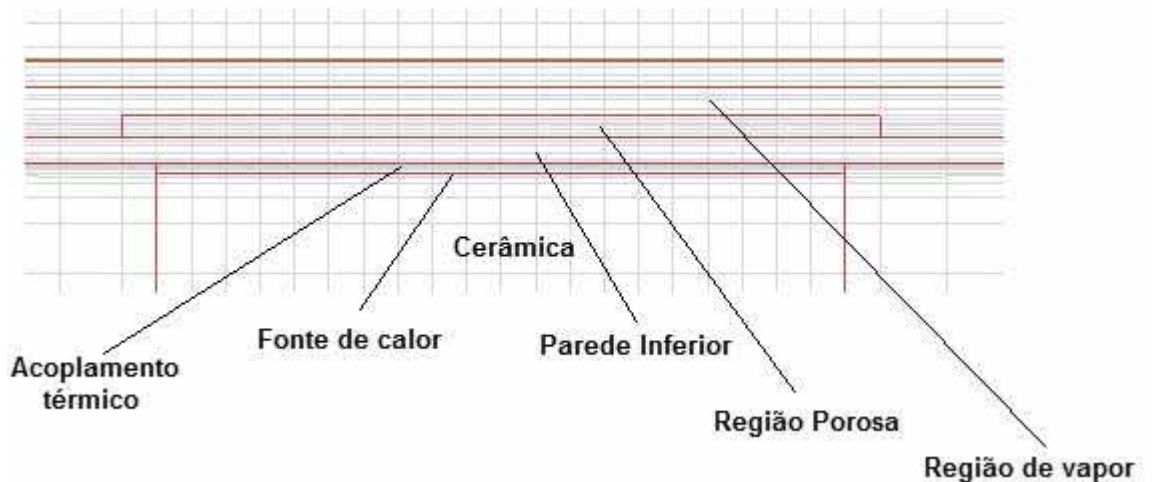
Figura 51 - Corte para a vista da malha na direção Z.



Fonte: Próprio autor.

Na Figura 52 pode é representado em detalhe a malha na região das fontes de calor utilizando o mesmo corte na direção Z.

Figura 52 - Detalhe da malha na região das fontes de calor, corte em Z.



Fonte: Próprio autor

Uma vez com as características da malha determinadas, foi possível dar continuidade no desenvolvimento do modelo.

Ainda trabalhando-se com a fonte de calor de calor localizada na região central, foi realizado então toda a rotina de desenvolvimento do modelo. E quando comparados com os ensaios experimentais os resultados finais desse processo em relação à face inferior da *vapor chamber* são apresentados na Tabela 2 em forma de

erro percentual. As cores vermelhas representam variações positivas e as azuis representam variações negativas.

Tabela 2 - Comparação das simulações com fonte de calor central ativa e os resultados experimentais

FONTE CENTRAL - FACE INFERIOR							
Vel. (m/s)	Pot. (W)	Erro					Erro Absoluto Médio
		40 mm	80 mm	120 mm	160 mm	200 mm	
1	20	11%	2%	3%	5%	9%	5%
	40	2%	-3%	-1%	-3%	2%	2%
	60	4%	-1%	1%	0%	5%	2%
	80	8%	1%	2%	1%	6%	3%
2	20	14%	4%	2%	4%	9%	5%
	40	8%	-2%	0%	-1%	5%	3%
	60	6%	0%	0%	0%	6%	2%
	80	8%	1%	1%	1%	6%	3%
3	20	6%	-3%	-4%	-3%	2%	3%
	40	7%	-4%	-1%	-4%	5%	3%
	60	2%	-7%	-2%	-7%	2%	3%
	80	0%	-7%	-2%	-7%	0%	3%
4	20	7%	-1%	-2%	-4%	2%	3%
	40	4%	-9%	-2%	-8%	1%	4%
	60	1%	-9%	-3%	-9%	0%	4%
	80	0%	-10%	-3%	-10%	-1%	4%

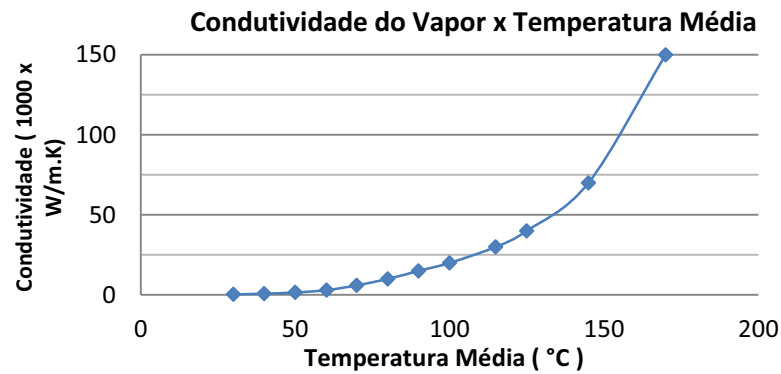
Fonte: Próprio autor.

Os valores de condutividade para o vapor e para a região porosa foram exaustivamente modificados até resultassem em valores condizentes com os ensaios experimentais. Tal processo foi exaustivo, uma vez que embora possível, não se conseguiu programar uma rotina adicional de minimização no ANSYS FLUENT[®], tal feito automatizaria toda a rotina de desenvolvimento, pouparia tempo e trabalho do desenvolvedor.

Realizado de forma manual comparando-se os valores das simulações um a um, depois de atingidos os resultados apresentados subsequentemente, o valor de

condutividade da região porosa encontrado foi de 0,9 W/m.K e os valores de condutividade térmica da região do vapor relacionados em relação a temperatura média de trabalho da *vapor chamber* são apresentados na Figura 53.

Figura 53 - Condutividades térmicas da região do vapor em função da temperatura média de trabalho.



Fonte: Próprio autor.

Em posse desses valores as simulações referentes a geração de calor na fonte posterior foram realizadas a exemplo do método utilizado para a fonte central, os resultados em relação aos ensaios experimentais são apresentados na Tabela 3.

