



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**Estudo Numérico e Experimental da Convecção Natural em Dissipadores com Aletas
Retangulares**

Vilson Altair da Silva

Itajubá-MG, Fevereiro de 2020

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Vilson Altair da Silva

**Estudo Numérico e Experimental da Convecção Natural em Dissipadores com Aletas
Retangulares**

**Tese submetida ao Programa de Pós-
Graduação em Engenharia Mecânica (PPGEM), da
Universidade Federal de Itajubá (UNIFEI),
como parte dos requisitos para obtenção do Título
de Doutor em Engenharia Mecânica.**

Área de Concentração: Térmica, Fluidos e Máquinas de Fluxo

**Orientador: Prof. Dr. Sandro Metrevelle Marcondes de Lima e Silva
Co-Orientadora: Profa. Dra. Ana Lúcia Fernandes de Lima e Silva**

**Fevereiro 2020
Itajubá-MG**

SILVA, Vilson Altair

Estudo Numérico e Experimental da Convecção Natural em Dissipadores com Aletas Retangulares/ Vilson Altair – Itajubá: UNIFEI, 2020.

118p.

Tese – Universidade Federal de Itajubá, 2020.

Orientador: Prof. Dr. Sandro Metrevelle Marcondes de Lima e Silva

Co-Orientadora: Profa. Dra. Ana Lúcia Fernandes de Lima e Silva

1. – Dissipadores de Calor – Convecção Natural – Estudo Experimental – Estudo Numérico – COMSOL

I. Lima E Silva, Sandro M. M. II. Universidade Federal de Itajubá III. Estudo Numérico e Experimental da Convecção de Natural em Dissipadores com Aletas Retangulares.

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Vilson Altair da Silva

**Estudo Numérico e Experimental da Convecção Natural em Dissipadores com Aletas
Retangulares**

Tese de doutorado Aprovada por banca examinadora em 11 de fevereiro de 2020, conferindo ao autor o título de **Doutor em Ciências em Engenharia Mecânica**

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Frederico Romagnoli Silveira Lima – DEM/CEFET-BH

Prof. Dr. Solidônio Rodrigues de Carvalho – FEMEC/UFU

Prof. Dr. Marcelo José Pirani – IEM/UNIFEI

Prof. Dr. Rogério Fernandes de Brito – UNIFEI/Itabira

Prof. Dr. Sandro Metrevelle Marcondes de Lima e Silva –
IEM/UNIFEI – Orientador

Profa. Dra. Ana Lúcia Fernandes de Lima e Silva – IEM/UNIFEI –
Co-orientadora

Itajubá

2020

Dedicatória

Dedico este trabalho ao meu Deus e à minha querida família.

Agradecimentos

Este trabalho não poderia ser desenvolvido sem a ajuda de diversas pessoas às quais presto minha homenagem:

À minha mãe Maria Estela Alves Gonçalves da Silva, por todos os sacrifícios feitos para me passar os valores que levarei pela vida.

Ao meu pai Roberto Gonçalves da Silva, por ser meu maior exemplo de honestidade, caráter e compromisso, e por sempre ter cobrado de mim o melhor que eu fosse capaz de ser.

À minha irmã Jaqueline Gonçalves da Silva, por sempre me apoiar em minha caminhada pelos meus sonhos.

A todos da minha família que estiveram presentes nessa caminhada e me encorajaram a não escolher os caminhos mais fáceis.

Aos meus orientadores, professores Sandro Metrevelle Marcondes de Lima e Silva e Ana Lúcia Fernandes de Lima e Silva que me mostraram os caminhos a serem seguidos.

A todos meus amigos, pelo companheirismo que se estende das conversas descontraídas aos puxões de orelha, críticas e conselhos sempre bem-vindos e levados em conta.

A todos os professores, que ajudaram de forma direta ou indireta na conclusão deste trabalho.

Aos colegas do Laboratório de Transferência de Calor da UNIFEI (LabTC), Lorenzo Afonso Caliari de Neves Gomes, Carlos Adriano Corrêa Ribeiro, Bruno Anselmo, Elisan Magalhães e Felipe Henrique Rafael pela ajuda e apoio durante a confecção deste trabalho.

Ao Curso Assistencial Theodomiro Santiago (CATS) que guiou meus esforços para que eu conquistasse uma vaga na UNIFEI e sem o qual provavelmente não teria chegado até aqui.

Aos órgãos de fomento pelo suporte financeiro, à FAPEMIG e à CAPES pela bolsa de doutorado e ao IEM pela licença do programa COMSOL Multiphysics.

E a Deus por ter direcionado minhas escolhas até que eu conquistasse mais este grande passo, visando obter o Doutorado em Engenharia Mecânica na UNIFEI.

Epígrafe

“À dolorosa luz das grandes lâmpadas eléctricas da fábrica

Tenho febre e escrevo.

Escrevo rangendo os dentes, fera para a beleza disto,

Para a beleza disto totalmente desconhecida dos antigos. ”

Álvaro de Campos (Pseudônimo de Fernando Pessoa), Ode Triunfal.

Londres, junho de 1914.

Resumo

Silva, V. A. (2020), *Estudo Numérico e Experimental da Convecção Natural em Dissipadores com Aletas Retangulares*, Itajubá, 118p. tese de doutorado do Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica – Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá

O estudo de dissipadores de calor é importante pois estes melhoram a transferência de calor entre um corpo e o ambiente, podendo diminuir a temperatura de trabalho deste corpo. Com o advento da tecnologia os componentes eletrônicos, que têm se tornado cada vez mais avançados e potentes, têm temperaturas de trabalho bastante elevadas, prejudicando sua vida útil, assim necessitam de dissipadores de calor para trabalharem bem. Neste trabalho, estudou-se a transferência de calor por convecção natural em dissipadores com aletas planas retangulares. Análises numéricas, feitas no programa COMSOL Multiphysics[®], foram realizadas utilizando os resultados experimentais obtidos de 18 dissipadores de calor com diferentes parâmetros geométricos e validadas comparando os resultados experimentais e os numéricos, bem como com a literatura para dois dissipadores. Dentre os resultados numéricos foram obtidos o valor médio do coeficiente de transferência de calor por convecção, \bar{h} , os campos de temperatura no dissipador e no escoamento de ar do domínio, assim como os campos de velocidade e vorticidade e a distribuição do número de Nusselt sobre o dissipador de calor. Assim, o uso do COMSOL foi fundamental para este estudo, pois possibilitou a obtenção de resultados que são de difícil visualização experimentalmente. Tais resultados também mostraram que em alguns casos os dissipadores de calor agiam como verdadeiros blocos, devido ao número ou altura das aletas, frente ao escoamento de ar. Também foi realizada uma análise utilizando o conceito de resistência térmica de convecção, comparando os 18 dissipadores de calor a uma placa plana, o que comprovou que o uso deles, na grande maioria dos casos, é relevante. Nesta comparação também é observado que os dissipadores têm melhor eficiência quando posicionados com base e aletas na vertical do que quando posicionados com base na horizontal e aletas na vertical. Análises de incertezas foram realizadas e encontraram-se incertezas percentuais menores que 4,88% para os casos simulados e menores que 7,51% para os casos experimentais, o que assegura a qualidade dos resultados encontrados. Logo o objetivo deste trabalho foi utilizar os resultados experimentais para validar e embasar os resultados numéricos que por sua vez ajudaram na compreensão do fenômeno da transferência de calor com convecção natural em dissipadores com aletas planas retangulares e no ambiente que os cercam.

Palavras-chave: Dissipadores, Convecção Natural, Aletas Planas Retangulares, Estudo Experimental, Estudo Numérico, COMSOL.

Abstract

Silva, V. A. (2020), “*Numerical and Experimental Study of Natural Convection in Heatsinks with Rectangular Fins*”, Itajubá, 118p. Doctorate Thesis of the Postgraduated in Mechanical Engineering – Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá

The study of heatsinks is important because they improve the heat transfer between a body and the environment, which can decrease the operating temperature of that body. With the technology advent, electronic components, which have become increasingly advanced and powerful, have very high operating temperatures, impairing its lifespan, therefore they need heatsinks to work well. In this work, the heat transfer by natural convection in heatsinks with rectangular flat fins was studied. Numerical analyses, made in software COMSOL Multiphysics®, were performed using the experimental results obtained from 18 heatsinks with different geometric parameters and validated by comparing the experimental and numerical results, as well as with the literature for two heatsinks. Among the numerical results, the average value of the heat transfer coefficient by convection, \bar{h} , the temperature fields in the heatsink and in the air flow of the domain, also the speed and vorticity fields and the Nusselt number distribution on the heatsink were obtained. Thus, the use of COMSOL was fundamental for this study, as it made possible to get results that are difficult to visualize experimentally. These results also showed that in some cases the heatsinks worked as blocks, due to the number or height of the fins, facing the air flow. An analysis was also carried out using the concept of thermal convection resistance, comparing the 18 heatsinks to a flat plate, which proved that the use of heatsinks, in most cases, is relevant. In this comparison it is also observed that the heatsinks have better efficiency when positioned with base and fins vertically than when positioned with base horizontally and fins vertically. Uncertainties analyzes were performed and percent uncertainties were found to be less than 4.88% for simulated cases and less than 7.51% for experimental cases, which ensures the quality of the results found. Therefore, the aim of this work was to use the experimental results to validate and support the numerical results, which in turn helped to understand the phenomenon of heat transfer with natural convection in heatsinks with rectangular flat fins and in the surrounding environment.

Keywords: Heat sinks, Natural Convection, Rectangular Flat Fins, Experimental Tests and Numerical Tests, COMSOL.

Sumário

Dedicatória.....	5
Agradecimentos	6
Epígrafe	7
Resumo	8
Abstract.....	9
Sumário.....	x
Lista de Figuras	xii
Lista de Tabelas	xiv
Lista de Símbolos	xv
Letras Latinas.....	xv
Letras Gregas	xvii
Abreviaturas e Siglas	xviii
1. INTRODUÇÃO	19
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	23
3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	45
3.1 Obtenção experimental do coeficiente de transferência de calor, h	45
3.2 Cálculo do calor perdido através do isolante	46
3.3 Cálculo do calor perdido por radiação	47
3.4 Obtenção do h através de correlações empíricas.....	49
3.4.1 Correlação empírica de Harahap e Rudianto (2005)	50
3.4.2 Correlação Empírica de Harahap e Lesmana (2006).....	50
3.5 Equações e condições de contorno aplicadas à modelagem numérica utilizando o COMSOL®	51
3.6 Características do COMSOL®	56
3.7 Geração e qualidade da Malha.....	57
3.8 Cálculo do Número de Nusselt e h pelo COMSOL	65
4. MATERIAIS E MONTAGEM EXPERIMENTAL	67
4.1 Processo de fabricação dos dissipadores.....	67
4.1.1 Principais características do alumínio	67
4.1.2 Alumínio 6063-T5	68
4.1.3 Usinagem dos dissipadores.....	69
4.2 Montagem da bancada experimental	72

4.2.1	Detalhamento da montagem dos dissipadores.....	72
4.2.2	Posicionamento dos termopares	76
5.	RESULTADOS.....	79
6.	ANÁLISES DE INCERTEZAS.....	108
7.	CONCLUSÕES.....	111
8.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	114

Lista de Figuras

Figura 2.1 - Posições relativas da base e das aletas do dissipador.	24
Figura 2.2 – Aparência dos dissipadores de calor em relação as grandezas geométricas W e L	28
Figura 2.3 – Exemplificação da modelagem utilizada por Rao <i>et al.</i> (2006).	29
Figura 2.4 – Aletas retangulares contínuas e interrompidas.	32
Figura 2.5 - Dissipadores estudados por Anuar e Ismail (2014), (a) com aletas piniformes em linhas, (b) com aletas piniformes escalonadas e (c) com aletas piniformes dispostas aleatoriamente.	36
Figura 2.6 - Dissipadores e bancada experimental utilizada por Shende e Mahalle (2014).	36
Figura 2.7 - Dissipadores e bancada experimental utilizada por Lee, Kim e Kim (2016).	39
Figura 2.8 - Dissipadores utilizados por Khudheyer e Hasan (2015).	40
Figura 2.9 – Dissipadores de espuma metálica.	41
Figura 2.10 – Dissipadores com aletas de alturas duplas.	42
Figura 2.11 – Dissipadores com aletas planas e com aletas piniformes aplicados em um projetor.	43
Figura 2.11 – Dissipadores com aletas cúbicas piniformes e planas retangulares intercaladas.	43
Figura 2.12 – Dissipadores com aletas onduladas.	44
Figura 3.1- Posição dos termopares para obtenção das temperaturas experimentais.	46
Figura 3.2- Procedimento realizado para medição da emissividade.	48
Figura 3.3- Ilustração da distribuição do calor na montagem do dissipador.	48
Figura 3.4 – Organograma de configuração de um problema no COMSOL.	52
Figura 3.5 – Condições de contorno aplicados no problema.	53
Figura 3.6 – Superfícies onde são aplicadas as condições de contorno.	54
Figura 3.7 – Domínios presentes no estudo.	57
Figura 3.8 – Região de maior refino da malha utilizada na confecção da malha do Dissipador 3 na posição horizontal (a), e na posição vertical (b).	58
Figura 3.9 – Planos de vista mostrados nas Figuras 3.10 e 3.11.	59
Figura 3.10 – Tamanho dos elementos utilizados na malha do Dissipador 3, com uma aproximação progressiva a partir de uma vista total do domínio até uma aleta central.	60
Figura 3.11 – Qualidade, medida em assimetria, dos elementos utilizados na malha do Dissipador 3, com uma aproximação progressiva a partir de uma vista total do domínio até uma aleta central.	61
Figura 3.12 – Definição do Raio da cúpula R utilizando a corda d	62
Figura 3.13 – Resultados do Campo de Temperaturas e Velocidade e qualidade e tamanho dos elementos das malhas para diferentes raios da cúpula.	64
Figura 4.1 - Parâmetros geométricos do dissipador.	70
Figura 4.2 - Esquema da montagem da bancada experimental.	73
Figura 4.3 - Vista em detalhe da montagem do dissipador.	74
Figura 4.4 - Parâmetros geométricos da placa de MDF.	74
Figura 4.5 - Montagem do dissipador na a) horizontal e b) vertical.	75

Figura 4.6 - Montagem do microdissipador D18 na vertical.....	76
Figura 4.7 - (a1) Posicionamento dos termopares para o teste de uniformidade da temperatura na horizontal, (a2) posicionamento utilizado nos demais testes, (b) distribuição de temperaturas no dissipador em cada posição.....	77
Figura 4.8 - (a1) Posicionamento dos termopares para o teste de uniformidade da temperatura na vertical, (a2) posicionamento utilizado nos demais testes, (b) distribuição de temperaturas no dissipador em cada posição.	77
Figura 4.9 – Distribuição de temperatura obtidas pelo COMSOL (a) Com o dissipador posicionado com base na horizontal e aletas na vertical, (b) com o dissipador posicionado com base e aletas na vertical.	78
Figura 5.1 – Evolução temporal da temperatura T_4 em um experimento e em uma simulação de D1.	79
Figura 5.2 – Vista do Plano de Corte AA e campo de temperaturas de D1 na vertical,	81
Figura 5.3 – Campo de temperaturas de D1 visto lateralmente.....	83
Figura 5.4 – Campo de temperaturas da Montagem com D1, vista de frente e em diferentes posições de y	84
Figura 5.5 – Campo de velocidades em x , y e z no plano zy	86
Figura 5.6 – Superfícies de velocidades.	87
Figura 5.7 – Componente x da vorticidade sobre o plano XZ	88
Figura 5.8 – Componente X da vorticidade no plano YZ	89
Figura 5.9 – Componentes y e z da vorticidade em D1.	90
Figura 5.10 – Campos de velocidades na componente Z de todos os 18 dissipadores.	92
Figura 5.11 – Número de Nusselt Local.....	93
Figura 5.12 – Campo de temperaturas de D1 na horizontal, (a) visto de frente, (b) visto lateralmente em uma aleta e (c) visto lateralmente com corte entre as aletas.	96
Figura 5.13 – Campo da componente x da velocidade em D1.	97
Figura 5.14 – Campo de velocidades da componente y em D1.....	98
Figura 5.15 – Campo da componente z de velocidade em D1.	99
Figura 5.16 – Componente x da vorticidade.....	100
Figura 5.17 – Componente y da vorticidade para o Dissipador D1.....	101
Figura 5.18 – Componente z da vorticidade para o Dissipador D1.....	102
Figura 5.19 - Campos de velocidades na componente Y de todos os 18 dissipadores.	103
Figura 5.20 – Nusselt local em D1.	104
Figura 5.19 – Comparação entre os resultados Experimentais, Numéricos e da Literatura do número de Nusselt.	105
Figura 5.20 – Resistência térmica de convecção dos dissipadores ensaiados com base na horizontal e aletas na vertical.	106
Figura 5.21 – Resistência térmica de convecção dos dissipadores ensaiados com base na e aletas na vertical.	107

Lista de Tabelas

Tabela 3.1 – Teste de malha.	58
Tabela 3.2 – Teste de raio da cúpula para D1.	63
Tabela 4.1 - Dimensões dos dissipadores.	71
Tabela 4.2 - Dimensões das placas de MDF.	74
Tabela 5.1 – Resultados para os Dissipadores na Vertical.	80
Tabela 5.2 – Resultados para os Dissipadores na Horizontal.	94
Tabela 6.1 – Incertezas para os números de Nusselt calculados.	110

Lista de Símbolos

Letras Latinas

A	Área da superfície do isolante de MDF [m ²]
A_a	Área superficial da aleta [m ²]
A_{ct}	Área total do dissipador onde ocorre a troca de calor por convecção [m ²]
A_{sr}	Área da seção reta da aleta [m ²]
A_{sup}	Área superficial da aleta medida da base a uma altura x da aleta [m ²]
b	Espessura da base da aleta [mm]
b_p	Espessura da placa de MDF [mm]
C	Caso estudado
Exp	Experimental
Efe	Efetividade da aleta
g	Aceleração da gravidade [m/s ²]
Gr	Número de Grashof
Gr_l	Número de Grashof baseado no comprimento característico (l)
h	Coefficiente de transferência de calor por convecção natural [W/m ² K]
h_L	Coefficiente de transferência de calor por convecção natural Local [W/m ² K]
\bar{h}	Coefficiente médio de transferência de calor por convecção natural [W/m ² K]
$ht.ntflux$	Fluxo de calor que passa por uma superfície em um ponto [W]
H	Altura da aleta [mm]
H_c	Altura corrigida da aleta [mm]
I	Corrente da fonte de alimentação fornecida ao aquecedor resistivo [A]
k_{ar}	Condutividade térmica do ar na temperatura de filme [W/mK]
k_m	Condutividade térmica média do ar [W/mK]
k_L	Condutividade térmica local do ar [W/mK]
k_{isol}	Condutividade térmica do material isolante [W/mK]

L	Largura do dissipador [mm]
l	Comprimento característico do dissipador [mm]
L_c	Comprimento corrigido da aleta [mm]
L_p	Largura do isolante de MDF [mm]
m	Grandeza usada para o cálculo da eficiência da aleta
n	Número de aletas do dissipador
Nu	Número de Nusselt
\overline{Nu}	Número de Nusselt médio
Nu_L	Número de Nusselt local
P	Potência fornecida ao aquecedor resistivo [W]
Pr	Número de Prandtl
p	Perímetro da aleta [m]
q_a	Taxa de transferência de calor da aleta [W]
q_{diss}	Taxa de calor transferida ao dissipador [W]
q_{isol}	Taxa de calor transferida ao isolante térmico [W]
q_{max}	Taxa máxima de transferência de calor caso a aleta e a base estivessem à mesma temperatura [W]
q_{rad}	Taxa de calor transferida ao ambiente por radiação [W]
Ra	Número de Rayleigh
Re	Número de Reynolds
R_{aq}	Resistência elétrica do aquecedor [Ω]
R_{fio}	Resistência elétrica do fio que conecta o aquecedor a fonte de alimentação [Ω]
S	Espaçamento entre as aletas [mm]
t	Espessura das aletas [mm] e tempo físico do experimento [s]
T	Temperatura [$^{\circ}\text{C}$]
$T1$	Termopar que coleta a temperatura ambiente
T_1	Temperatura obtida do termopar $T1$ [$^{\circ}\text{C}$]

T_2	Termopar que coleta a temperatura abaixo do isolamento de MDF
T_2	Temperatura obtida do termopar T_2 [°C]
T_3	Termopar que coleta a temperatura do aquecedor
T_3	Temperatura obtida do termopar T_3 [°C]
T_4	Termopar que coleta a temperatura na base da aleta
T_4	Temperatura obtida do termopar T_4 [°C]
T_5	Termopar que coleta a temperatura na ponta da aleta
T_5	Temperatura obtida do termopar T_5 [°C]
T_b	Temperatura da base do dissipador, equivalente a T_4 [°C]
T_{filme}	Temperatura de filme, temperatura média de ocorrência da convecção [°C]
T_p	Temperatura da ponta da aleta, equivalente a T_5 [°C]
T_s	Temperatura da superfície [°C]
T_{viz}	Temperatura do ar nas proximidades do dissipador [°C]
T_∞	Temperatura do fluido (ar), equivalente a T_1 [°C]
T_{diss}	Média da temperatura T_4 e T_5 [°C]
V	Tensão da fonte de alimentação fornecida ao aquecedor resistivo [V]
W	Comprimento do dissipador [mm]
W_p	Comprimento da placa de MDF [mm]
x	Posição variável da altura da aleta, $0 \leq x \leq H$ [mm]
y	Representação de um parâmetro geométrico característico do dissipador

Letras Gregas

α	Difusividade térmica [m^2/s]
β	Coefficiente de expansão volumétrica térmica [$1/K$]
ΔT	Diferença de temperatura entre o dissipador e o ambiente [°C]
ΔT_{isol}	Diferença de temperatura entre a superfície superior e inferior do isolante [°C]
ε	Emissividade do Alumínio 6063-T5

η	Eficiência da aleta
θ	Razão entre a temperatura na altura x da aleta e a temperatura da base da aleta
θ_a	Diferença entre a temperatura da ponta do dissipador e a temperatura ambiente
θ_b	Diferença entre a temperatura da base do dissipador e a temperatura ambiente [°C]
θ_∞	Razão entre a temperatura ambiente e a temperatura da base da aleta [°C]
λ	Ângulo de inclinação dos dissipadores em Mehrtash e Tari (2013) [°]
ν	Viscosidade cinemática [m ² /s]
σ	Constante de Stefan-Boltzmann [W/m ² K ⁴]
ψ	Matriz de alumínio onde há uma fina dispersão de precipitados de cobre.
ω	Fase formada pelos grãos de cobre não solubilizados na matriz de alumínio

Abreviaturas e Siglas

Al_2O_3	Alumina
Mg_2Si	Silicida de Magnésio
Al	Alumínio
CAD	<i>Computer Aided Design</i> /Desenho Auxiliado por Computador
CATS	Curso Assistencial Theodomiro Santiago
CFC	Cúbica de Face Centrada
CPU	<i>Central Processing Unit</i> /Unidade Central de Processamento
Cu	Cobre
H & L	Relacionado à correlação de Harahap e Lesmana (2006)
H & R	Relacionado à correlação de Harahap e Rudianto (2005)
LabTC	Laboratório de Transferência de Calor
LED	<i>Light Emitting Diode</i> /Diodo Emissor de Luz
MDF	Fibra de madeira de densidade média
Mg	Magnésio
Si	Silício
UNIFEI	Universidade Federal de Itajubá

1. INTRODUÇÃO

Aletas são superfícies que se estendem a partir de uma base metálica que fica em contato com a área de algum equipamento de onde se deseja trocar calor com o meio mais eficientemente, a fim de se ter uma menor temperatura. O uso de superfícies aletadas, ou dissipadores de calor, aumenta a taxa de transferência de calor entre um corpo quente e um fluido em diferentes temperaturas através de um aumento da área de contato entre eles. As aletas são empregadas em diversos equipamentos, como: motores, transformadores, trocadores de calor e microprocessadores, onde a dissipação de calor ocorre em pequenos espaços físicos.

Porém o uso dos dissipadores implica em uma redução do escoamento do fluido devido à presença das aletas que funcionam como obstáculos ao escoamento. Essa redução do escoamento leva a uma diminuição no valor do coeficiente médio de transferência de calor, \bar{h} . A redução no valor de \bar{h} deve ser compensada pelo aumento da área de transferência de calor por condução e radiação proporcionado pelas aletas para que seu uso seja justificado.

Neste trabalho estudou-se dissipadores de calor, que tem como finalidade aumentar a troca de calor de uma superfície que está em contato com o dissipador e o ambiente, diminuindo a temperatura em que o equipamento trabalha. A cada ano se observa uma nova geração de equipamentos mais compactos e potentes que, por sua vez, necessitam de novos dissipadores que os mantenham em temperaturas operacionais, pois trabalhar em altas temperaturas pode diminuir a vida útil desses equipamentos. Grande parte desses equipamentos são eletrônicos, que são os que mais sofrem a miniaturização devido à evolução de seus componentes. Nesses equipamentos o principal tipo de dissipador utilizado é o de aletas planas retangulares, que geralmente é feito de alumínio ou cobre.

A transferência de calor por convecção natural ocorre sempre que houver uma diferença de temperatura entre um corpo e um meio fluido. Neste trabalho é estudado o aquecimento do corpo e conseqüentemente do fluido. Assim, quando o corpo é aquecido o ar em torno deste também é aquecido. Com a variação da temperatura do ar sua massa específica também varia o deixando mais leve que o ar que está mais distante do corpo. Essa diferença entre as massas específicas entre o ar que está perto e o ar que está distante do corpo faz com que o ar comece a se movimentar neste volume de controle que engloba o dissipador, que é o corpo quente, e o ar em seu entorno. O ar que está mais quente e mais leve começa a ascender, dando espaço assim para que o ar mais pesado e frio tome seu lugar. Esta troca de posição entre o ar quente e o ar frio se torna cíclico pois sempre haverá uma porção de ar mais quente que outra. A transferência de calor que ocorre devido a este processo recebe o nome de convecção natural.

A convecção natural é bastante usada em processos de resfriamento, pois dispensa a utilização de partes móveis e é bastante econômica por utilizar apenas a energia térmica já existente no sistema. Diferente da convecção natural, há também a convecção forçada, porém esta utiliza meios mecânicos para auxiliar no movimento do ar.

O parâmetro fundamental para o estudo da transferência de calor por convecção é o \bar{h} . A partir do valor deste, da temperatura do corpo quente e da temperatura do meio externo, pode-se estimar a taxa de transferência de calor perdida por convecção em um dissipador. O valor desse coeficiente é obtido em função das propriedades do fluido, da geometria da superfície e das condições do escoamento. Nesse tipo de arrefecimento o fluido mais utilizado é o ar, assim não é comum haver variação nas propriedades físicas do fluido. Logo trabalhos que variam as propriedades do fluido para melhorar a convecção de calor são raros.

Já a orientação e geometria do dissipador, que exercem grande influência na convecção pelo fato de poder facilitar ou dificultar o escoamento do fluido que o envolve, são parâmetros que podem ser modificados mais facilmente. Assim existem muitos trabalhos onde as características geométricas do dissipador e a maneira que ele é posicionado são estudadas. Nesses trabalhos vê-se que a determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção natural ou forçada pode ser feita através de métodos experimentais, correlações empíricas e métodos numéricos.

A convecção natural foi estudada nesse trabalho pelo fato de ser uma forma primária de transferência de calor e por não usar ventiladores ou bombas para criar um escoamento forçado sobre o dissipador. O uso desses equipamentos com peças móveis no sistema aumenta o risco de falhas e pode causar vibração e ruído além da necessidade de mais espaço e encarecimento do sistema de resfriamento empregado. Mesmo assim, há casos em que a convecção forçada deve ser utilizada, pois a convecção natural não é capaz de efetuar a troca de calor necessária no sistema. Logo o estudo de dissipadores de calor sobre a influência da convecção natural se torna uma maneira muito viável no arrefecimento de alguns sistemas mecânicos, e seu estudo pode aumentar a área de atuação da convecção natural.

Neste trabalho foram feitas simulações computacionais, utilizando o programa COMSOL Multiphysics[®], que reproduziram as condições encontradas nos testes experimentais realizadas em dissipadores de calor sob ação da convecção natural. As condições de contorno que governaram o fenômeno físico da convecção natural nos testes experimentais foram reproduzidas nesse programa afim de se obter, observar e analisar os campos de temperatura, velocidade e vorticidade de maneira mais fácil. Além destes campos também pode-se observar o número de Nusselt local sobre o dissipador de calor. Através destas ferramentas que o COMSOL Multiphysics[®] fornece, é possível fazer uma melhor análise do fluido ao redor do

dissipador de calor e da distribuição do calor no dissipador e isso é de suma importância para análise e compreensão do problema estudado, uma vez que é difícil visualizar esse fenômeno sem o auxílio de programas de computador.

Todas as condições de contorno, malhas e demais singularidades do programa COMSOL Multiphysics[®] são descritas neste trabalho. Além disso análises de incertezas, que comprovam a qualidade dos resultados encontrados tanto experimental quanto numericamente, também foram apresentadas. Para validação dos resultados encontrados pelo COMSOL Multiphysics[®] utilizou-se das temperaturas e dos valores do coeficiente médio de transferência de calor por convecção, \bar{h} , encontrados experimentalmente e usados para comparação e como base de dados para as simulações.

Uma revisão bibliográfica sobre a transferência de calor em dissipadores de calor foi realizada e é apresentada no Capítulo 2. A literatura consultada serviu como base para coleta de dados dos parâmetros importantes quando se trata de dissipadores de calor, como o número de aletas, espaçamento entre as aletas, posicionamento do dissipador e correlações para o número de Nusselt, grandeza muito importante para o estudo da transferência de calor. Foram consultados tanto trabalhos numéricos como experimentais, logo algumas simulações já realizadas por outros autores, utilizando outros programas de simulação computacional, foram estudadas e acabaram sendo de grande ajuda. Pois mesmo que os programas sejam diferentes, a física envolvida e a maneira de se traduzir o fenômeno físico para um programa segue o mesmo conceito.

A formulação teórica para este trabalho é apresentada no Capítulo 3, que inclui a obtenção do coeficiente médio de transferência de calor experimental e as correlações empíricas da literatura utilizadas para comparações com os resultados de \bar{h} obtidos neste trabalho. É também neste capítulo que são mostradas as configurações do COMSOL nas simulações computacionais. Apresenta-se um algoritmo geral de solução do problema proposto, dados do domínio e da malha utilizada.

No Capítulo 4 é apresentada a metodologia de confecção dos 12 dissipadores utilizados no presente trabalho que possuem parâmetros geométricos diferentes e mesma base de 100x100 mm². Os 4 dissipadores de base com 50x50 mm² também com parâmetros geométricos diferentes e o dissipador de base com 76x76 mm² também utilizaram esta metodologia. Apresentou-se também, o micro-dissipador com base de 10x10 mm² que foi confeccionado de maneira um pouco diferente, já que foi utilizada uma usinagem de precisão, devido sua geometria. Ainda no Capítulo 4, é mostrado todo o procedimento experimental e a bancada. Testes experimentais foram realizados para determinação do posicionamento dos termopares. Além disso o programa COMSOL[®] foi usado para calcular o campo de temperatura no

dissipador e avaliar numericamente a temperatura nos mesmos pontos das sondas experimentais utilizadas.

No Capítulo 5 são apresentados todos os resultados obtidos numericamente da temperatura e do \bar{h} e a comparação destes com as temperaturas e \bar{h} experimentais. Apresentam-se também os campos de temperatura, velocidade, vorticidade e o número de Nusselt local obtidos pelo COMSOL.

No Capítulo 6 são apresentadas análises de incertezas calculadas para o número de Nusselt experimental, através de correlações empíricas da literatura e das simulações feitas no COMSOL.

As conclusões gerais sobre o trabalho são apresentadas no Capítulo 7. Neste capítulo também são apresentadas algumas sugestões para trabalhos futuros visando o aperfeiçoamento da metodologia utilizada nesta tese.

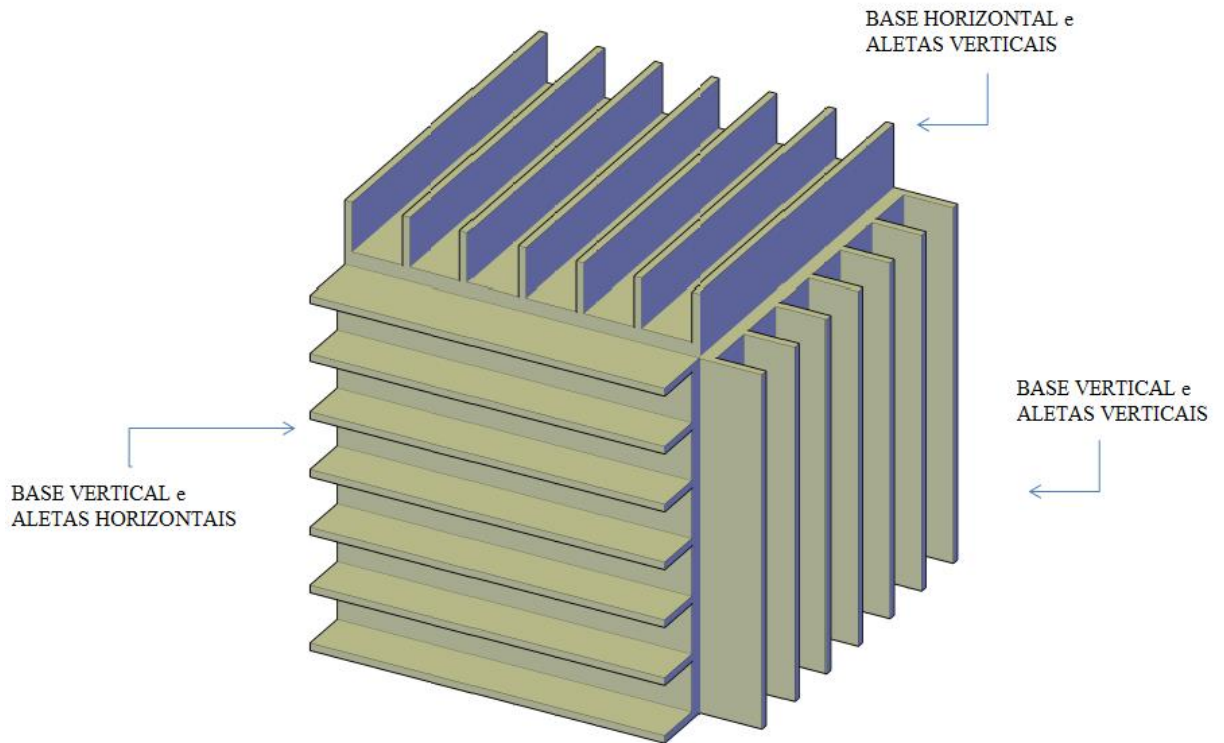
Logo, o uso de softwares para o estudo da convecção de calor natural se faz necessário para facilitar uma melhor visualização deste fenômeno no corpo, o dissipador de calor, e no fluido. Além disso, o uso de softwares como o COMSOL Multiphysics[®] é mais econômico, pois pode-se simular dissipadores de diferentes dimensões, formatos, tamanhos, em especial micro dissipadores e até mesmo o efeito de se utilizar um dissipador de calor com sua base inclinada. Tudo isso possibilita a escolha do melhor dissipador para a função desejada antes mesmo que se gaste tempo, dinheiro, mão de obra e maquinário para que se faça um protótipo.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo são apresentados alguns dos principais trabalhos relacionados ao uso de dissipadores de calor. Objetivou-se com esta revisão concretizar a base teórica, aperfeiçoar a montagem experimental e entender os princípios básicos que devem ser utilizados para se construir uma simulação bem estruturada, com a máxima aproximação com o fenômeno físico real. Neste capítulo são apresentados os principais parâmetros a serem analisados, quais tipos de aletas, diferenças no posicionamento dos dissipadores (Fig. 2.1), condições de contorno, escolha de malhas e domínios utilizados em estudos de dissipadores de calor.

Leung, Probert e Shilston (1985) estudaram o comportamento de dissipadores, na posição vertical com aletas na horizontal a fim de comparar os resultados com os estudos feitos anteriormente por diversos pesquisadores para a configuração de dissipadores na vertical com aletas na vertical. Leung, Probert e Shilston (1985) fizeram também um estudo sobre a influência da radiação neste experimento, e observou-se que a transferência de calor por radiação é muito baixa e pode ser desprezada, considerando apenas o efeito da transferência de calor por convecção natural. Nesse trabalho os autores confirmaram que na configuração onde as aletas ficam na vertical, a perda de calor é muito mais rápida quando comparada a uma configuração com aletas na horizontal, utilizando as mesmas geometrias e temperaturas experimentais. Tais autores apresentam um estudo detalhado sobre as linhas de campo que aparecem com a movimentação do ar (configuração da base do dissipador na vertical e aletas na horizontal) e os campos de temperatura do fluido entre as aletas. Os autores observaram que a área total de transferência de calor diminui devido o fluido aprisionado entre as aletas e que o coeficiente efetivo de transferência de calor por convecção aumentou conforme se passa da zona de escoamento laminar do fluido para a zona de transição, em seguida, para a zona turbulenta. Ainda, propuseram uma distância ótima entre as aletas de 38 mm, se estas forem utilizadas com sua base na vertical e suas aletas na horizontal, porém reafirmaram que a melhor configuração é aquela onde as aletas e a base ficam na vertical.

Figura 2.1 - Posições relativas da base e das aletas do dissipador.



Fonte: Leung, Probert e Shilston (1985).

Leung e Probert (1989) continuaram a analisar os arranjos de um dissipador, feito de duralumínio altamente polido, porém desta vez compararam o arranjo base vertical e aletas verticais, com a base horizontal e aletas verticais. Neste estudo, descartou-se a configuração onde a base do dissipador fica na vertical e as aletas na horizontal (Figura 2.1), pois esta configuração não é relevante para esta análise devido ao seu baixo desempenho térmico. A justificativa para a escolha de dissipadores com base e aletas retangulares foi devido a sua forma geométrica simples, estrutura rígida e baixo custo de produção. Os autores enfatizaram que a capacidade de retirar calor do sistema não depende apenas dos parâmetros geométricos do dissipador, mas também de sua orientação. As aletas utilizadas têm alturas de 6,35 mm, 12,7 mm e 25,4 mm e espaçamento entre elas de 6,35 mm ou 7,95 mm. Para esta comparação utilizaram parâmetros adimensionais como número de Nusselt (Nu) e o número de Rayleigh (Ra), e observaram que os arranjos com base e aletas orientadas verticalmente se sobressaem aos arranjos com base na horizontal e aletas na vertical quanto a sua eficiência. Porém, deve-se estudar o projeto onde são aplicados os dissipadores para determinar qual a melhor configuração para que se obtenham as maiores taxas de transferência de calor. Outra conclusão é que o arranjo com base e aletas na vertical tem melhor desempenho com menor espaçamento entre as aletas enquanto o arranjo com base na horizontal e aletas na vertical tem melhor

desempenho para maiores espaçamentos entre as aletas. Percebeu-se também que a convecção é diretamente afetada pelo perfil de velocidades que o ar assume entre as aletas.

Ledezma e Bejan (1996) estudaram, experimentalmente e numericamente, o processo de convecção natural e forçada em placas, com aletas inclinadas. O estudo mostrou quantitativamente dois efeitos. O primeiro foi a orientação das aletas em relação ao campo gravitacional na convecção natural, e em relação à corrente livre na convecção forçada. O segundo é o efeito da inclinação da ponta das aletas em relação ao escoamento incidente. As equações de conservação da quantidade de movimento, massa e energia foram resolvidas por um código baseado em elementos finitos. Foi feita a modelagem de uma única aleta por questões de simplificação do modelo e para focar no efeito da inclinação do topo das aletas. Os autores concluíram que a inclinação do topo das aletas exerce pouco efeito na condução térmica total do dissipador e que esse efeito não é suficiente para justificar gastos adicionais de produção. Os dissipadores foram dispostos de maneira que o escoamento fosse paralelo às aletas e foi observado que os melhores dissipadores estavam com o topo das aletas direcionadas para o escoamento. Para cada configuração, os resultados das simulações numéricas confirmaram a validade dos testes com base em medições experimentais.

Um estudo da convecção natural em conjunto com a radiação foi realizado por Rao e Venkateshan (1996). Foram variados parâmetros como emissividade, espaçamento, altura das aletas e temperatura da base. Os autores chegaram à conclusão de que uma abordagem simplista, onde se consideram a radiação e a convecção de formas independentes, não é satisfatória, pois há uma interação mútua entre elas. Além disso, os autores propuseram duas correlações empíricas para o cálculo do Nu , uma para a base do dissipador e outra para as aletas. Essas correlações evidenciam uma forte dependência da transferência de calor na base com o espaçamento entre as aletas (S), uma pequena dependência com a altura das aletas (H), e uma diminuição da transferência de calor por convecção com o aumento da emissividade, ε . Rao e Venkateshan (1996) apresentaram uma comparação entre as emissividades calculadas por três métodos diferentes. O primeiro por uma relação empírica proposta por Aihara e Maruyama (1988), o segundo utilizando uma equação que considera as taxas de calor perdidas pelas extremidades e pelas aletas, os parâmetros geométricos do dissipador e as temperaturas da base e ambiente, e o terceiro método utilizando a teoria do invólucro e considerando as aletas isotérmicas com radiação não uniforme ao longo das aletas e na base. A partir destes resultados os autores concluíram que as diferenças significativas apontadas por estes métodos apoiam a afirmação de que a hipótese de radiação uniforme pode não ser boa.

