



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

**Análise Experimental da Influência dos Parâmetros Geométricos de  
Dissipadores na Convecção Natural**

**Vilson Altair da Silva**

**Itajubá, Fevereiro de 2015**

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

**Vilson Altair da Silva**

**Análise Experimental da Influência dos Parâmetros Geométricos de  
Dissipadores na Convecção Natural**

**Dissertação submetida ao Programa de Pós-  
Graduação em Engenharia Mecânica como  
parte dos requisitos para obtenção do Título  
de Mestre em Ciências em Engenharia Mecânica.**

**Área de Concentração: Conversão de Energia**

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

**Fevereiro de 2015  
Itajubá**

SILVA, Vilson Altair

Análise Experimental da Influência dos Parâmetros Geométricos de Dissipadores na Convecção Natural / Vilson Altair – Itajubá: UNIFEI, 2015.

100p.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal de Itajubá, 2015.

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

I. Lima E Silva, Sandro M. M. II. Universidade Federal de Itajubá III. Análise Experimental da Influência dos Parâmetros Geométricos de Dissipadores na Convecção Natural.

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

**Vilson Altair da Silva**

**Análise Experimental da Influência dos Parâmetros Geométricos de  
Dissipadores na Convecção Natural**

Dissertação aprovada por banca examinadora em 19 de  
Fevereiro de 2015, conferindo ao autor o título de **Mestre  
em Ciências em Engenharia Mecânica**

**Banca Examinadora:**

Prof. Dr. Rogério Fernandes Brito - UNIFEI (Campus Itabira)

Prof. Dr. Marcelo José Pirani - UNIFEI

Prof. Dr. Sandro Metrevelle Marcondes de Lima e Silva –  
UNIFEI (Orientador)

Profa. Dra. Ana Lúcia Fernandes de Lima e Silva – UNIFEI  
(Co-Orientadora)

Itajubá

2015

# **Dedicatória**

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

# Agradecimentos

Este trabalho não poderia ser terminado 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.

Ao meu primo Marco Antônio da Silva Gonçalves por ser um grande amigo e compartilhar e dividir comigo todas as cobranças e alegrias de nossa vida universitária.

A todos de 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 Caliani de Neves Gomes, Carlos Adriano Corrêa Ribeiro, Durval Marques de Queiroz Neto 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 Universidade e sem o qual provavelmente não teria chegado até aqui.

E a Deus por ter direcionado minhas escolhas até que eu concluísse o mestrado 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. (2015)**, *Análise Experimental da Influência dos Parâmetros Geométricos de Dissipadores na Convecção Natural*, Itajubá, 100p. Dissertação (Mestrado em Conversão de Energia) – Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá

Dissipadores de calor geralmente são feitos de alumínio ou cobre e objetivam a maximização da transferência de calor. Dissipadores são utilizados em diversos equipamentos, principalmente eletrônicos. A cada ano estes componentes eletrônicos se tornam mais compactos e potentes, necessitando de novos dissipadores que os mantenham em temperaturas operacionais. Neste trabalho estudou-se a transferência de calor por convecção natural em regime permanente, em dissipadores com aletas planas retangulares, posicionados tanto na vertical quanto na horizontal. A parcela de transferência de calor perdida por radiação também foi considerada. Várias análises experimentais foram realizadas para determinar o número ideal e o melhor posicionamento dos sensores utilizados para medir a temperatura nos dissipadores. Estas análises confirmaram uma distribuição praticamente uniforme de temperatura no dissipador, o que possibilitou o uso de termopares apenas na sua região central. Foram projetados 12 dissipadores diferentes para que se estudasse a forma com que seus parâmetros geométricos como altura, espaçamento e espessura das aletas, influenciam na transferência de calor por convecção. Além desse estudo, neste trabalho são propostas duas correlações para a transferência de calor por convecção usando os parâmetros adimensionais Nusselt e Rayleigh. Estas correlações foram obtidas através dos resultados experimentais adquiridos para os 12 dissipadores, posicionados na vertical e na horizontal, para faixas de temperaturas de 20 °C a 100 °C. Ainda foram feitos estudos para identificar qual dissipador entre os 12 avaliados conseguiu retirar a maior quantidade de calor para determinada faixa de temperatura. Os resultados encontrados também foram comparados com resultados obtidos a partir de correlações empíricas encontradas na literatura.

**Palavras-chave:** Dissipadores, Convecção Natural, Estudo Experimental, Correlação Empírica, Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção.



# Abstract

**Silva, V. A. (2015)**, *Experimental Analysis of the Influence of Heat Sink Geometric Parameters on Natural Convection*, Itajubá, 100p. MSc. Dissertation – Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá

Heat sinks are usually made of aluminum or copper and are intended to maximize heat transfer. Heat sinks are used in several devices, mainly electronic equipment, which are constantly becoming more compact and powerful, requiring new heat sinks that keep them in operating temperatures. In this work, the steady state heat transfer by natural convection in heat sinks with rectangular fins positioned vertically and horizontally was studied. The heat transfer by radiation was also considered. Several analyses were performed to determine the optimal number and position of the sensors used to measure the temperature on the heat sinks horizontally and vertically positioned. These analyses confirmed an almost uniform temperature distribution in the heat sink. This allowed the use of thermocouples only in the center of the heat sink. Twelve heat sinks were designed to study how their geometric parameters such as height, spacing and thickness of the fins, influence the heat transfer by free convection. In addition, in this work, two correlations for heat transfer by free convection using the dimensionless parameters Nusselt and Rayleigh are proposed. These correlations were obtained using the results for the 12 heat sinks vertically and horizontally positioned over a temperature range between 20 °C and 100 °C. Furthermore studies were done to identify which of the 12 evaluated heat sink managed to remove the greatest amount of heat for a given temperature range. The results were compared with results obtained from empirical correlations found in the literature.