Tabela 3 - Comparação das simulações com fonte de posterior ativa e os resultados experimentais

FONTE POSTERIOR - FACE INFERIOR							
Vel. (m/s)	Pot. (W)	Erro					Erro Abs Médio
		40 mm	80 mm	120 mm	160 mm	200 mm	
1	20	24%	17%	20%	19%	21%	17%
	40	16%	4%	11%	9%	10%	9%
	60	13%	4%	10%	7%	9%	7%
	80	15%	8%	14%	10%	11%	10%
2	20	21%	18%	18%	16%	16%	15%
	40	21%	5%	12%	10%	12%	10%
	60	18%	5%	11%	7%	8%	8%
	80	18%	7%	14%	10%	10%	10%
3	20	17%	13%	14%	7%	13%	11%
	40	28%	10%	13%	10%	15%	13%
	60	18%	1%	7%	3%	9%	6%
	80	16%	1%	9%	4%	9%	6%
4	20	13%	9%	10%	2%	7%	7%
	40	24%	8%	8%	5%	10%	9%
	60	19%	0%	6%	2%	8%	6%
	80	13%	-3%	4%	-1%	6%	4%

Fonte: Próprio Autor.

Foi então observado que em todos os casos simulados os valores gerais de temperatura se apresentavam mais altos do que os experimentais. Tal problema se mostrou de fácil solução, a fim de melhorar a transferência de calor de forma geral, os valores de condutividade para o vapor foram mantidos, mas a condutividade na região porosa foi aumentada, ao se encontrar um valor que satisfizesse o caso com maior erro, este valor foi aplicado aos demais casos e foi constatado que este valor aplicava uma correção satisfatória nas demais configurações. O valor de condutividade aplicado para a região porosa foi de 4 W/m.K e o erro relacionado com os valores experimentais dessa nova situação são apresentados na Tabela 4.

Tabela 4 - Comparação das simulações com fonte de calor posterior ativa e os resultados experimentais

FONTE POSTERIOR - FACE INFERIOR							
Vel. (m/s)	Pot. (W)	Erro Pontual					Erro Absoluto
		40 mm	80 mm	120 mm	160 mm	200 mm	Médio
1	20	13%	7%	11%	9%	10%	9%
	40	7%	-4%	2%	0%	1%	3%
	60	1%	-7%	-1%	-5%	-2%	3%
	80	2%	-5%	0%	-3%	-2%	2%
2	20	13%	10%	11%	9%	8%	8%
	40	11%	-4%	2%	0%	2%	3%
	60	6%	-6%	0%	-4%	-3%	3%
	80	4%	-5%	1%	-3%	-3%	3%
3	20	6%	2%	4%	-2%	2%	3%
	40	16%	0%	3%	0%	4%	4%
	60	7%	-9%	-3%	-7%	-2%	5%
	80	5%	-8%	-2%	-6%	-2%	4%
4	20	2%	-1%	1%	-7%	-4%	2%
	40	12%	-3%	-2%	-5%	0%	4%
	60	7%	-10%	-4%	-8%	-2%	5%
	80	2%	-12%	-6%	-10%	-4%	6%

Fonte: Próprio autor.

Ao realizar as simulações referentes à região frontal da *vapor chamber*, ao fim da execução de todos os casos, não faz sentido a comparação com os resultados experimentais devido ao comportamento anômalo e ao fato de ter ocorrido a secagem da região de ebulição em algumas situações. Dessa maneira, são representados apenas em caráter demonstrativo os valores de temperatura das simulações realizadas para a fonte frontal na Tabela 5, com a utilização das condutividades térmicas determinadas anteriormente.

Tabela 5 - Comparação das simulações com fonte de calor central ativa e os resultados experimentais

FONTE FRONTAL - FACE INFERIOR						
Vel. (m/s)	Pot. (W)	Temperatura (°C)				
		40 mm	80 mm	120 mm	160 mm	200 mm
1	20	84,7	56,0	54,6	51,7	48,9
	40	131,8	73,9	72,4	70,9	69,4
	60	176,8	92,9	91,9	91,0	89,0
	80	225,3	116,9	115,7	114,5	112,2
2	20	77,6	49,6	48,3	45,8	43,3
	40	117,0	60,7	59,5	58,3	57,0
	60	156,1	74,6	73,9	73,1	71,6
	80	196,9	89,8	88,9	88,0	86,1
3	20	71,3	40,4	39,4	37,3	35,2
	40	110,8	52,5	51,4	50,3	49,3
	60	144,3	59,9	59,3	58,7	57,5
	80	177,1	71,5	70,7	70,0	68,5
4	20	68,1	37,7	36,8	34,9	33,0
	40	105,7	47,6	46,6	45,6	44,7
	60	137,8	55,1	54,6	54,0	52,9
	80	167,4	61,6	61,0	60,4	59,1

O diagrama ilustra um canal de escoamento horizontal com um comprimento total de 240 mm. À esquerda, há uma 'Fonte Frontal' de calor. O escoamento ocorre da esquerda para a direita, como indicado pelas setas rotuladas 'Sentido do Escoamento'. O canal contém três componentes de 40 mm cada, espaçados de 80 mm. Uma linha vermelha representa a temperatura ao longo do canal, mostrando uma queda progressiva da temperatura à medida que o fluido se move para a direita.

Fonte: Próprio autor.

Apesar das tabelas de resultados ocuparem poucas linhas, elas representam ao total 36 resultados finais de simulações numéricas. Cada simulação exigiu cerca de 2 GB de memória RAM apenas para seu processamento excedendo o volume já ocupado pelo próprio *software* de CFD, além do sistema operacional e outros processos necessários.

Por se tratar de simulações relativas a circuitos eletrônicos, a apresentação da velocidade do escoamento, de linhas de corrente e pressão não são relevantes, tendo como foco de interesse a temperatura atingida nos componentes estudados.

Com a utilização de um computador da marca Dell®, modelo Optiplex 755 com processador Intel™ Core™ 2 Duo de 3 GHz e 6 GB de memória RAM, cada simulação demandou o tempo médio de 30 minutos variando entre 20 a 50 minutos

com o aumento do tempo necessário relacionado principalmente aos casos onde os valores de potência são elevados e quando a condutividade térmica das regiões próximas possuíam as maiores variações.

5 CONCLUSÕES

A revisão da literatura deste trabalho apontou que a miniaturização dos componentes eletrônicos acarreta o aumento da densidade de potência dissipada, faz com que o projeto térmico e simulações sejam cada vez mais necessários no desenvolvimento de um equipamento eletrônico. Inseridos nesse contexto os trocadores de calor compactos vem cada vez mais sendo utilizados, pois a ebulição é capaz de transferir elevados fluxos de calor a baixas diferenças de temperatura.