Yüncü e Anbar (1998) estudaram o desempenho de placas aletadas onde as alturas das aletas variavam de 6 mm, 16 mm e 26 mm, o espaçamento entre elas de 6,2 mm, 9,4 mm, 19

mm, 35 mm e 83 mm e os demais parâmetros geométricos fixos, com a largura do dissipador em 250 mm, o comprimento do dissipador em 100 mm, a espessura da aletas em 3 mm e a espessura da base do dissipador em 4 mm. Este estudo foi conduzido apenas para dissipadores na posição horizontal sob a transferência de calor por convecção natural e objetivou-se estudar um espaçamento ótimo para uma máxima taxa de transferência de calor em função da altura da aleta e a diferença de temperatura entre a base do dissipador e a temperatura ambiente. Usando a consideração de que o ambiente era um corpo negro e as aletas e outras superfícies eram corpos cinzas, calculou-se a taxa de transferência de calor por radiação e esta foi retirada da taxa total de calor transferido para a base do dissipador, chegando assim ao calor perdido apenas por convecção pelo dissipador. Também foi verificado que o espaçamento ótimo das aletas diminui com o aumento da altura das aletas e que não houve uma influência significativa da diferença de temperatura.

Baskaya, Özek e Sirioglu (2000) propuseram um estudo numérico para determinar a influência dos parâmetros geométricos e térmicos no desempenho de aletas retangulares na posição horizontal. As equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia foram resolvidas pelo método de volumes finitos através do *software* PHOENIX. Primeiramente foram simuladas condições semelhantes às de Harahap e McManus (1967). Depois de se ter obtido boa concordância com os casos da literatura foram conduzidas várias simulações para a realização de um estudo paramétrico detalhado. Verificou-se que a otimização da taxa de transferência de calor das aletas através da modificação de apenas dois parâmetros (JONES e SMITH, 1970) não produziu bons resultados. Segundo os autores, as interações entre todas as características geométricas da aleta deviam ser consideradas, em termos de transferência global de calor. Uma nova correlação para o número de Nusselt abrangendo uma faixa mais ampla de números de Rayleigh foi proposta e comparada com as correlações de Harahap e McManus (1967).

Harahap e Setio (2001) realizaram um estudo com cinco dissipadores de aletas retangulares e compararam os dados experimentais com a correlação empírica proposta por Harahap e McManus (1967). Utilizando diferentes dissipadores, os experimentos visaram obter o efeito da variação do comprimento das aletas, a comparação com a literatura utilizando os mesmos comprimentos e espessuras das aletas utilizadas por Jones e Smith (1970) e os parâmetros geométricos utilizados por Starner e McManus (1963). Os autores apresentaram uma nova correlação e observaram que o espaçamento e o comprimento das aletas são os parâmetros geométricos com maior influência no coeficiente de transferência de calor por convecção natural para dissipadores na vertical e na horizontal, confirmando o que foi concluído por Leung e Probert (1989).

Utilizando um código numérico baseado no método das Diferenças Finitas e um algoritmo SIMPLE para resolver as equações de Navier-Stokes e da energia, Qu e Mudawar (2002) analisaram numericamente o escoamento e a transferência de calor tridimensional em um dissipador com microcanais. Para simplificar o modelo numérico, os autores utilizaram somente um microcanal e suas regiões de fronteira. Através de comparações com a solução analítica e dados experimentais esse código foi validado. Os autores observaram que o fluxo de calor e o número de Nusselt apresentaram valores elevados perto da entrada do canal, flutuantes em torno da periferia do canal e próximos a zero nos cantos. A temperatura máxima foi encontrada onde se aquece o dissipador, ou seja, em sua base. Além disso, ocorreu um aumento linear da temperatura, na direção do escoamento, tanto onde se encontra o material sólido como no fluido. Utilizando um material com maior condutividade térmica a temperatura da base do dissipador diminuiu, especialmente próximo a saída do canal. Como algumas hipóteses, como por exemplo a de que a temperatura no fluido é uniforme na seção transversal e de que o coeficiente de transferência de calor é constante ao longo da parede do canal, não foram comprovadas pelas simulações. Os autores concluíram que o método clássico de análise de aletas é aceitável por ser simples.

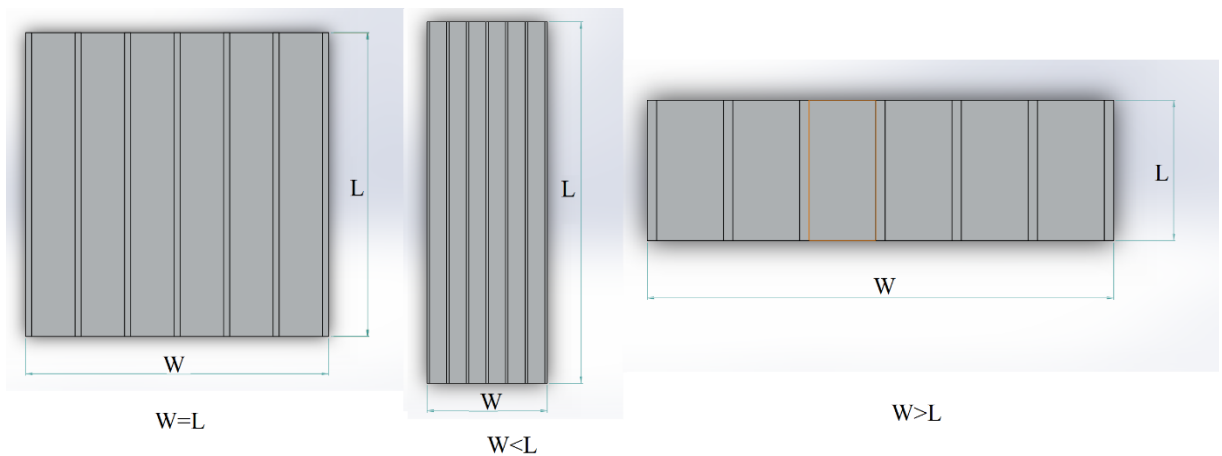
Analisando o comportamento do escoamento e a distribuição de temperatura no regime permanente obtidos pela solução das equações governantes no regime transiente, Mobedi e Yüncü (2003) estudaram a transferência de calor por convecção natural, em regime permanente, em dissipadores com aletas retangulares. As equações da continuidade, quantidade de movimento e energia foram resolvidas através de um código baseado no método das diferenças finitas. Esse estudo numérico obteve boa concordância com os estudos experimentais disponíveis na literatura. Foram analisados dissipadores com diferentes parâmetros geométricos e dois padrões de escoamentos nos canais dos dissipadores. Para algumas configurações, o ar entrava nos canais por suas extremidades enquanto para outras configurações o ar também entrava pela lateral do dissipador. Os autores afirmaram que é difícil obter uma relação matemática para descrever o efeito que os parâmetros geométricos causam no comportamento do escoamento, visto que os efeitos de cada parâmetro estão interconectados.

Harahap e Rudianto (2005) estudaram a convecção natural em superfícies aletadas de tamanho reduzido. Com o desenvolvimento de equipamentos eletrônicos cada vez menores tem-se a necessidade de utilizar dissipadores também de tamanho reduzido. A determinação do número de Nusselt para estes dissipadores reduzidos não pode ser feita através das correlações propostas por Harahap e McManus (1967) e Jones e Smith (1970), porque nesses estudos foram utilizados dissipadores de dimensões maiores do que as consideradas por Harahap e Rudianto (2005). Através de ensaios realizados com dez dissipadores de dimensões diferentes, os autores

adaptaram a correlação proposta por Harahap e Setio (2001). Esta nova correlação proposta permite uma boa aproximação do número de Nusselt para dissipadores de dimensões reduzidas.

Harahap e Lesmana (2006) conduziram testes com os mesmos dissipadores de Harahap e Rudianto (2005), diferenciando apenas a orientação, que nesta análise encontra-se na vertical. Os resultados dos experimentos foram comparados aos resultados obtidos por Harahap e Rudianto (2005) e os autores concluíram que os dissipadores orientados na vertical possuem um melhor desempenho que os orientados na horizontal. Um fator interessante observado é que para uma mesma área da aleta sujeita à convecção natural, se as aletas tiverem posicionadas de forma que tenham comprimentos diferentes, o desempenho da aleta também é diferente. Por exemplo, para um dissipador com uma mesma área sobre a influência de convecção aquela que possui aletas com menor comprimento ($W/L > 1$) tem maior coeficiente médio de dissipação de calor que àquelas com aletas de maior comprimento ($W/L < 1$), Fig. 2.2. Este efeito de posicionamento das aletas em bases retangulares também foi observado em dissipadores posicionados horizontalmente e é mais evidente naquelas que possuem o espaçamento S próximo ao ótimo, $S=11$ mm. Através dos ensaios os autores propuseram uma correlação que permite uma boa aproximação do número de Nusselt para placas reduzidas na vertical.

Figura 2.2 – Aparência dos dissipadores de calor em relação as grandezas geométricas W e L .

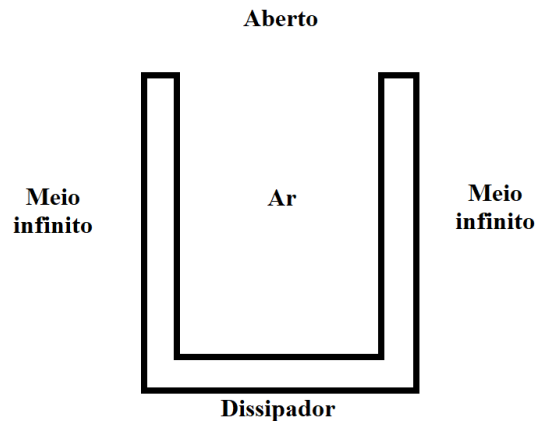


Fonte: O próprio autor.

Rao *et al.* (2006) analisaram a transferência de calor por convecção natural e radiação, de forma conjugada, em um dissipador orientado horizontalmente composto de apenas 2 aletas. A solução numérica das equações da conservação de massa, quantidade de movimento e energia foi obtida pelo método de Diferenças Finitas. A modelagem do problema foi feita admitindo que as duas aletas e a base formam um canal, da seguinte forma: os lados externos das aletas, aqueles em contato com o ambiente, eram expostos a um meio infinito, os lados internos das aletas e o lado superior da base eram modeladas com ar entre elas e o topo era aberto como na

Fig. 2.3. A taxa total de transferência de calor e o coeficiente médio de transferência de calor foram estimados. A taxa de transferência de calor por radiação também foi considerada e calculada analiticamente. Os resultados numéricos, além de permitirem calcular o fluxo de calor, apresentaram boa concordância com dados experimentais disponíveis na literatura. Os resultados numéricos foram obtidos para se estudar a efetividade para diferentes valores de parâmetros geométricos, emissividades e temperatura na base do dissipador. Através de uma regressão não linear foram obtidas equações para o fluxo de calor em função do número de Rayleigh, razão de aspecto e emissividade da aleta. Também foram obtidas equações para calcular o número de Nusselt médio, a taxa de transferência de calor e a efetividade do arranjo de aletas.

Figura 2.3 – Exemplificação da modelagem utilizada por Rao *et al.* (2006).



Fonte: O próprio autor.

Yazicioglu e Yüncü (2007) ensaiaram vários dissipadores de aletas retangulares e bases na vertical com configurações diversas. Os resultados experimentais mostraram que os principais parâmetros que afetam a taxa de transferência de calor são as características geométricas da aleta: altura, comprimento e espaçamento, e a diferença de temperatura entre a base do dissipador e o ambiente. Para a configuração com base na vertical e aletas na vertical, observou-se que a altura das aletas tem grande influência no coeficiente de transferência de calor por convecção, sendo que quanto maior a altura da aleta maior será o \bar{h} . Além disso, propuseram uma correlação para o espaçamento ótimo entre as aletas e para a taxa máxima de calor.

Naia, Lima E Silva e Lima E Silva (2008) fizeram uma análise experimental e numérica em um dissipador usando aletas planas retangulares. As placas aletadas foram aquecidas a diferentes valores de temperatura, coletando os dados provenientes dessa montagem através de um sistema de aquisição de dados. Através destes dados efetuaram-se simulações numéricas através do pacote Floworks® e comparou-se com outros resultados da literatura. Resultados satisfatórios para o tipo de aleta e a faixa de temperatura analisada foram obtidos. Neste

trabalho, os autores observaram que não era necessária a utilização de 5 termopares soldados em diferentes posições aos dissipadores, mas apenas termopares soldados no centro deste, já que a distribuição de temperaturas na placa se mostrou uniforme. Além disso, foi apresentada a comparação entre os dados obtidos por outros pesquisadores.

Utilizando dissipadores orientados horizontalmente e com aletas retangulares Yalcin, Baskaya e Sivrioglu (2008) fizeram uma análise numérica da transferência de calor por convecção natural. O dissipador modelado possuía uma barreira acima de suas aletas e o principal objetivo desse trabalho era estudar os efeitos da distância entre a ponta da aleta e a barreira acima do dissipador na convecção natural em regime permanente. Para resolver as equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia, foi utilizado o método de volumes finitos através do *software* comercial PHOENIX[®]. A distância entre a ponta da aleta e a barreira, as temperaturas da aleta e da base do dissipador e os parâmetros geométricos do dissipador foram variados durante o estudo paramétrico. Os resultados numéricos foram comparados com valores experimentais presentes na literatura e apresentaram boa concordância. Foi observado que o valor do coeficiente de transferência de calor aumentou quando se aumentou a distância entre a ponta da aleta e a barreira. Esse valor se aproximou dos valores obtidos para dissipadores sem a barreira.

Através do estudo de resultados experimentais disponíveis na literatura, Yazicioglu e Yüncü (2009), propuseram uma nova correlação para abranger um número maior de dissipadores verticalmente posicionados. A correlação obtida com os dados experimentais de sete pesquisadores atingiu uma média de erro global menor do que 24%. Uma conclusão clara é que os parâmetros geométricos que afetam a taxa de transferência de calor por convecção primariamente são a altura, comprimento e espaçamento das aletas (H , L e S) e a diferença de temperatura entre o dissipador e o ambiente. Observou-se que quando a diferença de temperatura entre o ambiente e o dissipador é pequena a altura da aleta não exerce uma grande influência sobre a taxa de transferência de calor por convecção. Porém esta relação muda para grandes diferenças de temperatura entre dissipador e ambiente. Para um passo entre as aletas fixo, a taxa de transferência de calor por convecção aumenta lentamente com o aumento da altura da aleta e da diferença de temperatura entre dissipador e ambiente. Por último, para uma diferença de temperatura entre dissipador e ambiente fixa o aumento da taxa de transferência de calor por convecção cresce com o aumento da altura das aletas e com a diminuição do espaçamento entre elas, o que resulta num maior número de aletas, e em ambos os casos aumenta a área sob convecção. Porém, as taxas de transferência de calor por convecção aumentam conforme o espaçamento S entre as aletas diminui, até um ponto máximo e depois começa a cair. Isto se deve à influência negativa que um grande número de aletas pode causar

no conjunto, pois quanto maior o número de aletas maior será a dificuldade para o fluido escoar entre elas. Este valor mínimo para S é chamado de espaçamento ótimo das aletas.

Dogan e Sivrioglu (2009) realizaram um estudo experimental dos efeitos do espaçamento entre aletas, altura de aletas e da magnitude do fluxo de calor sobre a taxa de transferência de calor por convecção mista. Para tanto, um dissipador composto por aletas de alumínio fixadas em ranhuras usinadas em uma base de cobre, na posição horizontal, com aletas retangulares foi colocado dentro de um canal com fluxo de ar controlado. Os experimentos foram conduzidos em um túnel de vento onde a velocidade do escoamento na entrada da seção de teste foi mantida entre 0,02 e 0,025 m/s e o número de Reynolds em torno de $Re = 250$. Neste trabalho também observou-se que o espaçamento entre as aletas influencia diretamente a transferência de calor por convecção, fazendo com que a taxa de transferência de calor por convecção aumente conforme o espaçamento diminui até um ponto máximo, o espaçamento ótimo entre as aletas, e então a taxa de transferência de calor por convecção começa a diminuir. Uma observação importante desse trabalho é que a diferença de temperatura entre a entrada do canal e a placa de cobre não influencia no espaçamento ótimo entre as aletas. Observando esses resultados, os autores obtiveram uma faixa onde é possível encontrar o valor adimensional ótimo para o espaçamento entre aletas e que esse valor depende do número de Rayleigh e da altura da aleta.

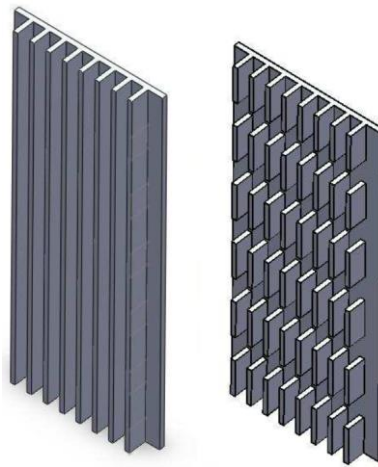
Jouhara e Axcell (2009) estudaram técnicas de modelagem e simulação da transferência de calor por convecção forçada em dissipadores com aletas retangulares. A análise abrangeu a teoria clássica de transferência de calor e a abordagem computacional na modelagem do aumento de temperatura ao longo dos canais formados por aletas adjacentes. Pela teoria clássica foram estudados três casos. O primeiro caso foi idealizado com toda a superfície da aleta e a base do dissipador a uma temperatura uniforme. No segundo caso havia um gradiente de temperatura da base do dissipador até a ponta da aleta e no terceiro caso foi feita uma integração numérica ao longo do canal de escoamento. Para a simulação computacional foi utilizado o método de Elementos Finitos, através do *software* Ansys CFX, para resolver as equações da quantidade de movimento, continuidade e energia. Os resultados foram comparados com dados experimentais publicados por outros autores. Os cálculos mostraram como os principais parâmetros de transferência de calor variam com a distância axial, em especial, as rápidas mudanças no coeficiente de transferência de calor e a eficiência da aleta perto das bordas das aletas.

Com o objetivo de maximizar a taxa de transferência de calor por convecção natural de dissipadores, Azarkish, Sarvari e Behzadmehr (2010) desenvolveram um algoritmo para encontrar a geometria e o número ótimo de aletas. Os efeitos da temperatura da base do dissipador, do comprimento, da altura, da geometria ótima e do número ótimo de aletas foram

avaliados através da comparação dos resultados obtidos com os casos testados. Os autores concluíram que o número de aletas não é afetado pelo perfil das aletas e que os dissipadores com aletas otimizadas propiciaram um aumento de 1 a 3 % na taxa de transferência de calor em comparação com aletas de perfil retangular ou triangular.

Mostafavi (2012) apresentou um estudo analítico, numérico e experimental sobre transferência de calor em dissipadores com aletas retangulares interrompidas, Fig 2.4. Ele utilizou os programas de computador ANSYS-FLUENT e o COMSOL Multiphysics para desenvolver um modelo bidimensional e para validar os resultados utilizou uma bancada experimental. Os resultados mostraram que adicionando interrupções nas aletas, de um dissipador verticalmente posicionado, melhora-se o desempenho térmico além de diminuir seu peso e até mesmo o custo de produção dos dissipadores. O autor concluiu que existe um comprimento máximo para as aletas com interrupções e propôs uma correlação entre a temperatura da superfície da aleta e seu comprimento, sendo que as aletas interrompidas devem ter comprimento entre 2,5 mm e 25 mm. O autor também propôs uma correlação para o número de Nusselt e uma que relaciona dissipadores com aletas interrompidas e dissipadores piniformes.

Figura 2.4 – Aletas retangulares contínuas e interrompidas.



Fonte: Mostafavi (2012).

Kim (2012) analisou a influência da variação da espessura das aletas na direção normal ao escoamento, ou seja, foram utilizados na análise dissipadores orientados verticalmente. Foi utilizada uma placa de cobertura isolada na ponta, sujeito à convecção natural entre as aletas, para aperfeiçoar a transferência de calor, ao reduzir a resistência térmica da superfície aquecida. O estudo mostrou que os dissipadores com aletas de espessura variável possuem menores resistências térmicas se comparados com dissipadores com aletas de espessura uniforme. Trata-

se de um efeito esperado uma vez que a variação das seções das aletas facilita a passagem do fluxo de ar entre elas.

Huang e Wong (2012) analisaram numericamente o comportamento dinâmico do escoamento ao redor de dissipadores de calor horizontais com aletas retangulares sob convecção natural. Simulações numéricas foram realizadas para diferentes comprimentos da aleta, duas alturas de aleta e espaçamento entre aletas mantido constante. Os autores observaram que o perfil de fluxo dominante é formado por uma pluma uniforme onde o campo de temperatura é determinado a partir do fluxo obtido nas extremidades para o interior. Como o aumento do comprimento da aleta causa flutuação na região central, resultou-se em recirculação local, conduzindo a uma pluma oscilatória. O \bar{h} diminui rapidamente com o aumento do comprimento da aleta, exceto ao iniciar a recirculação, por ser favorável à transferência de calor. Para aletas mais altas este efeito é limitado, pois a penetração do ar é reduzida. Os valores de \bar{h} foram comparados com dados experimentais da literatura e obteve-se uma boa concordância.

Chen, Lai e Haung (2013) utilizaram métodos numéricos em conjunto com medidas experimentais de temperatura, durante regime permanente, para resolver o problema inverso de condução de calor bidimensional, a fim de prever o coeficiente de transferência de calor por convecção natural em três diferentes arranjos de placas horizontais e aletadas. O método numérico utilizado foi o método das Diferenças Finitas. O problema inverso foi baseado na minimização da função objetivo definida pela diferença ao quadrado das temperaturas experimental e calculada numericamente. Os ensaios foram realizados em um aparato semelhante ao utilizado neste trabalho só que dentro de um pequeno túnel de vento. Os autores obtiveram diversos valores para a eficiência da aleta e para o \bar{h} . Esses valores foram comparados com os valores presentes na literatura e com os resultados encontrados pelo pacote computacional, FLUENT[®]. Correlações para o cálculo de Nu e Ra foram propostas e comparadas com as correlações existentes na literatura.

Kim, Kim e Do (2013) realizaram vários experimentos com dissipadores orientados verticalmente sob convecção natural com o objetivo de propor uma nova correlação para Nu . O pacote computacional comercial, FLUENT[®], também foi utilizado a fim de verificar os dados experimentais e examinar as características do escoamento e da transferência de calor. O estudo foi comparado com estudos anteriores e a correlação sugerida mostrou-se mais amplamente aplicável e mais precisa que algumas correlações anteriormente propostas. Baseando-se em uma abordagem assintótica, o estudo mostra que a otimização do passo da aleta independe da altura da aleta, mas é dependente do comprimento desta, da diferença das temperaturas do ambiente e do dissipador e das propriedades do fluido.

Considerando a importância que o posicionamento dos dissipadores tem sobre a convecção natural e o valor de \bar{h} , Mehrdash e Tari (2013) estudaram dissipadores em diferentes posições, variando da posição vertical até àquela onde as aletas ficam voltadas para baixo e da posição vertical até àquela onde as aletas ficam voltadas para cima. Esse trabalho, focado em simulações numéricas e baseado nos números de Rayleigh e Nusselt, também mostrou uma maneira de se propor uma correlação empírica e a fez para dissipadores na vertical e que trabalham variando a inclinação entre $-60^\circ \leq \lambda \leq +80^\circ$. Os autores sugerem que o espaçamento ótimo entre as aletas é de 9 mm para dissipadores posicionados com as aletas voltadas para baixo e de 13 mm para aqueles com aletas posicionadas para cima. Foi observado que a separação do escoamento no interior dos canais da aleta do dissipador é um fenômeno importante e determina a validade do intervalo da correlação modificada. Além disso, os autores concluíram que a correlação proposta possui uma aplicação prática no desenvolvimento de dispositivos para resfriamento de aparelhos eletrônicos.

Ismail *et al.* (2013) analisaram numericamente a transferência de calor por convecção em dissipadores com aletas perfuradas considerando um escoamento tridimensional. As perfurações nas aletas são longitudinais, com seções quadradas ou circulares e as aletas possuem o mesmo comprimento. O campo de temperatura dentro das aletas foi obtido pela lei de Fourier, equação fundamental da condução de calor. As simulações numéricas foram validadas através de resultados publicados por outros autores. Os resultados mostraram que as aletas com perfurações circulares se destacaram por apresentar uma grande melhoria na transferência de calor e uma pequena queda de pressão. Os autores concluíram que seu trabalho pode ajudar no desenvolvimento de micro dissipadores para remoção de calor de equipamentos eletrônicos.

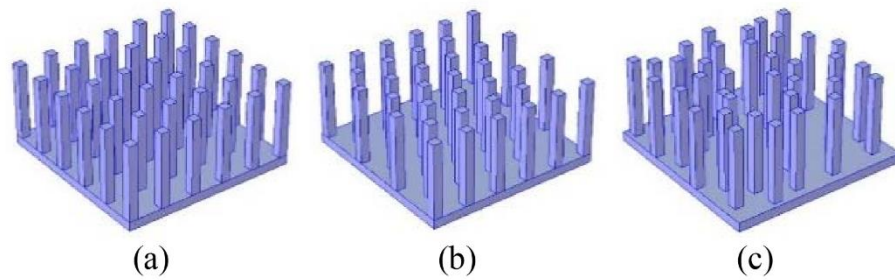
Utilizando dissipadores com aletas piniformes Matsumoto, Tomimura e Koito (2014) estudaram a transferência de calor por convecção e por radiação. Os dissipadores utilizados tinham a mesma área de base e aletas com diferentes áreas de seção transversal, o que proporcionou aos dissipadores mesma área de transferência de calor. Na bancada experimental esses dissipadores foram montados em uma câmara de vácuo onde ficavam pendurados por fios finos para evitar trocas de calor por condução com as paredes da câmara, que era mantida a uma pressão manométrica constante de $-3,5 \times 10^{-2}$ Pa. O dissipador foi aquecido sobre pressão atmosférica até a temperatura atingir o regime permanente e então sua temperatura foi medida. Logo após fez-se o vácuo na câmara e o conjunto foi aquecido novamente até que a temperatura fosse a mesma daquela medida sobre pressão atmosférica e então mediu-se a transferência de calor por radiação de acordo com a potência utilizada pelo aquecedor. Estas mesmas medições foram realizadas para uma placa plana a fim de se comparar os resultados entre ela e os

dissipadores. Através da simulação numérica observou-se que a velocidade do fluido diminui de acordo com o aumento do número de aletas e diminuição do espaço entre elas. A temperatura também acompanha essa tendência, pois há uma maior dificuldade em perder calor por convecção com o aumento do número das aletas. Foi observado que a transferência de calor por convecção consome cerca de 60% do calor fornecido ao dissipador e a transferência de calor por radiação cerca de 40% deste.

Estudando analiticamente a propagação de calor em uma aleta fina, Luiten (2014) determinou um comprimento característico e mostrou que ele possui uma importância física para a distância na qual o calor se propaga e para a quantidade total de calor dissipado. Uma análise muito interessante foi feita quando o autor utilizou um dissipador com uma base com condutividade térmica muito alta e as aletas com condutividades variando conforme o tipo de material utilizado. Foram utilizadas aletas de cobre, alumínio, cerâmica térmica, plástico térmico, cerâmica e plástico. Assim pode-se observar que a distribuição de temperatura em aletas de materiais com alta condutividade térmica possui maior uniformidade de temperatura em seu corpo. Logo, dissipadores são muito mais eficazes quando construídos com materiais com alta condutividade térmica. O autor concluiu que o uso do comprimento característico viabiliza uma maneira rápida de se estimar a temperatura final e a resistência térmica em geometrias finas e longitudinais para propagação de calor. Além disso, permite traduzir quantidades térmicas em dimensões e materiais para projetos mecânicos.

Um modelo muito conhecido de dissipadores de calor é o piniforme, que consiste em um conjunto de pinos sobre uma base. Normalmente esses pinos são dispostos em linhas ou de maneira alternadas. Porém, Anuar e Ismail (2014) estudaram um modelo diferente de dissipadores piniformes, onde as aletas piniformes eram distribuídas de forma aleatória sobre a base do dissipador de calor, como mostra a Fig. 2.5. Os autores utilizaram o COMSOL® para fazer um estudo numérico da transferência de calor por convecção forçada desses 3 tipos de dissipadores piniformes. Os resultados mostraram que o modelo de dissipador piniforme escalonado pode apresentar um desempenho térmico de até 2,8% melhor que o modelo com pinos alinhados. Além disso Anuar e Ismail (2014) propuseram que mais pesquisas sejam feitas e um estudo sobre cada uma das variáveis, como posição do fluxo de ar, formato da aleta piniforme e velocidade do fluxo de ar, sejam feitas.

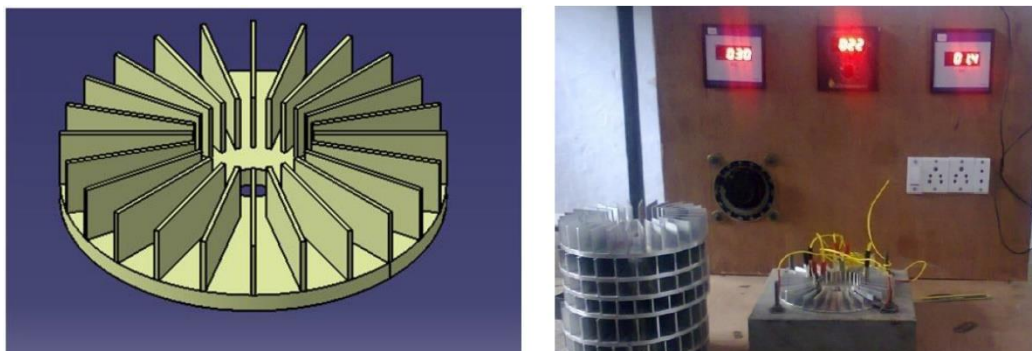
Figura 2.5 - Dissipadores estudados por Annuar e Ismail (2014), (a) com aletas piniformes em linhas, (b) com aletas piniformes escalonadas e (c) com aletas piniformes dispostas aleatoriamente.



Fonte: Annuar e Ismail (2014).

Shende e Mahalle (2014) estudaram a convecção de calor em um dissipador com base circular e aletas retangulares, como mostrado na Figura 2.6. Dissipadores com bases retangulares podem ser ineficientes quando usados no resfriamento de equipamentos com superfícies circulares, como lâmpadas de LED. Os autores investigaram os parâmetros geométricos e operacionais envolvidos e, para aperfeiçoar o experimento, eles utilizaram o método Taguchi para minimizar o número de testes necessários. Os parâmetros geométricos altura, comprimento e número de aletas foram utilizados para gerar um arranjo pelo método Taguchi, e como cada um deles variou em 3 diferentes níveis. Um arranjo ortogonal L9 Taguchi foi criado correlacionando esses parâmetros entre si e gerando 9 diferentes dissipadores. O experimento consistiu em usar 9 termopares nesses dissipadores em diferentes posições para medir a temperatura da superfície. Observou-se que, assim como o que acontece com dissipadores com bases retangulares, a taxa de transferência de calor por convecção está fortemente ligada ao número de aletas assim como a resistência térmica. Logo, há um número ótimo de aletas que irá oferecer o mínimo de resistência térmica e uma maior taxa de transferência de calor por convecção.

Figura 2.6 - Dissipadores e bancada experimental utilizada por Shende e Mahalle (2014).



Fonte: Shende e Mahalle (2014).

Um estudo numérico usando o FLUENT[®] foi feito por Gupta, Venkataraman e Nimje (2014) em dissipadores utilizados nas CPUs de computadores pessoais, que necessitam de um sistema de resfriamento realmente eficaz para conseguir trabalhar em uma temperatura aceitável. Todo o estudo foi feito por simulações que utilizaram dissipadores projetados para terem um melhor desempenho. Utilizando uma ferramenta em CAD, como o CATIA[®], para modelar a geometria do computador e dos dissipadores, os autores simularam o funcionamento de computadores com dissipadores com aletas retangulares e piniformes. Utilizando as condições de contorno, assim como as equações diferenciais que regem o problema físico, como a equação da Quantidade de Movimento, da Energia e da Continuidade, chegou-se à conclusão de que o calor total transferido pelo dissipador com aletas retangulares planas foi maior que o calor total transferido pelo dissipador com aletas piniformes.

Rana (2015) estudou a influência da orientação dos dissipadores de calor sob convecção natural experimental e numericamente. Primeiramente o estudo foca em um dissipador com aletas retangulares e os resultados mostram que um dissipador na vertical com suas aletas horizontalmente posicionadas, com relação ao chão, tem um baixo rendimento térmico. A análise fluidodinâmica mostra que isto acontece porquê há uma interrupção no campo fluido, causada pelas aletas, impedindo a transferência de calor. Dois dissipadores de calor foram estudados, um com aletas inclinadas e um com aletas piniformes, pois minimizam o efeito negativo causado pela orientação. Estes arranjos apresentam uma menor dependência com a orientação, tanto na vertical quanto na horizontal. Assim sendo, também apresentaram uma menor interferência no domínio fluido. Os dissipadores piniformes obtiveram melhores resultados, porém seu custo de fabricação deve ser levado em conta. O modelo numérico contou com uma simulação através do programa de computador ANSYS-Fluent[®], onde os domínios utilizados foram os próprios dissipadores de calor e um domínio fluido em torno deste que tinha dimensões iguais as dimensões da base e altura do dissipador acrescentando 200 mm a cada uma delas.

Jubear e Al-Hamandani (2015) observaram o comportamento que diferentes alturas de aletas, fluxos de calor e números de Rayleigh causam no desempenho da transferência de calor ao estudarem dissipadores verticalmente posicionados e bases com dimensões fixas. Foram testados dissipadores com aletas de 10 mm, 25 mm e 45 mm, sendo que as aletas com maiores alturas foram as responsáveis pelos maiores valores do coeficiente de transferência de calor por convecção, taxa de transferência de calor por convecção, número de Nusselt e de Rayleigh. Para controlar as temperaturas os autores utilizaram oito termopares fixados na base do dissipador. Além do melhor desempenho em dissipadores com aletas de maior altura, os autores também observaram que para um mesmo espaçamento entre as aletas três fatores influenciam

no aumento da taxa de transferência de calor, sendo eles: a altura da aleta, a diferença entre as temperaturas da base do dissipador e o ambiente e o fluxo de calor. Por fim os autores propuseram uma correlação para o número de Nusselt, utilizando a altura da aleta e o número de Rayleigh, com uma variação máxima de $\pm 10\%$.

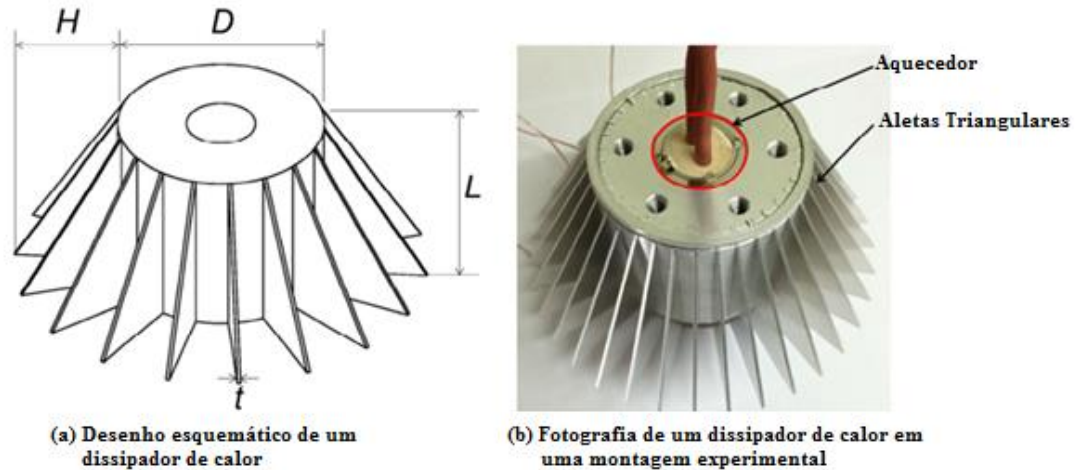
O COMSOL[®] pode ser aplicado nos mais diferentes estudos, porém as configurações dos problemas térmicos seguem sempre os mesmos padrões. Um estudo sobre a transferência de calor entre dispositivos eletrônicos e a pele humana, realizado por Hasen (2015), exemplifica como podem ser configurados diferentes materiais numa mesma simulação. Hasen (2015) aplicou diferentes condições de contorno e malhas em vários componentes eletrônicos, tecidos de roupas e em diferentes partes do corpo humano (como pele, gordura, músculos e órgãos internos). Aqui ele prescreve o valor do coeficiente de transferência de calor e procura obter os valores de temperatura no equipamento eletrônico e onde ele faz contato com o corpo humano. Com os resultados Hasen (2015) concluiu que o método de Elementos Finitos utilizado nas simulações do COMSOL[®] foi eficaz na determinação dos valores de temperatura e quantidades de calor liberadas pelo seu equipamento, valores estes utilizados para o desenvolvimento de seu produto.

Joo e Kim (2015) fizeram um estudo sobre dissipadores com aletas retangulares e com aletas piniformes. Os autores propuseram uma nova correlação para o coeficiente de transferência de calor em dissipadores com aletas piniformes e a validaram a partir de experimentos, e também utilizaram correlações da literatura para os dissipadores com aletas retangulares. A fim de responder qual era o melhor dissipador os autores propuseram duas funções objetivos para otimizar a performance térmica deles. A primeira utilizou a dissipação total de calor no dissipador e a segunda a dissipação de calor por unidade de massa. Porém cada uma das funções obteve respostas diferentes, pois quando utilizaram a função objetivo da dissipação total de calor no dissipador o melhor dissipador foi o com aletas planas retangulares na maioria das aplicações práticas. E quando a função utilizada era a da dissipação de calor por unidade de área o melhor dissipador era o com aletas piniformes na maioria das aplicações práticas. Assim, fica claro que para a melhor escolha de um dissipador, no momento de desenvolvimento de certo equipamento, deve antes fazer um estudo levando em conta variáveis como peso, volume disponível e dimensões.

Como visto anteriormente, dissipadores de calor possuem diversas formas e cada uma dessas formas precisa ser estudada na fase de desenvolvimento do produto que irá ter esse dispositivo. Lee, Kim e Kim (2016) estudaram aletas triangulares em cilindros verticais, Fig. 2.7, muito utilizadas em lâmpadas de LED. A correlação empírica que os autores propuseram, apesar de aplicável em intervalos específicos do número de Rayleigh, comprimento

característico (H/L) e número de aletas, são de grande ajuda nas etapas preliminares de desenvolvimento de dissipadores de calor.

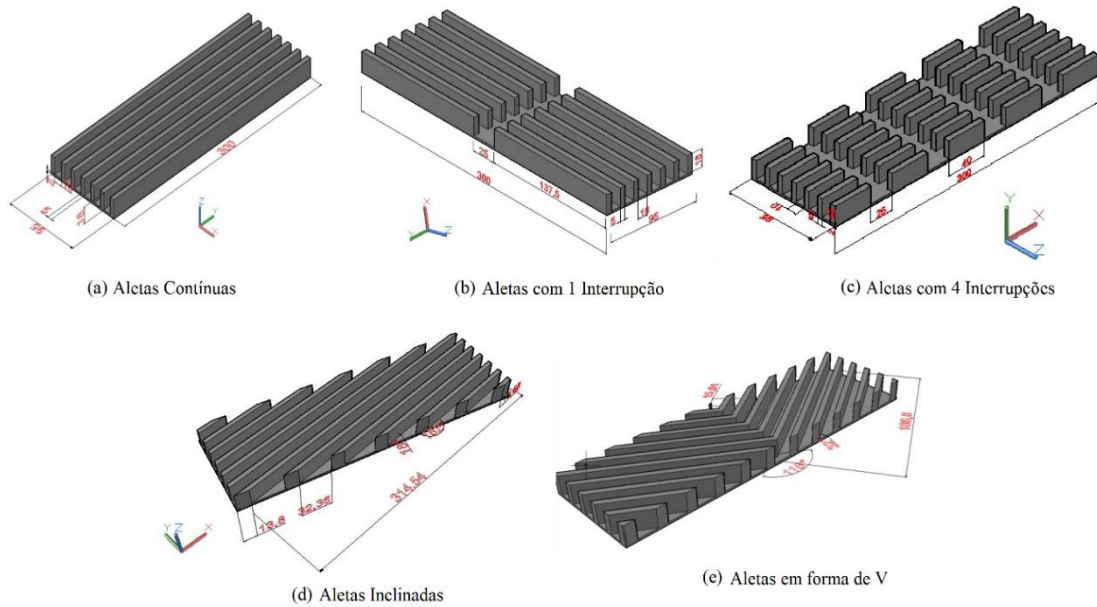
Figura 2.7 - Dissipadores e bancada experimental utilizada por Lee, Kim e Kim (2016).



Fonte: Lee, Kim e Kim (2016).