**Keywords:** Heat sinks, Free Convection, Rectangular Fins, Empirical Correlation, Heat Transfer Coefficient.

## Lista de Figuras

Figura 2.1 - Posições relativas da base e das aletas do dissipador. ....	20
Figura 2.2 - Dissipadores e bancada experimental utilizada por. Shende e Mahalle (2014)....	29
Figura 3.1 - Balanço de energia para uma superfície estendida. ....	32
Figura 3.2 - Aleta plana retangular com área de seção transversal uniforme.....	34
Figura 3.3 - Condições de contorno em uma aleta com área de seção transversal uniforme. ...	35
Figura 3.4 - Ilustração da distribuição do calor pela bancada experimental. ....	41
Figura 4.1 - Parâmetros geométricos do dissipador. ....	45
Figura 4.2 - Esquema da montagem da bancada experimental. ....	48
Figura 4.3 - Vista em detalhe da montagem do dissipador. ....	49
Figura 4.4 - Parâmetros geométricos da placa de MDF. ....	49
Figura 4.5 - Montagem do dissipador na a) horizontal e b) vertical. ....	50
Figura 4.6 - (a1) Posicionamento dos termopares para o teste de uniformidade da temperatura, (a2) posicionamento utilizado nos demais testes, (b) distribuição de temperaturas no dissipador em cada posição. ....	52
Figura 4.7 - (a1) Posicionamento dos termopares para o teste de uniformidade da temperatura, (a2) posicionamento utilizado nos demais testes, (b) distribuição de temperaturas no dissipador em cada posição. ....	53
Figura 4.8 - Procedimento realizado para medição da emissividade. ....	54
Figura 5.1 - Variação das temperaturas em função do tempo, para os 5 termopares. ....	56
Figura 5.2 - Valores de $h$ em função de $\Delta T$ , para o Dissipador 1 na horizontal. ....	61
Figura 5.3 - Valores de $h$ em função de $\Delta T$ , para o Dissipador 1 na vertical.....	66
Figura 5.4 - Comparação do Dissipador 1 na vertical e na horizontal. ....	66
Figura 5.5 - Ilustração das possíveis formas tomadas pelas linhas de corrente no dissipador posicionado na horizontal (a) e na vertical (b). ....	67
Figura 5.6 – Coeficiente de convecção em função da temperatura para o Dissipador 2.....	68
Figura 5.7 - Coeficiente de convecção em função da temperatura para o Dissipador 3. ....	68
Figura 5.8 - Potência fornecida aos dissipadores e diferença de temperaturas $\Delta T$ atingidas. ...	69
Figura 5.9 - Comparação entre os melhores dissipadores. ....	70
Figura 5.10 - Valores experimentais, das correlações da literatura, H&R e H&L e o ajuste dos dados experimentais utilizando o Labfit.....	73
Figura An.1 - Desenho técnico utilizado para confecção do Dissipador 1.....	86
Figura An.2 - Desenho técnico utilizado para confecção do Dissipador 2.....	87
Figura An.3 - Desenho técnico utilizado para confecção do Dissipador 3.....	88
Figura An.4 - Desenho técnico utilizado para confecção do Dissipador 4.....	89
Figura An.5 - Desenho técnico utilizado para confecção do Dissipador 1.....	90
Figura An.6 - Desenho técnico utilizado para confecção do Dissipador 6.....	91
Figura An.7 - Desenho técnico utilizado para confecção do Dissipador 7.....	92
Figura An.8 - Desenho técnico utilizado para confecção do Dissipador 8.....	93
Figura An.9 - Desenho técnico utilizado para confecção do Dissipador 9.....	94
Figura An.10 - Desenho técnico utilizado para confecção do Dissipador 10.....	95
Figura An.11 - Desenho técnico utilizado para confecção do Dissipador 11.....	96

Figura An.12 - Desenho técnico utilizado para confecção do Dissipador 12.....97

## Lista de Tabelas

Tabela 4.1 - Dimensões dos dissipadores.....	46
Tabela 4.2 - Dimensões das placas de MDF. ....	50
Tabela 5.1 - Valores médios temporais de temperaturas obtidos no Dissipador 1 na horizontal. .....	57
Tabela 5.2 - Valores de corrente, tensão, potência e as taxas de transferência de calor por condução, radiação e convecção para a variação de temperatura, $\Delta T$ , no Dissipador 1 na horizontal. ....	58
Tabela 5.3 - Valores de $\Delta T$ , $h$ experimental e $h$ da correlação de Harahap e Rudianto (2005), para o Dissipador 1 na posição horizontal. ....	60
Tabela 5.4 - Valores médios de temperaturas obtidos no Dissipador 1 na posição vertical. ...	62
Tabela 5.5 - Valores de corrente, tensão, potência e os calores de condução e convecção para a variação de temperatura, $\Delta T$ , no Dissipador 1 na vertical. ....	63
Tabela 5.6 - Valores de $\Delta T$ e $h$ experimental e das correlações para o Dissipador 1 na vertical. .....	65
Tabela 5.7 - Classificação dos Dissipadores por desempenho. ....	70
Tabela A.1 - Temperatura medida e temperatura calculada a 9 mm da base da aleta.....	80
Tabela B.1 - Efetividade e Eficiência para diversas temperaturas do Dissipador 4.....	81

# Lista de Símbolos

## Letras Latinas

$A$	Área da superfície do isolante de MDF [m <sup>2</sup> ]
$A_a$	Área superficial da aleta [m <sup>2</sup> ]
$A_{ct}$	Área total do dissipador onde ocorre a troca de calor por convecção [m <sup>2</sup> ]
$A_{sr}$	Área da seção reta da aleta [m <sup>2</sup> ]
$A_{sup}$	Área superficial da aleta medida da base a uma altura $x$ da aleta [m <sup>2</sup> ]
$b$	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 <sup>2</sup> ]
$Gr$	Número de Grashof
$Gr_l$	Número de Grashof para o comprimento característico ( $l$ )
$h$	Coefficiente de transferência de calor por convecção natural [W/m <sup>2</sup> K]
$\bar{h}$	Coefficiente médio de transferência de calor por convecção natural [W/m <sup>2</sup> K]
$H$	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 do material do dissipador [W/mK]
$k_{isol}$	Condutividade térmica do material isolante [W/mK]
$L$	Largura do dissipador [mm]
$l$	Metade da largura 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
$P$	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]
$q_{conv}$	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]
$q_{pl}$	Taxa de calor fornecido pelo aquecedor ( $P$ ) menos o calor perdido por condução pelo isolante ( $q_{iso}$ ) e o calor perdido por radiação para o ambiente ( $q_{rad}$ ) [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 [ $\Omega$ ]
$R_{fio}$	Resistência elétrica do fio que conecta o aquecedor a fonte de alimentação [ $\Omega$ ]
$S$	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 $T1$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$T2$	Termopar que coleta a temperatura abaixo do isolamento de MDF
$T_2$	Temperatura obtida do termopar $T2$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$T3$	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]
$T_\infty$	Temperatura do fluido (ar), equivalente a $T_1$ [°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