Durante o estudo do trocador, os ensaios experimentais foram capazes de demonstrar a capacidade de espalhamento do fluxo de calor da *vapor chamber* e eliminação de regiões de concentração de calor. Os ensaios também apontaram que o trocador analisado, de origem comercial, apresentou falha de regularidade em seu funcionamento quanto à fonte de calor ser posicionada próxima à extremidade na qual existe um terminal de carga. Tal comportamento, possivelmente associado à irregularidades internas decorrentes do processo de fabricação, fez com que o trocador apresenta-se indícios de secagem do fluido de trabalho nesta região.

A rotina para obtenção do modelo numérico se mostrou funcional, e os complexos fenômenos físicos envolvidos no funcionamento do dispositivo puderam ser representados apenas por meio de condução térmica, com o uso de regiões sólidas. A região de vapor teve sua condutividade caracterizada através de uma curva relacionada à sua temperatura média de trabalho e a fim de ajustar a transferência térmica para cada posição da fonte de calor, a região porosa teve seu valor de condutividade ajustado. Tal ajuste ocorreu de forma manual, e um critério melhor não foi criado por conta da irregularidade de comportamento na região do terminal de carga.

Embora funcional, a rotina se apresentou exaustiva, pois apesar de possível, não conseguimos nesse trabalho programar um método automático de otimização no *software* utilizado, assim toda a rotina a procura dos valores ideais de condutividade foi realizada manualmente.

O trabalho teve seu objetivo alcançado, e confirma a possibilidade de representação de trocadores de calor por mudança de fase de maneira simples e funcional em *softwares* de *CFD*, tais dispositivos carecem de modelos que os representem ou que possam ser aplicados mesmo em situações quando estes

sejam adquiridos de forma comercial e suas características internas são desconhecidas, caso comum em sua aplicação na indústria eletrônica.

Como sugestão de trabalhos futuros que possam complementar os estudos referentes a esta dissertação, contamos com a análise, desenvolvimento do modelo e validação para:

- a) trocadores de calor com geometrias diversas;
- b) trocadores de calor com outros fluidos de trabalho;
- c) trocadores de calor com região porosa de tipos diferentes;
- d) a incidência do escoamento por outras direções;
- e) a orientação da *vapor chamber* em angulações diferentes da horizontal
- f) aplicação da fonte de calor na mesma face do dissipador.

E também com a implementação de um processo de otimização automática no *software* numérico, para que a determinação das condutividades equivalentes não seja realizada de forma manual.

REFERÊNCIAS

ANSYS. **ANSYS Fluent**. Canonsburg:[s.n.] 2013.

CARDOSO, E. M. **Estudo experimental da ebulição nucleada confinada**. 2005. 96 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC, Florianópolis, 2005.

CERVO, G. D. **Estudo experimental do escoamento sobre placas planas munidas de protuberâncias quadradas e onduladas**. 2013. 101 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2013.

CHEN, Y. S. **Numerical simulation of a heat sink embedded with a vapor chamber and calculation of effective thermal conductivity of a vapor chamber**. Taiwan: Institute of Nuclear Energy Research, 2008. p. 2655–2664

CONSTRUCLIMA. **Coeficientes de condutibilidade térmica**. São Paulo, [s.n], 2013. Disponível em: <<http://www.construclima.com.br/pdf/02.pdf>>. Acesso em: 23 fev 2013.

COOLERMMASTER. **Technologies and manufacturing: ultra-slim vapor chamber**. [s.l.:s.n], 2013. Disponível em: <http://odm.coolermaster.com/solution.php?page_id=24>. Acesso em: 20 out. 2013.

CULHAM, J. R.; YOVANOVICH, M.M.; MUZYCHKA, Y. S. Thermal spreading resistances in rectangular flux channels: part I: geometric equivalences. In: AIAA THERMOPHYSICS CONFERENCE, 36., 2003. Orlando. **Proceedings...** Orlando: AIAA, 2003. Artigo 4187.

DIGI-KEY. **EPM7192EGI160-20 Altera**, [S.l.: s.n], 2013. Disponível em:<<http://www.digikey.com/product-detail/en/EPM7192EGI160-20/544-2341-ND/1468882>>. Acesso em: 10 nov. 2013.

ENGINEERING EQUATION SOLVER - EES. **Engineering equation solver**. F -chart software. Madison: Department of Mechanical Engineering University of Wisconsin-Madison, 2010.

ENGINEERING SIMULATION AND SCIENTIFIC SOFTWARE - ESSS. **Predição de falhas em equipamentos eletrônicos**. [S. l.,s.n], 2013. Disponível em: <<http://www.esss.com.br/blog/pt/category/artigos-tecnicos/industria/eletronicos/>>. Acesso em: 15 jan. 2013.

FROSTYTECH. **Heatpipe wick structure exposed: sintered groove and mesh**. [S.l.:s.n.], 2013. Disponível em: <<http://www.frostytech.com/articleview.cfm?articleID=2466>>. Acesso em: 10 mar. 2013.

HOTTINGER BALDWIN MESSTECHNIK - HBM. **Operating manual**. [S. l.:s.n], 2000. Disponível em: <<http://www.hbm.com.pl/pdf/b0534.pdf>>. Acesso em: 16 set. 2013.

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

IMPLASTEC. **Pasta térmica de silicone**. [S.l.]: Votorantim, 2013. Disponível em: <<http://www.implastec.com.br/localizacao>>. Acesso em: 18 ago. 2013.

JABARDO, J. S. **Transferência de calor por ebulição e trocadores de calor bifásicos**. In: ENCONTRO BRASILEIRO SOBRE EBULIÇÃO, CONDENSAÇÃO E ESCOAMENTO MULTIFÁSICO LÍQUIDO-GÁS - EBECOM, 1., 2008, Florianópolis. **Anais...** Florianópolis: LMPT, 2008.

KOITO, Y. **Numerical visualization of heat transfer in a vapor chamber**. Kumamoto City: Kumamoto University, 2010.

LI, H. Y. **Thermal performance of plate-fin vapor chamber heat sinks**. Taiwan: Huafan University, 2010.