Analisando aletas de diferentes formas Khudheyer e Hasan (2015) utilizaram diferentes valores de fluxos de calor para realizar experimentos utilizados para validar sua modelagem matemática feita no COMSOL 5.0. Os cinco dissipadores utilizados se diferenciavam por conter aletas contínuas, aletas com uma interrupção, aletas com quatro interrupções, aletas inclinadas e aletas em forma de V, como na Figura 2.8. Os autores observaram que o dissipador com aletas com 4 interrupções obteve a maior diferença de temperatura entre sua base e o ambiente enquanto o com aletas com 1 interrupção obteve a menor diferença. Também foi observado que o coeficiente de transferência de calor aumenta conforme aumenta-se a altura das aletas, e a configuração ótima testada tinha um conjunto de aletas com 40 mm de altura, 300 mm de comprimento e 5 mm de espaçamento entre elas. Assim os autores fixaram um conjunto de aletas com 300 mm de comprimento e 18 mm de altura e variaram o espaçamento entre elas, chegando a um espaçamento ótimo de 10 mm, pois quando esse valor é maior o coeficiente de transferência de calor começa a diminuir. Utilizando outra medida padrão de aletas com altura de 18 mm e espaçamento de 5 mm, os autores observaram que o coeficiente de transferência de calor alcançou seu menor valor para aletas com comprimento de 500 mm para um fluxo de calor fixo. Outra característica analisada foi a espessura da base do dissipador que interferiu no coeficiente de transferência de calor, fazendo com que ele atingisse seu menor valor quando sua espessura foi de 9 mm, com aletas de 18 mm de altura e 5 mm de espaçamento.

Figura 2.8 - Dissipadores utilizados por Khudheyer e Hasan (2015).



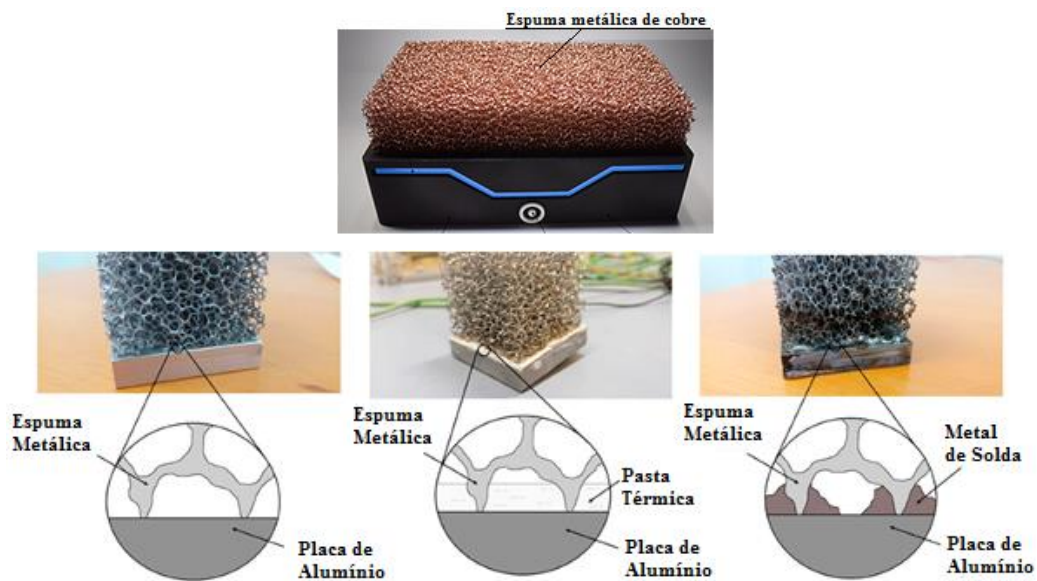
Fonte: Khudheyer e Hasan (2015).

Huang, Sheu e Wang (2016) estudaram 4 tipos de dissipadores e o comportamento com que eles dissipam calor levando em conta as formas das aletas, a distribuição, e a orientação. Os autores analisaram estes dissipadores com aletas piniformes retangulares e dois dissipadores com aletas retangulares. Os dissipadores foram ensaiados nas posições horizontal, vertical e horizontal invertida. Foi observado que no caso de aletas retangulares a posição vertical apresentou um resultado melhor que a horizontal. Essa diferença de resultados entre as posições para cada tipo de aleta ocorre devido aos padrões que o escoamento de ar assume ao redor das placas, em cada configuração. Através dos valores experimentais obtidos do \bar{h} , para os dissipadores ensaiados, verificou-se que a adição de muitas aletas pode impedir o fluxo de ar entre elas, o que interfere no \bar{h} .

Devido ao avanço nas tecnologias de fabricação uma tendência crescente é o uso de espumas metálicas como dissipadores de calor, Fig. 2.9. Al-Athel (2017) fez uma análise experimental e computacional deste novo dispositivo, sob convecção forçada, dividindo seu trabalho em três partes. Primeiramente uma bancada experimental testou parâmetros geométricos, diferentes técnicas de união mecânica e velocidade do ar. A segunda parte contou com o uso do *software Skyscan NRecon* para fazer o modelo computacional do dissipador de calor de espuma metálica 3D por meio da digitalização do dissipador real. A última parte foi usar o modelo 3D, calibrado através dos dados experimentais e numéricos afim de fornecer dados da distribuição de temperatura, para analisar diferentes casos e comparar seus comportamentos térmicos. Al-Athel (2017) concluem que a aspersão térmica é uma boa opção

para união do dissipador com a base, pois ela melhora as trocas de calor. O autor diz que a eficiência e a eficácia não devem ser usadas para examinar o desempenho térmico sem outros parâmetros como a resistência térmica e a variação de temperatura para que se tenha uma melhor compreensão do desempenho térmico do dissipador. Além disso esses parâmetros podem variar conforme as características das aletas. Uma observação feita por Al-Athel (2017) é que o modelo 3D desenvolvido pode ser aplicado no estudo do comportamento mecânico e estimar a vida útil dos dissipadores através da análise dos ciclos térmicos.

Figura 2.9 – Dissipadores de espuma metálica.



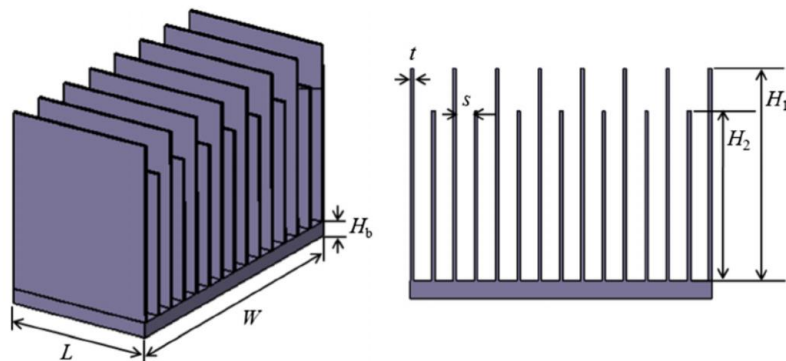
Fonte: Montagem de imagens retiradas da internet e de Guarino, Ilio e Venettaci (2017).

Al-Athel *et al.* (2017) detalharam a modelagem do dissipador de espuma metálica em 3D, desde seu escaneamento através do *Skyscan* até a reconstrução da imagem pelo *Skyscan NRecon* usado na renderização da imagem 3D do dissipador. Este é o processo pelo qual se obtém o produto final de um processamento digital, ou seja, a imagem final, com as texturas, formas e até cores compatíveis com o objeto real. O processamento da imagem bruta feito no *software Geomagic Studio* tira as imperfeições do modelo bruto e o deixa mais próximo do real. Neste trabalho, a parte experimental foi usada principalmente para fornecer dados utilizados na calibração e validação do modelo computacional. Em resumo tensões mecânicas do dissipador que podem ser úteis no estudo da vida útil e desempenho do dissipador. A análise computacional também pode ser utilizada para definir uma temperatura na qual o sistema de ventilação seja ligado, prevenindo níveis críticos de temperatura no equipamento. Os autores observaram que o acréscimo de aletas pode deixar a temperatura de cada uma delas mais homogênea durante seu funcionamento. Foi observado que as tensões térmicas estão

concentradas em uma pequena área, na parte de baixo das aletas, o que pode levar a falha do sistema. Al-Athel *et al.* (2017) ainda afirmam que a análise computacional pode ser empregada no desenvolvimento de dissipadores afim de melhorar seu desempenho, como por exemplo, adicionando mais aletas ou fazendo com que o sistema de ventilação seja acionado a temperaturas mais baixas.

Jeon e Byon (2017) estudaram um arranjo diferenciado onde as alturas das aletas se intercalam, tendo assim duas alturas fixas diferentes para as aletas, como visto na Figura 2.10. Este estudo foi feito usando o método dos Volumes Finitos e o programa de computador ANSYS. Comparado os resultados com resultados da literatura, utilizando uma altura média da aleta para calcular a resistência térmica dos seus dissipadores. Analisando os efeitos das aletas com alturas duplas, o espaçamento entre elas e o comprimento do canal, os autores concluíram que essa configuração tem um desempenho maior se for considerado sua resistência térmica e a massa do dissipador se comparado com dissipadores com aletas com altura única. Eles também concluíram que há um valor limitante para a altura da aleta primária, a que possuem maior altura, no qual esta configuração é benéfica. E este valor varia de acordo com o comprimento do canal do dissipador de calor, aumentando a medida que o comprimento do canal também aumenta.

Figura 2.10 – Dissipadores com aletas de alturas duplas.

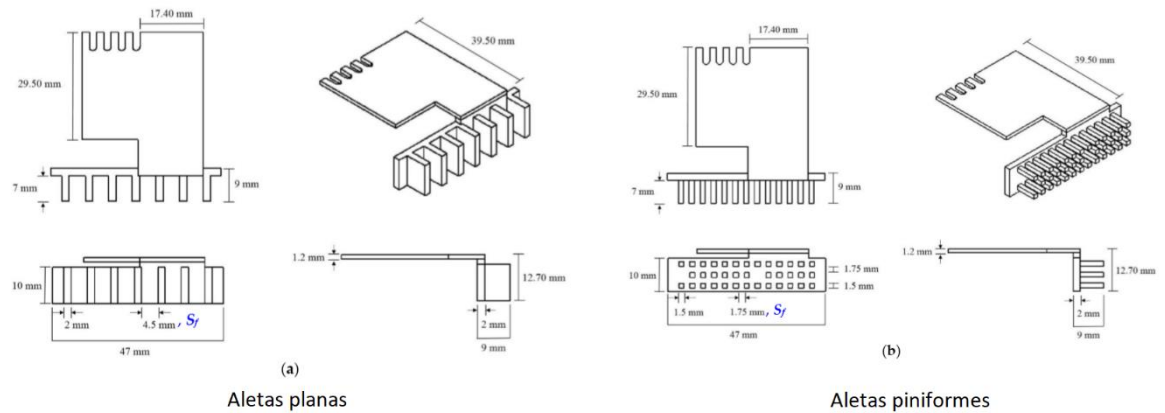


Fonte: Jeon e Byon (2017).

Shyu, Chang e Lee (2017) estudaram numericamente os efeitos do número de aberturas inferiores e do espaçamento entre as aletas na transferência de calor por convecção natural que ocorre em um projetor, além de variarem o posicionamento deste projetor em várias orientações. Os autores concluíram que o espaçamento ideal entre as aletas planas é de 2,875 mm e de 3,375 mm para as aletas piniformes. Também foi observado que o ângulo em que o projetor está influencia na transferência de calor uma vez que quando inclinado o ar é acelerado em direção as aberturas frontais do projetor, causando assim a diminuição da resistência térmica

das aletas. A Figura 2.11 mostra a aplicação de aletas planas e aletas piniformes em um projetor.

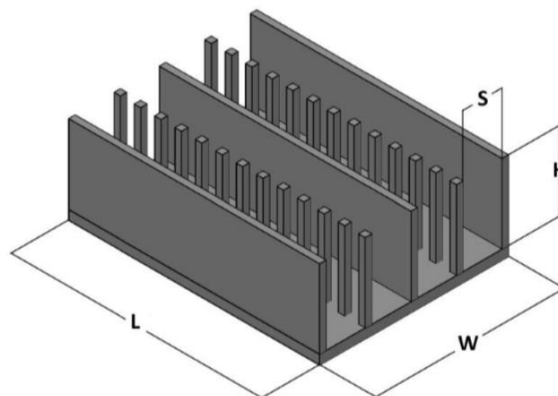
Figura 2.11 – Dissipadores com aletas planas e com aletas piniformes aplicados em um projetor.



Fonte: Shyu, Chang e Lee (2017)

Seguindo o movimento de estudos sobre novos arranjos de dissipadores, Haghighi, Goshayeshi e Safaei (2018) analisaram dissipadores de calor com aletas de placas planas e aletas cúbicas piniformes intercaladas. Os resultados dessas análises apontaram que os dissipadores com aletas cúbicas piniformes tem uma resistência térmica menor quando comparadas com dissipadores com aletas planas uniformes. A transferência de calor é maior nesses novos dissipadores estudados e pode variar de 10% a 41%. O espaçamento entre as aletas cúbicas piniformes também influencia na transferência de calor, sendo que quanto maior o espaçamento entre elas, menor será a resistência térmica. Além disso os autores perceberam que as aletas cúbicas se mostraram melhores que as aletas piniformes convencionais.

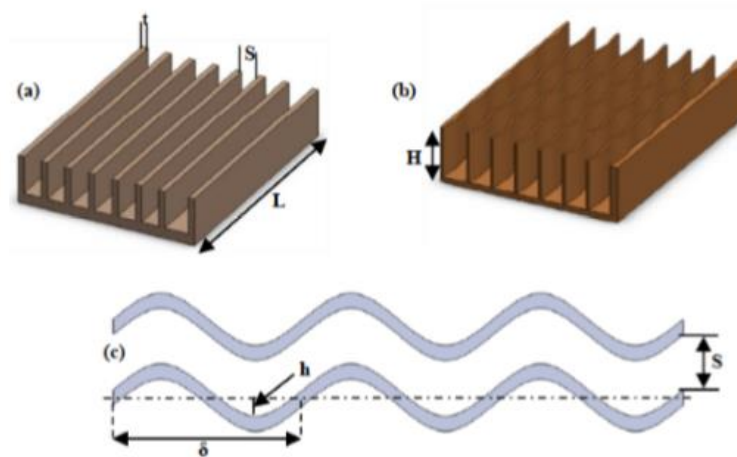
Figura 2.12 – Dissipadores com aletas cúbicas piniformes e planas retangulares intercaladas.



Fonte: Haghighi, Goshayeshi e Safaei (2018).

Uma interessante comparação entre dissipadores de calor com aletas planas e com aletas onduladas, Fig. 2.11, sob ação da transferência de calor por convecção forçada foi feita por Bouchenafa, Mouhammed e Saim (2019). Neste estudo os autores utilizaram o método dos volumes finitos para resolver as condições de contorno e um algoritmo SIMPLE para resolver o acoplamento velocidade-pressão. Observou-se uma queda de pressão maior entre as aletas onduladas quando comparadas a aletas planas retangulares, pois houve maior atrito entre o fluido e as paredes das aletas. Os autores também concluíram que as aletas onduladas têm uma maior taxa de transferência de calor e que quanto maior o número de ondas e da amplitude das ondas menor será a resistência térmica por convecção.

Figura 2.13 – Dissipadores com aletas onduladas.



Fonte: Bouchenafa, Mohammed e Saim (2019).

Nesta revisão bibliográfica objetivou-se mostrar alguns dos principais trabalhos da literatura relacionados com o tema aqui estudado para se fundamentar as correlações empíricas propostas, ter uma base para realizar a montagem da bancada experimental e para planejar a modelagem numérica que será usada para o desenvolvimento deste trabalho. Além disso, estas referências também foram importantes para um melhor entendimento dos parâmetros geométricos e da física que envolve o aquecimento dos dissipadores a serem estudados.

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo são apresentadas as equações matemáticas que modelam a transferência de calor por convecção natural que ocorre do dissipador para o fluido. A formulação para obtenção experimental do coeficiente médio de transferência de calor por convecção natural, \bar{h} , e as correlações empíricas trazidas nos trabalhos de Harahap e Rudianto (2005) e Harahap e Lesmana (2006) são mostradas e exemplificadas. Apresenta-se também como foi feita, no programa COMSOL Multiphysics®, a modelagem do dissipador de calor e como foi confeccionada a malha utilizada nas simulações. Além disso, apresentam-se as condições de contorno utilizadas na modelagem numérica.

Existem diferentes formas para se determinar o valor de \bar{h} , tanto experimentais quanto teóricas. Em geral, o \bar{h} pode variar com as propriedades do fluido, com a geometria do dissipador de calor e com a velocidade do fluido. No presente trabalho o valor de \bar{h} foi obtido experimentalmente, numericamente e através de correlações já existentes na literatura.

3.1 Obtenção experimental do coeficiente de transferência de calor, \bar{h}

Para a obtenção dos valores experimentais de \bar{h} foi usada a lei do resfriamento de Newton, dada como:

$$\bar{h} = \frac{q_{diss}}{A_{ct}(T_s - T_\infty)} \quad (3.1)$$

sendo A_{ct} a área superficial total do dissipador em contato com o fluido e q_{diss} a diferença entre o calor fornecido pelo aquecedor e o calor perdido por condução pelo isolante e o calor perdido pelo dissipador por radiação.

Zografos e Sunderland (1990) afirmaram que a parcela de calor transferido referente à radiação pode ser desprezada devido à emissividade do material das placas ser pequena e as diferenças de temperatura entre as placas e o ambiente, utilizadas nos testes também serem pequenas. Porém, depois de realizar os testes experimentais e alguns numéricos, percebeu-se que a uma parcela significativa de calor é perdida por radiação. Assim, neste trabalho considerou-se a parcela de calor perdido por radiação pelo dissipador de calor, a expressão para calcular o q_{diss} é dada por:

$$q_{diss} = P - q_{isol} - q_{rad} \quad (3.2)$$

sendo q_{isol} obtido pela Eq. (3.4) e P a potência do aquecedor resistivo.

Para considerar apenas a potência do aquecedor, a potência dissipada pelo fio que conecta o aquecedor à fonte de alimentação deve ser desconsiderada, portanto o cálculo da potência P é feito por:

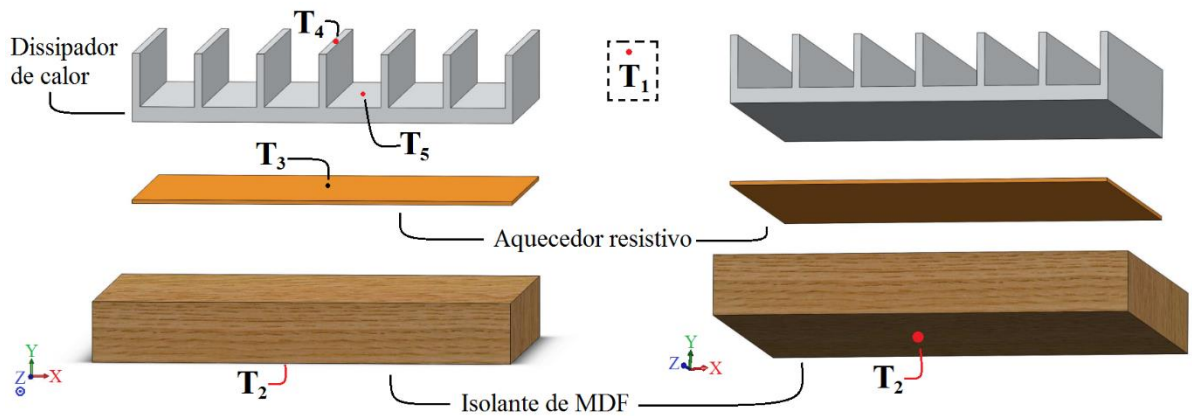
$$P = \frac{(V - R_{fio} \cdot I)^2}{R_{aq}} \quad (3.3)$$

sendo V a tensão da fonte de alimentação, I a corrente da fonte de alimentação, R_{fio} resistência elétrica do fio conectado ao aquecedor e R_{aq} a resistência elétrica do aquecedor.

3.2 Cálculo do calor perdido através do isolante

Para facilitar o entendimento das equações a Fig. 3.1 mostra os pontos de medição das temperaturas durante o experimento. A temperatura ambiente é obtida pelo termopar.

Figura 3.1- Posição dos termopares para obtenção das temperaturas experimentais.



Fonte: Próprio Autor.

Para calcular o calor perdido através do isolante utilizado na montagem utiliza-se a Lei de Fourier:

$$q_{isol} = k \cdot A \cdot \frac{\Delta T_{isol}}{L} = k_{isol} \cdot A \cdot \frac{(T_3 - T_2)}{b_p} \quad (3.4)$$

sendo k_{isol} a condutividade térmica do material isolante, A a área da superfície do isolante, ΔT_{isol} a diferença de temperatura entre a superfície superior (T_3) e inferior do isolante (T_2) e b_p a distância entre as duas superfícies consideradas, ou seja a espessura da placa de MDF. O valor adotado da condutividade térmica de 0,14 W/mK para a placa de MDF utilizada como isolante foi retirado de Lienhard IV e Lienhard V (2006).

3.3 Cálculo do calor perdido por radiação

O calor perdido através da radiação pode ser calculado através da Lei de Stefan-Boltzmann:

$$q_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_{ct} \cdot (T_s^4 - T_{viz}^4) = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_{ct} \cdot (T_{diss}^4 - T_1^4) \quad (3.5)$$

sendo ε a emissividade térmica do Alumínio 6063 T5, A_{ct} a área total do dissipador onde ocorre a troca de calor por radiação, σ a constante de Stefan-Boltzmann, T_{diss} a média entre as temperatura na base T_5 e na ponta da aleta T_4 e T_1 a temperatura do ambiente, que foi considerada igual à da vizinhança.

A Equação 3.5 é utilizada para superfícies planas, logo para calcular o calor perdido por radiação pelo dissipador de calor deve-se levar em conta a troca de calor entre as paredes dos canais que compõe o dissipador, assim deve-se utilizar o fator de forma do dissipador de calor na lei de Stefan-Boltzmann (RAFAEL *et al.* 2019), assim:

$$q_{rad} = F A_{ct} \varepsilon \sigma (T_{diss}^4 - T_1^4) \quad (3.6)$$

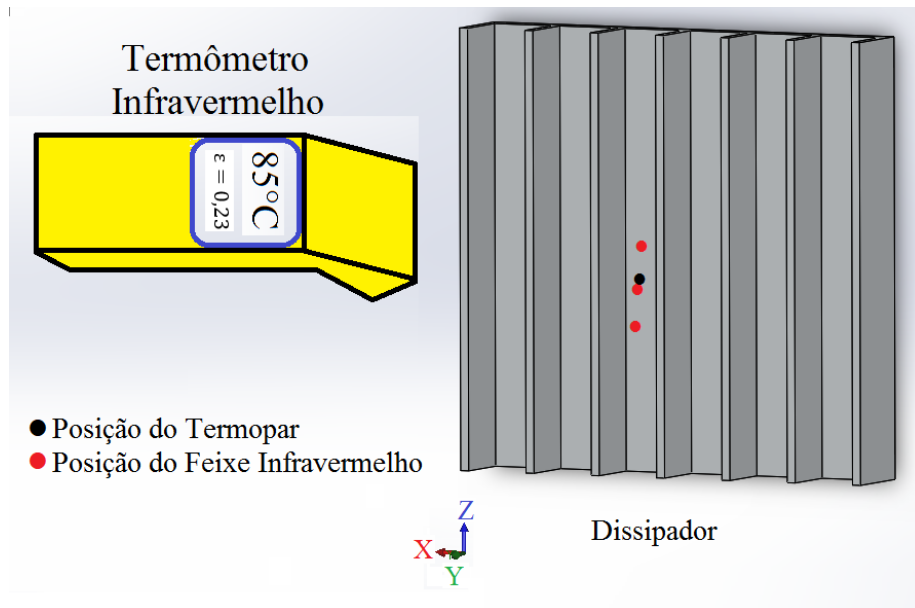
onde F é o fator de forma referente ao dissipador de calor.

A emissividade do Alumínio 6063T5, foi determinada através de medições da temperatura utilizando de um termômetro infravermelho, Fluke 574. Variou-se o valor da emissividade para que a temperatura medida pelo termômetro infravermelho fosse a mais próxima possível daquela medida através do termopar localizado na base do dissipador (T5). O dissipador foi aquecido para cada valor de potência usada neste trabalho até atingir o regime permanente e então se realizou a medição da emissividade.

Ressalta-se que o feixe do termômetro infravermelho foi colocado em posição próxima do termopar T_5 para realizar a medição de temperatura. Para fazer essas medições alguns cuidados foram tomados, como o posicionamento do feixe infravermelho perpendicularmente à base onde a medida foi realizada. Todas as medições foram feitas após a amostra atingir o regime permanente. Na Figura 3.2 apresenta-se uma ilustração do procedimento adotado. Assim, como em Mehrtash e Tari (2013) que utilizaram $\varepsilon = 0,2$, neste trabalho utilizou-se um valor constante

para a emissividade do alumínio, sendo este $\varepsilon = 0,23$. Este valor constante foi adotado em função da pequena variação que ocorreu na emissividade para a faixa de temperatura analisada.

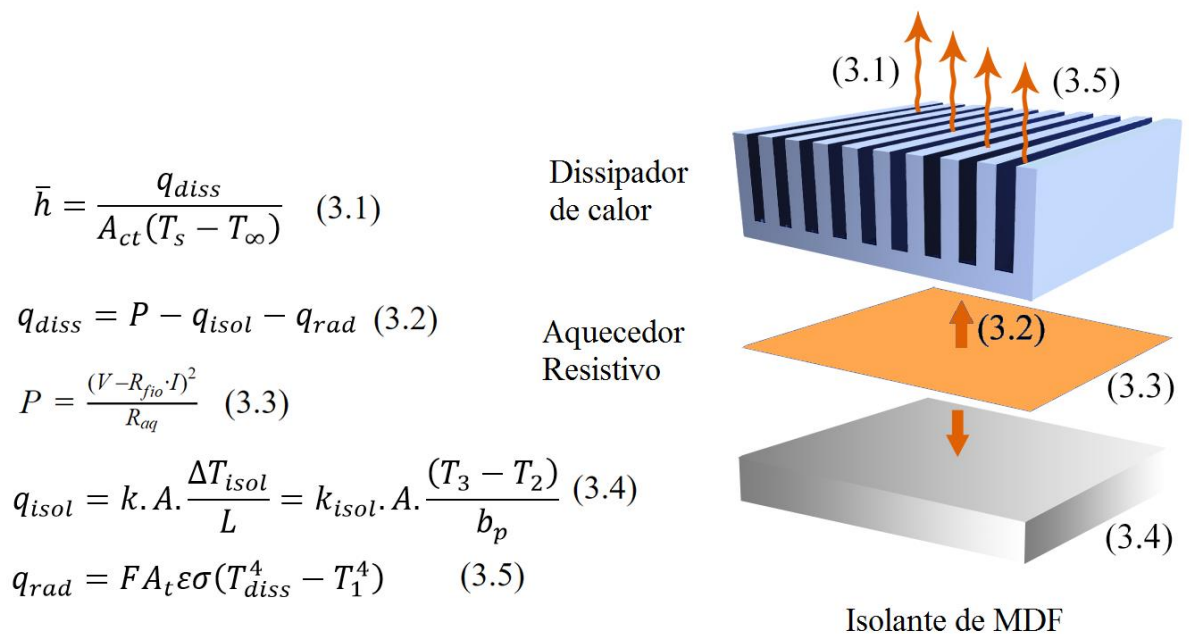
Figura 3.2- Procedimento realizado para medição da emissividade.



Fonte: Próprio Autor.

Na Figura 3.3 ilustra-se a maneira como o calor fornecido pelo aquecedor é distribuído pela montagem experimental.

Figura 3.3- Ilustração da distribuição do calor na montagem do dissipador



Fonte: O próprio autor.

3.4 Obtenção do \bar{h} através de correlações empíricas

A obtenção teórica dos coeficientes \bar{h} neste trabalho foi baseada na correlação empírica proposta por Harahap e Rudianto (2005) para as placas orientadas horizontalmente e por Harahap e Lesmana (2006) para as placas orientadas verticalmente. Estas correlações foram obtidas a partir de uma série de ensaios para levantamento de dados experimentais. Após a obtenção dos dados foi realizado um ajuste matemático para obter a correlação empírica. A precisão com a qual o coeficiente de transferência de calor pode ser calculado depende da correlação utilizada.

No processo de transferência de calor é importante avaliar os números adimensionais de Nusselt, Grashof, Prandtl e Rayleigh. O número de Nusselt representa a razão entre a transferência de calor por convecção e por condução. O número de Grashof indica uma razão entre as forças de empuxo e as forças viscosas. E o número de Prandtl representa a razão entre as difusividades de momento e térmica. Os números adimensionais podem ser calculados através das seguintes equações:

$$Nu = \frac{\bar{h}y}{k_{ar}} \quad (3.7)$$

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)y^3}{\nu^2} \quad (3.8)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (3.9)$$

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (3.10)$$

sendo y o parâmetro geométrico característico do dissipador, g é a aceleração da gravidade, β é o coeficiente de expansão volumétrica térmica, T_s é a temperatura na superfície da placa, T_∞ é a temperatura do meio fluido, ν é a viscosidade cinemática, k_{ar} é a condutividade térmica do fluido e α é a difusividade térmica do fluido.

Como a temperatura na superfície da aleta varia com o seu comprimento, a temperatura T_s utilizada na determinação do número de Grashof é a média entre a temperatura da base, T_b , e a temperatura da ponta da aleta, T_p .

Para obter as propriedades térmicas do ar que variam com a temperatura, é necessário determinar uma temperatura média de ocorrência da convecção, denominada como temperatura de filme, T_{filme} (INCROPERA e DEWITT, 1998):

$$T_{filme} = \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad (3.11)$$

As propriedades foram obtidas pelas correlações propostas por Dixon (2007) e para faixa de temperatura do estudo apresenta erro menor que 1%.

3.4.1 Correlação empírica de Harahap e Rudianto (2005)

Os dados da transferência de calor para dissipadores na horizontal foram correlacionados por Harahap e Rudianto (2005) a partir de dados experimentais. A correlação proposta por estes autores utiliza os números de Rayleigh e de Nusselt em relação à dimensão l , sendo $l = L/2$.

O número de Nusselt é calculado como:

$$\overline{Nu} = 0,203 \left[Ra \left(\frac{nS}{H} \right) \right]^{0,393} \left(\frac{S}{l} \right)^{0,470} \left(\frac{H}{l} \right)^{0,870} \left(\frac{L}{W} \right)^{0,4} \quad (3.12)$$

onde n é o número de aletas da placa, S é o espaçamento entre as aletas, W é a largura da placa, L é o comprimento da placa e H é a altura da aleta. Para este caso o número de Nusselt é um valor médio para o dissipador, uma vez que o número de Nusselt é um valor pontual na superfície em questão.

Desta forma, o coeficiente médio de transferência de calor por convecção natural é dado por:

$$\bar{h} = \frac{\overline{Nu} \cdot k_{ar}}{l} \quad (3.13)$$

A correlação obtida por Harahap e Rudianto (2005) é indicada para uma faixa de valores entre $3 \times 10^3 \leq Ra_l n(S/L) \leq 3 \times 10^5$. Conforme já mencionado, o uso desta correlação para valores fora do intervalo indicado aumenta o erro dos valores de \bar{h} obtidos.

3.4.2 Correlação Empírica de Harahap e Lesmana (2006)

Os dados da transferência de calor para superfícies verticais foram correlacionados por Harahap e Lesmana (2006), também a partir de dados experimentais. A correlação proposta por estes autores utiliza os números de Rayleigh e de Nusselt em relação à dimensão L .

O número de Nusselt é calculado por:

$$\overline{Nu} = 3,350(Ra)^{0,153} \left(\frac{L}{W} \right)^{0,121} \left(\frac{S}{H} \right)^{0,605} \quad (3.14)$$

Para este caso o coeficiente médio de transferência de calor por convecção natural é dado por:

$$\bar{h} = \frac{\overline{Nu} \cdot k_{ar}}{L} \quad (3.15)$$

A correlação obtida por Harahap e Lesmana (2006) é indicada para uma faixa de valores de Rayleigh entre $2 \times 10^5 \leq Ra_L \leq 5 \times 10^5$.

3.5 Equações e condições de contorno aplicadas à modelagem numérica utilizando o COMSOL®

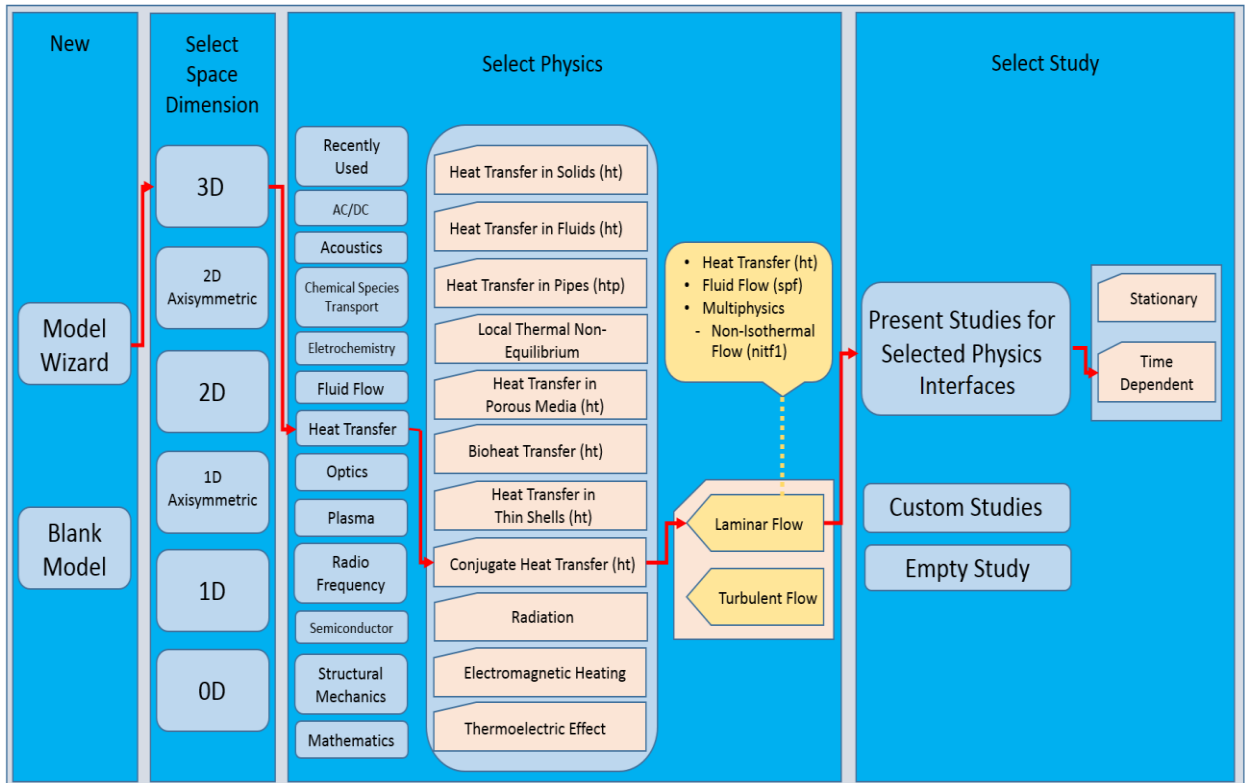
O programa de computador COMSOL Multiphysics® foi utilizado para fazer as simulações do problema apresentado neste trabalho. Este programa foi escolhido devido ao seu grande número de ferramentas de pós-processamento que facilitam a confecção de vídeos, imagens e gráficos, sua interface amigável e autoexplicativa e, principalmente, pelo fato de trabalhar com a implementação de mais de um modelo físico ao mesmo tempo. Por exemplo, neste trabalho lidam-se com três fenômenos físicos distintos: a transferência de calor em um meio sólido, em um meio fluido e a fluidodinâmica causada pela diferença de temperaturas. Este problema envolve diferentes fenômenos físicos como a condução de calor no sólido e no fluido e a convecção natural no fluido. Sua solução precisa ser obtida simultaneamente em todas as regiões do domínio.

Na etapa de pré-processamento a interface gráfica do COMSOL enumera quais configurações das condições iniciais devem ser definidas. O problema a ser simulado é definido por sua dimensionalização no espaço, os fenômenos físicos envolvidos, o tipo de estudo a ser realizado (regime transiente ou permanente), como é mostrado no fluxograma da Fig. 3.4.

A seta vermelha mostra o caminho percorrido e as escolhas feitas para definir o fenômeno a ser simulado. Neste caso o fenômeno é o aquecimento da base de um dissipador de calor com aletas planas retangulares e a troca de calor deste com o ambiente. Na janela *New* foi escolhido o assistente de um modelo pré-estabelecido no programa. Para o presente estudo foram selecionados uma dimensão 3D e o fenômeno a ser estudado, que é a transferência de calor. Em seguida as opções *Heat transfer*, *Conjugate Heat Transfer (ht)* e *Laminar Flow* são selecionadas. A última parte dessa etapa é escolher em qual regime de tempo a simulação acontecerá. Neste trabalho utilizou-se um regime transiente que evolui até um instante em que

a temperatura no dissipador de calor se torna praticamente constante. No COMSOL Multiphysics[®], este regime de tempo é equivalente aquele que o programa impõe ao se escolher a opção *Time Dependent*.

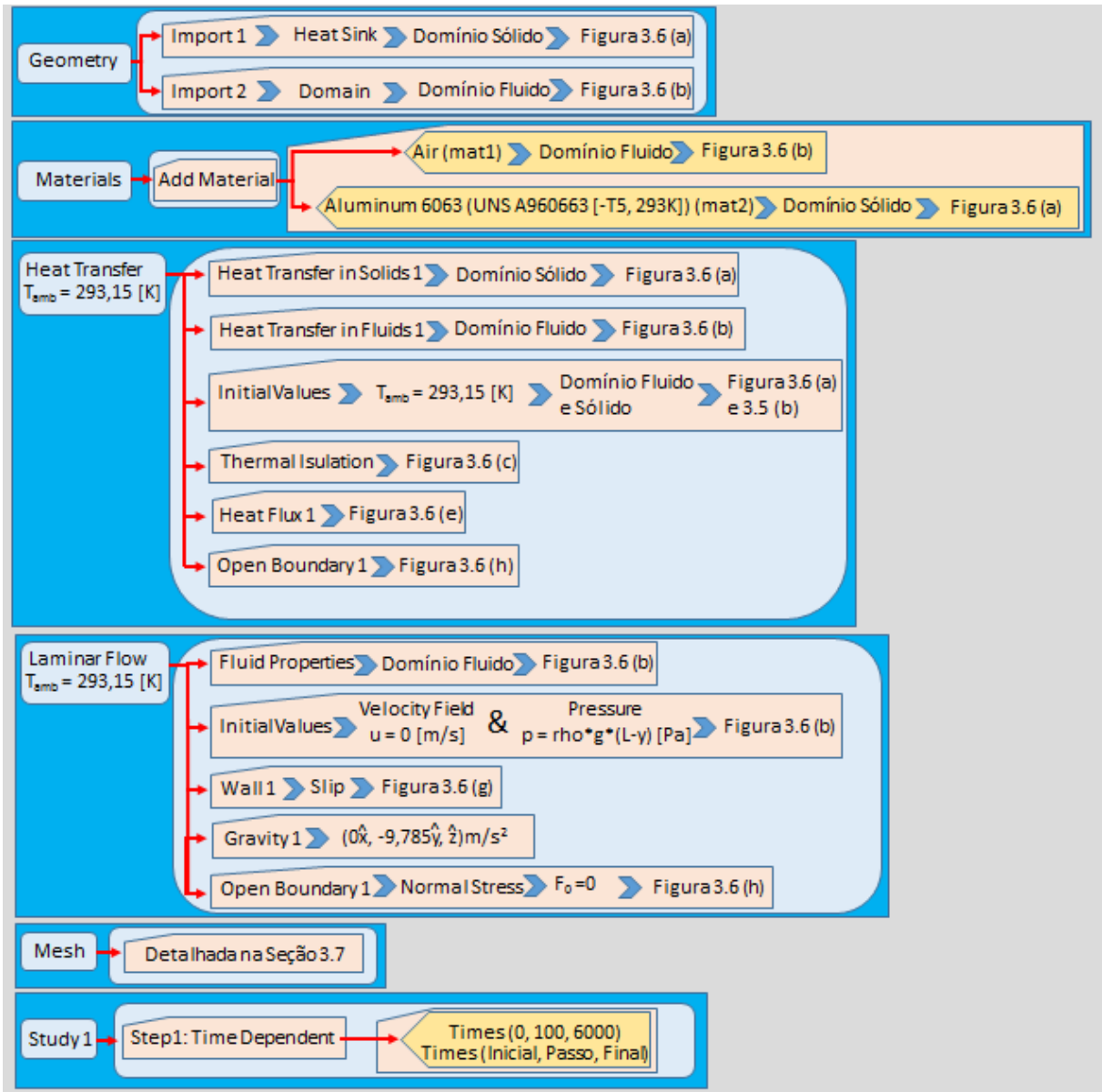
Figura 3.4 – Organograma de configuração de um problema no COMSOL.



Fonte: O próprio autor.

Em seguida, todos os detalhes do problema, como constantes previamente definidas, geometria, materiais presentes no corpo de prova e ambiente, aplicação das condições de contorno e malha utilizada são definidas como mostra o organograma da Fig. 3.5.