$\alpha$	Difusividade térmica [ $m^2/s$ ]
$\beta$	Coefficiente de expansão volumétrica térmica [1/K]
$\Delta T$	Diferença de temperatura entre o dissipador e o ambiente [°C]
$\Delta T_{isol}$	Diferença de temperatura entre a superfície superior e inferior do isolante [°C]
$\varepsilon$	Emissividade do Alumínio 6063-T5
$\eta$	Eficiência da aleta
$\theta$	Razão entre a temperatura na altura $x$ da aleta e a temperatura da base da aleta
$\theta_a$	Diferença entre a temperatura da ponta do dissipador e a temperatura ambiente
$\theta_b$	Diferença entre a temperatura da base do dissipador e a temperatura ambiente

$\theta_{\infty}$	Razão entre a temperatura ambiente e a temperatura da base da aleta
$\lambda$	Ângulo de inclinação dos dissipadores em Mehrtash e Tari (2013) [°]
$\nu$	Viscosidade cinemática [m <sup>2</sup> /s]
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann [W/m <sup>2</sup> K <sup>4</sup> ]

## Abreviaturas e Siglas

$Al_2O_3$  Alumina

$Mg_2Si$  Siliciuro di Magnésio

Al Alumínio

CAD *Computer Aided Design*/Desenho Auxiliado por Computador

CATS Curso Assistencial Theodomiro Santiago

CFC Cúbica de Face Centrada

CPU *Central Processing Unit*/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 *Light Emitting Diode*/Diodo Emissor de Luz

MDF Fibra de madeira de densidade média

Mg Magnésio

Si Silício

UNIFEI Universidade Federal de Itajubá



# Sumário

Dedicatória.....	5
Agradecimentos.....	6
Epígrafe .....	7
Resumo .....	8
Abstract.....	9
Lista de Figuras .....	10
Lista de Tabelas .....	12
Lista de Símbolos .....	13
Letras Latinas.....	13
Letras Gregas .....	15
Abreviaturas e Siglas .....	16
1. INTRODUÇÃO .....	16
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	19
3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA .....	31
3.1 Transferência de Calor em Superfícies Estendidas.....	31
3.2 Eficiência e Efetividade de uma Aleta.....	35
3.3 Cálculo do Coeficiente Médio de Transferência de Calor por Convecção.....	36
3.3.1 Correlação Empírica de Harahap e Rudianto (2005).....	38
3.3.2 Correlação Empírica de Harahap e Lesmana (2006).....	39
3.3.3 Cálculo do Calor Perdido através do Isolante .....	39
3.3.4 Cálculo do Calor Perdido Através da Radiação .....	40
3.3.5 Obtenção do $h$ Experimental.....	40
4. MATERIAIS E MONTAGEM EXPERIMENTAL .....	42
4.1 Processo de fabricação dos dissipadores.....	42
4.1.1 Principais características do alumínio .....	43
4.1.2 Alumínio 6063-T5 .....	43
4.1.3 Usinagem dos dissipadores.....	45
4.2 Montagem da bancada experimental .....	47
4.2.1 Detalhamento da montagem dos dissipadores.....	47
4.2.2 Posicionamento dos termopares .....	51
4.2.3 Emissividade do alumínio .....	53
5. RESULTADOS .....	55

5.1	Exemplificação dos cálculos.....	55
5.2	Classificação dos Dissipadores .....	68
5.3	Correlação Empírica Proposta .....	71
6.	CONCLUSÕES.....	74
	APÊNDICE A - Transferência de calor em superfícies estendidas.....	77
	APÊNDICE B - Desempenho da Aleta .....	81
7.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	82
	ANEXO A - Desenhos utilizados.....	86

# 1. INTRODUÇÃO

Aletas são superfícies estendidas a partir de uma área de onde se deseja uma maior troca de calor com o meio em que estão inseridas. O uso de superfícies aletadas aumenta a taxa de transferência de calor entre as superfícies e o fluido em que estão imersas através de um acréscimo da área de contato entre eles. As aletas são empregadas em diversos equipamentos, cujo seu funcionamento resulta na geração de calor, como: motores, transformadores, trocadores de calor e microprocessadores, onde a dissipação de calor ocorre em pequenos espaços físicos.

Neste trabalho estudou-se dissipadores de calor, que nada mais são que uma base plana rígida que suporta as aletas com o mínimo de resistência térmica e tem como finalidade aumentar a troca de calor de uma superfície que está em contato com o dissipador e o ambiente, diminuindo o valor da 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. Grande parte desses equipamentos são eletrônicos, que são os que mais sofrem a miniaturização devido à evolução dos componentes eletrônicos com o qual eles trabalham em conjunto. Nesses equipamentos o principal tipo de dissipador utilizado é o de aletas planas retangulares, que geralmente são feitos de alumínio ou cobre.

O parâmetro fundamental para o estudo da convecção é a determinação do coeficiente médio de transferência de calor por convecção,  $\bar{h}$ . A partir do valor de  $\bar{h}$ , da temperatura do corpo quente e da temperatura do meio externo, pode-se estimar a taxa de transferência de calor de um dissipador. O valor de  $\bar{h}$  é função das propriedades do fluido, da geometria da superfície e das condições do escoamento. A orientação do dissipador exerce grande influência na convecção pelo fato de poder facilitar ou dificultar o escoamento do fluido que o envolve. O fluido também influencia na convecção, porém é difícil utilizar outro fluido que não seja o ar, em equipamentos eletrônicos, então não é comum se ter variação nas propriedades físicas modificando o fluido utilizado no arrefecimento. Há dois tipos de convecção relacionada ao escoamento: a convecção natural, onde apenas as forças inerciais e de empuxo agem sobre o sistema; e a convecção forçada, onde, além das forças inerciais e de empuxo, existe um escoamento direcionado sobre a área sujeito à convecção. Assim, ao se

variar a velocidade do escoamento e a maneira com que ele incide sobre a área, varia-se o  $\bar{h}$ . 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 estudo pelo fato de ser uma forma primária de transferência de calor por não usar ventiladores ou bombas para criar um fluxo forçado sobre o dissipador, o que caracteriza a convecção forçada. 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 refrigeração empregado. 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.