MINIPA. **Manual de instruções**. [S. l.]: Minipa, 2010. Disponível em: <<http://www.minipa.com.br/Content/Manuais/MPL-1303M-1305M-3303M-3305M-1104-BR.pdf>>. Acesso em: 16 maio 2013

OLIVEIRA, A. S. **Uso de termossifão em câmara de vapor para eliminação de pontos quentes em dissipadores aletados**. 2007. 99 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC, Florianópolis, 2007.

PASSOS, J. C. **Fundamentos da ebulição**. Florianópolis: Departamento de Engenharia Mecânica - Universidade Federal de Santa Catarina, 2010. Disponível em: <<http://www.lepten.ufsc.br/disciplinas/emc5404/arquivos/pdf/fundamentos.pdf>>. Acesso em: 10 maio 2013.

POWER DESIGN SERVICES. **Multi-layer (18 layers) printed circuit board assembly**. [S. l.:s.n], 2012. Disponível em: <<http://powerdesignservices.com/multilayer-pcb-assembly-services/>>. Acesso em: 16 fev. 2013.

RAMSEY, J.; JONES, K. W.; MITRA, A. K. Thermal management solutions to advanced Integrated and Discrete Bipolar Junction (BIT) device structures. In: INTERNATIONAL CONFERENCE OF THE FACULTY OF ECONOMIS SARAJEVO - ICES, 2004, Sarajevo. **Proceedings...** Sarajevo: SEBD, 2004.

SCHLICHTING, H. **Boundary-layer theory**. 7. ed. New York: McGraw-Hill, 1979.

SOUSA, R.R. **Análise numérica e experimental na determinação da potência térmica dissipada em componentes eletrônicos**. 2008. 120 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2008.

WANG, J. C. **A novel formula for effective thermal conductivity of vapor chamber.** [S. I.]: Experimental Techniques, 2011.

WEI, X. **Modeling of vapor chamber as heat spreading devices.** Nova York: IBM Microelectronics, 2006.

APÊNDICE A - Análise das incertezas experimentais

Incerteza da potência térmica

Todos os resultados de medições são afetados por erros que devem ser tratados de forma conveniente. Considerando que os erros não podem ser perfeitamente conhecidos, pode-se afirmar que os resultados carregam uma incerteza.

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 potência térmica transferida, definida por:

$$Q = Vi \quad (17)$$

É dada pela seguinte expressão:

$$z_{pot} = \left[\left(\frac{\partial Q}{\partial i} z_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial V} z_2 \right)^2 \right]^{1/2} \quad (17)$$

Manipulando-se algebricamente, tem-se que:

$$z_{pot} = [(Vz_1)^2 + (iz_2)^2]^{1/2} \quad (19)$$

Onde: z_{pot} = incerteza experimental da potência térmica;

z_1 = incerteza experimental da corrente elétrica;

z_2 = incerteza experimental da tensão elétrica.

Para determinar as incertezas da corrente elétrica e da tensão elétrica foi utilizado um multímetro de alta precisão. Foram comparados diversos valores de tensão e corrente. No pior caso a diferença entre a corrente medida pelo multímetro

e a corrente indicada na fonte de alimentação foi de 0,1 A, enquanto que para a tensão essa diferença foi de 1,2 V. Portanto a incerteza experimental da corrente elétrica é 0,1 A e da tensão elétrica é 1,2 V.

Os valores da incerteza da potência térmica calculada de acordo com a Equação 17 são apresentados na Tabela 6. 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 6 - Incerteza das medidas de potência térmica.

Q (W)	V (V)	I (A)	z_{pot} (W)
5	7,6	0,65	1,09
10	10,7	0,94	1,55
20	14,9	1,34	2,19
40	21,2	1,89	3,10
60	25,9	2,32	3,80
78	29,5	2,64	4,33

Fonte: Próprio autor.

Incerteza da temperatura

O conjunto formado pelo sistema de aquisição de dados e os termopares tipo K oferecem um erro de no máximo 0,5 °C na faixa de temperatura utilizada (HBM, 2000).

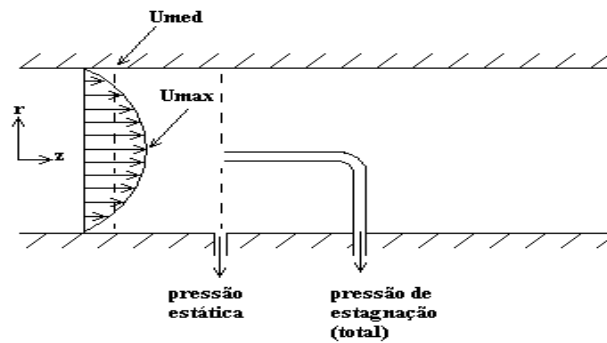
Incerteza da velocidade média

Para conhecer a velocidade do escoamento foi utilizado um Tubo de Pitot com manômetro inclinado.

Dado um escoamento interno em um tubo circular conforme a Figura 54, pode-se tomar na parede onde a velocidade do fluido é nula a pressão estática. Logo mais no centro do tubo onde a velocidade é máxima tem-se a pressão de

estagnação, que é a soma da pressão dinâmica decorrente da transformação da energia cinética do fluido em pressão com a pressão estática.

Figura 54 - Tubo de Pitot.



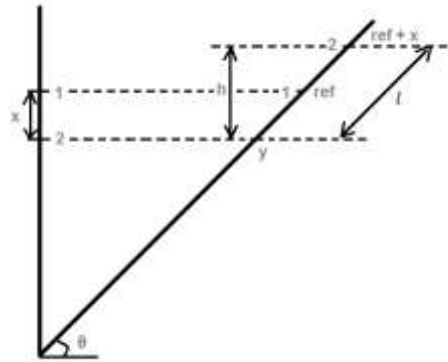
Fonte: Próprio autor.

As tomadas de pressão eram ligadas a um manômetro em “U” inclinado e o fluido manométrico era água destilada. O tubo de Pitot estava localizado no centro do duto a uma distância de entrada do de 4,5 m, assim tentou-se garantir, teoricamente, que a sonda estivesse na região de escoamento turbulento completamente desenvolvido.