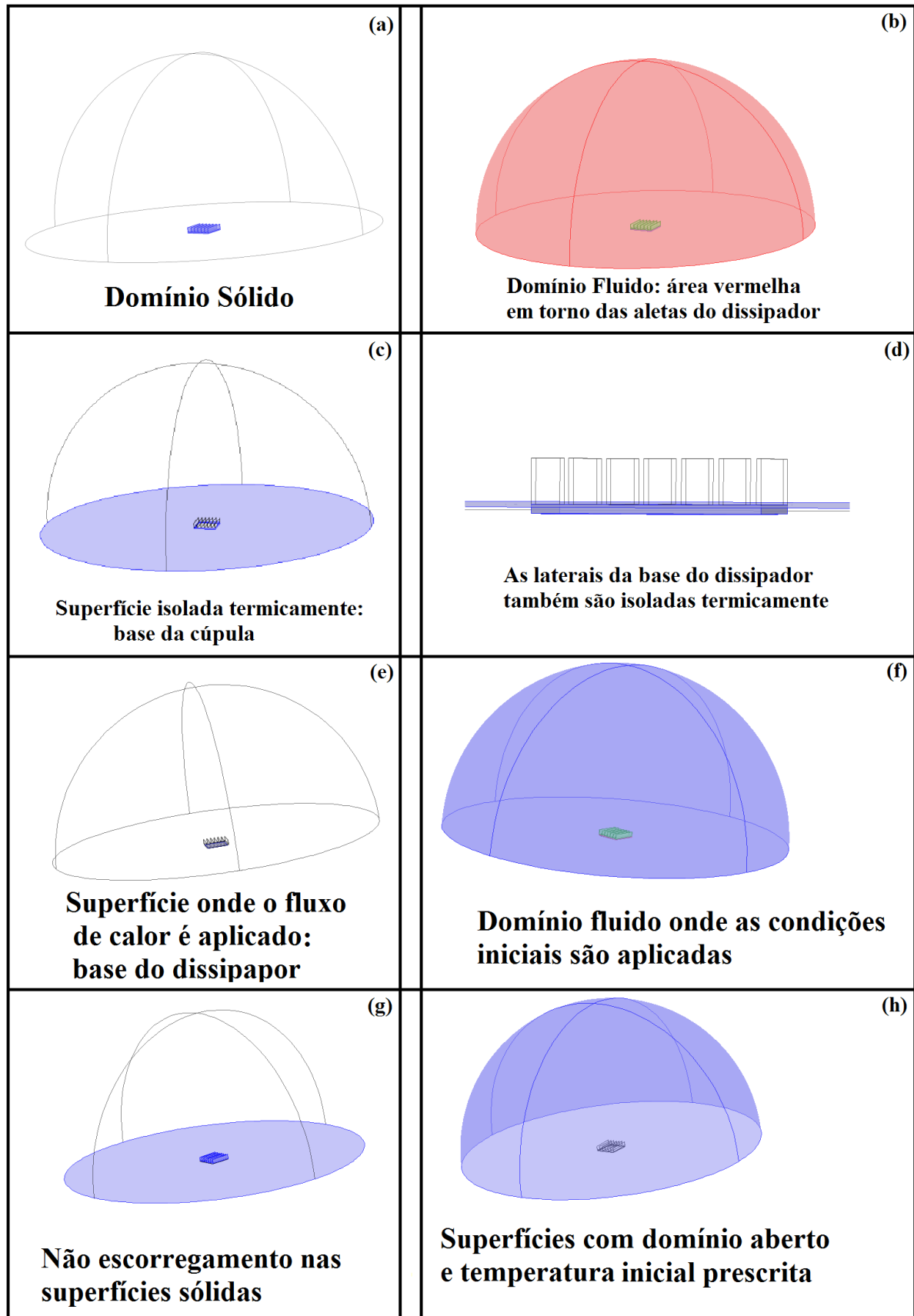
Figura 3.5 – Condições de contorno aplicados no problema.



Fonte: O próprio autor.

Na Figura 3.6 mostra-se os domínios e superfícies, destacadas em azul, nas quais as condições de contorno são aplicadas. Estas condições de contorno foram definidas a fim de se reproduzir o que foi feito nos testes experimentais, através da simulação computacional, utilizando o programa COMSOL Multiphysics®.

Figura 3.6 – Superfícies onde são aplicadas as condições de contorno.



As propriedades do material do dissipador, alumínio 6063T5, e as propriedades do ar são adicionadas da biblioteca do COMSOL. Essas propriedades foram comparadas com aquelas obtidas no site Matweb (2017) e atualizadas quando necessário.

O fenômeno físico de transferência de calor é escolhido tanto no domínio sólido quanto no fluido. Como condições de contorno tem-se:

- a temperatura ambiente e pressão ambiente de todo sistema, Fig. 3.6 (a) e (b);
- a superfície que tem isolamento como condição de contorno, Fig. 3.6 (c) e (d);
- fluxo de calor imposto na base do dissipador de calor, que é igual ao aplicado nos testes experimentais, Fig. 3.6 (e);
- os limites do domínio físico onde a temperatura é prescrita, Fig. 3.6 (h);

No que diz respeito às condições do escoamento, tem-se:

- Fluxo Compressível (número de Mach $>0,3$) e a temperatura e pressão de referência, Fig. 3.6 (b);
- Escoamento laminar;
- campo de velocidade e da pressão de todo o sistema, impostos no início da simulação Fig. 3.6 (b);
- definição das fronteiras onde se aplica o domínio aberto, Fig. 3.6 (h);
- definição das paredes do domínio sólido onde não ocorre escorregamento do fluido, Fig 3.6 (g);
- definição de forças que agem no domínio, neste caso a força gravitacional, Fig 3.6 (b).

Após as condições de contorno serem devidamente aplicadas, ajusta-se o tempo total de simulação para um tempo entre 4000 e 8000 segundos a partir do instante inicial zero segundos, pois dependendo da geometria do dissipador pode-se demorar mais para atingir o regime permanente. Também é configurado que a cada 100 segundos o programa salve os dados da simulação para serem usados nos gráficos e imagens a serem feitas, para exemplificar a resposta do programa.

O COMSOL Multiphysics[®] 5.4 tem três opções para resolver as equações da Quantidade de Movimento e Conservação da Massa: escoamento compressível ($Ma > 0,3$), escoamento fracamente compressível e escoamento incompressível. No presente trabalho escolheu-se a opção escoamento fracamente compressível. Esta é a opção aconselhada a ser utilizar em um problema onde a convecção natural em gases é predominante, pois nestes casos a variação de pressão tem pouca influência no escoamento e a massa específica varia principalmente com a temperatura.

As equações da Quantidade de Movimento e Continuidade podem ser escritas como:

$$\rho \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \rho (\vec{V} \cdot \vec{\nabla}) \vec{V} = \vec{\nabla} \left[-p \vec{I} + \mu (\vec{\nabla} \vec{V} + \vec{\nabla} \vec{V}^T) - \frac{2}{3} \mu (\vec{\nabla} \cdot \vec{V}) \vec{I} \right] + \vec{F} + \rho \vec{g} \quad (3.16)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (3.17)$$

sendo τ (Tau) o símbolo que indica transposto, ρ a massa específica do ar, p a pressão, \vec{V} o vetor de velocidade e \vec{F} são as forças que atuam no sistema.

As equações são as mesmas do escoamento compressível, diferindo que ao invés da massa específica ser dependente da pressão, no escoamento fracamente compressível ela será avaliada em relação à temperatura, pois a pressão não sofre variações que possam mudar o valor da massa específica de maneira significativa.

Por fim, a opção escoamento fracamente compressível, despreza a influência das ondas de pressão, que raramente são importantes na convecção natural, permitindo assim passos de tempo maiores e tempos de simulação menores.

Desprezando o termo de dissipação viscosa, a geração interna e considerando o escoamento fracamente compressível a equação da Energia pode ser escrita como:

$$c_p \left[\frac{\partial \rho T}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho T \vec{V}) \right] = \vec{\nabla} \cdot (k \vec{\nabla} T) \quad (3.18)$$

sendo o c_p o calor específico, T a temperatura e k a condutividade térmica.

Este conjunto de equações deve ser resolvido em todo o domínio de interesse, sólido e fluido, para a obtenção do campo térmico e variáveis de interesse do escoamento.

3.6 Características do COMSOL®

O COMSOL Multiphysics® possui três métodos matemáticos de problemas transientes: o BDF (*Backward Differentiation Formula*), o Alfa generalizado e o Range-Kutta. O método padrão do COMSOL é o BDF que pode ser de diferentes ordens de discretização, variando de 1 (Backward Euler) até 5.

No presente trabalho foi usado o método BDF por sua estabilidade e pelo fato de ter ordem variável. Ou seja, a ordem de discretização é aumentada quando for possível e reduzida automaticamente para se obter estabilidade da solução.

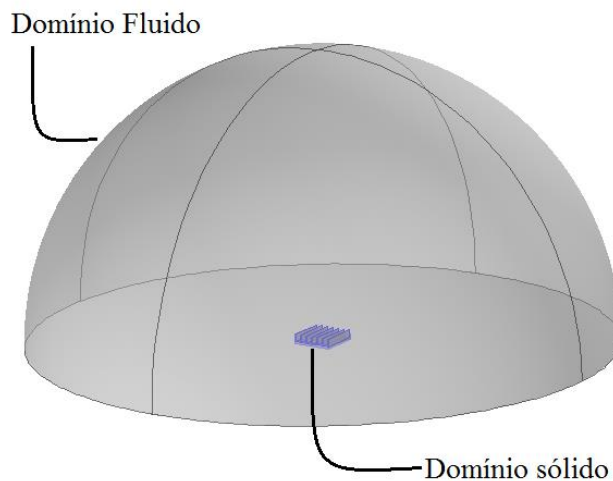
Pode-se definir os parâmetros de controle de tempo de quatro formas: livre, intermediário, restrito e manual, de acordo com o nível de controle desejado. No modo livre, usado nas simulações presentes o *solver* controla automaticamente o passo de tempo de acordo com os

critérios de tolerância especificados. O passo de tempo pode ser aumentado para acelerar o cálculo ou reduzido caso a solução varie rapidamente no tempo.

3.7 Geração e qualidade da Malha

Antes de se falar da malha deve-se conhecer o domínio onde ela será implementada. Neste problema tem-se 2 domínios distintos onde o fenômeno físico acontece, o domínio sólido representado pelo dissipador de calor e o domínio fluido, representado pelo ar ambiente que está na região em torno do dissipador. Na Figura 3.7 mostram-se as regiões citadas e como o domínio sólido está posicionado dentro do domínio fluido

Figura 3.7 – Domínios presentes no estudo.



Fonte: O próprio autor

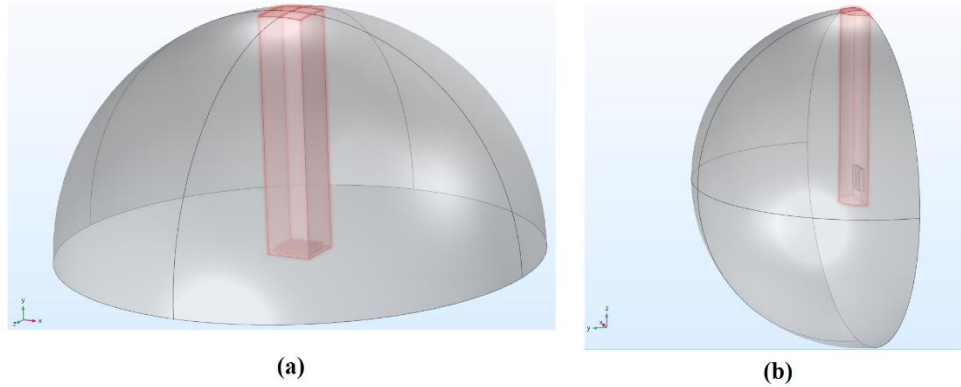
Para gerar a malha para o dissipador na horizontal, utilizou-se um prisma de base quadrada que envolve o dissipador e tem seu topo tangenciando o topo da cúpula, Fig. 3.8(a). Este prisma é utilizado para se ter um melhor refinamento de malha na região onde se tem os maiores gradientes de temperatura, velocidade de pressão.

Utilizou-se também uma malha mais refinada na camada limite próxima ao dissipador, tanto nas laterais das aletas quanto entre elas. A taxa de crescimento dos elementos da malha é mais suave nessa região, a fim de não se afetar os resultados por se ter uma grande diferença nos elementos da malha.

Para otimizar o tempo computacional, uma taxa de expansão maior foi utilizada nas regiões externas ao prisma, pois é uma região com menores gradientes de velocidade e temperatura.

Nas simulações com o dissipador na posição vertical, esta coluna prismática é substituída por um semicilindro, Fig 3.8(b), que também abrange a área onde se tem os maiores gradientes de temperatura, pressão e velocidade do ar.

Figura 3.8 – Região de maior refino da malha utilizada na confecção da malha do Dissipador 3 na posição horizontal (a), e na posição vertical (b).



Fonte: O próprio autor.

Testes de refinamento de malha foram feitos afim de se escolher a malha que fornece resultados mais próximos dos resultados experimentais e não apresenta um custo computacional muito elevado.

Na Tabela 3.1 são mostrados os resultados com 3 malhas comparando o número de elementos, a qualidade média e a menor qualidade do elemento da malha. Esta qualidade da malha é medida em simetria entre os elementos, e quanto mais próximo de 1 melhor a simetria dos elementos e assim a qualidade da malha. O computador utilizado para estas simulações foi uma estação de trabalho com um Processador Intel Xeon, 1,90Hz e 16,0GB de memória. As temperaturas foram coletadas na base do dissipador de calor após o tempo necessário para que ele ficasse com temperatura constante para um fluxo de entrada de 1978 W/m^2

Tabela 3.1 – Teste de malha.

Número de elementos	T Simulação [°C]	Tempo	Mínima qualidade de um elemento	Qualidade média dos elementos
1.055.132	99,85	6 horas 50 minutos e 36 segundos	0,025	0,674
1.526.560	100,11	18 horas 16 minutos e 54 segundos	0,0025	0,672
2.026.296	100,01	31 horas 58 minutos e 52 segundos	0,0071	0,673

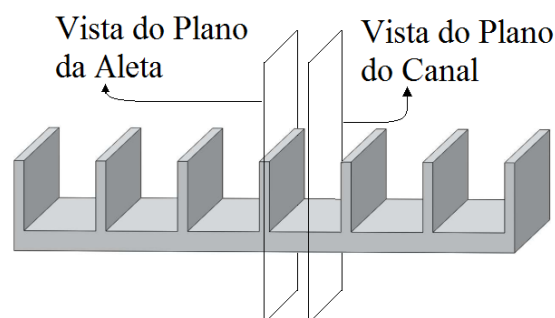
Fonte: O próprio autor.

Observa-se que a temperatura de referência, tomada na ponta da aleta, varia muito pouco aumentando o número de elementos da malha, porém quanto maior o número de elementos da malha o tempo computacional aumenta de maneira considerável. Orientando-se apenas por essa análise pode-se afirmar que uma malha com aproximadamente um milhão de elementos já é suficiente pois tem-se praticamente o mesmo resultado para a temperatura e o menor tempo computacional. Para reforçar esta escolha se observa, na Tab. 3.1, a qualidade média da malha, que é uma média aritmética das qualidades de cada um dos elementos, que praticamente não se altera, e a qualidade mínima de um elemento, que é a qualidade do pior elemento encontrado na malha, que é um pouco melhor no caso onde se utilizam um milhão de elementos aproximadamente. A qualidade da malha é uma grandeza calculada pelo COMSOL através da simetria dos elementos, onde se utiliza os ângulos máximos e mínimos de um elemento para indicar sua inclinação e por consequência sua simetria.

O resultado, para o mínima qualidade do elemento, que aparece para o caso de um milhão e meio de elementos ocorre devido a mudança brusca na forma dos elementos devido a camada bastante refinada e de forma diferente (hexaédricas) nas proximidades das superfícies do dissipador, fazendo com que a simetria dos elementos varie muito.

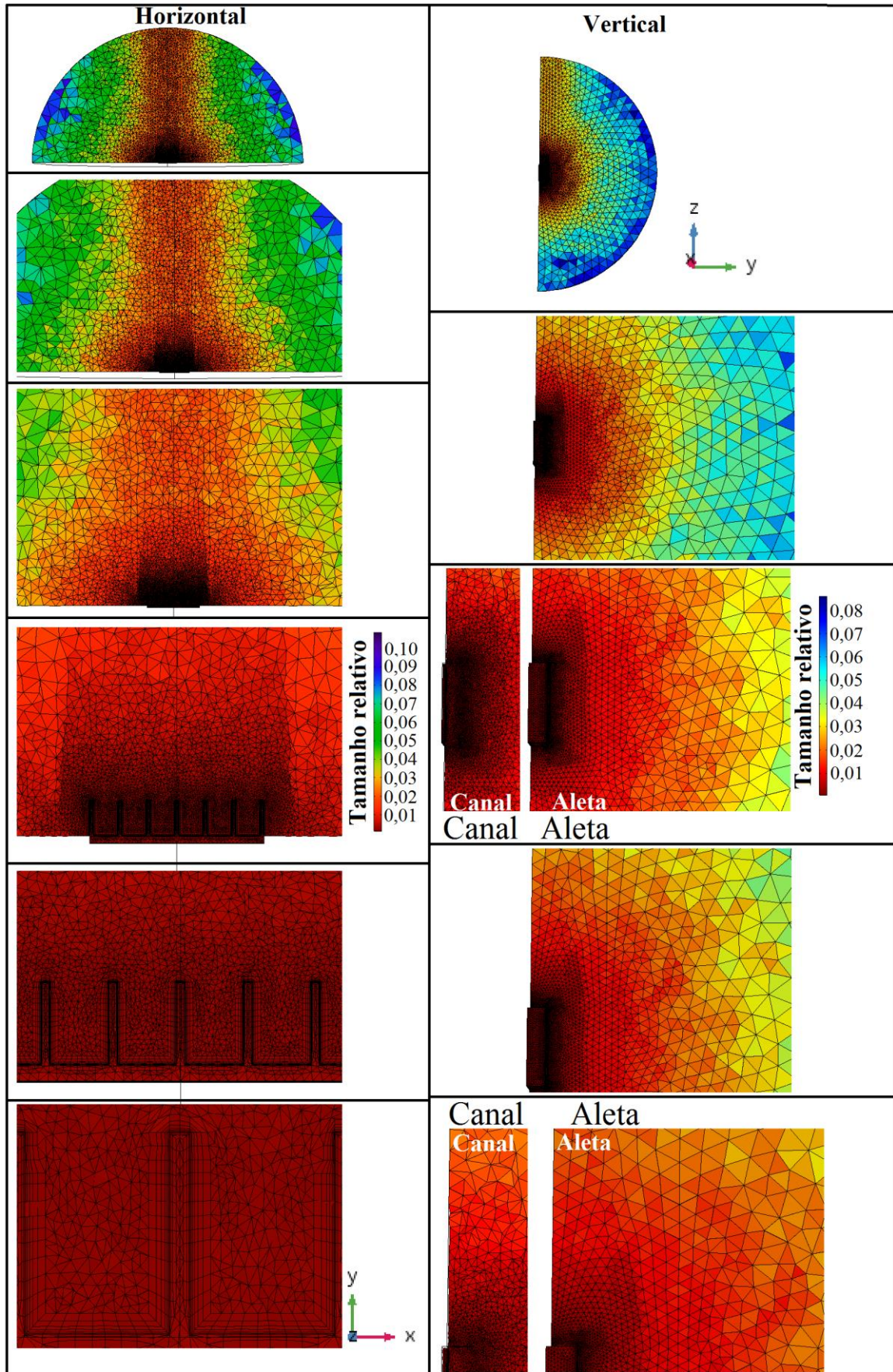
Na Figura 3.10 é mostrada a malha tetraédrica utilizada nas simulações, e o tamanho relativo dos elementos, para o dissipador 3. Foi utilizada uma aproximação progressiva aplicada desde a vista total do domínio até a aleta central em cada linha da figura. Quanto menor o tamanho do elemento da malha mais vermelha é a região da malha. Na Figura 3.11, onde também se aplicou uma aproximação progressiva, é ilustrada a qualidade da malha, medida pela assimetria dos elementos. Observa-se que há uma certa uniformidade na distribuição dos elementos. Para um elemento simétrico é atribuída o valor 1, que é representado pela cor vermelha. Vale ressaltar que esta malha foi desenvolvida para esta simulação e não foi utilizado o gerador automático de malhas do COMSOL®. Na Figura 3.9 ilustram-se os dois planos utilizados para mostrar a malha, um sobre a aleta central e outro no vão entre as aletas.

Figura 3.9 – Planos de vista mostrados nas Figuras 3.10 e 3.11.



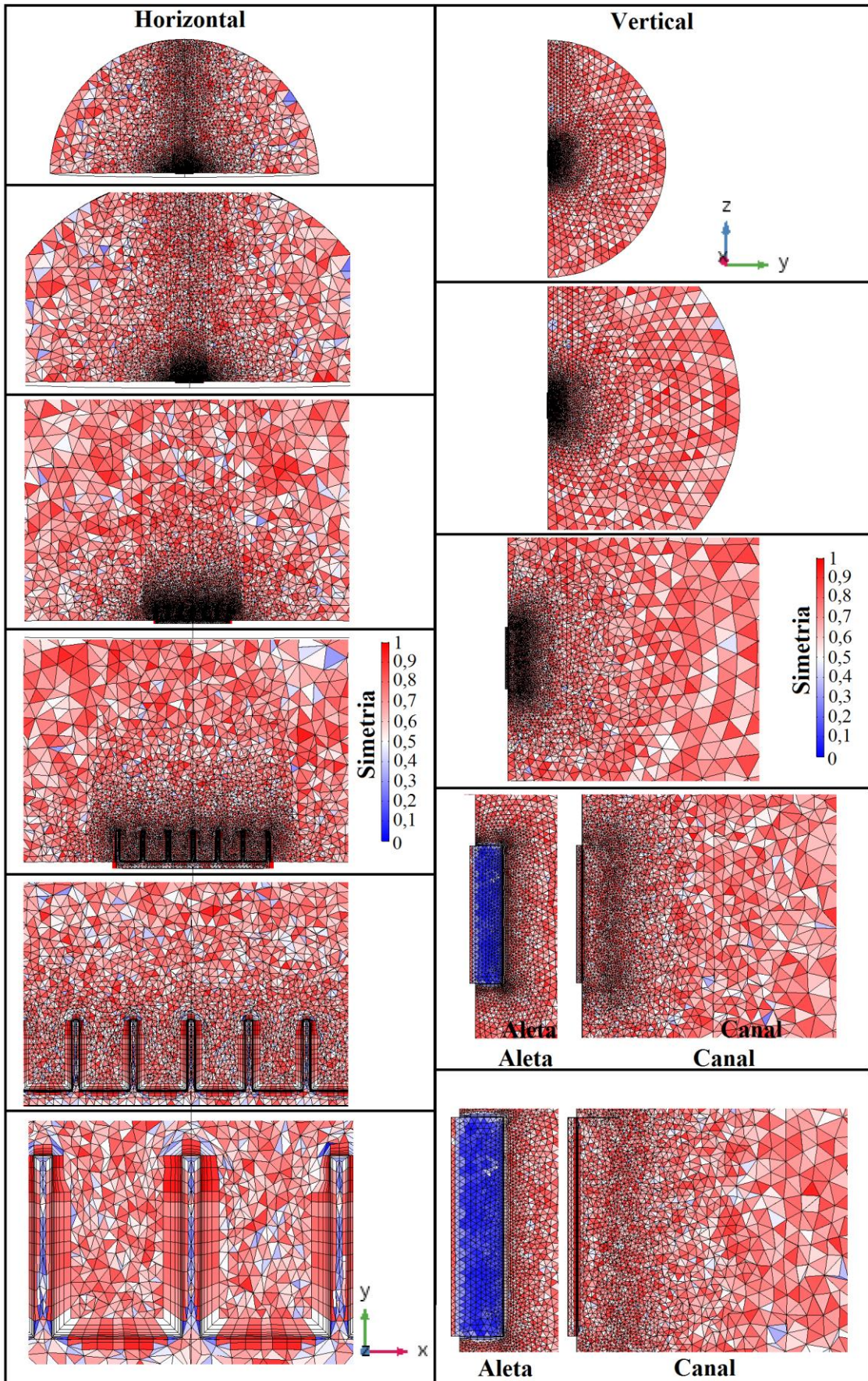
Fonte: O próprio autor

Figura 3.10 – Tamanho dos elementos utilizados na malha do Dissipador 3, com uma aproximação progressiva a partir de uma vista total do domínio até uma aleta central.



Fonte: O próprio autor.

Figura 3.11 – Qualidade, medida em assimetria, dos elementos utilizados na malha do Dissipador 3, com uma aproximação progressiva a partir de uma vista total do domínio até uma aleta central.



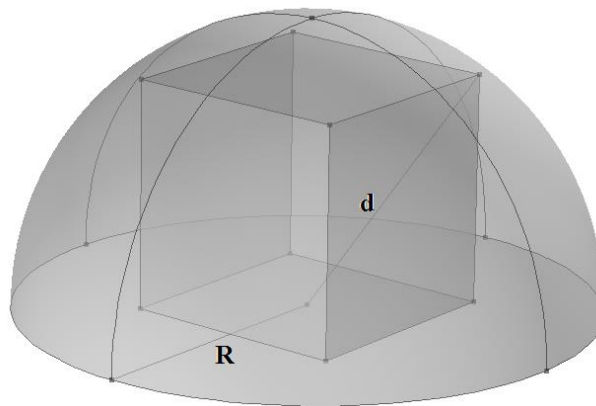
Fonte: O próprio autor.

Assim como Mehrtash e Tari (2013), no início dos testes foi utilizado um domínio quadrado de $600 \times 600 \times 600 \text{ mm}^3$ nas simulações. Após vários testes e estudos optou-se por utilizar um domínio em forma de cúpula para facilitar os cálculos numéricos feitos pelo programa COMSOL[®]. Isso acontece principalmente pelo fato de a cúpula ter menos quinas onde o software tentaria fazer um maior refinamento da malha sem necessidade, diferentemente de um cubo. Esse refinamento desnecessário deixa a malha mais pesada o que pode atrapalhar na convergência do problema.

O COMSOL, baseia-se no Método dos Elementos Finitos para discretização das equações, e segundo Shyu, Chang e Lee (2017), subdivide todo o domínio computacional em elementos finitos mais simples. Nos casos simulados neste trabalho uma tolerância absoluta de 5×10^{-4} foi utilizada.

Para determinar o raio da cúpula, foi mantida a maior distância entre o centro do dissipador e a fronteira delimitada pelo cubo, Fig. 3.12, que foi usada inicialmente. Assim, ligando o centro da face da base do cubo ao vértice superior dele traça-se uma corda (d) de tamanho aproximado de 734,84 mm. Logo este é o valor do raio da cúpula (R) que deveria ser utilizado nas simulações, porém foi utilizado um raio de 750 mm para facilitar os desenhos e ter uma margem de segurança quanto ao tamanho da cúpula.

Figura 3.12 – Definição do Raio da cúpula R utilizando a corda d.



Fonte: O próprio autor.

Para verificar se o raio R não influenciaria nas correntes convectivas foi feito um teste de raio, onde o mesmo caso foi simulado para os raios de $R/2$, R e $2R$, ou seja 375 mm, 750 mm e 1500 mm. Na Tabela 3.2 mostram-se os principais resultados para cada simulação utilizando os diferentes raios. Pode-se observar que nenhum dos resultados sofre uma grande variação, porém o tempo de simulação aumenta significativamente.

Tabela 3.2 – Teste de raio da cúpula para D1.

Raio da Cúpula	Tempo	Temperatura na Ponta da Aleta	Nu	h	Qualidade Média dos Elementos da Malha
R/2	1h 42min 28s	100,05 °C	12,12	7,7	0,7135
R = 750 mm	2h 15min 23s	100,05 °C	12,13	7,71	0,7182
2R	4h 13min 34s	100,40 °C	12,06	7,67	0,7008

A qualidade dos elementos da malha sofre uma pequena variação, porém o caso onde usou-se raio da cúpula de 750 mm tem uma melhor qualidade dos elementos que nos demais casos. Isso pode ser causado pela forma que os elementos são dispostos e arranjados em cada malha.

Na malha do caso onde tem-se R/2, os elementos sofrem uma expansão brusca, pois os elementos são bem refinados próximo às aletas e bem mais grosseiros nas bordas do domínio, que neste caso está bem próximo do dissipador.

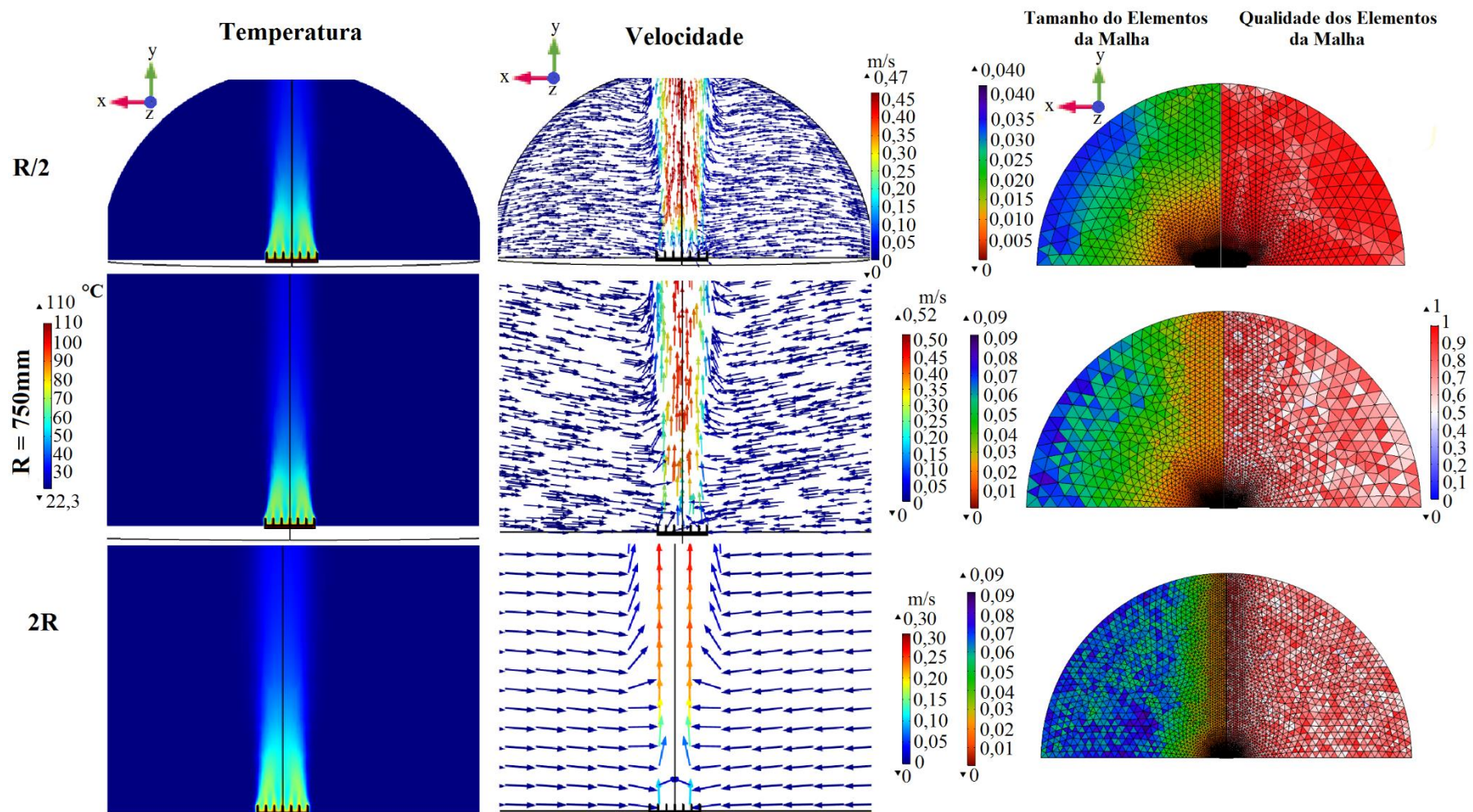
Já no outro extremo, onde tem-se 2R, os elementos têm muito espaço para se distribuir e isso causou uma diferença grande entre os menores e maiores elementos, pois foi necessário ocupar todo o domínio, que neste caso tem as paredes muito distantes do dissipador.

A finalidade deste teste de raio foi mostrar visualmente como se comportariam a temperatura, velocidade e qualidade dos elementos com a variação do tamanho da cúpula.

Assim sendo, escolheu-se trabalhar com um domínio que respeitasse a mesma proporção que Mehrtash e Tari (2013), que utilizou um domínio cerca de seis vezes maior que o comprimento e largura de seu dissipador. Porém para este trabalho, utilizando a proporção mostrada pela Fig. 3.12, o raio da cúpula utilizada é 7,5 vezes maior que o comprimento e largura do dissipador.

A fim de mostrar como a diferença dos raios afetam nos resultados, na Figura 3.13 apresentam-se algumas imagens tiradas do COMSOL[®], onde pode-se observar o campo de temperaturas e velocidades, além do tamanho e qualidade dos elementos das malhas utilizadas. Pode-se constatar que apesar das imagens serem muito parecidas entre si aquelas feitas pelo o caso com raio da cúpula de 750 mm foram as mais claras e compreensíveis. No caso onde tem-se 2R o entendimento do que acontece com o ar sobre o dissipador é de difícil compreensão pois há muita informação na figura e algumas informações podem passar despercebidas. Por exemplo a leve ondulação que o ar sofre, que é perceptível em R/2 e R, mas em 2R o ar parece estar fluindo em linha reta, sem as ondulações suaves presentes no movimento.

Figura 3.13 – Resultados do Campo de Temperaturas e Velocidade e qualidade e tamanho dos elementos das malhas para diferentes raios da cúpula.



Fonte: O próprio autor.

No caso onde utiliza-se $R/2$ tem-se uma clara visão sobre o que acontece próximo ao dissipador, porém as bordas da cúpula estão muito próximas do dissipador e caso seja necessário estudar o que acontece em um ponto mais distante do dissipador pode ser que ele não exista.

Na cúpula com raio de 750 mm uma boa distância entre o dissipador e a cúpula é obtida. Nesta cúpula é possível observar um ponto nas proximidades ou mais distante do dissipador sem que haja perda de informação ou que esta informação não seja confiável. Ainda há a questão do tempo de simulação, que é metade daquele empregado para terminar a simulação com a cúpula de maior raio, o que também teve grande peso na hora de se escolher o raio que foi usado neste trabalho.

3.8 Cálculo do Número de Nusselt e \bar{h} pelo COMSOL

Para calcular o número de Nusselt numérico determinasse primeiro o coeficiente de transferência de calor local e no COMSOL utilizam-se algumas funções internas para realizar esse cálculo e elas são apresentadas a seguir.

$$h_L = \frac{ht.ntflux}{T - ht.T_{amb}} \quad (3.19)$$

$$Nu_L = \frac{h_L}{k_L} \quad (3.20)$$

$$\bar{h} = \frac{intop1(h_L)}{intop1(1)} \quad (3.21)$$

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h} \cdot l}{\bar{k}} \quad (3.22)$$

O coeficiente de transferência de calor por convecção natural local, h_L , é a primeira variável calculada. O fluxo de calor que passa sobre a superfície através de ponto é calculado pela função $ht.ntflux$, esta função retorna o valor do fluxo que passa por um ponto pertencente a uma superfície. A temperatura nesse ponto T e a temperatura ambiente calculada pela função $ht.T_{amb}$, que retorna o valor atual da temperatura ambiente, calculada a cada instante pelo COMSOL. Após encontrar o h_L , começa o cálculo do número de Nusselt local, Nu_L , que nada mais é que o produto de h_L pela condutividade local do ar, k_L , que é calculada a cada instante pelo COMSOL e depende da temperatura em que o ar se encontra.

Para calcular as variáveis médias o COMSOL utiliza a função *intop1*, que nada mais é que a integral sobre a superfície onde ocorre a convecção natural. Para calcular o coeficiente de transferência de calor por convecção natural médio, \bar{h} , divide-se a integral de h_L na superfície considerada, *intop1*(h_L), pela área dessa superfície, *intop1*(1). O número de Nusselt médio, \overline{Nu} , o COMSOL faz o produto de \bar{h} pelo comprimento característico, l , e divide o resultado pela condutividade média do ar sobre a superfície.

4. MATERIAIS E MONTAGEM EXPERIMENTAL

Com o intuito de escolher o melhor material para os dissipadores e a melhor forma de confeccioná-los fez-se neste capítulo um estudo sobre os tipos de alumínio e o melhor processo de fabricação a ser utilizado. Uma detalhada explicação da montagem da bancada experimental utilizada nos testes e alguns testes feitos para a melhoria desta também são apresentados.

4.1 Processo de fabricação dos dissipadores

Para a confecção dos dissipadores, foram utilizadas barras de alumínio 6063-T5. Este material foi usado por seu peso e principalmente por sua alta condutividade térmica (GROOVER, 2007), o que é determinante na escolha de um dissipador. Outro fator importante foi sua afinidade com solda por descarga capacitiva, processo utilizado para fixar os termopares diretamente aos dissipadores.

O alumínio metálico é obtido pela redução eletrolítica da alumina (Al_2O_3) dissolvida em criolita líquida. O processo, chamado de Hall-Herolot foi desenvolvido em 1886 de maneira independente por Charles Hall (Estados Unidos) e Paul Heroult (França). As primeiras aplicações do alumínio foram objetos de decoração como molduras de espelhos, travessas e utensílios domésticos. Com o tempo, cresceu a diversidade das aplicações do alumínio, de maneira que, praticamente todos os aspectos da vida moderna são afetados diretamente ou indiretamente pelo seu uso. Recentemente os maiores mercados para as ligas de alumínio são:

- embalagens para alimentos e medicamentos: 34%;
- indústria automobilística e de transportes: 21%;
- construção civil (fachadas, pontes, torres, tanques de estocagem): 17%;
- cabos e componentes elétricos: 9%;
- bens duráveis: 8%;
- indústria de equipamentos e maquinaria: 7% e
- outros: 4%.

4.1.1 Principais características do alumínio

- Baixo peso. O alumínio apresenta massa específica de $2,7 \text{ g/cm}^3$, aproximadamente 1/3 da massa específica do aço;

- Excelente condutividade elétrica e térmica (de 50 a 60 % da condutividade do cobre), sendo vantajoso seu emprego em trocadores de calor, evaporadores, aquecedores, cilindros e radiadores automotivos;
- Resistente à corrosão atmosférica, corrosão em meio aquoso (inclusive água salgada), óleos, e diversos produtos solventes;
- Ductilidade elevada (estrutura CFC) permitindo conformação de componentes com elevadas taxas de deformação;
- Não é ferromagnético (característica importante para aplicações eletroeletrônicas);
- Não é tóxico e, portanto, é largamente empregado em embalagens;
- A resistência mecânica do alumínio puro é baixa (~90 MPa), entretanto, são empregados os seguintes mecanismos de endurecimento:
 - Endurecimento por solução sólida (ligas não tratáveis);
 - Endurecimento por dispersão de partículas (ligas não tratáveis);
 - Encruamento (ligas não tratáveis);
 - Endurecimento por dispersão de partículas coerentes ou sub-microscópicas (ligas tratáveis termicamente).
- A principal limitação do alumínio é a sua baixa temperatura de fusão (660 °C), o que, limita a temperatura de trabalho destas ligas.

4.1.2 Alumínio 6063-T5

Para a série 6xxx, o magnésio e o silício são os elementos de liga principais. A proporção de Mg e Si visa à formação da fase Mg_2Si , formando ligas tratáveis termicamente. As ligas da série 6xxx apresentam boa ductilidade, boas características de soldagem e de usinagem e boa resistência à corrosão. Aplicações:

- uso em arquitetura e decoração;
- quadros de bicicletas ;
- estruturas soldadas;
- dissipadores de calor.

Quando a liga de alumínio é tratada termicamente ela recebe a letra T em seu nome. Esse tratamento térmico é feito visando o aumento de sua resistência, sendo:

- T1 – produtos resfriados a partir da temperatura de conformação mecânica a quente e envelhecidos naturalmente para uma condição de propriedades mecânicas estáveis.

- T2 – produtos resfriados a partir da temperatura de conformação mecânica a quente, encruados e envelhecidos naturalmente para uma condição de propriedades mecânicas estáveis.
- T3 – produtos solubilizados, encruados e envelhecidos naturalmente para uma condição de propriedades mecânicas estáveis.
- T4 – produtos solubilizados e envelhecidos naturalmente para uma condição de propriedades mecânicas estáveis.
- T5 – produtos resfriados a partir da temperatura de conformação mecânica a quente e envelhecidos artificialmente.
- T6 – produtos solubilizados e envelhecidos artificialmente.
- T7 – produtos solubilizados e superenvelhecidos ou estabilizados.
- T8 – produtos solubilizados, encruados e envelhecidos artificialmente.
- T9 – produtos solubilizados, envelhecidos artificialmente e encruados.
- T10 – produtos resfriados a partir da temperatura de conformação mecânica a quente, encruados artificialmente.

O envelhecimento tem como objetivo a precipitação controlada da fase endurecedora na matriz previamente solubilizada. A temperatura e o tempo de envelhecimento determinam a mobilidade dos átomos de Cu dentro da matriz de Al, que tendem a formar a fase ω , que é a fase formada pelos grãos de Cu não solubilizados na matriz de Al.