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. A redução no valor de  $\bar{h}$  deve ser compensada pelo aumento da área de transferência de calor proporcionado pelas aletas para que seu uso seja justificado.

Neste trabalho foram realizadas montagens experimentais para obter os coeficientes médios de transferência de calor por convecção natural,  $\bar{h}$ , para dissipadores com aletas de diferentes geometrias.

Um estudo sobre a transferência de calor em dissipadores de calor foi realizado e será apresentado no capítulo 2. Este estudo serviu como base para este trabalho e ofereceu uma ideia sobre quais parâmetros são 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 acerca da transferência de calor por convecção natural.

A base teórica para este trabalho é apresentada no capítulo 3, onde os conceitos sobre efetividade e eficiência de uma aleta são apresentados. Ainda neste capítulo as correlações da literatura utilizadas para comparações com os resultados obtidos neste trabalho são demonstradas de uma forma simples e de fácil entendimento, assim como a maneira como se calcula o valor de  $\bar{h}$ .

No capítulo 4 é apresentada a forma como foram confeccionados os 12 dissipadores com parâmetros geométricos diferentes e mesma base. Ainda no capítulo 4, é mostrado um estudo

sobre a distribuição de temperatura pelo dissipador quando este atinge o regime permanente e este evidenciará o motivo do posicionamento dos termopares sobre o dissipador para a coleta das temperaturas durante os experimentos. Também é mostrado um breve estudo sobre a emissividade do alumínio 6063-T5 e sua variação para as diferentes temperaturas.

O capítulo 5 é iniciado com uma demonstração de como foram conduzidos os experimentos e de como foram realizados os cálculos deste trabalho. Além disso, são mostradas algumas tabelas e figuras para melhor observação dos resultados obtidos e discussões que auxiliaram este entendimento. Uma análise sobre o melhor dissipador estudado e o posicionamento é apresentada juntamente com uma tabela com os dissipadores ordenados do melhor para o pior deles. Também são apresentadas neste capítulo duas correlações para o número de Nusselt, uma para os dissipadores posicionados na horizontal e outra para os dissipadores posicionados na vertical.

No capítulo 6 são feitas as conclusões sobre o trabalho, como a influência das melhorias feitas na bancada experimental sobre os resultados e os testes experimentais de cada dissipador. Também são apresentadas algumas sugestões para trabalhos futuros que utilizem este como base, para o aperfeiçoamento e inovação no tema trabalhado nesta dissertação.

No apêndice A uma análise numérica, utilizando o pacote computacional MAPLE, é apresentada. Nesta análise é calculada a distribuição de temperatura ao longo de uma aleta do Dissipador 12 onde verificou-se uma boa aproximação com o resultado experimental obtido para esta comparação.

No apêndice B são mostrados os resultados para o Dissipador 4 da efetividade e da eficiência da aleta e estes valores obtidos para o Dissipador 4. Através dos resultados desta análise é possível dizer quando uma aleta é aplicável e qual seu rendimento quando comparada a uma superfície não aletada. No caso estudado a aleta é aplicável e tem um ótimo rendimento.

Os desenhos utilizados na confecção dos dissipadores foram feitos no pacote computacional SolidWorks® e encontram-se no anexo A, na mesma ordem encontrada na Tabela 4.1, da página 46. Estes desenhos foram utilizados pelos técnicos da oficina mecânica da UNIFEI, para a usinagem dos 12 dissipadores estudados neste trabalho.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo são apresentados os principais trabalhos relacionados ao uso de dissipadores a fim de concretizar a base teórica e aperfeiçoar a montagem experimental a partir do que foi feito por outros autores. Nesta revisão são mostrados os principais parâmetros a serem analisados, quais tipos de aletas e posicionamento ideal utilizados em estudos de dissipadores de calor.

Leung *et al.* (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 *et al.* (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, para o regime permanente, é muito mais rápida quando comparada a uma configuração com aletas na horizontal utilizando as mesmas geometrias e temperaturas experimentais. A Figura 2.1, retirada do artigo de Leung *et al.* (1985), exemplifica as posições dos dissipadores. Esse trabalho apresenta 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 aumenta conforme se passa da zona de escoamento laminar do fluido para a zona de transição e 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.