Um esquema do manômetro em “U” inclinado é exibido na Figura 55. A tomada de pressão dinâmica foi colocada na coluna vertical e na outra coluna a pressão estática. O algarismo 1 indica um nível de equilíbrio entre as pressões estática e dinâmica e este equilíbrio ocorre quando não há escoamento de ar dentro do duto.

O nível de equilíbrio muda para as posições indicadas pelo algarismo B2 quando é imposta uma vazão de ar constante através do duto. O nível de água desce x na coluna vertical e sobe x na inclinada (na direção do tubo) se os tubos do manômetro tiverem diâmetros internos iguais.

Figura 55 - Esquema do manômetro em "U" inclinado



Fonte: Próprio autor.

Por meio de Figura 55 é possível notar que:

$$\text{sen}(\theta) = \frac{x}{\text{ref} - y} \quad (20)$$

A Equação 20 pode ser reorganizada na forma:

$$y = \text{ref} - \frac{x}{\text{sen}(\theta)} \quad (21)$$

Pela Figura 55 pode ser visto que:

$$l = (\text{ref} + x) - y \quad (22)$$

Substituindo a Equação 21 em 22, tem-se:

$$l = x \left(1 + \frac{1}{\text{sen}(\theta)} \right) \quad (23)$$

Na Equação 7, se θ é igual a 90° então l será igual a $2x$ (caso do manômetro de colunas verticais), e se θ tender ao ângulo nulo l tenderá a infinito.

A relação entre a altura h e o comprimento l a partir da cota 2 (ou y) é:

$$h = l \text{sen}(\theta) \quad (24)$$

Substituindo a Equação 4 em 5 e considerando $\theta > 0$, tem-se:

$$h = x(1 + \text{sen}(\theta)) \quad (25)$$

Esta equação poderia ter sido obtida diretamente a partir da Figura 55 observando que:

$$\text{sen}(\theta) = \frac{h - x}{x} \quad (26)$$

Sabe-se que, para um escoamento invíscido, incompressível e sem variação de elevação no qual o fluido é desacelerado até atingir a velocidade nula, a equação de Bernoulli leva a:

$$U_{m\acute{a}x} = \sqrt{\frac{2(p_0 - p)}{\rho_{ar}}} \quad (27)$$

Na qual a diferença entre a pressão de estagnação (p_0) e a pressão estática (p) pode ser substituída pela pressão devido à diferença de altura entre as colunas do manômetro em “U” inclinado, assim:

$$U_{m\acute{a}x} = \sqrt{\frac{2\rho_{\acute{a}gua}gh}{\rho_{ar}}} = \sqrt{\frac{2\rho_{\acute{a}gua}gx(1 + \text{sen}(\theta))}{\rho_{ar}}} \quad (28)$$

Na qual h é a diferença de nível (m) de água entre as colunas do manômetro; x é o deslocamento (m) do menisco da coluna vertical do manômetro; θ é o ângulo de inclinação da outra coluna manométrica ajustado em 37° .

De acordo com Schlichting (1979) as velocidades, média e máxima, do perfil de velocidade turbulento completamente desenvolvido, para dutos circulares lisos, podem ser relacionadas por meio da seguinte equação:

$$U_{med} = \frac{2n^2}{(n + 1)(2n + 1)} U_{m\acute{a}x} \quad (29)$$

Na qual n é uma constante que deve ser escolhida conforme o número de Reynolds, que se baseia na velocidade média e no diâmetro do duto, da seguinte forma:

$$Re_D = \frac{U_{med}D}{\nu} \quad (30)$$

Sendo ν a viscosidade cinemática (m²/s) do fluido.

Para um escoamento incompressível ao longo de um volume de controle, com apenas uma entrada e uma saída, a vazão é a mesma. Assim, a velocidade média (\bar{U}) do escoamento na seção de testes é facilmente determinada por meio da seguinte equação:

$$\bar{U} = \frac{U_{med} \frac{\pi D^2}{4}}{HW} \quad (31)$$

Na qual H é a altura do canal na seção de testes e W é a largura do mesmo.

Ao analisar as equações que definem a velocidade nota-se que as variáveis operacionais são medidas geométricas, como o ângulo de inclinação de coluna manométrica e altura de nível de água com relação à referência. As medidas geométricas da seção do canal também foram consideradas variáveis operacionais. Para o cálculo da velocidade (com n igual a 7) obtém-se a seguinte equação:

$$\bar{U} = \frac{98\pi}{480} \sqrt{\frac{2\rho_{\text{água}}g}{\rho_{\text{ar}}}} x^{1/2}(1 + \text{sen}(\theta))^{1/2} \frac{D^2}{HW} \quad (32)$$

Esta equação pode ser reescrita como segue:

$$\bar{U}(x, y, z) = \bar{U} = A(xy)^{1/2}z \quad (33)$$

Na qual a constante A e as duas novas variáveis são:

$$A = \frac{98\pi}{480} \sqrt{\frac{2\rho_{\text{água}}g}{\rho_{\text{ar}}}} \quad (34)$$

$$y = 1 + \text{sen}(\theta) \quad (35)$$

$$z = \frac{D^2}{HW} \quad (36)$$

Ao aplicar a metodologia descrita por Holman (1994) é possível encontrar a incerteza da velocidade média, conforme segue:

$$\delta \bar{U}^* = \left[\left(\frac{\partial \bar{U}}{\partial x} \delta x \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{U}}{\partial y} \delta y \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{U}}{\partial z} \delta z \right)^2 \right]^{1/2} \quad (37)$$

Para a Equação 37 definem-se as incertezas como sendo a metade da menor unidade das escalas dos instrumentos de medidas utilizados. Assim, $\delta x = 0,5$ mm, $\delta y = (\pi/360)$ rad e como z é função de D , H e W , que também tiveram como incerteza δx , segue que:

$$\delta z = \left[\left(\frac{\partial z}{\partial D} \right)^2 + \left(\frac{\partial z}{\partial H} \right)^2 + \left(\frac{\partial z}{\partial W} \right)^2 \right]^{1/2} |\delta x| \quad (38)$$

Para os cálculos foram utilizados os seguintes dados:

- $\rho_{\text{água}} = 997 \text{ Kg/m}^3$;
- $\rho_{\text{ar}} = 1,1614 \text{ Kg/m}^3$;
- $W = 0,345 \text{ m}$;
- $H = 0,06 \text{ m}$;
- $g = 9,8 \text{ m/s}^2$;
- $\theta = 37^\circ$;
- $D = 0,047 \text{ m}$;

Desta forma, foi obtida a Tabela 7:

Tabela 7 - Incerteza das velocidades médias.