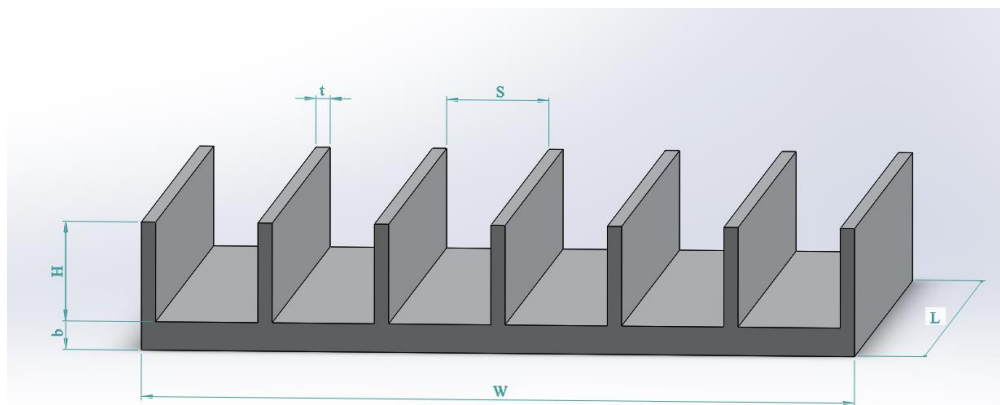
O envelhecimento é realizado em temperaturas de até 280 °C nas ligas de alumínio tratáveis, dentro do campo $\psi + \omega$ (que a esta temperatura apresenta uma fina dispersão de precipitados, fase ω , na matriz de Al) por um intervalo de tempo precisamente determinado. A combinação temperatura e tempo de envelhecimento determinam as características da dispersão da fase ω . Para uma determinada temperatura existe um tempo “ótimo” em que a dispersão de precipitados é, na maior parte, coerente provocando o endurecimento máximo da liga.

4.1.3 Usinagem dos dissipadores

Sabe-se que os parâmetros geométricos dos dissipadores influenciam de forma significativa a transferência de calor por convecção que acontece neles e seu desempenho. Assim sendo foram desenvolvidos vários dissipadores variando suas principais grandezas geométricas de forma proporcional e qualitativa a fim de verificar qual delas teria maior influência na retirada de calor.

Para isso desenvolveu-se uma análise dos fatores geométricos utilizando diferentes combinações entre a altura da aleta H , espessura da aleta t , passo entre as aletas S e o número de aletas n (Fig. 4.1). Ressalta-se que o comprimento L e largura W dos dissipadores respeitaram as dimensões dos aquecedores utilizados nos experimentos, sendo estes com tamanhos de 100 mm x 100 mm. Assim tem-se um arranjo com seis grandezas, sendo duas delas fixas (L e W), uma dependente de W e S (n) e duas grandezas livres (H , t). Para um estudo sobre a forma que esses parâmetros influenciam no \bar{h} resolveu-se adotar três níveis de variação de H , três de S e dois de t a fim de analisar como se comportaria o \bar{h} ao aumentar e diminuir estas. Logo, 12 dissipadores ensaiados respeitaram essa metodologia. A estes dissipadores adicionou-se mais 4 dissipadores com base de 50 mm x 50 mm e um dissipador de base de 75 mm x 75 mm. Estes 5 dissipadores também seguiram o mesmo processo de desenvolvimento e de fabricação. Por último, um microdissipador com base de 10 mm x 10 mm também foi projetado, porém utilizou-se o processo de microusinagem para produzi-lo. Todos estes 18 dissipadores têm seus parâmetros geométricos variando entre si conforme a Tabela 4.1 e especificados na Figura 4.1.

Figura 4.1 - Parâmetros geométricos do dissipador.



Fonte: O próprio autor.

Depois de determinar as dimensões a serem utilizadas no projeto dos dissipadores, estes foram modelados no pacote computacional SolidWorks®. Com os desenhos dos dissipadores, partiu-se para a produção dos dissipadores. Após escolher e adquirir o material dos dissipadores a próxima etapa foi a confecção destes. Para a confecção escolheu-se o processo de usinagem, fresamento, pois ele garante que as aletas sejam planas e retangulares. Os dissipadores foram usinados a partir de um bloco inteiro de alumínio 6063-T5 com condutividade térmica igual a 209 W/mK, valor retirado do site www.matweb.com. Para uma usinagem com menos complicações e melhor acabamento, essencial para este trabalho, seguiu-se alguns cuidados.

Tabela 4.1 - Dimensões dos dissipadores.

	S [mm]	t [mm]	H [mm]	L [mm]	W [mm]	b [mm]	n	A _{ct} [m ²]
Dissipador	Passo da aleta	Espessura da aleta	Altura da aleta	Comprimento da base	Largura da base	Espessura da base	Número de aletas	Área total de convecção
D1	14,35	2,00	14,00	100,00	100,10	4,00	7	0,0300
D2	5,55	2,00	14,00	100,00	100,15	4,00	14	0,0500
D3	14,35	2,00	20,00	100,00	100,10	4,00	7	0,0386
D4	5,55	2,00	20,00	100,00	100,15	4,00	14	0,0671
D5	14,35	2,00	7,00	100,00	100,10	4,00	7	0,0200
D6	5,55	2,00	7,00	100,00	100,15	4,00	14	0,0300
D7	12,00	4,00	7,00	100,00	100,00	4,00	7	0,0202
D8	3,15	2,00	7,00	100,00	99,85	4,00	20	0,0385
D9	3,15	2,00	20,00	100,00	99,85	4,00	20	0,0916
D10	12,00	4,00	20,00	100,00	99,85	4,00	7	0,0391
D11	3,15	2,00	14,00	100,00	99,85	4,00	20	0,0671
D12	12,00	4,00	14,00	100,00	99,85	4,00	7	0,0304
D13	8,40	2,00	13,30	76,00	76,10	4,00	8	0,0224
D14	14,35	2,00	7,00	50,00	51,05	4,00	4	0,0055
D15	14,35	2,00	20,00	50,00	51,05	4,00	4	0,0109
D16	5,55	2,00	7,00	50,00	47,30	4,00	7	0,0075
D17	5,55	2,00	20,00	50,00	47,30	4,00	7	0,0169
D18	1,50	0,80	4,00	10,00	10,20	2,00	5	0,00053

Fonte: O próprio autor.

Como o alumínio é um material de baixa usinabilidade, utilizou-se uma rotação bastante alta para evitar seu emplastramento na ferramenta de corte, o que se ocorrer pode ocasionar a quebra da ferramenta ou da própria peça.

Para os diferentes passos entre as aletas também se utilizou diferentes rotações, visto que quanto menor o passo entre as aletas menor o diâmetro da fresa e assim precisa-se de uma maior rotação, o que garantiu uma maior estabilidade da ferramenta durante o processo.

Durante todo o processo de fresagem utilizou-se fluido de corte a fim de lubrificar e resfriar a ferramenta e diminuir a formação de emplastro. Seguindo esses cuidados a usinagem não encontrou grandes problemas, contando sempre com a experiência do operador da fresa.

Outra forma de fabricação de dissipadores é a fundição, porém neste processo, as aletas não podem ter um formato retangular uniforme devido à dificuldade de desenformar o dissipador do molde após a solidificação deste. Neste processo para facilitar no momento de desenformar, deve-se utilizar ângulos na forma fundida o que pode ocasionar variações em sua

forma e em suas pontas, o que deixaria os dissipadores não mais com seção reta constante. Desta forma não foi utilizada a fundição no presente trabalho.

4.2 Montagem da bancada experimental

4.2.1 Detalhamento da montagem dos dissipadores

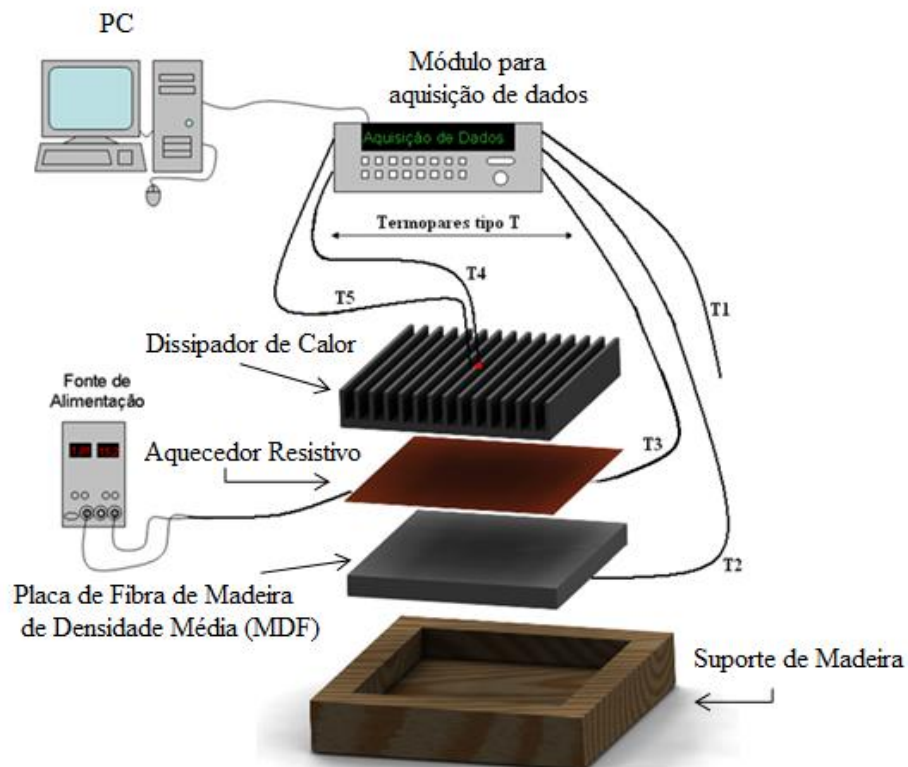
Uma bancada experimental foi desenvolvida para que os testes experimentais sofressem o mínimo possível de convecção de outro tipo que não a natural e após anos de aprendizado e aperfeiçoamento, as bancadas experimentais alcançaram tal objetivo. Pequenos detalhes como o posicionamento dos termopares, o cuidado para que seus fios não se tocassem onde não há isolamento elétrico podem prevenir um erro na leitura da temperatura. A utilização correta da descarga capacitiva para soldar o termopar no dissipador utilizando e a utilização da descarga direta ou reversa dependendo do caso podem influenciar nas medições. A manutenção dos aquecedores de Kapton e a utilização de fita de teflon para encapar os parafusos que servem de grampo e suporte nas montagem para evitar que aconteça o efeito aleta nestes parafuso, também são exemplos de cuidados que foram tomados em cada um dos testes experimentais e adquiridos com a experiência no trabalho executado.

O aparato experimental mostrado na Fig. 4.2 consiste em um suporte de madeira sobre o qual é colocado uma placa de MDF, que serve como isolante, um aquecedor resistivo e um dissipador de alumínio. Esta montagem reduz as perdas de calor através da superfície inferior do aquecedor, mas não oferece restrições ao fluxo de ar ao redor das aletas das extremidades do dissipador. As paredes laterais da base do dissipador foram isoladas com lã de vidro e uma placa de fibra de madeira de densidade média, MDF (assim denominado comercialmente) foi colocada abaixo do aquecedor a fim de fazer com que a maior parte do fluxo de calor se direcione para o dissipador. Este material resiste a temperaturas maiores que 100 °C, evita a flambagem do aquecedor e o mantém em contato com o dissipador. Para evitar que haja uma fina camada de ar entre a amostra e o aquecedor, o dissipador é fixado sobre o aquecedor por meio de grampos que aplicam certa pressão sobre o conjunto, reduzindo assim o ar entre o aquecedor e o dissipador. Nesta montagem não é usada pasta térmica, logo a pressão fornecida pelos grampos é a única responsável pela diminuição da resistência de contato e se mostrou mais eficiente que usar uma pasta térmica. Isto pode ser afirmado devido a trabalhos realizados anteriormente no LabTC, como em Naia, Lima E Silva e Lima E Silva (2008) e Silva *et al.* (2012). Um aquecedor utilizado é constituído de uma resistência elétrica, de espessura muito pequena com dimensões de 100x100x0,40 mm³, comparável à de uma folha de papel, que

suporta temperaturas de até 150°C. Este aquecedor resistivo foi ligado a uma fonte de alimentação Instrutemp ST-305D-II com indicação digital de corrente e tensão. Aquecedores com dimensões diferentes foram utilizados, respeitando as dimensões das bases de cada dissipador ensaiado, logo 4 aquecedores com diferentes dimensões foram utilizados.

No dissipador de alumínio com aletas planas retangulares, ilustrado na Fig 4.2, foram soldados por descarga capacitiva, 2 termopares, T_4 e T_5 , posicionados na parte central da placa, sendo o T_4 na ponta da aleta e T_5 na base do dissipador. A fixação dos termopares por descarga capacitiva foi utilizada pelo fato de reduzir a resistência térmica entre a placa e os termopares (ANSELMO, 2016). Outros 3 termopares foram utilizados na montagem, o termopar T_2 que se localiza no centro abaixo do isolamento de MDF, o termopar T_3 inserido dentro do aquecedor resistivo com a junta soldada posicionada no centro do aquecedor, usados para verificar a potência que é perdida por condução através do MDF e o termopar T_1 usado para medir a temperatura ambiente. Ressalta-se que diferente de Silva *et al.* (2012), que usaram o termopar T_3 entre o aquecedor e a base do dissipador, neste trabalho o termopar T_3 está inserido dentro do aquecedor resistivo. Os termopares utilizados neste trabalho foram do tipo T 30AWG salvo aqueles que estão no interior dos aquecedores que são também do tipo T, porém da série 40AWG que possuem um menor diâmetro.

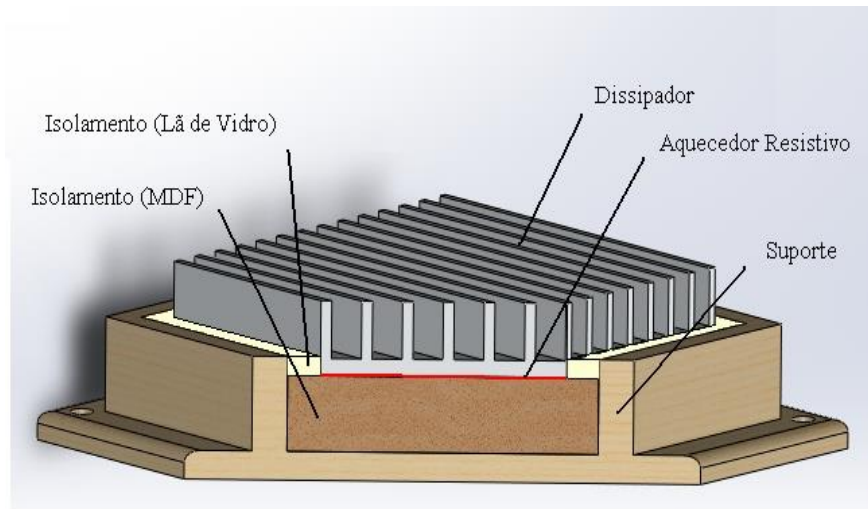
Figura 4.2 - Esquema da montagem da bancada experimental.



Fonte: O próprio autor

Na Figura 4.3 pode-se observar como fica a montagem através de uma vista em corte.

Figura 4.3 - Vista em detalhe da montagem do dissipador.

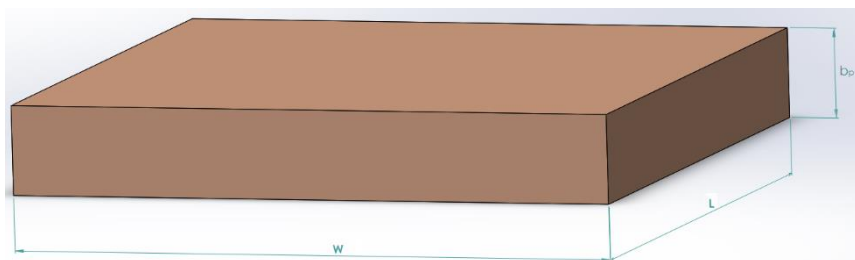


Fonte: O próprio autor.

Verifica-se que a lateral da base do dissipador fica isolada pela lã de vidro, pois o intuito é fazer com que todo o calor fornecido pelo aquecedor seja transferido para o ambiente pelas aletas.

A placa de MDF utilizada para isolar a base do dissipador, possui uma condutividade térmica de 0,14 W/mK (LIENHARD IV e LIENHARD V, 2006), é demonstrada na Figura 4.4 e seus valores na Tabela 4.2. A partir de sua espessura, b_p , calcula-se o calor perdido por condução para o isolamento e esta parcela é retirada do calor total fornecido pelo aquecedor, restando apenas o calor que é fornecido para a base do dissipador. Este resultado ainda é dividido entre a convecção e a radiação.

Figura 4.4 - Parâmetros geométricos da placa de MDF.



Fonte: O próprio autor

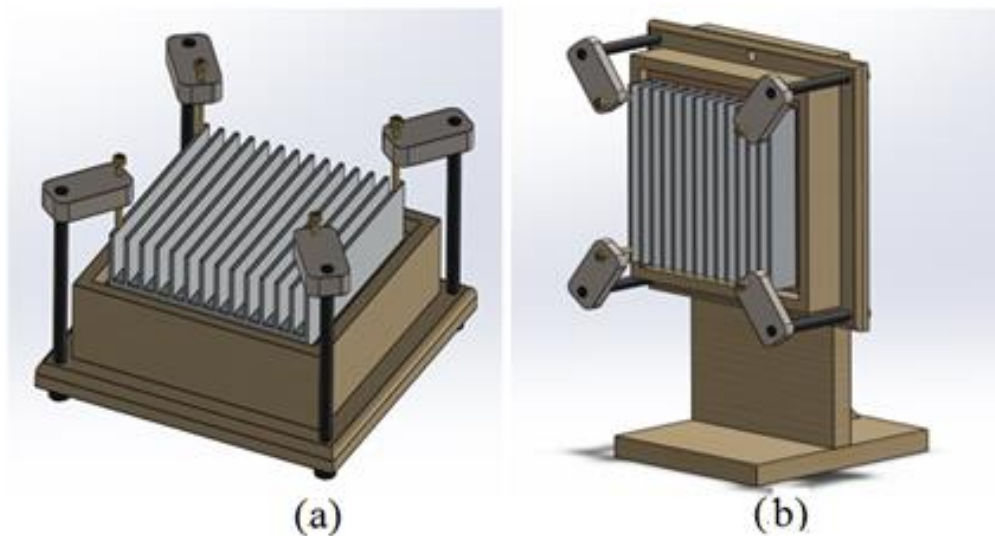
Tabela 4.2 - Dimensões das placas de MDF.

Comprimento	Valor médio para placa de MDF 1 [mm]	Valor médio para placa de MDF 2 [mm]
L	100,17	110,00
W	99,97	111,02
b_p	15,00	18,40

Fonte: O próprio autor

As exemplificações das montagens do dissipador com a base na horizontal e aletas na vertical e com base na vertical e aletas também na vertical (conforme indicado na Figura 2.1) são apresentadas nas Figs. 4.5a e 4.5b, respectivamente. Nelas observam-se os grampos que empregam certa pressão sobre o conjunto dissipador, aquecedor, isolante de MDF, a fim de minimizar a resistência de contato tanto quanto possível (SILVA, LIMA E SILVA e LIMA E SILVA, 2014).

Figura 4.5 - Montagem do dissipador na a) horizontal e b) vertical.



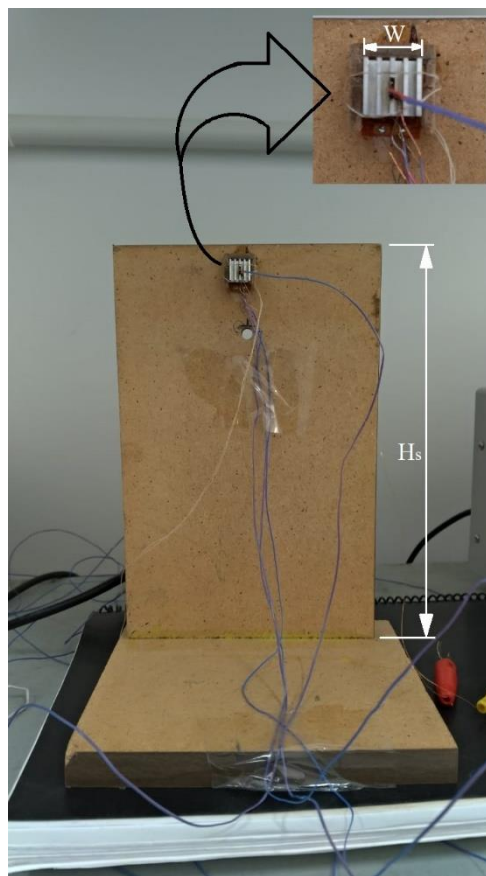
Fonte: O próprio autor

O procedimento experimental foi realizado através do aquecimento do dissipador a uma determinada temperatura numa faixa de 20 °C a 100 °C até que o regime permanente fosse atingido. Durante todo o experimento os valores das temperaturas de T_1 a T_5 foram medidos em intervalos de 1 segundo, num total de aproximadamente 5000 pontos (cerca de uma hora e trinta minutos), porém se após esse tempo o regime permanente de temperatura do dissipador ainda não tiver sido atingido a temperatura começa a ser verificada a cada 10 minutos, até que o regime permanente seja atingido e então os dados são coletados. Somente os últimos 50 pontos após a placa atingir o regime permanente foram utilizados para se obter a média das temperaturas envolvidas na análise e consequentemente, o valor do coeficiente \bar{h} .

A potência utilizada no ensaio foi obtida a partir dos valores de tensão e corrente fornecidos pela fonte de alimentação para o aquecedor. Durante o ensaio a temperatura ambiente da sala foi controlada através de um aparelho de ar condicionado. Para evitar o fluxo de ar sobre o dissipador durante os ensaios uma parede foi improvisada em torno da área onde o experimento acontecia.

O mesmo procedimento foi utilizado para uma rodada experimental utilizando um microdissipador, o D18. Devido suas dimensões, foi muito mais complicado realizar as soldas por descargas capacitivas dos termopares na ponta e na base da aleta. Na Figura 4.6 mostra-se como ficou a montagem experimental do dissipador D18. Para fixar o dissipador e aplicar a pressão necessária sobre ele e o aquecedor utilizou-se linhas de algodão, dessas usadas para costura. Foi feito um rebaixo na base isolante de MDF para que ela servisse de um suporte para o D18, diminuindo assim o número de peças da montagem. Essa base foi colada no suporte de madeira, possibilitando assim a montagem na vertical e na horizontal apenas movimentando o suporte. Pode-se ver as dimensões $W = 10,2\text{mm}$ e $H_s = 205\text{mm}$ indicadas na Fig. 4.6

Figura 4.6 - Montagem do microdissipador D18 na vertical.



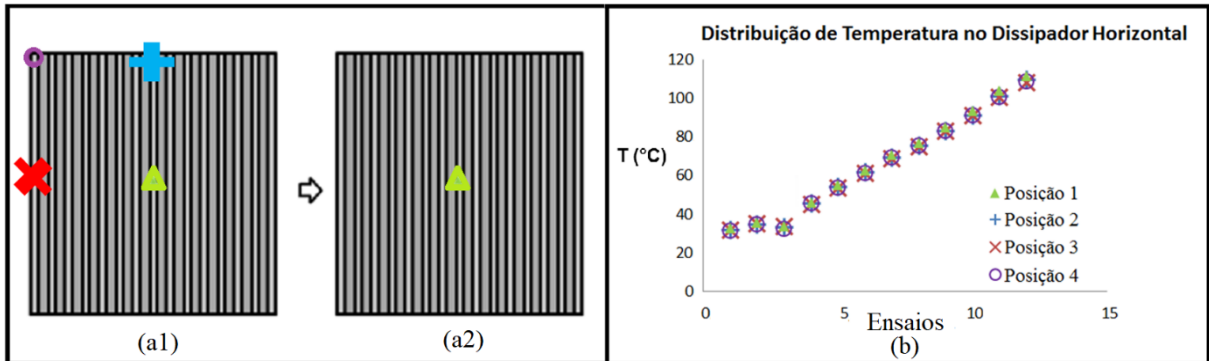
Fonte: O próprio autor

4.2.2 Posicionamento dos termopares

Testes foram realizados com termopares soldados nas pontas das aletas em diferentes posições a fim de observar a uniformidade das temperaturas ao longo do dissipador. Na Figura 4.7(a1) é mostrado o posicionamento dos termopares para o teste efetuado com o dissipador posicionado horizontalmente, e observou-se que as temperaturas foram aproximadamente as mesmas, para cada ensaio, na Fig. 4.7(b). Assim, os resultados obtidos nestes ensaios indicaram

que o aquecimento era uniforme e que o gradiente de temperatura entre essas posições poderia ser desprezado. Portanto, utilizou-se apenas a posição central do dissipador para fazer a medição das temperaturas, como mostrado nas Figuras 4.7(a2).

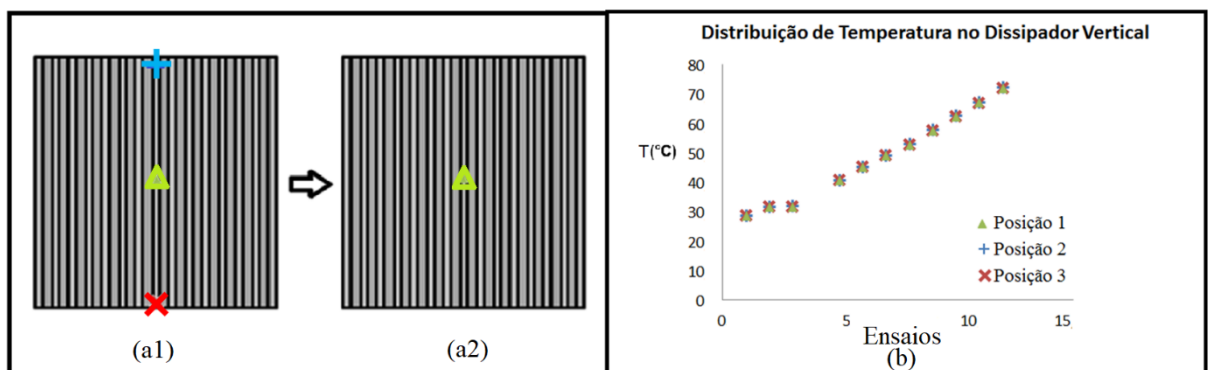
Figura 4.7 - (a1) Posicionamento dos termopares para o teste de uniformidade da temperatura na horizontal, (a2) posicionamento utilizado nos demais testes, (b) distribuição de temperaturas no dissipador em cada posição.



Fonte: O próprio autor.

O mesmo teste também foi realizado em um ensaio experimental onde o dissipador de calor foi posicionada com base e aletas na vertical, Fig. 4.8(a1) e 4.8(a2). Neste teste também se obteve uma indicação de que as temperaturas no dissipador eram uniformes, como mostrado na Fig. 4.8(b).

Figura 4.8 - (a1) Posicionamento dos termopares para o teste de uniformidade da temperatura na vertical, (a2) posicionamento utilizado nos demais testes, (b) distribuição de temperaturas no dissipador em cada posição.

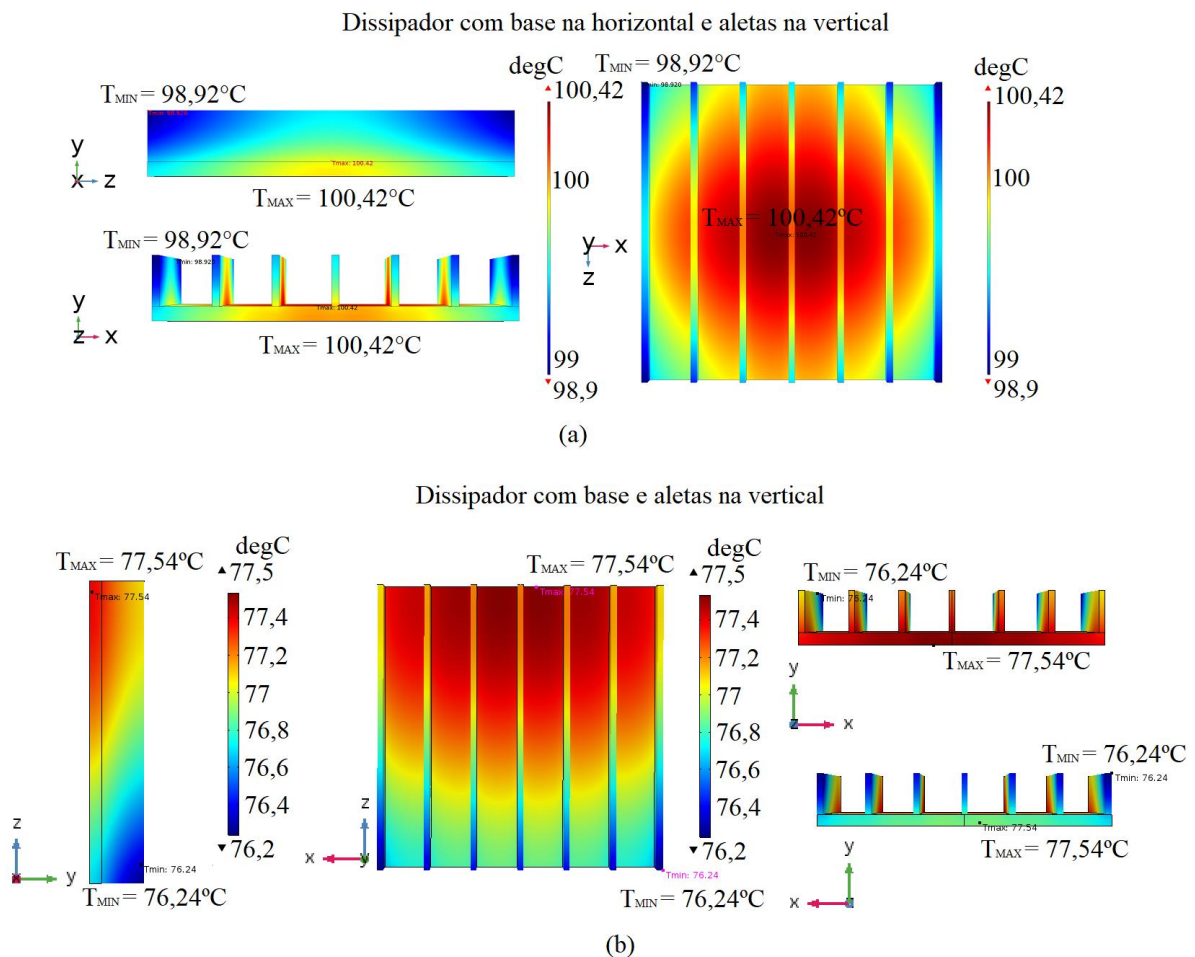


Fonte: O próprio autor.

Foi utilizado o programa COMSOL[®] para obter imagens que mostram o campo de temperaturas no dissipador de calor em algumas de suas vistas. Na Figura 4.9 observa-se que a variação da temperatura é pequena entre o centro e a ponta, ou seja, o mesmo comportamento que é apresentado na Fig. 4.7 e Fig. 4.8. Pode-se ver que, segundo a simulação, a diferença entre a máxima e a mínima temperatura sobre o dissipador não ultrapassa 1 K, não importando

se o dissipador está posicionado com base na horizontal com aletas na vertical ou com base na vertical com aletas na vertical. Esta diferença está entre os pontos onde os testes experimentais, para verificar a distribuição de temperaturas, foi realizado. Assim, tanto os testes experimentais quanto a simulação computacional mostraram que o gradiente de temperatura no dissipador de calor é muito pequeno e pode ser desprezado, apoiando assim a hipótese de que o dissipador de calor está com uma temperatura uniforme nas duas posições ensaiadas. É importante reforçar que isto acontece após o ponto de controle de temperatura atingirem uma temperatura estática por mais de 5 minutos, ou seja, a diferença entre as temperaturas atual e uma coletada 5 minutos antes é menor que $0,5^{\circ}\text{C}$.

Figura 4.9 – Distribuição de temperatura obtidas pelo COMSOL (a) Com o dissipador posicionado com base na horizontal e aletas na vertical, (b) com o dissipador posicionado com base e aletas na vertical.



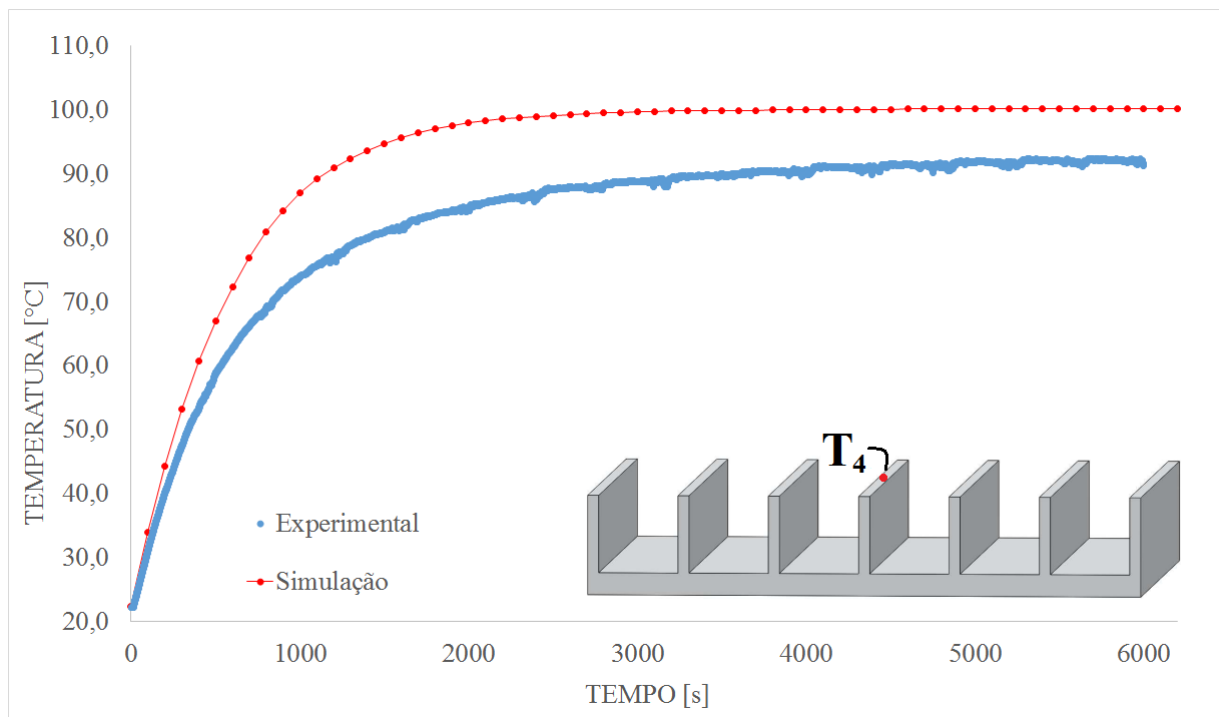
Fonte: O próprio autor.

5. RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos numericamente, usando o programa COMSOL[®], para 18 dissipadores com diferentes parâmetros geométricos. Apresentam-se também comparações entre as temperaturas, coeficiente de transferência de calor por convecção e número de Nusselt calculados numericamente com os resultados experimentais e valores da literatura. Finalmente são mostrados os campos de temperatura, campos de velocidade e vorticidade e campos do número de Nusselt sobre o dissipador, onde pode-se observar a dinâmica do escoamento e a distribuição de temperatura ao redor do dissipador.

Apresenta-se na Fig. 5.1 uma comparação entre as temperaturas experimental e numérica ao longo do tempo para o ponto localizado na ponta da aleta, T_4 , do dissipador D1 para a condição de fluxo de calor por convecção de 19778 W/m^2 . Observa-se que tanto os dados experimentais como os numéricos apresentam o mesmo comportamento, onde se observa a rampa de aquecimento, no regime transiente de temperatura até aproximadamente 3000 segundos. A temperatura atinge o valor máximo de $100,08 \text{ °C}$ na simulação numérica, enquanto o valor máximo medido foi de $92,46 \text{ °C}$, quando em ambos os casos a temperatura na ponta da aleta fica praticamente constante.

Figura 5.1 – Evolução temporal da temperatura T_4 em um experimento e em uma simulação de D1.



Fonte: O próprio autor.

Na Tabela 5.1 são mostrados os resultados obtidos para as temperaturas numéricas e experimentais na base e na ponta da aleta, no ponto mais central do dissipador (Fig. 4.2). Além disso, apresentam-se comparações dos resultados numéricos e experimentais para o \bar{h} e o número de Nusselt. Esses dados são referentes aos ensaios e simulações dos dissipadores com base e aletas na posição vertical (ver Fig. 1.1).

Tabela 5.1 – Resultados para os Dissipadores na Vertical.

Dissipador	Tempo	q_{Conv} [W/m ²]	T4 _{exp} [°C]	T4 _{sim} [°C]	T5 _{exp} [°C]	T5 _{sim} [°C]	Nu _{exp}	Nu _{sim}	h _{exp} [W/m ² °C]	h _{sim} [W/m ² °C]
D1	18h3min3s	1070,30	61,06	77,02	64,45	77,31	28,55	21,35	7,84	6,43
D2	65h54min59s	1228,70	65,09	79,29	68,29	79,48	18,01	14,16	4,98	2,85
D3	8h23min33s	1469,67	56,92	78,36	65,22	78,93	30,58	22,20	8,36	6,71
D4	5h27min58s	1440,56	57,17	76,84	61,33	77,15	16,44	13,99	4,51	4,21
D5	6h15min10s	990,96	70,34	97,71	74,23	97,84	27,07	20,77	7,54	6,57
D6	10h5min48s	734,19	61,80	81,14	64,76	81,21	20,89	14,56	5,76	4,43
D7	2h32min34s	404,55	69,36	56,90	70,00	56,94	12,74	18,46	3,52	5,28
D8	6h22min44s	859,78	62,25	97,13	63,10	97,18	18,49	9,63	5,09	3,04
D9	9h8min40s	1163,28	60,27	79,93	62,37	80,08	11,22	6,79	3,09	2,06
D10	8h11min58s	774,91	68,66	58,61	69,57	58,78	14,34	19,67	3,97	5,65
D11	2h54min7s	1058,48	61,73	90,70	64,07	90,80	14,32	7,59	3,96	2,36
D12	4h3min29s	471,52	60,09	54,68	61,29	54,75	14,00	18,28	3,85	5,20
D13	1h17min32s	934,00	54,04	63,11	56,29	63,29	9,63	20,64	7,37	6,00
D14	3h23min36s	1106,87	57,75	89,15	59,61	89,29	24,88	24,88	13,77	7,72
D15	28h31min43s	1400,00	45,94	65,09	46,57	65,59	24,31	11,05	13,34	7,51
D16	4h1min55s	1364,80	53,54	89,43	54,64	89,18	24,01	15,19	13,41	4,71
D17	27h23min4s	1390,80	42,38	56,60	43,25	56,94	15,90	17,39	9,07	4,96
D18	23h50min7s	1500,00	75,45	73,52	75,49	73,57	5,95	2,06	17,84	6,16

Fonte: O próprio autor.

Alguns resultados das simulações ficaram bem diferentes dos resultados experimentais e isso acontece por algumas razões:

- Nas simulações considera-se as condições de contorno em áreas exatas, que são aproximadas das áreas reais onde realmente ocorre tal fenômeno. Por exemplo, nas áreas laterais da base do dissipador é colocada lã de vidro, para agir como isolamento, porém pode haver um pequeno fluxo de calor nesta região pois a lã de vidro pode deixar pequenas áreas descobertas. Já nas simulações numéricas esta área é perfeitamente isolada;
- Optou-se por não incluir os efeitos da radiação no estudo numérico, para minimizar o tempo de simulação. Porém, a parcela do calor perdido por radiação ainda é considerada e é descontada do fluxo de calor que é aplicado ao dissipador;

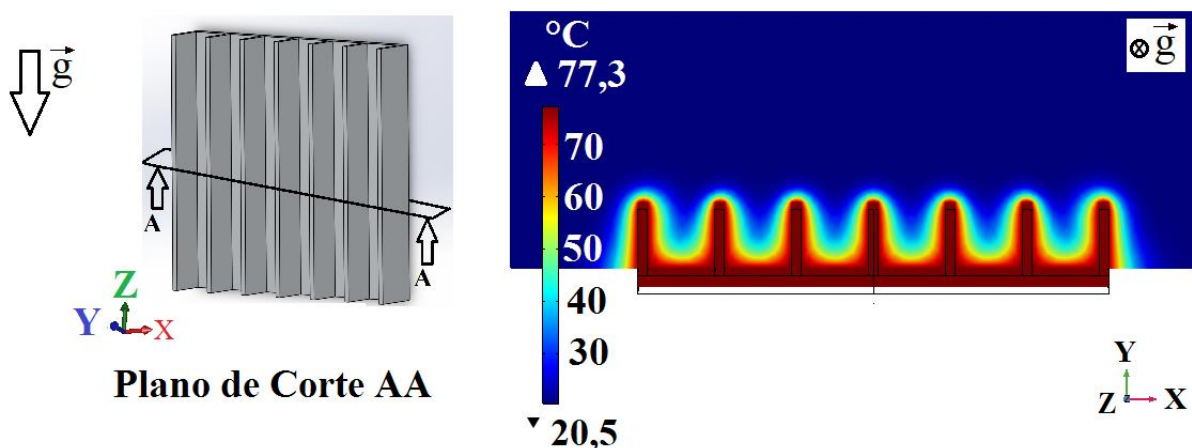
- Erros sistemáticos e aleatórios podem ter ocorrido desde os valores coletados na fonte de alimentação até o valor utilizado para o fluxo de calor que aquece os dissipadores quando inseridos nas simulações;
- Por último, é importante lembrar que o procedimento para gerar as malhas foi realizado para os dissipadores D1 e D2. Para os outros dissipadores foi replicada a mesma malha, e isto pode ter influenciado nos resultados uma vez que as malhas utilizadas nos outros dissipadores pode não ter sido a mais indicada principalmente por conta da diferença entre os dissipadores.