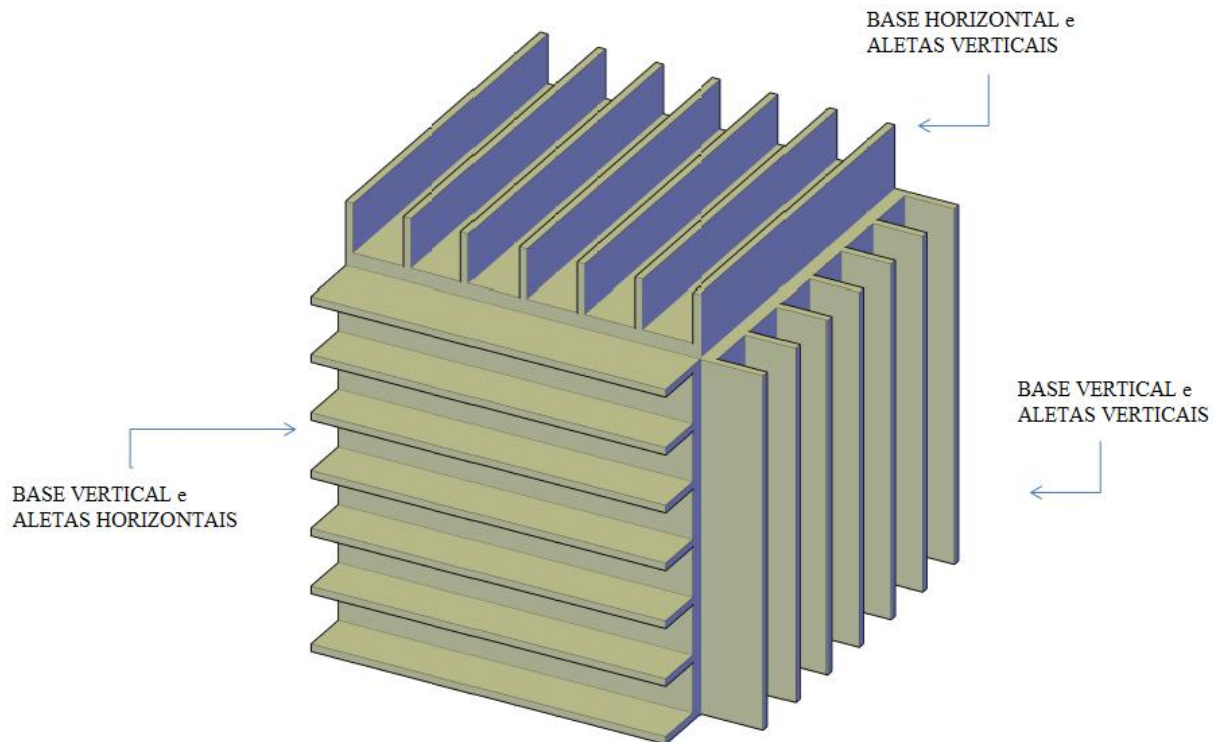


Figura 2.1 - Posições relativas da base e das aletas do dissipador.

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 interessante 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 enfatizam 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 que variam entre 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  $Nu$  e  $Ra$ , e observaram que os arranjos com base e aletas orientadas verticalmente se sobressaem ao arranjo 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 e 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.

Um estudo da convecção natural em conjunto com a radiação foi realizado por Rao e Venkateshan (1996). Os autores variaram parâmetros como emissividade, espaçamento, altura das aletas e temperatura da base e chegaram à conclusão que uma abordagem simplista, onde a radiação e a convecção são calculadas de formas independentes com base em superfícies isotérmicas 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  $\varepsilon$ . Há uma comparação entre as emissividades calculadas por três métodos diferentes. O primeiro por uma relação empírica proposta por Aihara *et al.* (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.

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 das 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 em 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. Os termopares foram posicionados em furos na superfície dos dissipadores para que não alterassem o escoamento ao redor deles. Foi usada uma junção fria como referência para as medições dos termopares feita com um banho de uma mistura de água e gelo. Utilizou-se dissipadores de alumínio devido à alta condutividade térmica e sua baixa emissividade, pois



eram características desejadas no experimento. Usando a consideração de que o ambiente era um corpo negro e as aletas e outras superfícies eram corpos cinza 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. Os experimentos duraram cerca de 16 horas com as leituras dos termopares registradas a cada meia hora. Quando a diferença entre a leitura atual e a anterior fosse menor que  $0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  assumia-se que o regime permanente estava atingido. Uma correlação foi proposta para calcular a taxa de transferência de calor da placa aletada dependente da altura, espaçamento e número de aletas e possui um desvio menor que 4 %. 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 *et al.* (2000) propuseram um estudo numérico para determinar a influência dos parâmetros geométricos e térmicos no desempenho de aletas retangulares na posição horizontal. Os autores utilizaram métodos computacionais para simular condições semelhantes às de Harahap e McManus (1967) e para analisar outras situações. Após as simulações 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. 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 passo 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).

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 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 ( $W/L < 1$ ). Este efeito de posicionamento das aletas em base retangulares também foi observado em dissipadores posicionados horizontalmente e é mais evidente naquelas que possuem o passo  $S$  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.

Huang *et al.* (2006) estudaram 4 tipos de dissipadores e a 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 de  $\bar{h}$ , para os dissipadores ensaiados, verificou-se que a adição de muitas aletas pode impedir o fluxo de ar entre elas, o que interfere no  $\bar{h}$ .

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 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 *et al.* (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<sup>®</sup> e comparou-se com outros resultados da literatura. Naia *et al.* (2008) obtiveram resultados satisfatórios para o tipo de aleta e a faixa de temperatura analisada. Neste trabalho, Naia *et al.* (2008), 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, Naia *et al.* (2008) apresentou a comparação entre os dados obtidos por outros pesquisadores.

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. Os trabalhos da literatura foram analisados de maneira que demonstrassem como cada fator pode influenciar na transferência de calor por convecção. Então os dados são rearranjados e apresentados como termos adimensionais, como sugerido pelo método das assíntotas, proposto por Bejan (1984). As equações das curvas encontradas para o espaçamento ideal das aletas e a taxa máxima de transferência de calor por convecção foram obtidas pelo método da regressão dos mínimos quadrados. 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. E 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. O aumento da altura da aleta também faz com que a transferência de calor por convecção aumente, pois além de aumentar a área de troca de calor esse aumento gera

escoamentos secundários entre as aletas que ajudam na transferência de calor. Porém, além desses dois parâmetros geométricos há outro fator que influencia na transferência de calor por convecção e este é o número de Rayleigh modificado. Verificou-se que para altos valores de Rayleigh modificado o valor do espaçamento ótimo das aletas diminui com o aumento da altura das aletas. 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.

Com o objetivo de maximizar a taxa de transferência de calor por convecção natural de dissipadores, Azarkish *et al.* (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.

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, 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 foram realizadas para diferentes comprimentos da aleta, duas alturas de aleta e espaçamento entre aletas 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 *et al.* (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 vários 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<sup>®</sup>. Correlações para o cálculo de  $Nu$  e  $Ra$  foram propostas e comparadas com as correlações existentes na literatura.

Kim *et al.* (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<sup>®</sup>, 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 para dissipadores que trabalham variando a inclinação entre  $-60^\circ \leq \lambda \leq +80$ . 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.

Utilizando dissipadores com aletas piniformes Matsumoto *et al.* (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 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. Apesar de não obterem um resultado quantitativo entre a análise computacional e o experimento realizado houve uma boa aproximação qualitativa, pois as curvas mostradas no trabalho obtiveram a mesma tendência, porém os resultados experimentais alcançaram maiores temperaturas, e os autores atribuíram essa diferença ao modelo físico que não pode reproduzir exatamente o experimento. 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, assim 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. Com os resultados obtidos os autores traçaram uma curva para os números de Nusselt e Rayleigh e retiraram dela uma equação exponencial que relaciona esses números.