Velocidade (m/s)	Re	x (m)	$\delta \bar{U}^*$ (m/s)
1	37655	0,00654	0,041
2	75310	0,02532	0,045
3	112965	0,05603	0,062
4	150620	0,09851	0,082

Fonte: Próprio autor.

APÊNDICE B - Equipamentos Utilizados

Neste apêndice são apresentados alguns dispositivos utilizados durante os ensaios experimentais deste trabalho. O túnel de vento é apresentado na Figura B1.

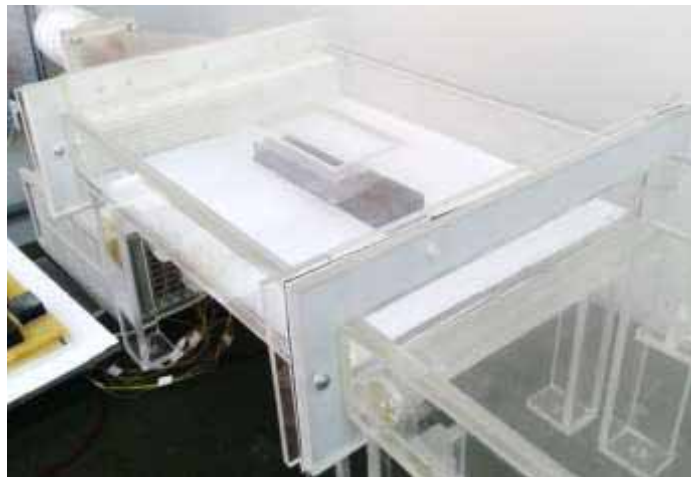
Figura 56 - Túnel de vento.



Fonte: Próprio autor.

Na Figura 57 a seguir é mostrada a *vapor chamber* no interior da seção de testes, a abertura presente na parede superior possui um filme de material com baixa espessura e transparente ao espectro infravermelho para que o ensaio possa ser monitorado por meio de termografia caso necessário.

Figura 57 - Seção de testes



Fonte: Próprio autor.

Na Figura 58 encontra-se o sistema de aquisição para leitura de termopares. do fabricante *Hottinger Baldwin Messtechnik*, seu modelo é *MGC plus® - Ab22A* (HBM, 2000), possui entrada para 32 termopares.

Figura 58 - Sistema de aquisição de dados.



Fonte: Próprio autor.

Na Figura 59 está a fonte de alimentação do fabricante Minipa, modelo MPL-3303 (MINIPA, 2010), que possui indicadores de tensão e corrente, duas saídas variáveis com tensão de 0 a 30V DC e corrente de 0 a 3A DC, e uma saída fixa de 5V / 3A DC.

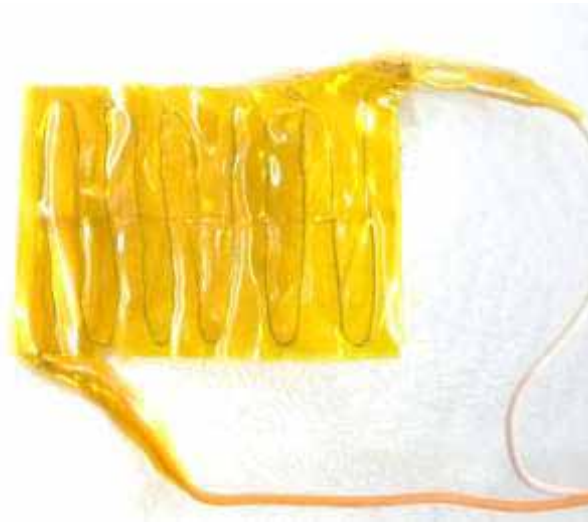
Figura 59 - Fonte de alimentação.



Fonte: Próprio autor

A resistência foi confeccionada por meio de fio de Níquel-Cromo um material resistivo a passagem de corrente elétrica que dissipa calor através do efeito joule, e é isolada através de um polímero resistente a altas temperaturas. Este conjunto é apresentado na Figura 60.

Figura 60 - Resistência utilizada na fonte de calor.



Fonte: Próprio autor.

Os cabos de alimentação mais próximos ao elemento resistivo com 15 cm de comprimento tiveram seu valor de espessura minimizado ao máximo para que a taxa de calor transferida por condução através deles se mantivesse muito baixa, mas que não ocorresse dissipação de calor indesejada nos mesmos por meio de efeito joule. O restante do cabeamento de alimentação até a fonte possui a espessura elevada.

A resistência tem seu acoplamento térmico com o restante do sistema realizado por contato mecânico direto e uso de pasta térmica para eliminação de lacunas com ar. A potência dissipada na mesma é controlada através da relação entre a tensão e corrente ajustadas na fonte de alimentação.

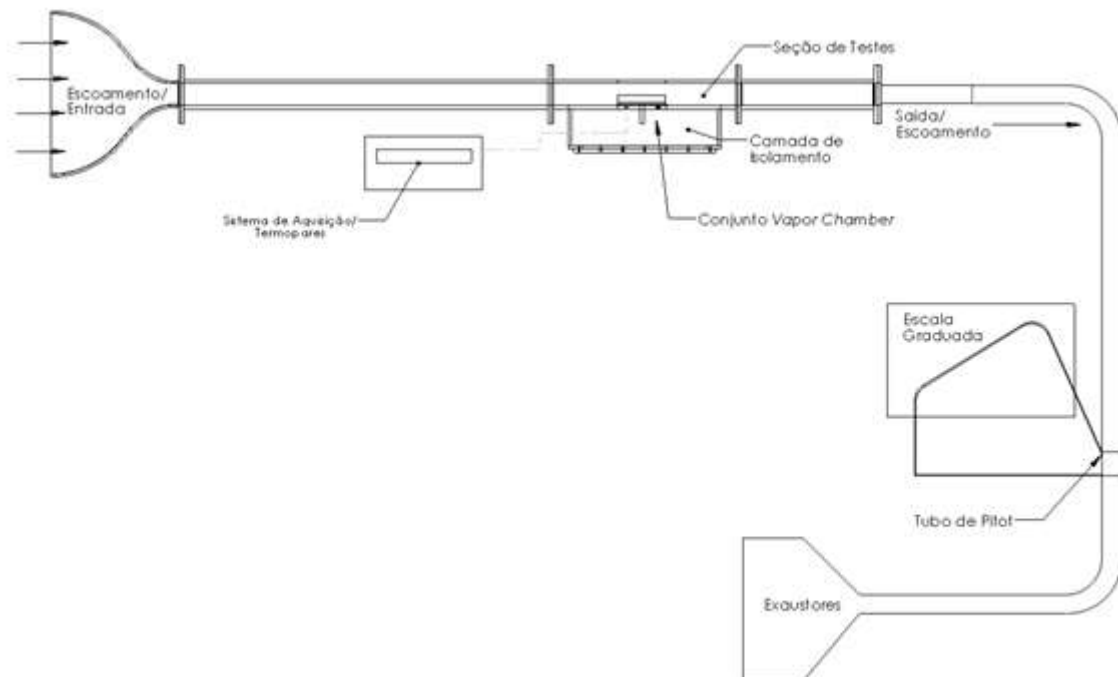
Demais equipamentos utilizados durante os ensaios como ferramentas, multímetro, e diversos, são de conhecimento geral e julga-se não haver necessidade de serem representados.