Através dos resultados numéricos pode-se ter acesso a uma série de informações que são de difícil obtenção através de testes experimentais, como as linhas de corrente do escoamento de ar que se forma ao redor do dissipador de calor e o campo de temperaturas, tanto ao redor como no próprio dissipador de calor.

A fim de ilustrar a distribuição de temperatura no domínio e dissipador de calor, a dinâmica do escoamento em torno dos dissipadores e o número de Nusselt escolheu-se o Dissipador D1 simulado com fluxo de calor aplicado em sua base de $1070,30 \text{ W/m}^2$. Todas as imagens mostradas a seguir foram obtidas no final do tempo da simulação, ou seja, quando a temperatura do dissipador se tornou constante, com uma diferença de temperatura menor que $0,5^\circ\text{C}$ medida com uma diferença de 5 minutos entre as medidas.

Na Figura 5.2 é mostrada a distribuição de temperaturas no dissipador D1, onde observa-se o dissipador visto na mesma direção que o ar flui entre as aletas, que também é a mesma direção de ação da força da gravidade, ou seja $g_z = -g$.

Figura 5.2 – Vista do Plano de Corte AA e campo de temperaturas de D1 na vertical,.



Fonte: O próprio Autor.

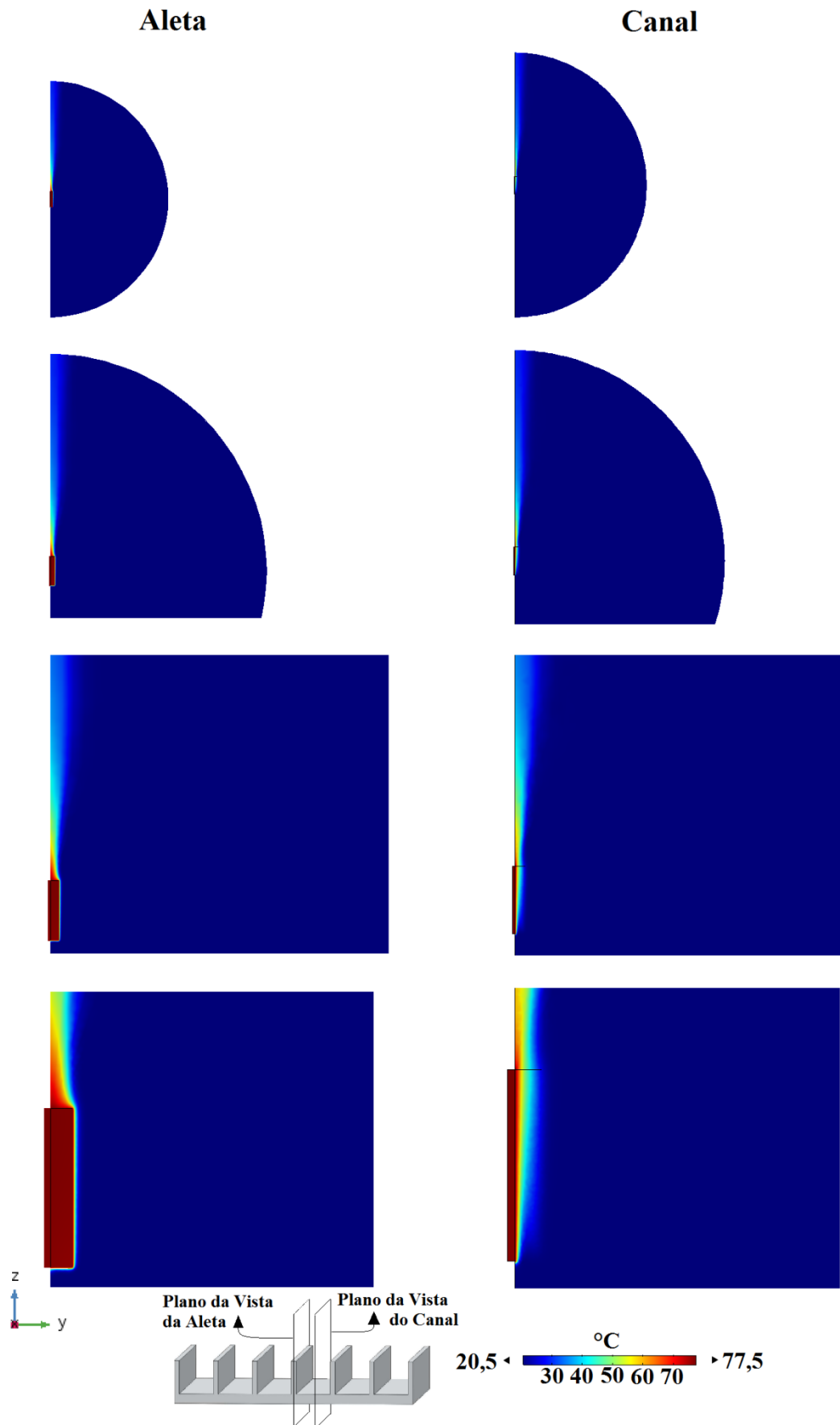
É possível perceber que nas proximidades das paredes e da base das aletas o ar tem maior temperatura e isto causa esse formato de “U” no campo térmico, assim em cada canal que compõe o dissipador de calor é possível ver esse formato. Também é observado que o dissipador de calor tem uma distribuição de calor praticamente uniforme, porém isso ficará mais evidente nas próximas imagens.

A seguir na Figura 5.3, mostra-se uma sequência de imagens do dissipador D1 visto lateralmente em dois cortes. O primeiro corte, das imagens à esquerda, é feito sobre a aleta do dissipador. As imagens se aproximam do dissipador a cada imagem, sendo a imagem mais próxima do dissipador aquela que está mais abaixo na Figura 5.3. Nesta sequência de imagens em corte pode-se ver que na aleta a temperatura praticamente não se altera, porém na saída do canal, na parte superior do dissipador, é onde se tem uma variação de temperatura significativa. Ao traçar uma linha de temperatura constante, pode-se dizer que ela se inicia na ponta da aleta e segue em direção à parede. Essa forma de pluma de temperatura é bastante comum em casos de convecção natural como este. Uma vez que o ar quente está ascendendo e o restante do domínio está a uma temperatura bem menor não há uma mistura rápida entre o ar quente e o ar frio, assim a camada de ar mais frio que acaba agindo como isolante térmico e empurra o ar quente contra a parede.

No corte da direita, onde mostra-se o que acontece com o ar dentro do canal, pode-se observar o aquecimento do ar que passa pelo canal, entre as aletas. O ar é aquecido conforme sobe pelo dissipador, assim nas proximidades das paredes o ar entra por baixo mais frio e se aquece conforme sobe por entre as aletas, por ação do empuxo. Um fato interessante é como a pluma que se inicia praticamente encostando na base do dissipador vai se tornando mais espessa e é muito mais visível na saída do dissipador. Após sair do canal, entre as aletas do dissipador, o ar já começa a se resfriar novamente e essa pluma rapidamente desaparece.

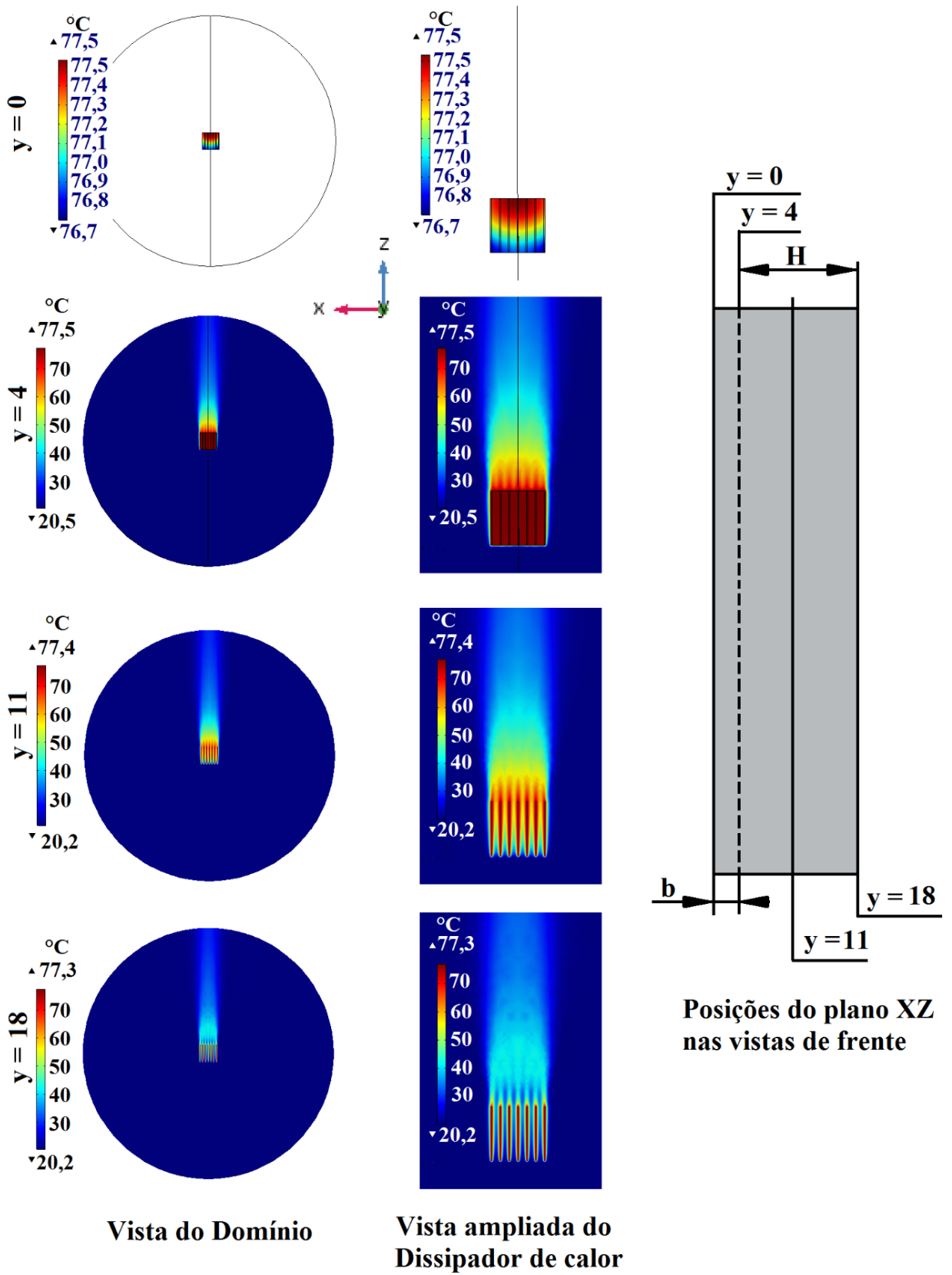
Na Figura 5.4 por uma vista frontal o campo de temperaturas é mostrado.

Figura 5.3 – Campo de temperaturas de D1 visto lateralmente.



Fonte: O próprio autor.

Figura 5.4 – Campo de temperaturas da Montagem com D1, vista de frente e em diferentes posições de y .



Fonte: O próprio autor.

Observando de frente a montagem vertical utilizada tem-se uma perspectiva sobre como a diferença de temperatura que se propaga nesse experimento. Em $y = 0$ mm é mostrado a base do dissipador, onde ocorre o aquecimento. Apesar de ela possuir cores bastante diferentes, ao se observar a escala de temperatura, pode-se ver que a diferença entre o ponto mais quente e o ponto mais frio é de apenas $0,8$ °C, assim vê-se que o dissipador está com uma temperatura praticamente uniforme.

Conforme y aumenta a imagem fica mais perto da ponta das aletas, e assim cada vez mais é visto uma temperatura menor para o ar que passa entre os canais. Em $y = 4$ mm, a temperatura mostrada é a da base das aletas, por isso está com uma temperatura tão elevada.

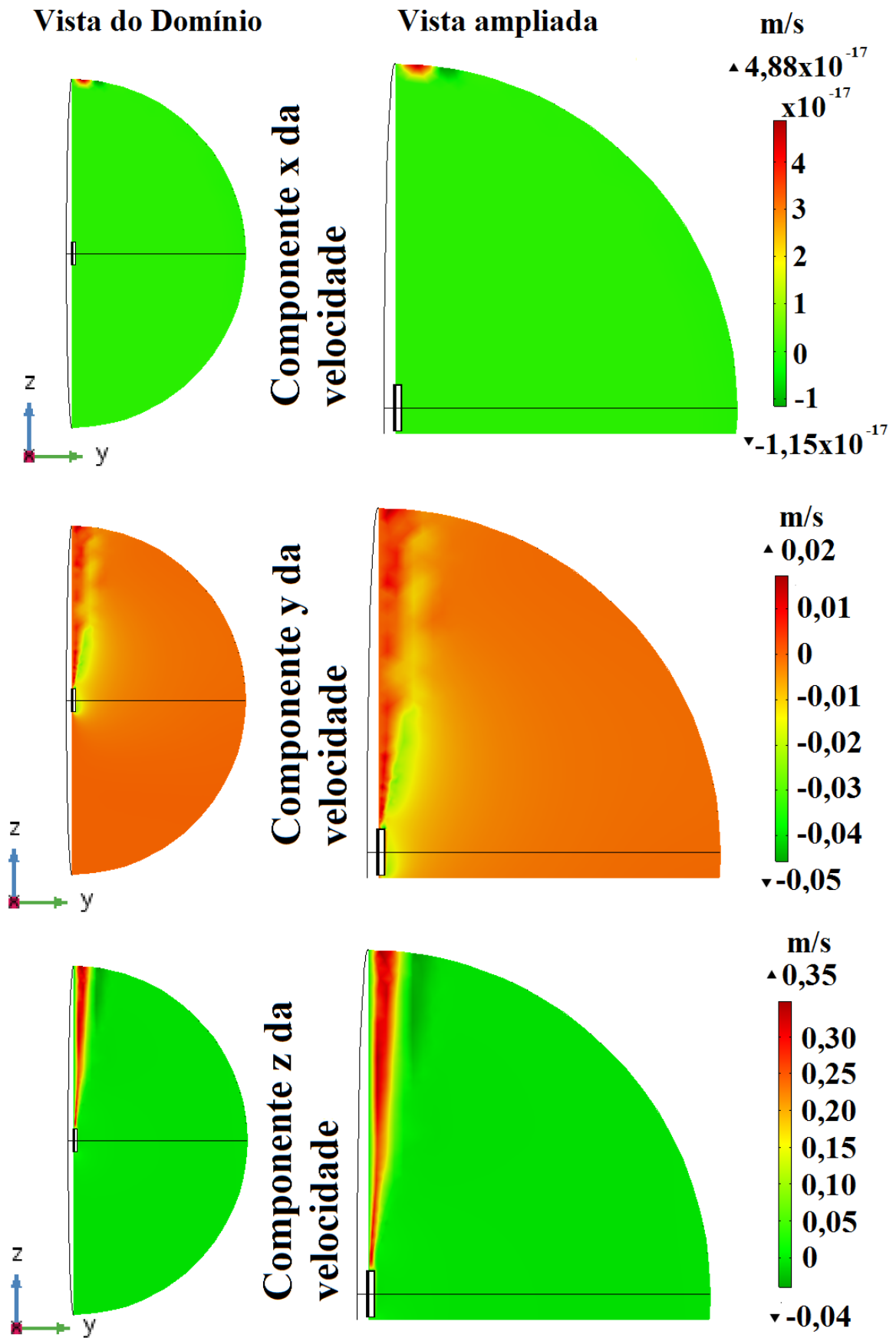
Para analisar o campo de velocidades deve-se ter em mente que as velocidades atingidas nesse experimento são muito baixas, assim mesmo que as imagens sejam bastante coloridas não há uma grande variação absoluta na velocidade do ar em torno do dissipador de calor.

Na Figura 5.5 apresenta-se um conjunto de imagens mostrando como cada componente da velocidade se comporta no plano que passa pelo centro do dissipador de calor.

Pode-se concluir que praticamente não há movimentação do ar na direção x , perpendicular às aletas, uma vez que pelo gráfico vê-se que essa velocidade varia em uma grandeza que é multiplicada por 10^{-17} .

Na direção y há um pouco mais de movimento, pois o valor está próximo a zero, porém agora sem nenhum multiplicador de valor muito baixo. Essa pequena variação nas velocidades em y podem ser devido as ondas que o ar faz quando está em seu movimento de ascensão. Esse movimento é facilmente visto na prática quando se olha sobre uma chapa muito quente e percebe-se que o ar parece estar oscilando sobre ela.

Por último tem-se a componente z das velocidades. É nesta direção que ocorre a maior variação das velocidades do ar, pois o fluxo de ar vai de uma região mais quente, o dissipador, para o lugar mais frio, o ambiente acima do dissipador neste caso. É possível ver que o ar que sai dos canais de D1 vai no sentido contrário ao da gravidade e isso se deve ao empuxo. Esse empuxo acontece devido ao aquecimento do ar, pelas superfícies do dissipador D1. A redução da massa específica cria um escoamento ascendente. Simultaneamente o ar mais frio toma o lugar vago entre os canais do dissipador D1, se aquece e dá continuidade ao ciclo da convecção natural de calor.

Figura 5.5 – Campo de velocidades em x , y e z no plano zy .

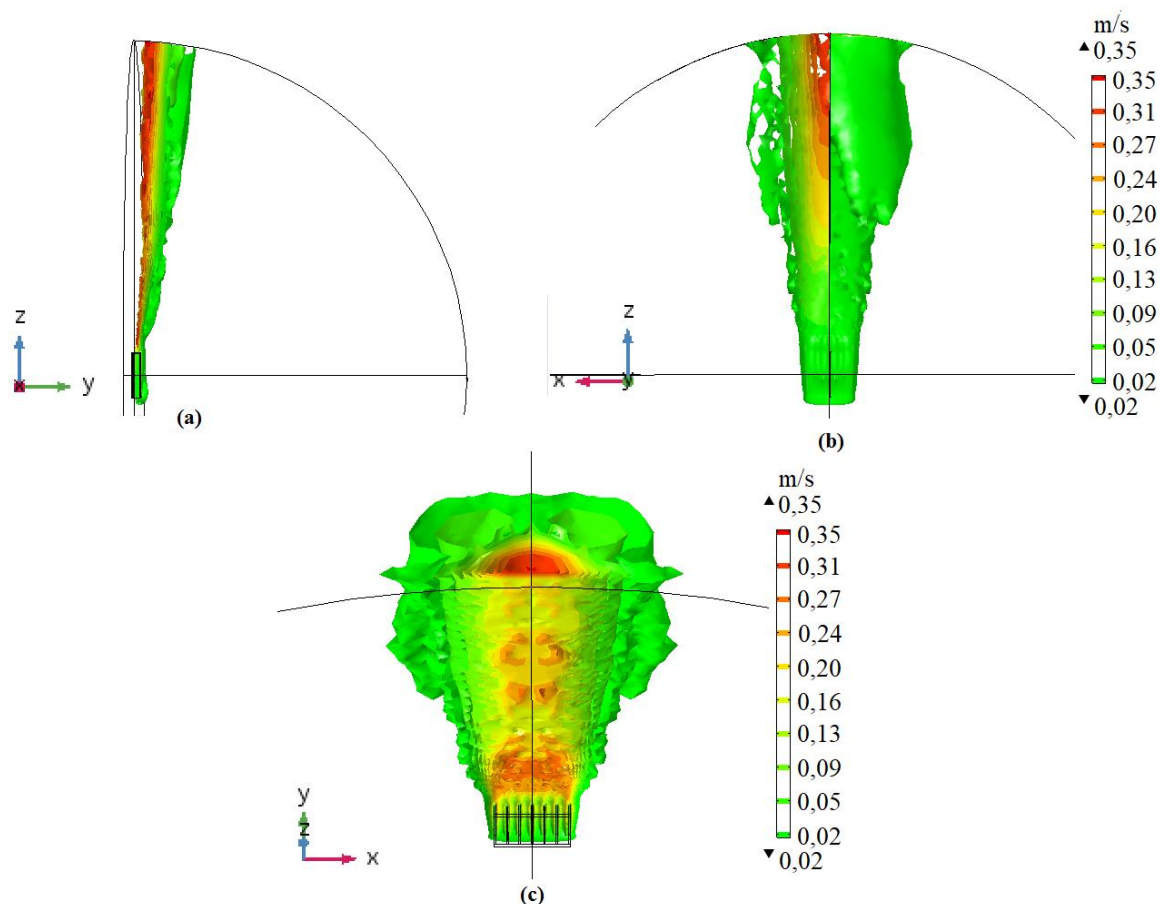
Fonte: O próprio autor.

Na Figura 5.6 mostram-se 3 vistas do campo de velocidade representado por superfícies isométricas, ou seja, cada superfície possui uma velocidade característica e cada velocidade é representada por uma cor. Na primeira vista, Fig. 5.6(a), tem-se uma vista lateral do dissipador de calor e a metade superior do domínio, uma vez que a metade inferior não possui velocidades significativas. Nota-se que no interior desse tubo de superfícies de velocidades encontram-se os maiores valores para velocidade.

Na Figura 5.6(b) mostra -se uma vista frontal da montagem vertical, sendo que a metade direita se vê a superfície de velocidade mais externa e de menor grandeza, e na metade esquerda observa-se um corte sobre as superfícies de velocidades, permitindo que se veja as superfícies mais internas e de maiores velocidades.

Por último tem-se a vista inclinada, Fig. 5.6(c), que mostra o dissipador pelo lado de baixo, dando a sensação de que se pode olhar por dentro do tubo de velocidades. Nesta vista da Fig. 5.6, é possível ver que as superfícies com velocidade de maior intensidade estão próximas ao plano que se localiza a cerca de 5 mm da base do dissipador, que é o plano usado para fazer este corte.

Figura 5.6 – Superfícies de velocidades.



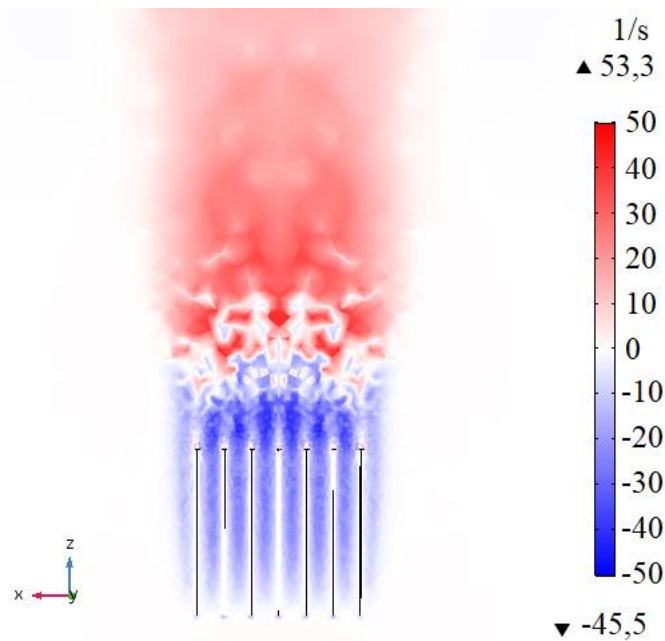
Fonte: O próprio autor.

Também é observado na Fig. 5.6(c) que próximo ao dissipador, logo após o ar sair de seus canais, existe uma região onde as velocidades têm um valor relativamente alto, de aproximadamente 0,27 m/s.

Antes de prosseguir é necessário introduzir o conceito de vorticidade, que é essencialmente a velocidade angular de uma partícula de um fluido em torno de um eixo. Pode ser comparada com o conceito de velocidade angular de rotação de um corpo sólido.

Como observado na Figura 5.5, a parte inferior do domínio praticamente não tem ação de nenhuma componente da velocidade, logo não há movimento nesta área. Assim, para analisar a vorticidade foi considerada apenas a metade superior do domínio. Um plano que corta o dissipador de modo que passe em $y = 11\text{mm}$ foi utilizado para que se pudesse ver o campo de cada componente da vorticidade, Fig. 5.7. Nota-se que há grande presença de vorticidade logo após a saída do ar dos canais de D1, onde, como dito anteriormente, as velocidades têm maior grandeza.

Figura 5.7 – Componente x da vorticidade sobre o plano XZ.

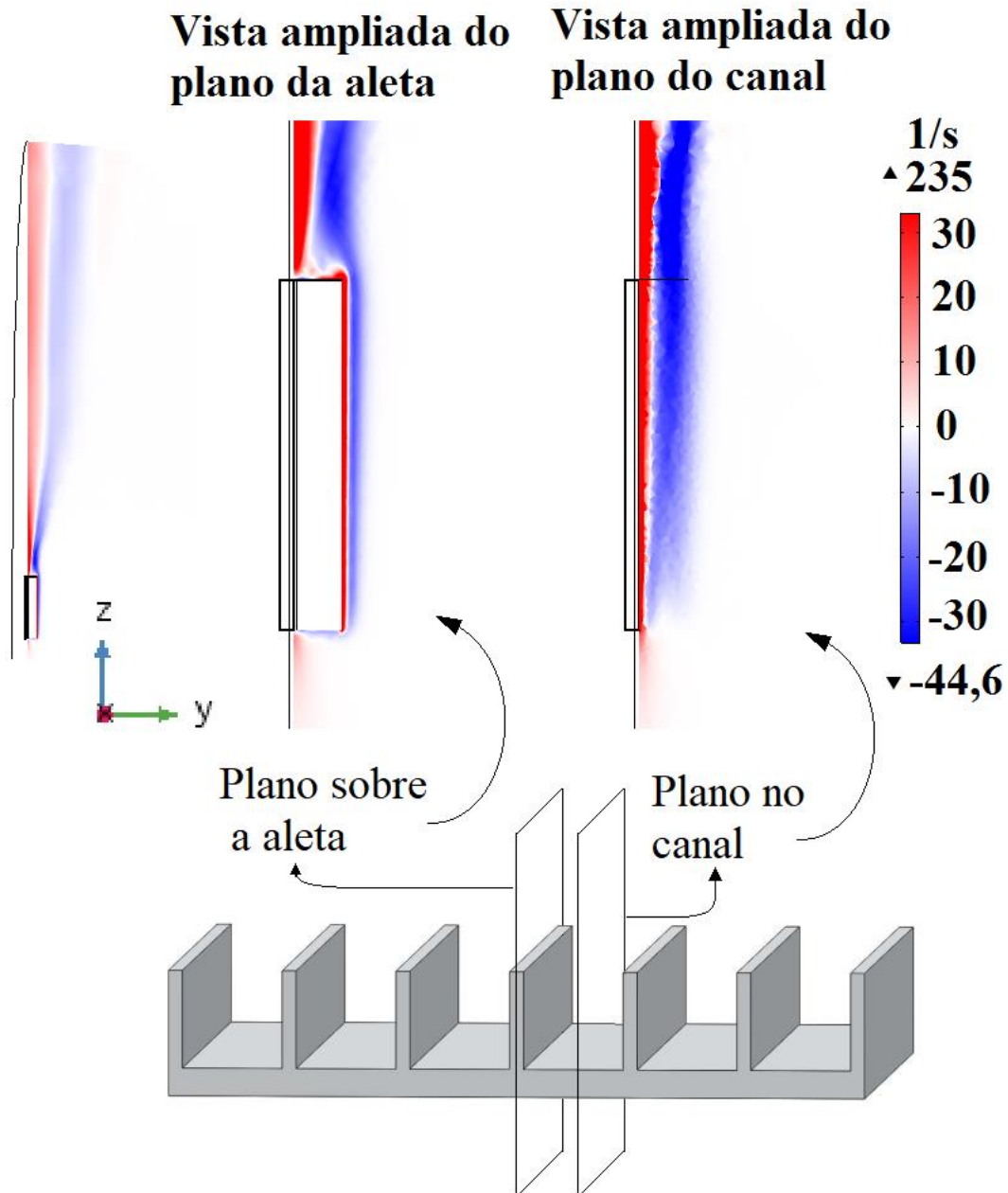


Fonte: O Próprio autor.

De acordo com as estruturas vorticosas e no comportamento das correntes de ar mostradas, conclui-se que as correntes ascendentes de ar fazem com que o ar mais frio sempre seja renovado e se aproxime do dissipador de calor pelo lado de baixo, onde se tem o menor valor de z .

Na Figura 5.8 é visto a componente da vorticidade em x em um plano YZ . Neste plano pode-se ver que os maiores valores para a vorticidade estão próximos ao dissipador e na coluna de ar sobre ele e que em todo o restante do domínio a vorticidade é praticamente nula.

Figura 5.8 – Componente X da vorticidade no plano YZ .

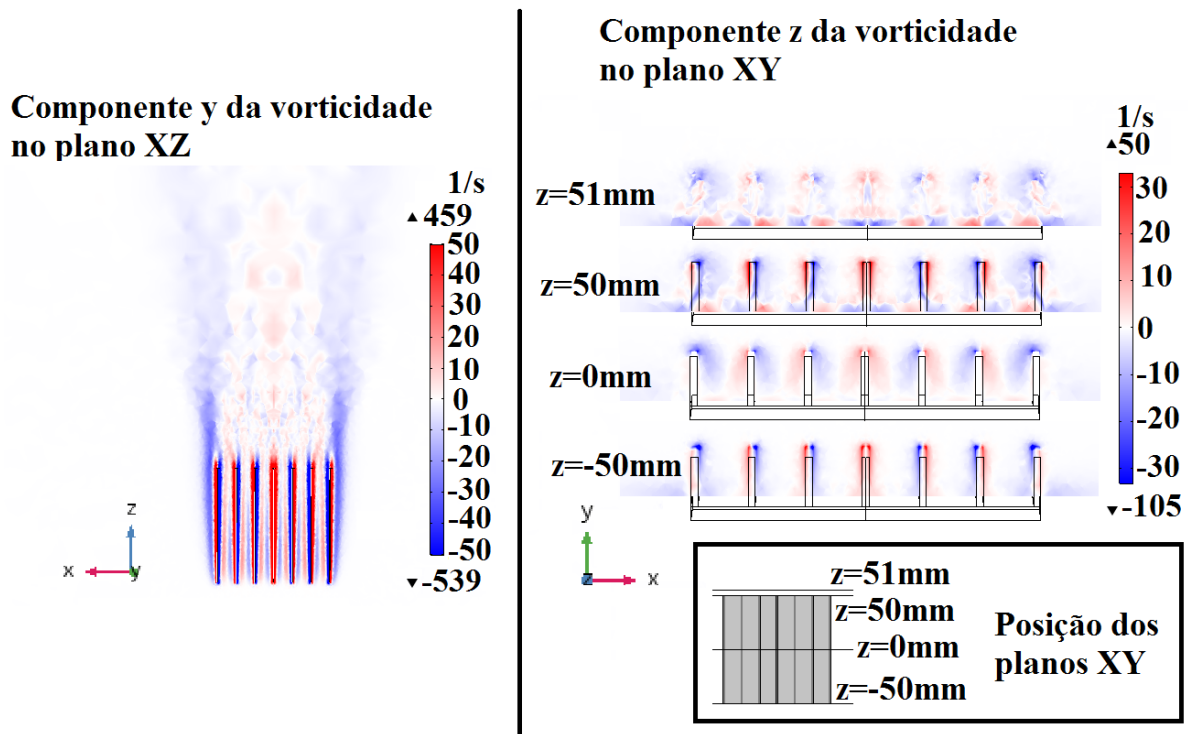


Fonte: O próprio autor.

Na Figura 5.9 mostra-se como as componentes y e z da vorticidade se comportam na saída dos canais do dissipador D1.

Pode-se perceber que é na componente y que se têm a maior magnitude de vorticidade. Além disso, é possível observar que é ao redor das aletas que se encontram os maiores valores da vorticidade. Afirma-se que isto se deve ao encontro do fluxo ascendente de ar e as paredes das aletas, pois a tendência à rotação do ar se inicia quando as paredes impedem o ar de se movimentar devido ao não escorregamento naquela região. Assim, a velocidade do ar próximo a parede é menor que a velocidade do ar no centro do canal.

Figura 5.9 – Componentes y e z da vorticidade em D1.



Fonte: O próprio autor.

Para melhor visualização dos efeitos que as aletas têm no escoamento do ar sobre o dissipador de calor mostram-se imagens do campo de velocidades de todos os dissipadores de calor na Fig. 5.10 organizados da seguinte maneira:

1. Nas quatro primeiras linhas de imagens são mostrados os dissipadores de D1 a D12, onde cada coluna indica uma altura de aleta diferente, sendo H igual a 7 mm, 14 mm e 20mm respectivamente da esquerda para a direita;
2. Nas duas últimas linhas são apresentados os dissipadores de D13 a D18, onde D14 e D15 diferem apenas por seu valor de H , assim como D16 e D17, onde H é igual a 7 mm e a 20 mm, respectivamente;
3. Os dissipadores D13 e D18, que não possuem dissipadores de características equivalentes estão na última coluna das duas últimas linhas da Fig. 5.10.

4. Vale ressaltar que D13 tem dimensões intermediárias entre os dissipadores com base de 100 mm x 100 mm e aqueles de base 50 mm x 50 mm e D18 é o micro dissipador de calor estudado;
5. O perfil de velocidades que é mostrado pelo campo de velocidades de todas as aletas sempre se refere ao plano que passa por $H/2$ e se refere a velocidade do escoamento em Z , onde tem-se a ascensão do fluxo de ar.

Primeiramente é possível notar que o ar escoar entre as aletas de maneira diferente entre cada dissipador. Quanto maior o número de aletas em um dissipador de calor menor é a velocidade do escoamento de ar entre as aletas, fazendo com que os dissipadores com muitas aletas se comportem como blocos frente ao escoamento de ar.

A altura das aletas também influencia a velocidade do escoamento entre as aletas e após passarem pelo dissipador de calor. É possível ver que quanto maior o H o escoamento de ar atinge velocidades mais elevadas em pontos onde se tem maiores valores de Z , e isto é muito visível nos conjuntos de dissipadores D1, D3 e D5, D14 e D15 e em D16 e D17, onde tem-se maiores valores de H em D15 e D17, e assim um maior espaço entre as aletas com velocidade do escoamento baixa e próximo a zero.

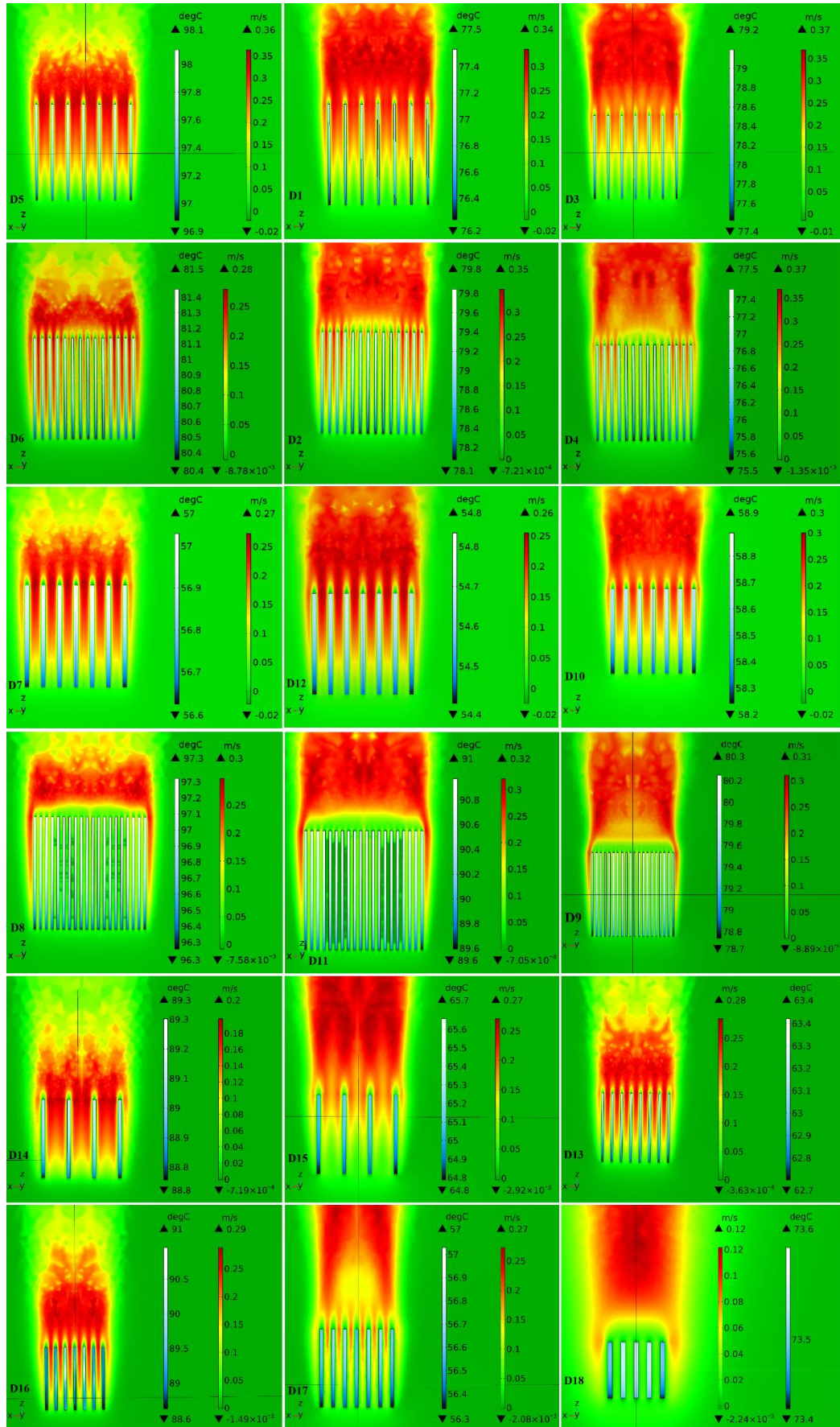
Após passar pelo dissipador de calor o escoamento também é alterado segundo as alturas das aletas. Percebe-se que para um H igual a 7 mm o perfil do campo de velocidades assume uma grande velocidade logo após o dissipador de calor e num curto espaço elas diminuem, para valores de H de 14 mm e 20 mm as velocidades continuam altas por um espaço mais longo, e isto é melhor visto nos dissipadores D1 a D12 e D14 a D17.

Vê-se que o dissipador D13 apresenta uma boa configuração geométrica, pois ele permite que o ar escoar entre suas aletas e esse escoamento continua por um espaço considerável após o dissipador e apresenta velocidades altas nessa área.

O micro dissipador D18 não apresenta uma boa configuração para ser empregada na convecção natural, pois vê-se que o escoamento de ar não passa entre as aletas e apenas pelas laterais de D18, o que o faz agir como um bloco no escoamento. A grande esteira de velocidades presente na Figura 5.10 pode ser referente às grandes temperaturas que D18 alcançou.

Na Figura 5.10 mostram-se também as temperaturas que as aletas estão, e é possível ver que em todos os casos as aletas possuem temperaturas praticamente uniformes onde as maiores temperaturas estão nas aletas mais centrais e com maior valor de Z e menores temperaturas nas duas aletas mais externas e nos menores valores de Z .

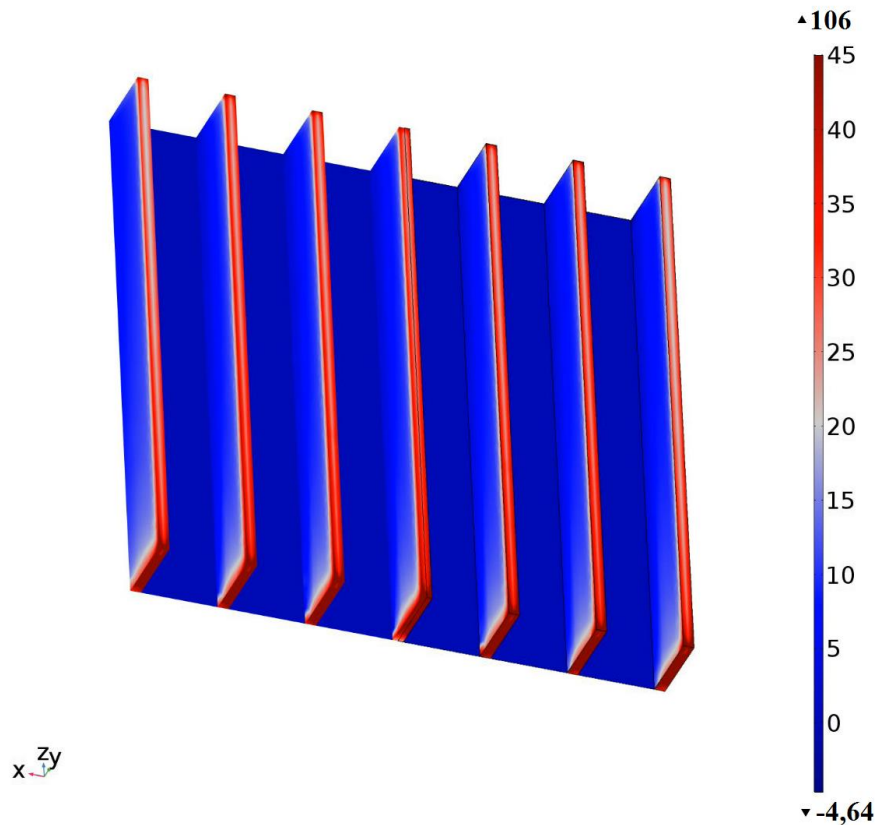
Figura 5.10 – Campos de velocidades na componente Z de todos os 18 dissipadores.