Diferente dos outros artigos aqui apresentados, Shende e Mahalle (2014) estudaram a convecção de calor em um dissipador com base circular e aletas retangulares, como mostrado na Figura 2.2, pois 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-se 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. Observou-se que a resistência térmica estabilizou-se quando o comprimento da aleta era de 55 mm, assim aletas com comprimentos maiores que este não contribuíram com a melhoria ao dissipador. Já o aumento da altura da aleta proporcionou um leve aumento na velocidade do ar que circula entre as aletas, o que pode melhorar na transferência de calor.

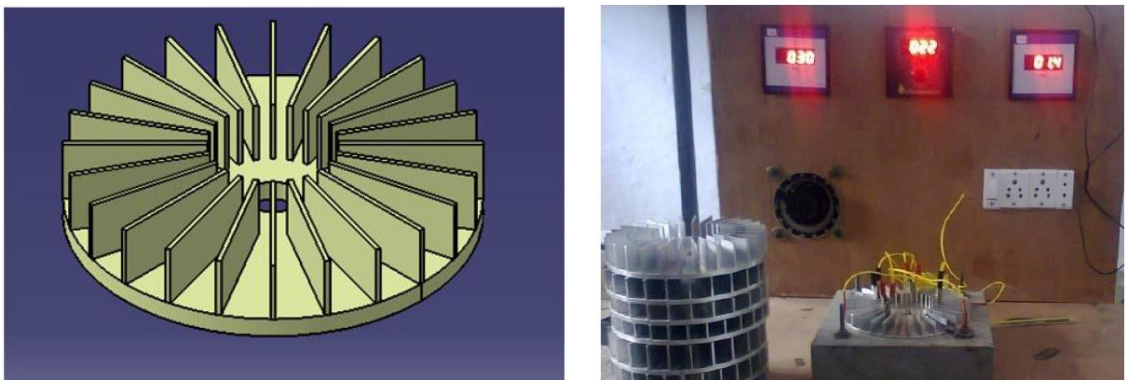


Figura 2.2 - Dissipadores e bancada experimental utilizada por Shende e Mahalle (2014).

Fonte: Shende e Mahalle (2014).

Um estudo usando simulação o FLUENT<sup>®</sup> foi feito por Gupta *et al.* (2014) em dissipadores utilizados nas CPU's de computadores pessoais, pois a cada dia os computadores



são mais rápidos, potentes e menores, logo 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 tipo CAD, como o CATIA<sup>®</sup>, 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 do momento, da energia e da continuidade chegou-se a 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.

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 e ter uma base para realizar a montagem da bancada experimental. Além disso, estas referências também foram importantes para um melhor entendimento dos parâmetros geométricos dos dissipadores a serem estudados.

### 3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo é exposto de uma forma bem simples e de fácil compreensão como acontece a transferência de calor em um dissipador de calor. Para melhor entendimento ao longo do trabalho, é apresentada a forma como se calcula o  $\bar{h}$  através das correlações empíricas de Harahap e Rudianto (2005) e Harahap e Lesmana (2006), bem como a maneira de se calcular este parâmetro experimentalmente e como ocorre todo o processo de troca de calor em um dissipador de calor.

#### 3.1 Transferência de Calor em Superfícies Estendidas

Para determinar a taxa de transferência de calor de uma aleta é necessário obter a distribuição de temperatura ao longo da aleta. Esta distribuição é obtida a partir de um balanço de energia em um elemento diferencial apropriado considerando as seguintes hipóteses:

- Regime permanente;
- Material da aleta homogêneo e isotrópico;
- A espessura da aleta é pequena quando comparada com a sua altura., de modo que o gradiente de temperatura transversal à aleta possa ser desprezado. Esta hipótese define que a condução é unidimensional na direção  $x$ ;
- O coeficiente de transferência de calor por convecção é constante e uniforme sobre toda a superfície de troca térmica da aleta;
- As temperaturas do meio envolvente e da base da aleta são uniformes;
- Ausência de resistências térmicas de contato;
- Ausência de fontes ou sumidouros de calor na aleta.

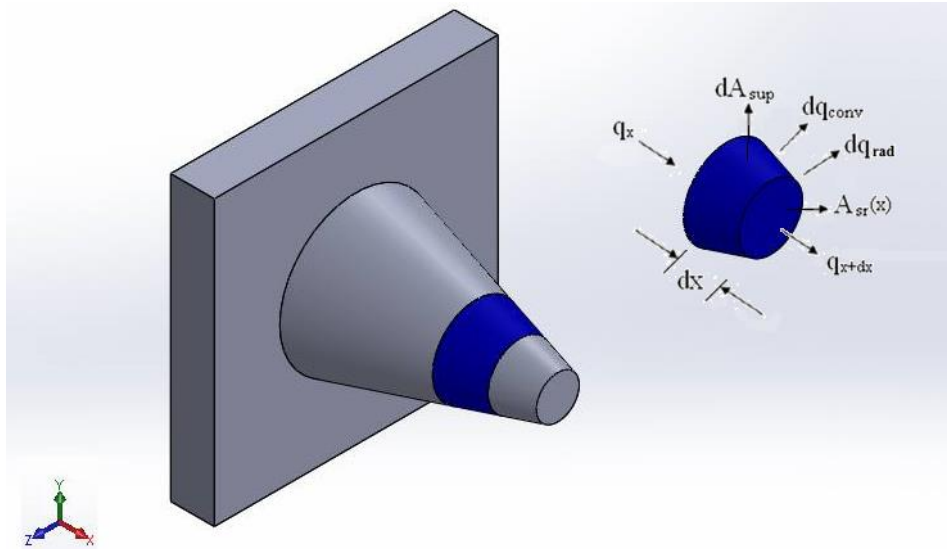


Figura 3.1 - Balanço de energia para uma superfície estendida.