APÊNDICE C - Validação do Túnel de Vento

O túnel de vento utilizado nos ensaios experimentais foi construído com o objetivo de atender situações de escoamento que necessitem de características similares às encontradas nas aplicações de sistemas eletrônicos.

O escoamento é gerado por meio de sucção por um conjunto de três exaustores montados em configuração paralela no exterior da sala. Acoplado ao tubo que interliga o túnel aos exaustores se encontra um Pitot para determinação da velocidade média no escoamento. Pode-se controlar o escoamento com a escolha dos exaustores ativos e com o auxílio de uma válvula de gaveta instalada próxima aos exaustores, é possível manter a velocidade média do escoamento na seção de testes entre 0 e 4,5 m/s. O esquemático completo do túnel é apresentado na Figura 61.

Figura 61 - Esquemático do túnel de vento.



Fonte: Próprio autor.

O tubo possui o diâmetro de 100 mm e tem a dimensão de 4 m à montante das tomadas de pressão e a válvula utilizada está a 1,5 m do Pitot. Assim é garantido que o comprimento de desenvolvimento do escoamento é atingido, e então a velocidade média na seção de testes é calculada por meio da relação entre as áreas do tubo e da seção de testes.

A incerteza envolvendo as velocidades é muito baixa, porém o túnel passou por um processo de validação, pois este poderia sofrer de erros construtivos. Esse processo de deu por meio da comparação entre simulação numérica e dados experimentais. A comparação foi efetuada envolvendo o escoamento em torno de um cilindro aquecido, sua temperatura foi monitorada através de termopares e termografia infravermelha, o modelo numérico reproduzindo o problema foi realizado no software ANSYS FLUENT®.

Para representar o cilindro aquecido um resistor comercial com dissipação nominal de 10 W foi utilizado. Tal resistor é representado na Figura 62.

Figura 62 - Resistor representando cilindro aquecido.



Fonte: Próprio autor.

Ao resistor foi imposta a condição de dissipação de 3 W e o mesmo foi posicionado no interior da seção de testes localizado ao centro de suas dimensões. Os resultados de temperatura para os casos analisados são apresentados na Tabela 8 abaixo:

Tabela 8 - Comparação dos valores de velocidade Experimental x Numérico.

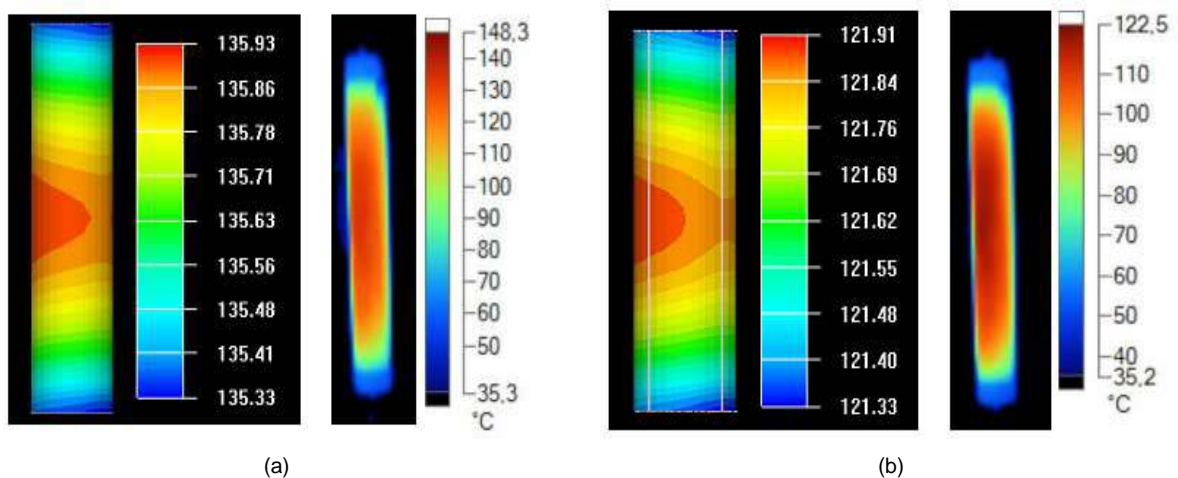
Velocidade Média (m/s)	Temperaturas (°C)		Erro
	Experimental	Numérica	
0,5	221,5	192,4	-13%
1	155,8	150,3	-4%
2	139,4	135,9	-3%
3	122,5	121,9	0%
4	95,8	97,4	2%

Fonte: Próprio autor.

Nas simulações o escoamento foi considerado turbulento, e o modelo de turbulência Zero Equation utilizado. Acredita-se que na situação onde o escoamento é mantido à velocidade média de 0,5 m/s o sistema encontra-se em uma zona de transição entre regime laminar e turbulento, dessa maneira a simulação não foi capaz de representá-lo de maneira correta. Para os demais casos a diferença de temperaturas está em uma margem aceitável.

Nas Figuras 63 a e b, são observados os resultados numéricos e experimentais obtidos através de termografia para os casos de escoamento de 2 e 3 m/s respectivamente.