Fonte: O próprio autor.

Por último a análise do número de Nusselt local no Dissipador de calor D1, Fig. 5.11, é feita com o auxílio da imagem mostrando a distribuição do número de Nusselt sobre D1.

Figura 5.11 – Número de Nusselt Local.



Fonte: O próprio autor.

Pode-se observar que os maiores valores de Nusselt estão localizados nas pontas das aletas, onde o ar mais frio está em contato com as pontas das aletas. Isto acontece porque são nestes pontos que se encontra a maior diferença entre as temperaturas do dissipador e do ambiente. O número de Nusselt médio de D1 é 21,35 , o que condiz com a Fig. 5.11. Esse valor é verificado na segunda linha da Tabela 5.1.

A seguir as análises são feitas para a montagem na horizontal do dissipador de calor D1. As mesmas grandezas são apresentadas graficamente, porém a forma como elas se comportam é completamente diferente.

Na Tabela 5.2 são mostrados os resultados para os experimentos e simulações feitas com os dissipadores e aletas posicionados horizontalmente. Assim como dito sobre os resultados apresentados na Tabela 5.1, os mesmos fatores também influenciaram nos resultados obtidos para os dissipadores na posição horizontal.

Tabela 5.2 – Resultados para os Dissipadores na Horizontal.

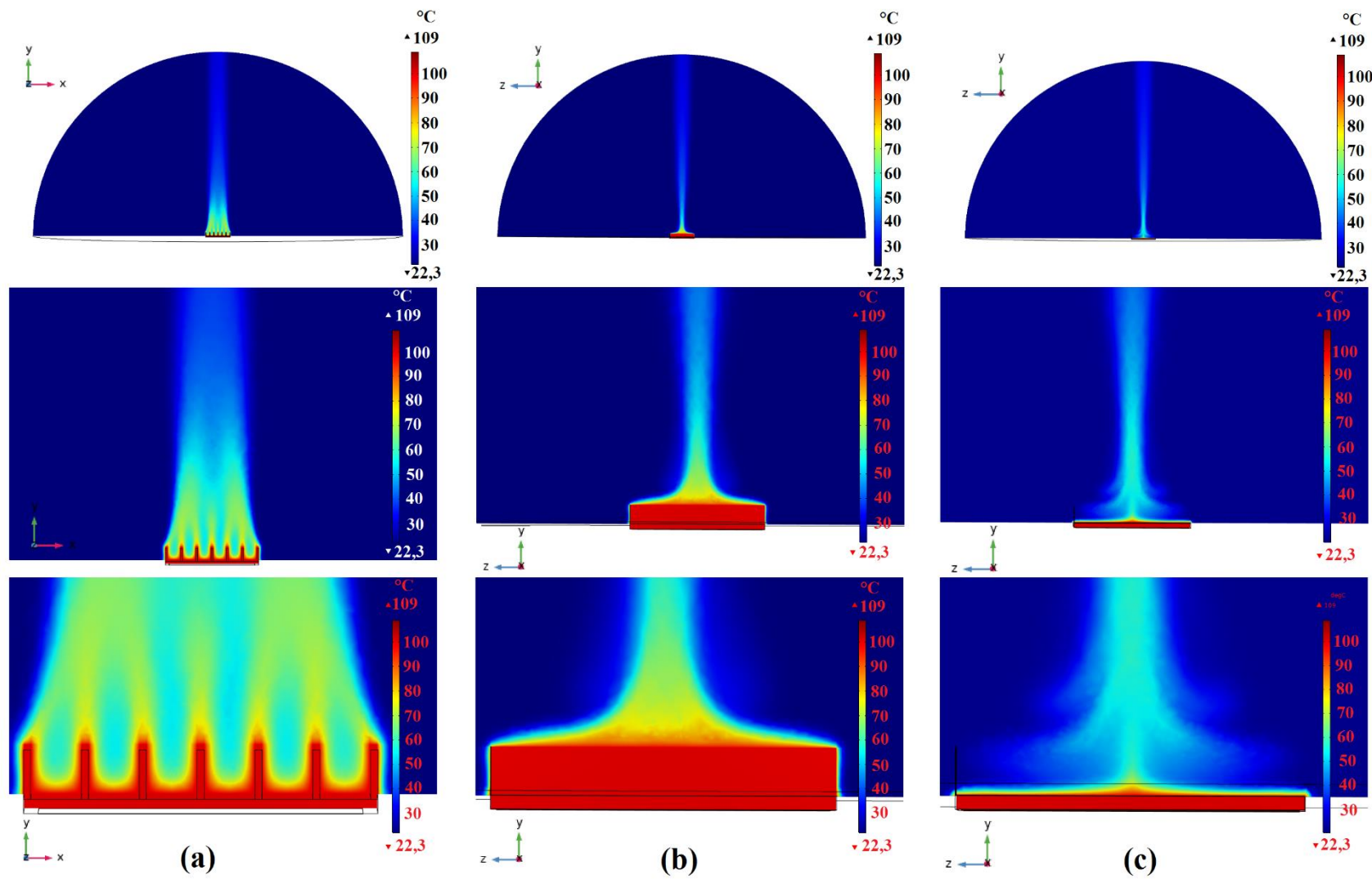
Dissipador	Tempo	q_{conv} [W/m ²]	T4 _{exp} [°C]	T4 _{sim} [°C]	T5 _{exp} [°C]	T5 _{sim} [°C]	Nu _{exp}	Nu _{sim}	h _{exp} [W/m ² °C]	h _{sim} [W/m ² °C]
D1	-	125,92	30,71	32,89	31,15	32,90	8,73	6,84	4,58	3,70
	-	244,40	36,88	39,63	37,77	39,65	9,62	8,19	5,10	4,42
	-	519,57	47,81	50,96	48,92	51,02	11,05	10,05	5,95	5,43
	-	1210,99	74,24	77,74	75,17	77,87	12,65	12,45	7,08	6,72
	-	1977,97	93,82	100,08	96,11	100,30	14,06	14,05	8,06	7,59
D2	75h6min4s	115,05	30,23	33,98	31,77	33,99	5,32	3,69	2,80	1,98
	6h24min14s	507,68	46,87	51,08	46,30	51,11	6,74	5,61	3,62	3,10
	4h2min3s	889,09	58,23	64,28	57,12	64,33	7,80	6,39	4,24	3,66
	4h3min44s	1185,00	69,32	77,41	70,44	77,48	8,02	6,65	4,45	3,93
	5h9min25s	1931,57	87,71	101,16	90,13	101,27	9,13	7,17	5,20	4,48
D3	8h9min12s	681,70	40,30	48,66	42,67	48,80	12,69	10,08	6,72	5,64
	8h9min12s	1458,73	61,96	70,30	66,66	70,64	14,39	11,64	7,91	6,89
	8h9min12s	1881,84	71,84	80,99	75,83	81,42	14,75	11,89	8,21	7,23
D4	13h38min15s	412,09	43,45	45,30	45,19	45,34	5,41	4,98	2,91	2,76
	23h7min8s	1133,72	61,77	65,72	64,81	65,84	7,55	6,44	4,18	3,77
	23h7min8s	3010,79	103,26	108,95	108,46	109,27	5,12	7,56	5,03	4,90
D5	8h28min57s	278,76	45,43	46,69	45,69	46,71	10,30	8,56	5,53	4,77
	5h22min52s	624,71	62,13	67,18	63,87	67,23	12,13	10,18	6,66	5,98
	12h22min9s	1620,14	105,84	115,97	108,40	116,09	14,31	11,50	8,32	7,58
D6	21h40min54s	352,88	45,38	55,50	48,90	55,51	7,51	5,44	4,03	3,10
	17h35min2s	585,24	59,83	74,15	64,77	74,16	8,16	5,85	4,48	3,81
	24h54min38s	1517,35	97,45	127,09	111,06	127,13	9,45	6,52	5,49	4,39
D7	-	145,20	46,03	37,22	46,21	37,22	4,67	7,02	2,50	3,81
	-	252,60	62,50	49,39	62,73	49,40	5,24	7,82	2,89	4,39
	-	743,80	111,44	78,58	111,84	78,62	6,23	9,78	3,70	5,91
D8	3h30min33s	412,15	40,79	68,80	41,17	68,80	8,55	2,94	4,54	1,61
	2h55min25s	855,00	59,23	105,49	60,01	105,50	9,09	4,09	4,95	2,63
	2h35min19s	1121,23	70,97	118,56	71,51	118,58	9,28	4,24	5,15	2,81
D9	6h10min52s	415,95	41,05	49,99	43,16	50,04	4,78	2,82	2,55	1,59
	49h40min34s	870,81	51,28	65,79	54,15	65,91	5,34	3,43	2,89	2,01
	21h2min24s	1168,24	59,43	77,21	62,80	77,39	5,70	3,63	3,13	2,18
D10	-	291,67	42,91	40,77	44,06	40,81	6,81	7,92	3,69	4,34
	-	844,54	60,14	58,67	68,28	58,78	10,15	9,89	5,56	5,69
	-	1111,01	71,84	66,44	78,07	66,58	10,03	10,37	5,58	6,08
D11	6h55min49s	417,32	42,28	55,05	43,52	55,08	5,50	3,15	2,94	1,79
	5h39min27s	873,77	59,99	79,06	62,23	79,13	6,00	3,63	3,31	2,20
	3h27min32s	1180,35	67,88	90,90	71,02	90,99	6,34	3,84	3,53	2,39
D12	-	251,90	42,71	43,78	43,40	43,80	6,07	7,68	3,26	4,24
	-	767,60	71,33	70,22	72,90	70,29	7,12	9,52	4,00	5,64
	-	1231,60	90,58	83,16	92,29	83,27	7,14	10,50	4,10	6,42
D13	3h34min57s	887,00	59,49	63,35	61,17	63,44	7,73	9,60	6,06	5,5835
D14	41min28s	1195,90	54,95	89,87	55,15	89,96	14,96	13,35	16,44	8,30
D15	1h5min14s	1260,40	45,62	61,74	46,05	62,09	10,81	12,73	11,89	7,38
D16	25min22s	1055,30	53,62	80,54	57,37	80,57	9,36	9,46	10,57	5,7446
D17	1h4min24s	1132,80	45,04	51,12	45,58	51,20	6,11	9,47	7,14	5,34
D18	13h20min48s	1350,00	69,92	71,38	75,54	71,41	2,37	1,98	13,31	5,89

Fonte: O próprio autor.

Iniciando a análise de D1 posicionado horizontalmente (veja Fig. 2.1), observa-se a distribuição de temperaturas no domínio e em D1 na Fig. 5.12. Na Figura 5.12(a) tem-se a vista frontal de D1, e pode-se ver uma distribuição de temperaturas próxima das aletas do dissipador bem parecidas com aquela da Fig. 5.2, porém o ar aquecido agora vai na direção y , que é a mesma em que há a ação da gravidade agora, fazendo uma pluma térmica sobre D1 que se inicia entre as aletas e é bastante visível onde se tem a maior aproximação na Fig. 5.12(a).

Nas Figuras 5.12(b) e 5.12(c) mostram-se o mesmo que acontece na Fig. 5.12(a), porém de uma perspectiva lateral a D1. Vê-se a distribuição de temperaturas em uma aleta e entre as aletas, ou em um canal, simultaneamente nas Figs. 5.12(b) e (c). Para estas figuras é observado que a pluma é bastante estreita no plano ZY e isso se deve ao fato de que as correntes de ar entram no dissipador por ambos seus lados e se encontram em seu centro, e a partir daí há o movimento de ascensão do ar. Sobre a aleta há uma maior variação de temperaturas que aquela observada entre as aletas, porém em ambos os casos é no centro do dissipador, em $L/2$, que se observa as maiores temperaturas encontradas no ar.

Figura 5.12 – Campo de temperaturas de D1 na horizontal, (a) visto de frente, (b) visto lateralmente em uma aleta e (c) visto lateralmente com corte entre as aletas.

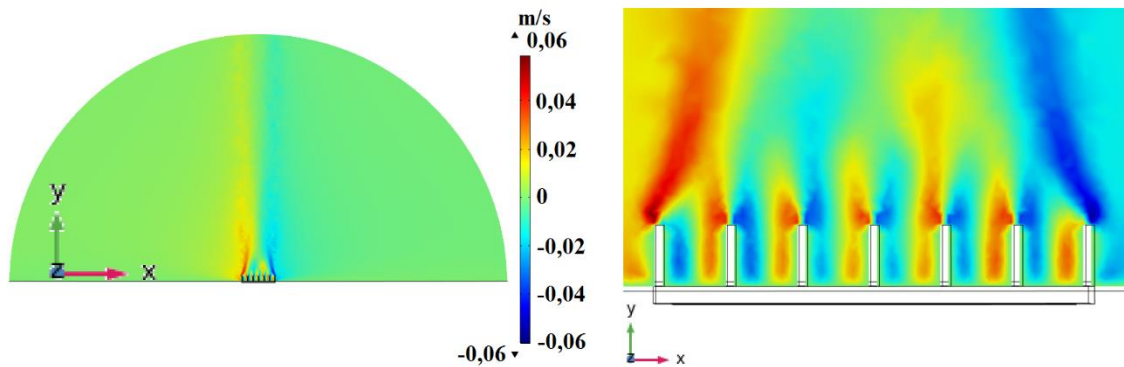


Fonte: O próprio autor.

Os campos de velocidades presentes nesse caso são muito mais interessantes e complexos e por isso, para melhor entendimento, deve-se analisar o campo de velocidades em x , y e z separadamente.

O primeiro campo de velocidades a ser estudado é o que possui a componente x da velocidade, Figura 5.13.

Figura 5.13 – Campo da componente x da velocidade em D1.

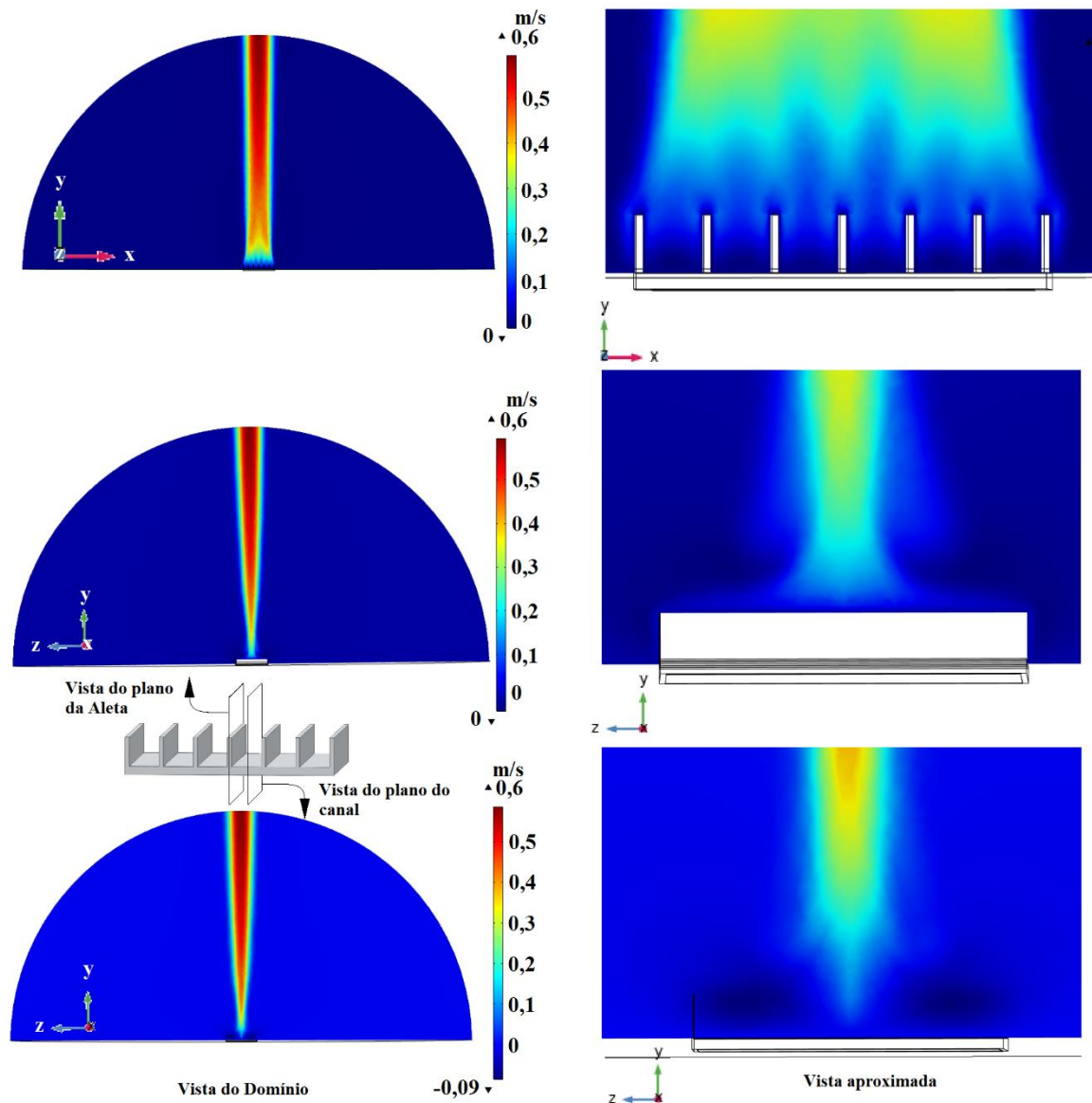


Fonte: O próprio autor

Os movimentos que acontecem entre as aletas é o que fica mais evidente neste caso. As cores opostas que ficam lado a lado nos canais, nas primeiras imagens que mostram a vista frontal de D1, indicam a circulação do ar que acontece entre as aletas. Essas cores se repetem na parte mais externa do dissipador e indicam que o ar vem na direção do centro do dissipador, no plano XY .

Mostra-se na Fig. 5.14 a componente y do campo de velocidades.

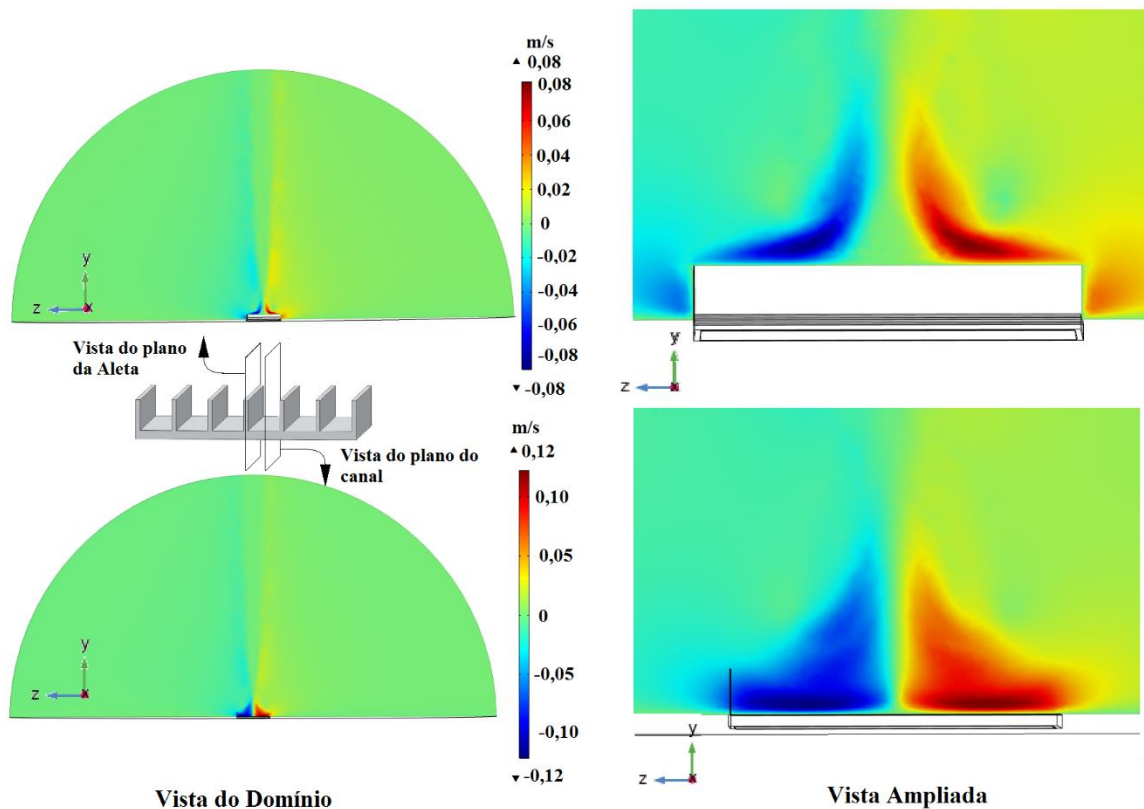
As seis imagens seguintes da Figura 5.14 mostram como a velocidade do ar se comporta entre e sobre as aletas de uma perspectiva lateral. Pode-se notar que o ar realmente entra nos canais do dissipador pelos 2 lados, como dito anteriormente, fazendo com que haja um choque entre as correntes de ar no centro do dissipador, em $L/2$, e então a ascensão deste acontece.

Figura 5.14 – Campo de velocidades da componente y em D1.

Fonte: O próprio autor.

A componente y da velocidade assume maiores valores acima do dissipador de calor, não apresentando recirculações nas bordas do domínio, o que mostra que realmente trabalhou-se com um domínio aberto. O ar sobre o dissipador de calor se aquece, e devido ao empuxo, sobe na direção y , no sentido oposto à gravidade, e sai da cúpula. Nas imagens da coluna da direita observa-se a pluma que o campo de velocidade da componente y faz posicionada no centro de D1.

Finalmente, na Figura 5.15, observa-se com clareza que as correntes de ar entram no dissipador por ambos lados, colidem em $L/2$, e depois emergem do dissipador rumo ao topo da cúpula como mostrado pelo campo de velocidades do componente y .

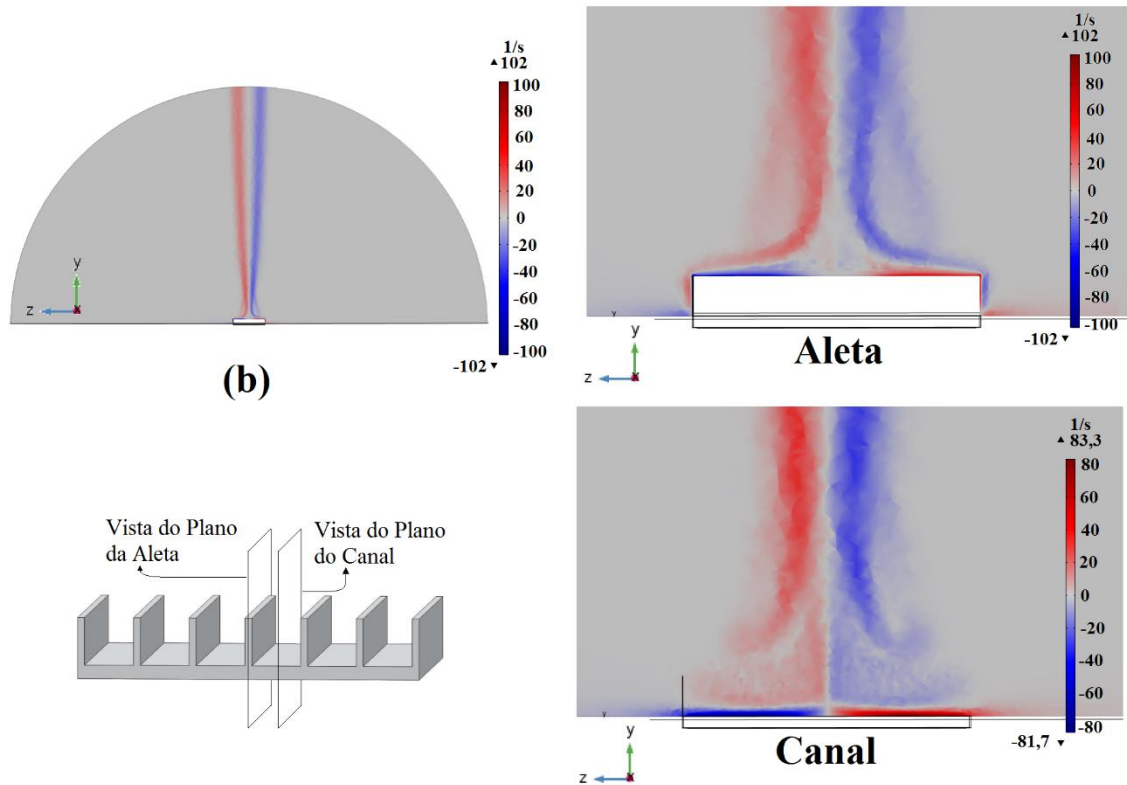
Figura 5.15 – Campo da componente z de velocidade em D1.

Fonte: O próprio autor.

Ao observar atentamente o centro do dissipador, pela vista lateral, é possível ver que há uma certa estática no movimento do ar. Isso se deve ao fato de que neste ponto o ar não segue mais pela direção z e sim pela direção y , pois ali é onde se tem a mudança da direção do movimento do ar.

A próxima grandeza a ser analisada sobre a convecção natural que ocorre em D1 posicionado horizontalmente é a vorticidade. A vorticidade também foi separada em suas componentes, assim como a velocidade, pois neste caso a vorticidade é um pouco complexa para se analisar.

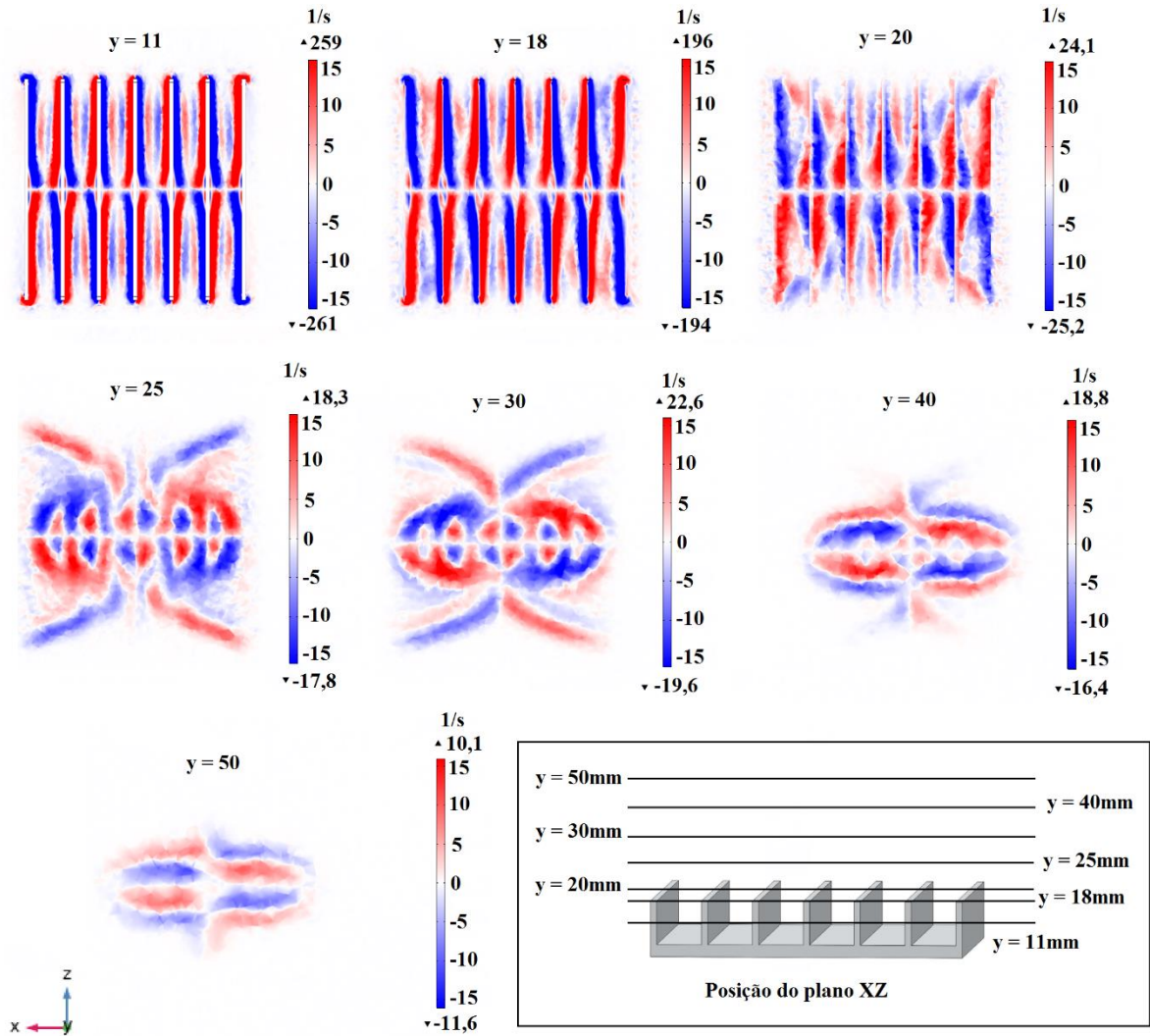
A primeira componente a ser analisada é a vorticidade em x . Na Figura 5.16 mostra-se que é grande a presença de vorticidade em x e isso faz sentido, pois há grande movimento de ar na direção do eixo Z e essa movimentação do ar causa a tendência à rotação e a rotação das partículas de ar, o que é medido pela vorticidade no eixo x . O sentido da vorticidade é mais bem entendido na Fig. 5.16(b), pois no plano YZ se vê a rotação que acontece no eixo x . A diferença nas cores é devido ao sentido da rotação em x , positivo é vermelho e negativo é azul.

Figura 5.16 – Componente x da vorticidade.

Fonte: O próprio autor.

Em seguida a componente y da vorticidade é estudada e apresentada na Fig. 5.17. Pode-se perceber que o local onde se tem os maiores valores para a vorticidade é próximo a D1 e entre suas aletas, Fig. 5.17 para os planos XZ em $y = 11\text{mm}$ e $y = 18\text{mm}$. Conforme y aumenta, a intensidade da componente da vorticidade em y diminui, e assume diferentes formas, onde tem-se y menor que 18mm , ou seja, na região entre as aletas, pode-se ver os tubos de vorticidade. Conforme y aumenta, os tubos assumem formas menos definidas e mais desfocadas, e perdem intensidade.

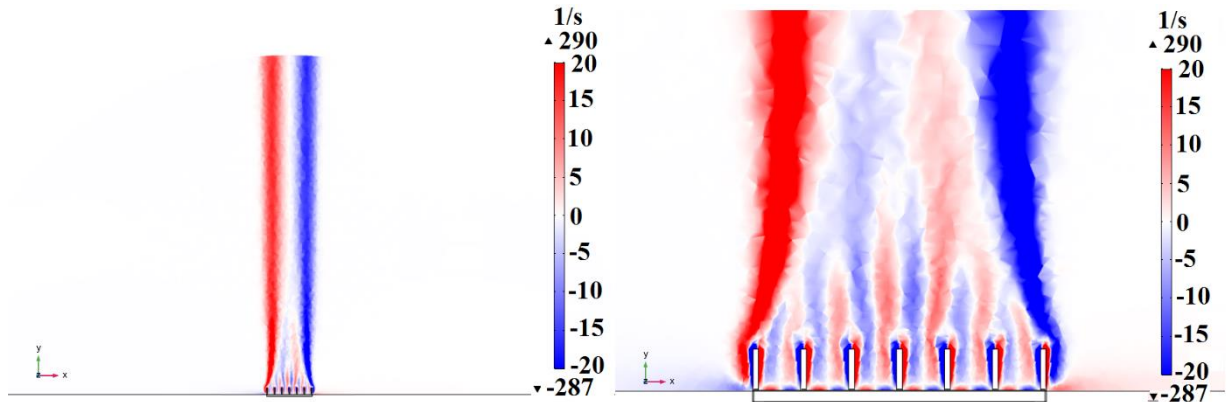
Pode-se ver que próximo as aletas os tubos de vorticidade variam seus sentidos, assim acabam formando tubos secundários, no meio dos canais, que perdem intensidade antes de $y = 25\text{mm}$ e acabam se misturando com os tubos principais, que ainda tem intensidade suficiente para dominar o movimento do ar.

Figura 5.17 – Componente y da vorticidade para o Dissipador D1.

Fonte: O próprio autor

A última componente da vorticidade a ser estudada é em z . Na Figura 5.18 é possível observar que apesar de parecer haver bastante ação de vorticidade em Z no plano XY , a escala foi bastante aumentada para que se observasse esse fenômeno. No plano YZ , Fig. 5.18, durante toda a coluna de ar sobre D1 existe uma tendência do ar rotacionar sobre o eixo z e provavelmente isso acontece pela existência das aletas. Pois ao observar a Fig. 5.18, é possível ver que em cada lado de cada uma das aletas existe uma vorticidade de módulos parecidos e sentidos opostos, e esta relação continua por praticamente toda a coluna de ar sobre D1.

Figura 5.18 – Componente z da vorticidade para o Dissipador D1.



Fonte: O próprio autor.

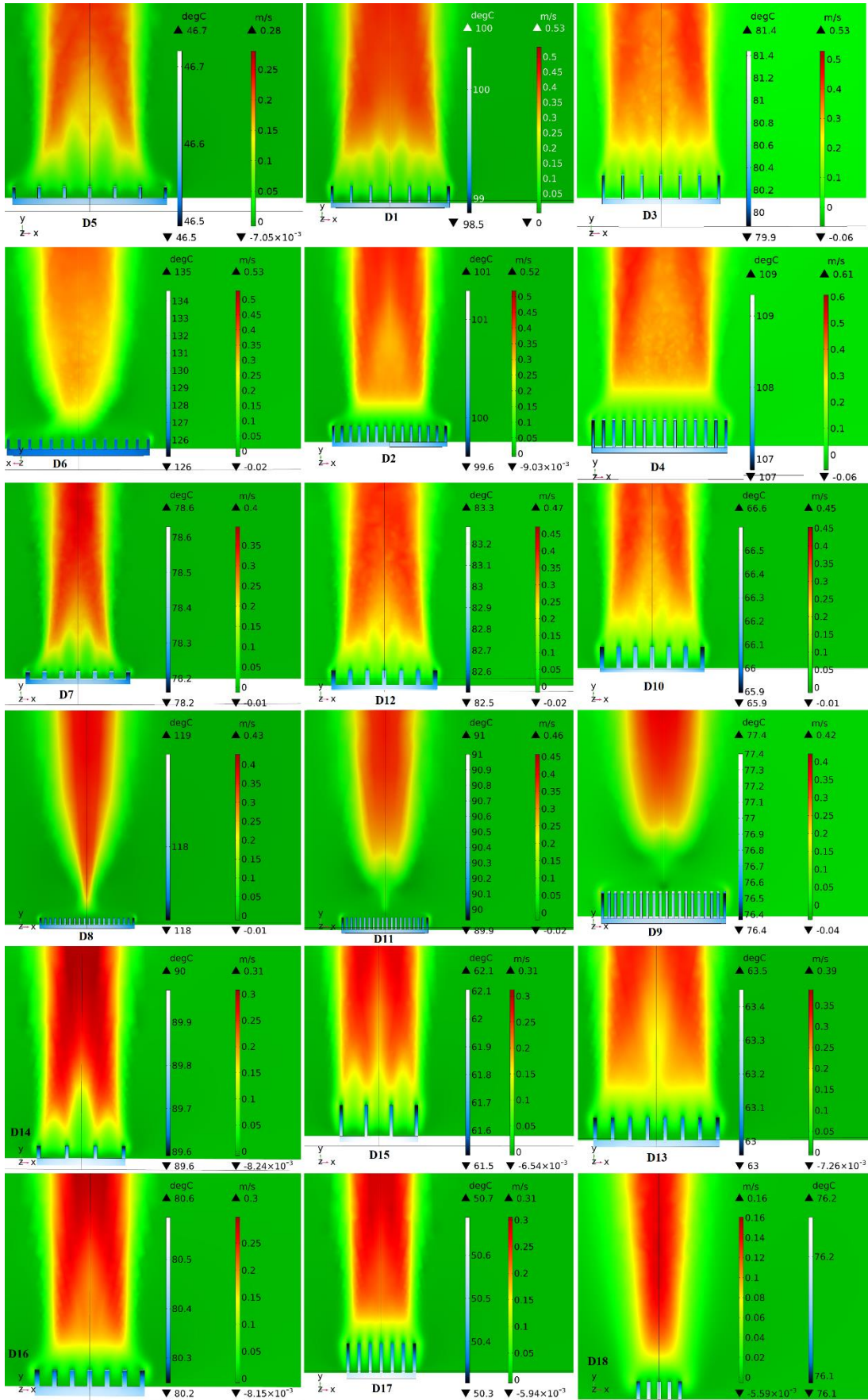
Vale observar que os maiores módulos de vorticidade em z estão presentes nas bordas das aletas, devido a separação da camada limite, e nas bordas do tubo de vorticidade, pois são nessas bordas que se têm as maiores diferenças de velocidades. Nas bordas das aletas há um objeto estático, o dissipador, e o ar em movimento causando assim a grande diferença entre as velocidades e causando assim a rotação do fluido. Nas bordas do tubo de vorticidade tem o ar em ascendência a uma velocidade muito superior que aquele que está fora do tubo, o ar ambiente, que está praticamente estático ou começando a se movimentar devido a inércia causada pela subida do ar no interior deste tubo.

Os campos de velocidade na direção Y são mostrados na Fig. 5.19, e a partir dela pode-se observar que o número e a altura das aletas também influenciam no perfil do campo de velocidades, assim como ocorreu com os dissipadores ensaiados com base e aletas na vertical.

É possível ver que quanto maior o número de aletas mais estreito fica o início da esteira do campo de velocidades que se forma acima do dissipador de calor. Isso pode ser explicado pelo fato de que a componente X do campo de velocidades tem maior influência sobre o escoamento de ar sobre o dissipador que a componente Z logo acima do dissipador de calor. E como visto na Fig. 5.15, sabe-se que o campo de velocidades na direção Z age com maior intensidade no espaço entre as aletas e um pouco acima delas. Também é possível perceber que quanto maior o número de aletas, mais distante do dissipador de calor o início do campo de velocidades na direção Y se inicia.

A altura das aletas também afeta o perfil do campo de velocidades e quando menor o H maior é a influência das componentes em Y no espaço entre as aletas, em dissipadores com 7 aletas, e na região acima dos dissipadores. Em dissipadores com mais aletas, a altura delas influencia mais na região acima do dissipador de calor, o que é observado pela forma que a esteira do campo de velocidades assume em seu início.

Figura 5.19 - Campos de velocidades na componente Y de todos os 18 dissipadores.



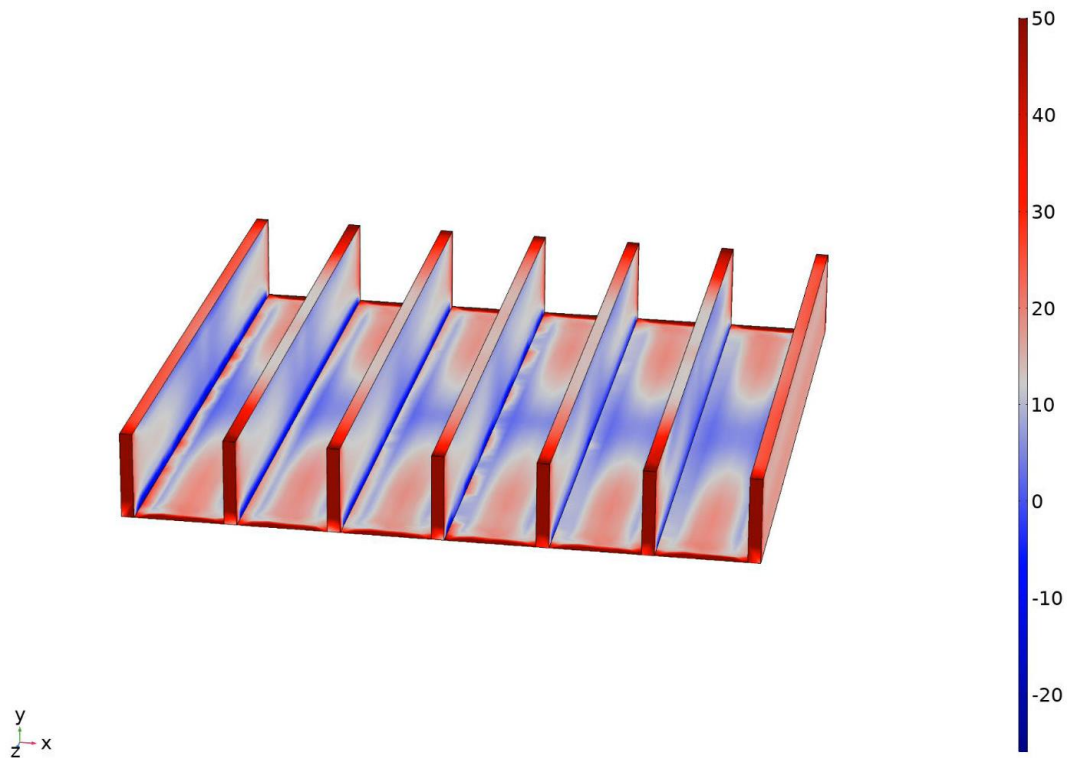
Fonte: O próprio autor.