Aplicando a conservação de energia no elemento diferencial da Fig. 3.1, obtém-se:

$$q_x = q_{x+dx} + dq_{conv} + dq_{rad} \quad (3.1)$$

Da lei de Fourier (Incropera e DeWitt, 1998) tem-se que,

$$q_x = -kA_{sr} \frac{dT}{dx} \quad (3.2)$$

sendo  $A_{sr}$  a área da seção transversal, que pode ser uma função de  $x$ , e  $k$  a condutividade térmica. Pode-se expressar a condução de calor em  $x + dx$  utilizando uma expansão em Série de Taylor e desprezando as derivadas de ordem superiores:

$$q_{x+dx} = q_x + \frac{dq_x}{dx} dx \quad (3.3)$$

Desta forma:

$$q_{x+dx} = -kA_{sr} \frac{dT}{dx} - k \frac{d}{dx} \left( A_{sr} \frac{dT}{dx} \right) dx \quad (3.4)$$

A taxa de transferência por convecção, pela lei de Resfriamento de Newton, e a por radiação, pela lei de Stefan-Boltzmann, (Incropera e DeWitt, 1998) podem ser descritas por:

$$dq_{conv} = \bar{h}dA_{sup}(T - T_{\infty}) \quad (3.5)$$

$$dq_{rad} = \varepsilon dA_{sup}\sigma(T^4 - T_{viz}^4) \quad (3.6)$$

sendo  $dA_{sup}$  a área superficial do elemento diferencial,  $\bar{h}$  o coeficiente médio de transferência de calor por convecção natural,  $T$  a temperatura da aleta,  $\varepsilon$  a emissividade do alumínio 6065-T5,  $\sigma$  a constante de Stefan-Boltzmann e  $T_{\infty} = T_{viz}$  a temperatura ambiente.

Substituindo as Equações (3.2), (3.4), (3.5) e (3.6) para as taxas de transferência de calor na equação do balanço de energia, Eq. (3.1), obtém-se:

$$\frac{d^2T}{dx^2} + \left(\frac{1}{A_{sr}} \frac{dA_{sr}}{dx}\right) \frac{dT}{dx} - \left(\frac{1}{A_{sr}} \frac{\bar{h} dA_{sup}}{k dx}\right) (T - T_{\infty}) - \left(\frac{1}{A_{sr}} \frac{\varepsilon \sigma}{k}\right) \frac{dA_{sup}}{dx} (T^4 - T_{\infty}^4) = 0 \quad (3.7)$$

Este é o resultado geral da equação de energia para condições unidimensionais em uma superfície estendida. Com o uso de condições de contorno adequadas essa equação pode fornecer a distribuição de temperatura ao longo da aleta. Esta equação em conjunto com a Eq. (3.2), pode ser usada para a obtenção da taxa de condução em qualquer posição  $x$  da aleta.

Para resolver a Eq. (3.7) é necessário especificar a geometria da aleta e suas condições de contorno. Para este trabalho em questão serão consideradas aletas planas retangulares, como mostra a Fig. 3.2. Cada aleta está fixada pela base a uma superfície, que se encontra a uma temperatura  $T(0) = T_b$  e se estende para o interior de um fluido à temperatura  $T_{\infty}$ .

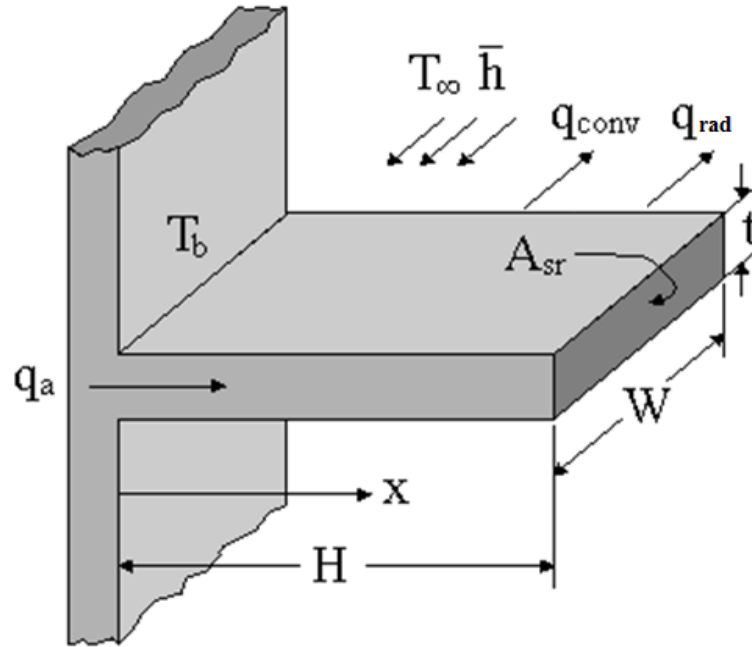


Figura 3.2 - Aleta plana retangular com área de seção transversal uniforme.

Por se tratar de uma aleta retangular de seção constante,  $A_{sr}$  será constante e  $A_{sup} = px$ , sendo  $A_{sup}$  a área superficial da aleta medida desde a sua base até o ponto  $x$  e  $p$  o perímetro da aleta. Conseqüentemente,  $dA_{sr}/dx = 0$  e  $dA_{sup}/dx = p$ . Desse modo, a partir da Eq. (3.7) obtém-se:

$$\frac{d^2T}{dx^2} - \frac{\bar{h}p}{kA_{sr}}(T - T_{\infty}) - \frac{\varepsilon\sigma p}{kA_{sr}}(T^4 - T_{\infty}^4) = 0 \quad (3.8)$$

Na intenção de adimensionalizar esta equação, transforma-se algumas variáveis, considerando:

$$\theta = \frac{T}{T_b}; \theta_{\infty} = \frac{T_{\infty}}{T_b}; X = \frac{x}{H}; N_c = \frac{hpL^2}{kA_{sr}}; N_r = \frac{\varepsilon\sigma p T_b^3}{kA_{sr}} \quad (3.9)$$