Figura 63 - Comparação de resultados numéricos x experimentais. (a) 3m/s
(b) 4 m/s.

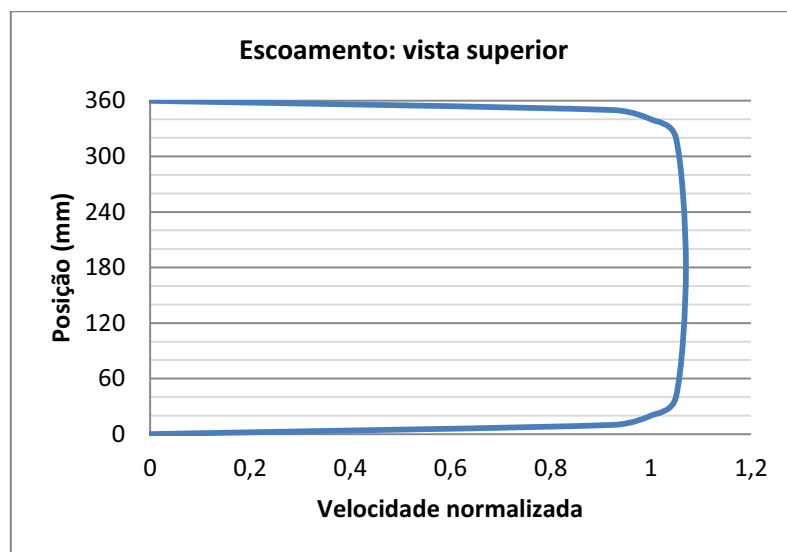


Fonte: Próprio autor.

Na Figura 64 é representado o perfil de velocidades na seção de testes do túnel a partir da vista superior.

Com auxílio da simulação numérica também o perfil do escoamento foi encontrado. Verificou-se como representado na Figura 64 e Figura 65 que este possui uma forma bem achatada, característica de escoamentos turbulentos, assim, a velocidade encontrada ao longo de toda a seção de testes é muito próxima à velocidade média.

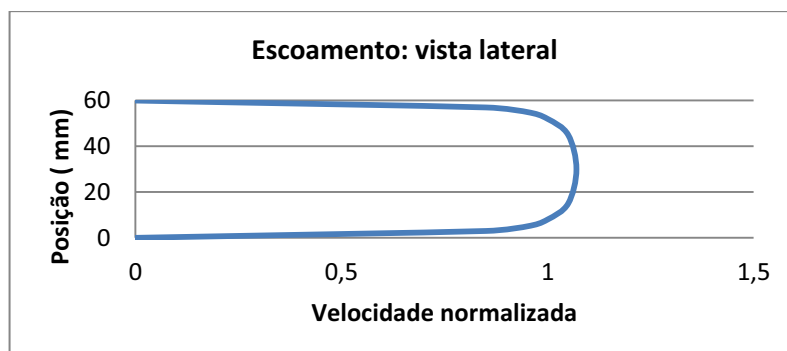
Figura 64 - Perfil do escoamento, vista superior.



Fonte: Próprio autor.

Na Figura 65 é apresentado o perfil de velocidades na seção de testes a partir da vista lateral do túnel de vento.

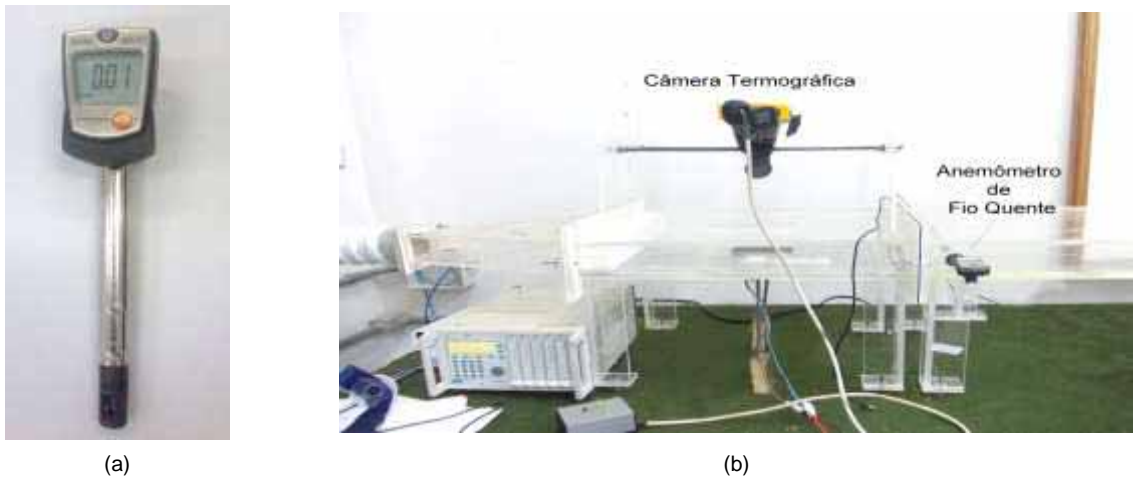
Figura 65 - Perfil do escoamento, vista lateral



Fonte: Próprio autor.

Com a utilização de um anemômetro de fio quente posicionado em um orifício logo antes da entrada de seção de testes foi possível verificar a velocidade de forma empírica, para que possa ser feita a comparação com os valores numéricos.

Figura 66 - (a) Anemômetro de Fio quente (b) Vista do experimento



Fonte: Próprio autor.

Nas Figura 66 a e b acima, são apresentados tanto o anemômetro utilizado, quando a vista do ensaio experimental, que conta com a presença da câmera termográfica e do anemômetro. O anemômetro não foi utilizado durante a realização do ensaio de temperatura, seu valor foi mensurado antes do ensaio, o dispositivo era retirado e seu orifício devidamente tampado, pois a posição de obstáculos anteriores à seção de testes influenciaria o escoamento.

Na Tabela 9 abaixo são comparados os resultados da leitura de velocidade média realizada pelo anemômetro.

Tabela 9 - Comparação dos valores de velocidade Experimental x Numérico

Pitot (m/s)	Experimental (m/s)	Numérica (m/s)	Erro
1	0,9	1	10%
2	2,2	2	10%
3	3,2	3	7%
4	4,2	4	5%

Fonte: Próprio autor.