O dissipador D13 apresenta uma boa configuração geométrica aqui também, pois é possível ver que o campo de velocidades se inicia entre as aletas e fica mais intenso conforme se distancia de D13.

Assim como o dissipador posicionada com base e aletas na vertical micro dissipador D18 não apresenta uma boa configuração para ser empregada na convecção natural, pois vê-se que D18 também age como um bloco no escoamento também com o dissipador com base na horizontal e aletas verticais. A grande esteira de velocidades presente na figura pode ser referente às grandes temperaturas que D18 alcançou.

Por último o número de Nusselt local em D1, Fig. 5.18, é o objetivo da última análise utilizando as imagens fornecidas pelo COMSOL[®]. Na Figura 5.18, é possível observar que o valor do número de Nusselt médio está entre 0 e 20, o que pode se confirmar ao observar a Tabela 5.2 e ver que o número de Nusselt médio, dado pela simulação, é de 14,05. Localmente o número de Nusselt assume seus maiores valores nas entradas dos canais dos dissipadores, uma vez que são nestes locais que há a primeira interação entre o dissipador de calor e o fluxo de ar que chega e assim se têm as maiores diferenças de temperaturas no sistema. As paredes das aletas, onde encontram-se as grandezas t e S , também possuem grandes valores do número de Nusselt, pois também se tem grandes diferenças de temperatura nestes locais.

Figura 5.20 – Nusselt local em D1.

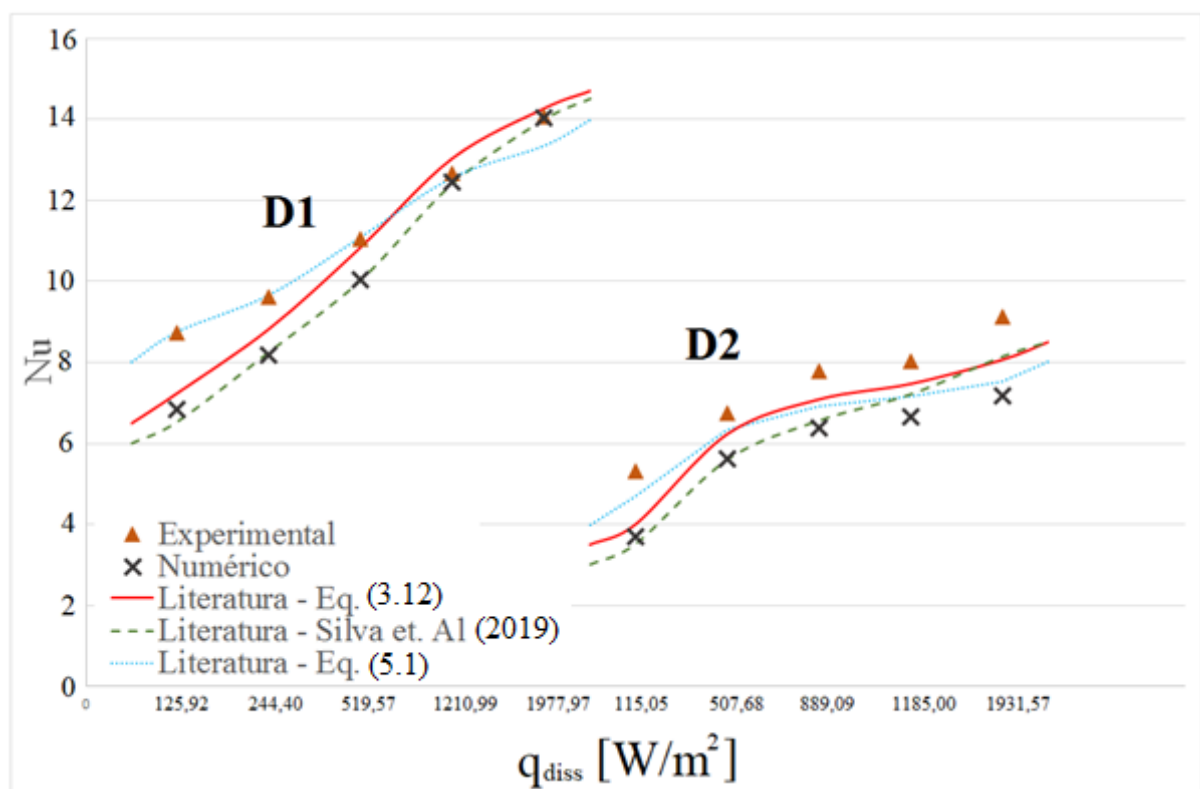


Para finalizar, um estudo sobre o número de Nusselt dos Dissipadores D1 e D2 foi realizado. Estes dois dissipadores foram escolhidos de forma a poder comparar os valores do número de Nusselt obtidos de 5 maneiras diferentes. Os valores calculados experimentalmente através dos dados coletados pela bancada experimental usada neste trabalho. Os resultados obtidos numericamente também neste trabalho usando o COMSOL®. Os resultados apresentados por Silva *et al.* (2019) que foram obtidos numericamente pelo OpenFOAM. E por último os valores obtidos pelas correlações encontradas na literatura calculados pela Eq. 3.12 que é a correlação de Harahap e Rudianto (2005), e aqueles que foram calculados segundo a Eq. 5.1 que é a correlação empírica apresentada por Silva *et al.* (2016).

$$\overline{Nu} = \frac{1}{L} 0.086 \cdot Ra^{0.266} \cdot \left(\frac{S}{L}\right)^{-0.567} \cdot \left(\frac{H}{L}\right)^{-0.0169} \cdot \left(\frac{t}{L}\right)^{-1.068} \cdot n^{-1.580} \quad (5.1)$$

Na Figura 5.18 mostram-se os valores para os números de Nusselt para os dissipadores D1 e D2 e as linhas que representam os valores obtidos pela literatura por Harahap e Rudianto (2005), numericamente por Silva *et al.* (2019) e pela Equação 5.1.

Figura 5.21 – Comparação entre os resultados Experimentais, Numéricos e da Literatura do número de Nusselt.



Fonte: O próprio autor.

Observa-se grande proximidade entre os resultados obtidos numericamente usando o COMSOL com os resultados obtidos por Silva *et al.* (2019). Ainda observa-se uma boa

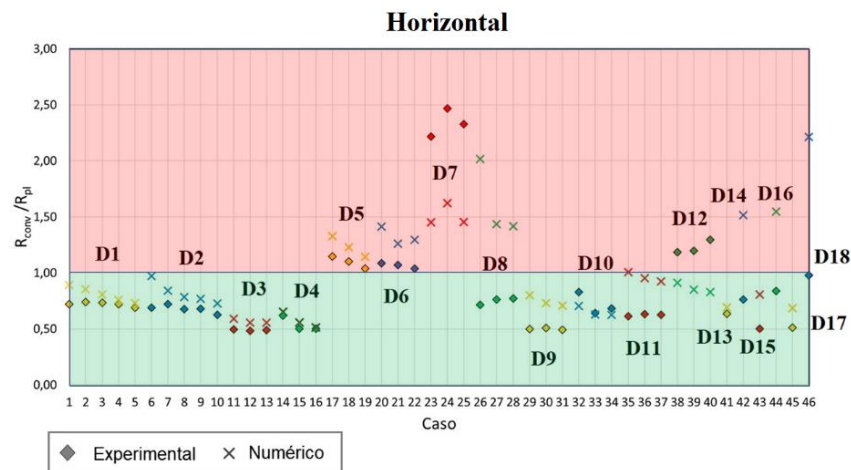
aproximação dos resultados do número de Nusselt obtidos numericamente com os resultados obtidos pela correlação empírica de Harahap e Rudianto (2005). Quando se compara os resultados numéricos com os resultados experimentais vê-se que estes não têm diferença média maior que 20%. Assim, conclui-se que esses resultados numéricos estão condizentes para estes 10 casos, pois têm diferença de no máximo 15%, onde utilizou-se os dissipadores de calor D1 e D2.

Como todos os resultados apresentam um comportamento similar e não têm diferenças muito distintas, pode-se considerar que estes resultados apresentados são aceitáveis.

Por último apresenta-se um gráfico onde todos os 18 dissipadores de calor, em todos os ensaios feitos para este trabalho, são comparados entre si. Para esta comparação usa-se o conceito de resistência térmica de convecção. Quanto menor a resistência térmica de convecção mais facilmente o calor irá se dissipar. Nas Figuras 5.20 e 5.21 são apresentadas, respectivamente, a razão entre as resistências térmicas de convecção calculadas em cada caso utilizado neste trabalho e a resistência a convecção de uma placa plana, com a mesma área da base do dissipador usada. Esta razão mostra o quão eficiente é cada dissipador de calor.

Existem 2 áreas nas Fig.5.20 e Fig. 5.21, a área vermelha onde a razão é $R_{diss}/R_{pl} > 1$, assim R_{pl} é menor que R_{diss} e assim observa-se que a placa possui uma resistência térmica de convecção melhor e o dissipador de calor não é eficiente. A área verde, onde a razão é $R_{diss}/R_{pl} < 1$, é a área onde o dissipador de calor possui menor resistência térmica de convecção e é então mais efetivo que uma placa plana para retirar o calor de um dispositivo. A Figura 5.20 foi feita usando os resultados dos dissipadores ensaiados com base na horizontal e aletas na vertical.

Figura 5.22 – Resistência térmica de convecção dos dissipadores ensaiados com base na horizontal e aletas na vertical.

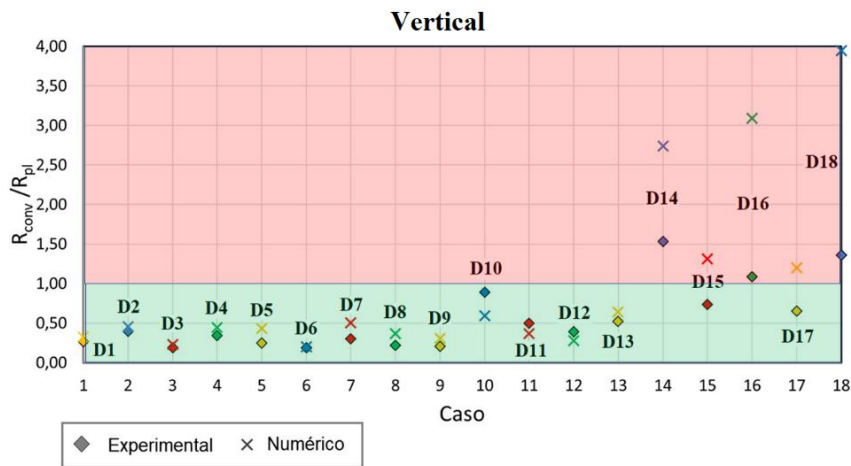


Fonte: O próprio autor.

Os dissipadores de calor D5, D6, D7 estão todos na área vermelha da Fig.5.20, assim eles não são dissipadores eficientes na troca de calor por convecção. Já os dissipadores D8, D12, D14, D16 e D18 têm pelo menos 1 de seus resultados experimental ou numérico acima de 1 e isso deixa a dúvida se eles são realmente efetivos ou não. Os outros dissipadores de calor D1, D2, D3, D4, D9, D10, D11, D13, D15 e D17 mostram bons resultados e estão todos dentro da área verde do gráfico. Estes resultados apontaram que os dissipadores D3, D4, D9, D15 e D17 podem apresentar até o dobro da eficiência que uma placa plana sobre o corpo quente apresentaria.

Na 0 Figura 5.21 apresentam-se os resultados obtidos nos ensaios realizados com dissipadores posicionados com base e aletas na vertical.

Figura 5.23 – Resistência térmica de convecção dos dissipadores ensaiados com base na e aletas na vertical.



Fonte: O próprio autor.

Neste ensaio, com o dissipador ensaiado com base e aletas na vertical, é visto que a maior parte dos dissipadores é mais eficiente que uma placa plana. Essa afirmação confirma, mais uma vez, que dissipadores de calor posicionados desta maneira podem retirar mais calor por convecção que os mesmos dissipadores de calor posicionados com base na horizontal e aletas na vertical.

Apenas os dissipadores D14, D16 e D18 apresentaram resultados piores que de uma placa plana e no dissipador D15 observa-se um resultado na área verde e um na área vermelha. Todos os outros dissipadores ficaram na área verde e apresentaram valores para eficiência maiores até que o dobro da eficiência da placa plana. Os melhores dissipadores aqui foram D3, D6 e D9 apresentando uma resistência térmica de convecção de aproximadamente $\frac{1}{4}$ da resistência térmica de convecção da placa plana.

6. ANÁLISES DE INCERTEZAS

Neste trabalho foram feitas análises de incertezas provenientes das simulações computacionais, descrita nas seções 3.5, 3.6 e 3.7, uma proveniente dos testes experimentais realizados, descritos no item 4.2, uma proveniente da correlação da literatura, descrita nas sub-seções 3.4.1 e 3.4.2 e por último uma da correlação empírica, Eq. 5.1, citada no final do capítulo 5.

As incertezas existentes do processo experimental são inerentes das medições realizadas, como resolução dos equipamentos utilizados, técnica de medição, valor padrão de referência das incertezas, dentre outras. Assim, a incerteza que acompanha os resultados experimentais é a soma das incertezas parciais do sistema de aquisição, instrumento de medição de temperatura, e dos instrumentos utilizados para medir a corrente e a tensão elétrica fornecida ao aquecedor além de sua resistência elétrica. Deve-se ainda contar as incertezas de medições dimensionais dos dissipadores de calor, onde foi usado o valor da menor resolução do paquímetro utilizado, que é de 0,05 mm. As incertezas de constantes como ε , σ , k_{isol} e k_{ar} onde foram adotados valores nulos para suas incertezas, pois são valores retirados de tabelas, portanto, $U\varepsilon = U\sigma = Uk_{isol} = Uk_{ar} = 0$. A incerteza para o número de Nusselt experimental pode ser obtida pela Eq. (6.1), seguindo a teoria da propagação linear dos erros (Taylor, 1988).

$$\begin{aligned}
 UNu_{Exp}^2 &= \left(\frac{\partial Nu}{\partial V} UV\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial R_{fio}} UR_{fio}\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial R_{aq}} UR_{aq}\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial I} UI\right)^2 \\
 &+ \left(\frac{\partial Nu}{\partial k_{isol}} Uk_{isol}\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial A} UA_{isol}\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_2} UT_2\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_3} UT_3\right)^2 \\
 &+ \left(\frac{\partial Nu}{\partial Z} Ub\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial \varepsilon} U\varepsilon\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial \sigma} U\sigma\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial A_{ct}} UA_{ct}\right)^2 \\
 &+ \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_s} UT_s\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_\infty} UT_\infty\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial k_{ar}} Uk_{ar}\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial L} UL\right)^2 \\
 &= 0,178
 \end{aligned} \tag{6.1}$$

As incertezas referentes à temperatura são calculadas levando-se em conta a incerteza da aquisição de dados, U_{aquis} , dada pelo seu incremento digital no valor de 0,01°C. Para a incerteza do termopar U_{term} , foi adotada como referência uma oscilação de 0,1°C, assim a equação para o cálculo da incerteza da temperatura é dada pela Eq. (6.2):

$$UT_s = \sqrt{(U_{aquis})^2 + (U_{term})^2} = \sqrt{0,01^2 + 0,1^2} = 0,1005 \quad (6.2)$$

A incerteza das correlações da literatura, Eqs. (3.12) e (3.14), basicamente levam em conta as medições dimensionais dos dissipadores de calor e a incerteza do cálculo do número de Rayleigh, assim como a incerteza da Equação (5.1). Assim tem-se as seguintes expressões:

$$\begin{aligned} UNu_{Eq.(3.12)}^2 &= \left(\frac{\partial Nu}{\partial Ra} URa\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial L} US\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial W} UH\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial S} UL\right)^2 \\ &+ \left(\frac{\partial Nu}{\partial H} UW\right)^2 = 0,150 \end{aligned} \quad (6.3)$$

$$\begin{aligned} UNu_{Eq.(3.14)}^2 &= \left(\frac{\partial Nu}{\partial Ra} URa\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial S} UL\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial H} UW\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial L} US\right)^2 \\ &+ \left(\frac{\partial Nu}{\partial W} UH\right)^2 = 0,150 \end{aligned} \quad (6.4)$$

$$\begin{aligned} UNu_{Eq.(5.1)}^2 &= \left(\frac{\partial Nu}{\partial Ra} UL\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial L} URa\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial W} US\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial S} UH\right)^2 \\ &+ \left(\frac{\partial Nu}{\partial H} Ut\right)^2 = 0,150 \end{aligned} \quad (6.5)$$

Como as incertezas dimensionais têm os mesmos valores para todas as dimensões e a incerteza do número de Rayleigh usa as mesmas variáveis no cálculo do número de Nusselt tanto para a Equação (3.12) quanto para a Equação (3.14) e para a correlação da Equação (5.1), essas incertezas, Eqs. (6.3), (6.4) e (6.5), são iguais.

As incertezas relacionadas com as simulações computacionais são inerentes das incertezas experimentais, pois usou-se os resultados experimentais como fonte de dados de temperatura para realização das simulações, e a incerteza inerente do programa computacional COMSOL.

A incerteza dos resultados computacionais obtidos através da simulação é a soma da incerteza da temperatura U_T da incerteza do programa COMSOL U_C . O programa COMSOL utiliza uma tolerância padrão de 0,001 para controlar seu erro relativo, assim utiliza-se $U_C = 0,001$. Assim, na Eq. (6.6) é mostrado como calcular essa incerteza.

$$U_{sim} = \sqrt{U_T^2 + U_C^2} = \sqrt{0,1005^2 + 0,001^2} = 0,1005 \quad (6.6)$$

Mais informações sobre estas equações podem ser encontradas na dissertação de mestrado de Anselmo (2016). Na Tabela 6.1 mostram-se os resultados das incertezas calculadas.

Tabela 6.1 – Incertezas para os números de Nusselt calculados.

	Incertezas	Incertezas/(Nu) [%]
Nu_{Exp}	0,178	17,8/(Nu)
$Nu_{3.12}$	0,15	15,0/(Nu)
$Nu_{3.14}$	0,15	15,0/(Nu)
$Nu_{5.1}$	0,15	15,0/(Nu)
Nu_{Sim}	0,1005	10,05/(Nu ou T)

Fonte: O próprio autor.

A partir da Tabela 6.1, pode-se afirmar que as incertezas encontradas neste trabalho para o número de Nusselt e a temperatura numérica estão todas abaixo de 17,8%. Para obter-se a incerteza percentual é preciso dividir o valor encontrado para a incerteza, UNu_{Exp} , $UNu_{Eq(3.12)}$, $UNu_{Eq(5.1)}$ e UNu_{Sim} , pelo valor a ser analisado. Como não se tem nenhum número de Nusselt ou temperatura numérica com valor abaixo de 1, a maior incerteza percentual encontrada com certeza será abaixo de 17,8%.

Verificando as Tabelas 5.1 e 5.2, pode-se encontrar o menor valor do número de Nusselt calculado pela simulação computacional que é de 2,06 e para o número de Nusselt calculado experimentalmente é de 2,37, ambos valores referentes ao dissipador D18. Assim as incertezas percentuais são sempre menores que 4,88% para os casos simulados e menores que 7,51% para os casos experimentais.

7. CONCLUSÕES

Apresentou-se neste trabalho um estudo detalhado da transferência de calor por convecção natural em dissipadores de calor com aletas retangulares paralelas. Uma das principais contribuições deste trabalho foi a análise numérica utilizando o software COMSOL como ferramenta computacional, de análise e de visualização de resultados. Em outros resultados do autor deste trabalho, estas análises eram feitas apenas por resultados experimentais e a partir de resultados retirados de outros trabalhos da literatura.

A partir dos resultados obtidos experimentalmente e numericamente, algumas conclusões podem ser feitas. Comprovou-se que a convecção natural age de forma mais efetiva em dissipadores de calor posicionados com base e aletas na vertical, pois nesta posição o fluxo de ar passa pelos canais, entre as aletas, com maior facilidade o que ajuda na retirada de calor, como observado nos resultados apresentados no Capítulo 5. Já nos dissipadores posicionados horizontalmente pode-se ver que as aletas dificultam a passagem dos fluxos de ar em algumas direções. Além disso, o fluxo de ar não é totalmente aproveitado no arrefecimento, uma vez que o ar escoia sobre o dissipador apenas por uma distância de $L/2$.

Também pode-se observar que o número de aletas afeta bastante a maneira como o escoamento de ar passa pelo dissipador de calor. Em um dissipador de calor que trabalha apenas por ação da convecção natural não é recomendável que se tenha muitas aletas, pois quanto maior o número de aletas menor será o espaçamento entre elas. Quando se tem essa configuração o dissipador agirá como um bloco, não permitindo que o escoamento de ar passe entre as aletas e realize uma troca de calor com as aletas mais internas do dissipador, piorando assim o desempenho da troca de calor.

O número de Nusselt local sobre cada ponto do dissipador foi calculado neste trabalho. Além disso foi possível ver que o número de Nusselt médio não está restrito a um ou outro ponto do dissipador e sim que ele é uniforme por praticamente todo o dissipador. Já os maiores valores para o número de Nusselt estão localizados apenas em algumas regiões do dissipador, regiões onde há o encontro do ar frio com a superfície quente do dissipador. Os números de Nusselt médios apresentaram boa concordância com os resultados experimentais, apresentando desvios médios de 25% com os piores resultados e chegando a menos que 1% de desvio com os melhores.

Os desvios médios apresentados para as temperaturas finais foram de 15% para os resultados dos dissipadores ensaiados na horizontal e de 23% para os dissipadores ensaiados com aletas e base na vertical. Apesar destes números serem um pouco elevados as imagens

analisadas no Capítulo 5 são confiáveis pois mostram comportamento idêntico aqueles de figuras encontradas na literatura. O \bar{h} encontrado também tem um desvio de 24% para os dissipadores na horizontal e de 34% para os dissipadores com base e aletas na vertical. Essa maior diferença pode ser causada pelas diferentes maneiras em se calcular o número de Nusselt e o \bar{h} , apresentadas no Capítulo 3.

Pode-se dizer que estas diferenças entre os resultados se deram principalmente por dois motivos: condições de contorno perfeitamente ajustadas nas simulações e malha utilizada.

Deve-se levar em conta que as condições de contorno colocadas no programa são fielmente seguidas, ou seja, se foi inserido que uma superfície do problema é isolada termicamente o programa seguirá esta regra perfeitamente. Porém, as simulações baseiam-se em resultados experimentais, assim mesmo que tenha sido tomado todos os cuidados ao se isolar essa superfície, ou na escolha do isolante, sempre há a chance de se deixar uma parte da superfície sem isolamento ou que o isolante utilizado não tenha uma condutividade térmica exatamente como aquela fornecida pelo fabricante. Assim há inúmeros detalhes que o computador aplica perfeitamente nas simulações, porém no teste experimental podem ocorrer variações não esperadas.

A malha foi feita inicialmente para os Dissipadores D1 e D2, que foram os mesmos dissipadores utilizados por Silva *et al.* (2019), para que se comparassem os resultados dos dois trabalhos. Já a malha feita para os demais dissipadores seguiu o mesmo procedimento utilizado para estes dois. Porém nestes 16 dissipadores restantes há aqueles que diferem demais de D1 e D2 e esta diferença pode ter afetado os resultados obtidos em alguns dissipadores. O correto seria levar em conta os parâmetros geométricos de cada dissipador e então determinar o modelo, tamanho, número de elementos e tudo mais acerca da malha a ser utilizada.

Apesar disso, para se escolher o melhor posicionamento, ou dizer qual é número de aletas ideal a se utilizar em um caso prático, deve-se fazer um estudo para cada aplicação em particular, pois pode ser que não haja espaço para colocar aletas muito altas ou que o dissipador fique com seus canais obstruídos devido a redução do espaçamento entre as aletas. Então, sempre haverá um dissipador ideal para cada problema proposto.

O programa COMSOL mostrou ser confiável e uma boa ferramenta no estudo da transferência de calor em geral, afinal além da convecção natural o COMSOL também trabalhou com condução no sólido sem nenhum problema. Além disso, pode tornar uma eficaz ferramenta de ensino, pois as imagens obtidas através do COMSOL Multiphysics® podem ajudar no entendimento de vários fenômenos físicos, não apenas a convecção natural. Outra característica importante é a interface simples do programa, que facilita muito na implementação das condições de contorno e configurações gerais do problema.

Como sugestão para trabalhos futuros são propostos os seguintes tópicos:

- Fazer um estudo sobre convecção forçada utilizando o programa COMSOL e validar os resultados utilizando a montagem experimental em um túnel de vento;
- Fazer um estudo sobre dissipadores de calor que utilizam de furos e rasgos nas aletas para otimizar a transferência de calor por convecção natural,
- Continuar o estudo sobre a miniaturização dos dissipadores de calor, pois já foram iniciados neste trabalho os testes com o micro dissipador de calor, D18, porém os resultados não foram muito bons,
- Fazer uma análise da convecção natural em um dissipador variando seu ângulo de inclinação utilizando o COMSOL, pois é uma maneira fácil, barata e rápida de se fazer esse tipo de estudo.
- Pesquisar novos tipos de dissipadores de calor, como os micro dissipadores, os dissipadores de espuma metálica e realizar simulações sobre eles utilizando o COMSOL, além de testes experimentais.

8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AIHARA, T.; MARUYAMA, S.; 1988, “Optimum Design of Natural Cooling Heat Sinks with Vertical Rectangular Fin Arrays”. In *Cooling Technology for Electronic Equipment* (Editado por W. Aung), pp 35-54, Hemisphere, New York (1988).
- AL-ATHEL, K.S.; 2017, “A computational methodology for assessing the thermal behavior of metal foam heat sinks”. **Applied Thermal Engineering**, vol. 111, pp. 884-893.
- AL-ATHEL, K.S.; ALY, S., P.; ARIF., A., F., M.; Mostaghimi, J.; 2017, “3D modeling and analysis of the thermos-mechanical behavior of metal foam heat sinks”. **Int. J. of Thermal Sciences**, Vol. 116, pp. 199-213.
- ANNUAR, K. A. M.; ISMAIL, F. S.; 2014, “Optimal Pin Fin Arrangement of Heat Sink Design and Thermal Analysis for Central Processing Unit”, **IEEE** 2014.
- ANSELMO. B. C. S.; LIMA E SILVA. S. M. M. (2016) Análise dos Parâmetros Geométricos e Estatística Usando Minitab no Estudo da Convecção Natural em Dissipadores. Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Itajubá (UNIFEI), Itajubá, Minas Gerais, Brasil.
- AZARKISH, H.; SARVARI, S. M. H.; BEHZADMEHR, A.; 2010, “Optimum Design of a Longitudinal Fin Array with Convection and Radiation Heat Transfer Using a Genetic Algorithm”, **International Journal of Thermal Sciences**, Vol. 49, pp. 2222-2229.
- BASKAYA, S.; ÖZEK, M.; SIVRIOĞLU, M.; 2000, “Parametric Study of Natural Convection Heat Transfer from Horizontal Rectangular Fin Arrays”, **Int. J. of Thermal Sciences**, Vol. 39, pp. 797-805.
- BOUCHENAF, R., MOHAMMED, H., A., SAIM, R., 2019, “Numerical Study of the Thermal and Hydraulic Performances of Heat Sink made from Wavy Fins”, **Mechanics and Mechanical Engineering**, Vol. 23, pp. 150-161.
- CHEN, H.; LAI, S.; HAUNG, L.; 2013, “Investigation of Heat Transfer Characteristics in Plate-Fin Heat Sink”, **Applied Thermal Engineering**, Vol. 50, pp. 352-360.
- DIXON, J. C.; 2007, *The Shock Absorber Handbook*, 2ª edição, John Wiley & Sons, pp. 375-378.
- DOGAN, M ; SIVRIOĞLU, M.; 2009, “Experimental investigation of mixed convection heat transfer from longitudinal fins in a horizontal rectangular channel: In natural convection dominated flow regimes”, **Energy Conversion and Management**, Vol. 50, pp. 2513-2521.
- GUARINO, S., ILIO, G. D., VENETTACCI, S.; 2017, “Influence of Thermal Contact Resistance of Aluminum Foams in Forced Convection: Experimental Analysis”, **Materials-open access Journal**, Vol. 10, pp. 1-14.
- GROOVER, MIKELL P., 2007, “Fundamentals of Modern Manufacturing – Materials, Processes, and Systems”, John Wiley & Sons (Asia) Pte Ltd, INC., 3º ed, 522p.
- GUPTA, D.; VENKATARAMAN, V.; NIMJE, R.; 2014, “CFD & Thermal Analysis of Heat Sink and its Application in CPU”, **International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering**, Vol. 4, Issue 8, pp 198-202.
- HAGHIGHI, S., S.; GOSHAYEASHI, H., R.; MOHAMMAD, R., S.; 2018, “Natural Convection Heat Transfer Enhancement in new Designs of Plate-fin Based Heat Sinks”, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Vol. 125, pp 640-647.

- HARAHAP, F.; MCMANUS, H.N.; 1967, "Natural Convection Heat Transfer From Horizontal Rectangular Fin Arrays", **Journal of Heat Transfer**, Trans. ASME, Series C, Vol. 89, pp. 32-38.
- HARAHAP, F.; SETIO, D.; 2001, "Correlations for Heat Dissipation and Natural Convection Heat Transfer From Horizontally Based, Vertically Finned Arrays", **Applied Energy**, Vol. 69, pp. 29-38.
- HARAHAP, F.; RUDIANTO, E.; 2005, "Measurements of Steady-State Heat Dissipation From Miniaturized Horizontally Based Straight Rectangular Fin Arrays", **Heat and Mass Transfer**, Vol. 41, pp. 280-288.
- HARAHAP, F.; LESMANA, H.; 2006, "Measurements of Heat Dissipation From Miniaturized Vertical Rectangular Fin Arrays Under Dominant Natural Convection Conditions", **Heat and Mass Transfer**, Vol. 42, pp. 1025-1036.
- HASEN, J. F., 2015, "Nusselt, Rayleigh, Grashof and Prandtl: Direct Calculation of a User-defined Convective Heat Flux", **COMSOL Conference in Grenoble**, Excerpt from the Proceedings of the 2015 COMSOL Conference in Grenoble.
- HUANG, G. J. e WONG, S. C.; 2012, "Dynamic Characteristics of Natural Convection From Horizontal Rectangular Fin Arrays", **Applied Thermal Engineering**, Vol. 42, pp. 81-89.
- HUANG, R.T.; SHEU, W. J.; WANG, C.C.; 2006, "Natural Convection Heat Transfer From Square Pin Fin and Plate Fin Heat Sinks Subject to the Influence of Orientation", **13th International Heat Transfer Conference - IHTC13**, Sydney, Australia.
- INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P.; 1998, "Fundamentos de Transferência de Calor e Massa" LTC – Livros Técnicos Científicos S.A., 4° ed., Rio de Janeiro, Brasil, 494 p.
- ISMAIL, M. F.; REZA, M. O.; ZOBAER, M. A.; ALI, M., 2013, "Numerical Investigation of Turbulent Heat Convection from Solid and Longitudinally Perforated Rectangular Fins", **Procedia Engineering**, Vol. 56, pp. 497-502.
- JEON, D.; BYON, C.; 2017, "Thermal performance of plate fin heat sinks with dual-height fins subject to Natural Convection", **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Vol. 113, pp. 1089-1099.
- JOO, Y.; KIM, S. J., 2015, "Comparison of thermal performance between plate-fin and pin-fin heat sinks in natural convection", **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Vol 82, pp. 345-356.
- JONES, C.D.; SMITH, L.F.; 1970, "Optimum Arrangement of Rectangular Fins on Horizontal Surfaces for Free Convection Heat Transfer", **ASME Journal of Heat Transfer**, Vol. 92, pp. 6-10.
- JOUHARA, H.; AXCELL, B. P., 2009, "Modelling and Simulation Techniques for Forced Convection Heat Transfer in Heat Sinks with Rectangular Fins", **Simulation Modelling Practice and Theory**, Vol. 17, pp. 871-882.
- JUBEAR, A. J.; AL-HAMADANI, A., F.; 2015, "The Effect of Fin Height on Free Convection Heat Transfer from Rectangular Fin Array", **International Journal of Recent Scientific Research**, Vol.6, Issue, 7, pp 5318-5323, July, 2015.
- KHUDHEYER, A., F.; HASAN, Z., H.; 2015, "Effect of the Fins Configuration on Natural Convection Heat Transfer Experimentally and Numerically", **International Journal of Energy and Environment**, Vol. 6, Issue 6, pp. 607-628.
- KIM, T. H.; DO, K. H; KIM, D. K.; 2011, "Closed form correlations for thermal optimization of plate-fin heat sinks under natural convection", **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Vol. 54, pp. 1210-1216.

- KIM, D. K.; 2012, “Thermal Optimization of Plate-Fin Heat Sinks with Fins of Variable Thickness Under Natural Convection”, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Vol. 55, pp. 752-761.
- KIM, T. H.; KIM, D. K.; DO, K. H.; 2013, “Correlation for the Fin Nusselt Number of Natural Convective Heat Sinks with Vertically Oriented Plate-Fins”, **Heat and Mass Transfer**, Vol. 49, pp. 413-425.
- LEDEZMA, G.; BEJAN, A., 1996, “Heat Sinks with Sloped Plate Fins in Natural and Forced Convection”, **Int. J. of Heat and Mass Transfer**, Vol. 39, pp. 1773-1783.
- LEE, M.; KIM, H. J.; KIM, D.K., 2016, “ Nusselt number correlation for natural convection from vertical cylinders with triangular fins”, **Applied Thermal Engineering**, Vol. 93, pp. 1238-1247.
- LEUNG, C.W.; PROBERT, S.D.; SHILSTON, M. J.; 1985, “Heat exchanger design: Optimal uniform separation between rectangular fins protruding from a vertical rectangular base”, **Applied Energy**, Vol. 19, pp. 287-299.
- LEUNG, C.W; PROBERT, S.D.; 1989, “Heat-exchanger Performance: Effect of Orientation”, **Applied Energy**, Vol. 33, pp. 235-252.
- LIENHARD IV, J. H.; LIENHARD V, J. H.; 2006, A Heat Transfer Textbook, Phlogiston Press., 3° ed., Cambridge, Massachusetts.
- LUITEN, G. A., 2014, “Heat Spreading in a Thin Longitudinal Fin”, **Microelectronics Journal**, Vol. 45, pp. 539-546.
- MATSUMOTO, N.; TOMIMURA, T.; KOITO, Y.; 2014, “Heat Transfer Characteristics of Square Micro Pin Fins under Natural Convection”, **Journal of Electronics Cooling and Thermal Control**, Vol. 4, pp 59-69.
- MATWEB (2017), Alumínio 6063-T5, Disponível em: <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=79875d1b30c94af39029470988004fb6&ckck=1>, Data de acesso: 22/10/17
- MEHRTASH, M.; TARI, I.; 2013, “A correlation for natural convection heat transfer from inclined plat-finned heat sinks”, **Applied Thermal Engineering**, Vol. 51, pp.1067-1075.
- MOBEDI, M.; YÜNCÜ, H.; 2003, “A Three Dimensional Numerical Study on Natural Convection Heat Transfer From Short Horizontal Rectangular Fin Array”, **Journal of Heat and Mass Transfer**, Vol. 39, pp. 267-275.
- MOSTAFAVI, G., 2012, “Natural Convective Heat Transfer from Interrupted Rectangular Fins”, Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree of Master of Applied Science, School of Engineering Science, Faculty of Applied Sciences, **SIMON FRASER UNIVERSITY**, Vancouver, Canadá.
- NAIA, F. R.; LIMA E SILVA, A. L. F.; LIMA E SILVA, S. M. M.; 2008, “Análise da Transferência de Calor por Convecção Natural em Aletas Planas Retangulares”, **V CONEM (Congresso Nacional de Engenharia Mecânica)**, Salvador, Bahia, Brasil.
- QU, W.; MUDAWAR, I., 2002, “Analysis of Three-Dimensional Heat Transfer in Micro-Channel Heat Sinks”, **Int. J. of Heat and Mass Transfer**, Vol. 45, pp. 3973-3985.
- RAFAEL, F. H.; ANSELMO, B. C. S.; SILVA, V. A.; LIMA E SILVA, S. M. M., 2019, “Analytical and Numerical Study of Radiation in Heat Sinks of Rectangular Fins”, **25th International Congress of Mechanical Engineering – COBEM 2019, Uberlândia, Minas Gerais, Brasil**

- RANA, M., R., A.; 2015, “Numerical and Experimental Study on Orientation Dependency of Free Convection Heat Sinks”, Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree of Master of Applied Science, The College of Graduate Studies Mechanical Engineering, **THE UNIVERSITY OF BRITISH COLUMBIA**.
- RAO, V.R.; VENKATESHAN, S.P.; 1996, “Experimental Study of Free Convection and Radiation in Horizontal Fin Arrays”, **International Journal of Heat Mass Transfer**, Vol. 39, pp 779-789.
- RAO, V. D.; NAIDU, S. V.; RAO, B. G.; SHARMA, K. V., 2006, “Heat Transfer from a Horizontal Fin Array by Natural Convection and Radiation—A Conjugate Analysis”, **Int. J. of Heat and Mass Transfer**, Vol. 49, pp. 3379-3391.
- SHENDE, M. D.; MAHALLE, A; 2014, “Natural Convection Heat Transfer from a Radial Heat Sink with Horizontal Rectangular Fins”, **International Journal of Innovative Research in Advanced Engineering (IJIRAE)**, Vol 1, Issue 8, pp 352-356.
- Shyu, J.; Chang, T.; Lee, S; 2017, “A Numerical Study on Natural Convection Heat Transfer of Handheld Projectors with a Fin Array”, **Energies**, 2017, 10, 266. pp. 17.
- SILVA, V. A.; GOMES, L. A. C. N.; RIBEIRO, C. A. C.; LIMA E SILVA, A. L. F.; LIMA E SILVA, S. M. M.; 2012, “Analysis of Steady-State Heat Dissipation in Short Horizontal Rectangular Fin Array”, **14th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering - ENCIT 2012, Rio de Janeiro**, Rio de Janeiro, Brasil.
- SILVA, V. A.; ANSELMO, B. C. S.; LIMA E SILVA, A. L. F.; LIMA E SILVA, S. M. M.; 2016, “Experimental Analysis of the Influence of Heat Sink Geometric Parameters on Natural Convection”, **Revista RE TERM** (Engenharia Térmica), Departamento de Engenharia Mecânica da UFPR, Vol. 15, Nº1 (2016), pp 26-32. DOI: 10.5380/reterm.V15i1.62159.
- SILVA, V. A.; LIMA E SILVA, A. L. F.; LIMA E SILVA, S. M. M.; 2014, “Analysis of Heat Transfer Coefficients by Natural Convection in Horizontal and Vertical Heatsinks”, **15th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering - ENCIT 2014, Belém, Pará, Brasil**.
- SILVA, V. A.; GOMES, L. A. C. N.; LIMA E SILVA, A. L. F., LIMA E SILVA, S. M. M., 2019, “Analysis of Natural Convection in heat sink using OpenFOAM and Experimental tests”, **Heat and Mass Transfer**, Vol. 55, Issue 8, pp. 2289-2304.
- STARNER, K.E.; MACMANUS, H.N.; 1963, “An Experimental Investigation of Free-Convection Heat Transfer From Rectangular-Fin Arrays”, **Journal of Heat Transfer**, Trans. ASME, Series C, Vol. 85, pp 273-278.
- TAYLOR, B. N., “The Physical Constants”, 1988.
- YALCIN, H. G.; BASKAYA, S.; SIVRIOGLU, M., 2008, “Numerical Analysis of Natural Convection Heat Transfer from Rectangular Shrouded Fin Arrays on a Horizontal Surface”, **International Communications in Heat and Mass Transfer**, Vol. 35, pp. 299-311.
- YAZICIOGLU, B. E; YÜNCÜ, H.; 2007, “Optimum Fin Spacing of Rectangular Fins on a Vertical Base in Free Convection Heat Transfer”, **Heat and Mass Transfer**, Vol. 44, pp. 11-21.
- YAZICIOGLU, B. E; YÜNCÜ, H.; 2009, “A Correlation for Optimum Fin Spacing of Vertically-Based Rectangular Fin Arrays Subjected to Natural Convection Heat Transfer”, **Journal of Thermal Science and Technology**, Vol. 29, pp. 99-105.
- YÜNCÜ, H.; ANBAR, G.; 1998, “An Experimental Investigation on Performance of Rectangular Fins on a Horizontal Base in Free Convection Heat Transfer”, **Heat and Mass Transfer**, Vol. 33, pp. 507-514.

ZOGRAFOS, A. I.; SUNDERLAND, J. E.; 1990, "Natural Convection From Pin Fin Arrays", **Exp. Thermal and Fluid Sci.**, Vol. 3, pp 440-449.