Como definido anteriormente,  $T_{\infty}$  é uma constante, o que leva  $d\theta/dx = dT/dx$ . Substituindo este resultado nas Eqs. (3.8) e (3.9), chega-se a

$$\frac{T_b}{H^2} \frac{d^2\theta}{dX^2} - \frac{\bar{h}p}{kA_{sr}} T_b (\theta - \theta_{\infty}) - \frac{\varepsilon\sigma p T_b^4}{kA_c} (\theta^4 - \theta_{\infty}^4) = 0 \quad (3.10)$$

multiplicando (3.10) por  $H^2/T_b$ , tem-se:

$$\frac{d^2\theta}{dX^2} - \frac{\bar{h}p}{kA_{sr}} H^2(\theta - \theta_\infty) - \frac{\varepsilon\sigma p T_b^3}{kA_{sr}} H^2(\theta^4 - \theta_\infty^4) = 0 \quad (3.11)$$

simplificando (3.11) segundo (3.9), chega-se em:

$$\frac{d^2\theta}{dX^2} - N_c(\theta - \theta_\infty) - N_r(\theta^4 - \theta_\infty^4) = 0 \quad (3.12)$$

Uma resposta numérica para esta equação foi realizada utilizando o software MAPLE, onde utilizou-se duas condições de contorno conhecidas, a temperatura na base e a temperatura na ponta da aleta e assim, estimou-se a temperatura numa posição  $x$  da aleta. Para validar esta simulação fez-se um experimento onde colocou-se um termopar numa posição  $x$  da aleta e depois mediu-se a distância entre o termopar e a ponta da aleta. Conhecendo a posição consegue-se, através do programa feito no MAPLE verificar se as temperaturas calculada e experimental eram próximas. A Figura 3.3 exemplifica as condições de contorno utilizadas. Sabe-se que em  $x = H$  tem-se  $T_x = T_p$ , assim:

$$\theta(x) = T_x/T_b \quad \theta(0) = \frac{T_b}{T_b} = 1 \quad \theta(1) = \frac{T_p}{T_b} = 0.9779 \quad (3.13)$$

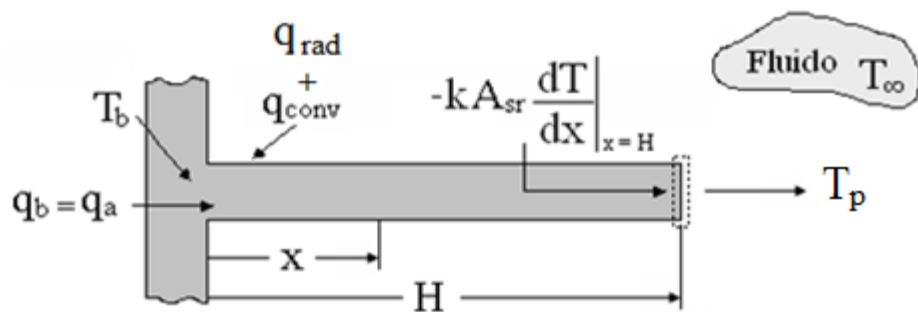


Figura 3.3 - Condições de contorno em uma aleta com área de seção transversal uniforme.

## 3.2 Eficiência e Efetividade de uma Aleta

Assim como outros dispositivos as aletas possuem uma resistência térmica a condução de calor. Devido a essa resistência térmica o uso das aletas não garante um aumento na taxa de transferência de calor. Para avaliar se o uso de aletas é justificável ou não é necessário avaliar a efetividade das aletas. A efetividade é a razão entre a taxa de transferência de calor da aleta

e a taxa de transferência de calor da superfície analisada sem a aleta. A efetividade é calculada do seguinte modo:

$$Efe = \frac{q_a}{\bar{h}A_{s,b}\theta_b} \quad (3.14)$$

sendo  $q_a$  a taxa de transferência de calor da aleta,  $A_{s,b}$  a área da seção transversal na base da aleta e  $\theta_b$  a diferença entre a temperatura da superfície e a temperatura ambiente. É evidente que o valor de  $Efe$  deve ser o maior possível e alguns autores indicam que o uso de aletas é justificável apenas para valores de  $Efe \geq 2$  (Incropera e DeWitt, 1998).

A efetividade de uma aleta é proporcional à condutividade térmica do material que a constitui. Por este motivo as ligas de alumínio ou cobre são normalmente utilizadas para a fabricação de aletas sendo que o alumínio é mais utilizado por ser de menor custo e mais leve que o cobre.

A efetividade da aleta indica o efeito da aleta em relação a uma superfície sem aleta. Um parâmetro que relaciona o desempenho interno da aleta é a eficiência da aleta. A eficiência da aleta é a razão entre a taxa de transferência de calor da aleta e a taxa máxima de transferência de calor que ocorreria caso toda a superfície da aleta se encontrasse à temperatura da sua base. A eficiência da aleta é dada por:

$$\eta = \frac{q_a}{q_{max}} = \frac{q_a}{\bar{h}A_a\theta_b} = \frac{\bar{h}A_a\theta_a}{\bar{h}A_a\theta_b} = \frac{\theta_a}{\theta_b} \quad (3.15)$$

sendo para uma aleta plana retangular, a área superficial é dada por:

$$A_a = 2LH_c + 2Ht = 2LH + 2L t/2 + 2Ht \quad (3.16)$$

onde  $L$  é o comprimento da aleta,  $H_c$  é o comprimento da aleta corrigido ( $H_c = H + t/2$ ),  $H$  é a altura da aleta e  $t$  é a espessura da aleta, como são indicados na Fig. 4.1.

### 3.3 Cálculo do Coeficiente Médio de Transferência de Calor por Convecção

A transferência de calor por convecção natural ocorre sempre que houver uma diferença de temperatura entre um corpo e um meio fluido. Devido à diferença de temperatura ocorre uma troca de calor entre o fluido e o corpo, causando uma alteração na massa específica do fluido na área próxima à superfície. A diferença na massa específica cria um fluxo

descendente do fluido mais pesado e um fluxo ascendente do mais leve. A transferência de calor por convecção que ocorre devido a esta diferença entre as massas específicas do fluido recebe o nome de convecção natural. A convecção com movimento do fluido auxiliado por meios mecânicos recebe o nome de convecção forçada. As correntes de convecção natural transferem a energia interna armazenada no fluido essencialmente da mesma maneira que as correntes de convecção forçada. Entretanto, a intensidade do movimento de mistura é geralmente menor na convecção natural e, portanto, os coeficientes de transferência de calor são menores que na convecção forçada. Apesar de possuir coeficientes de transferência de calor menores a convecção natural é usada em vários dispositivos por ser um método econômico e robusto, já que dispensa a utilização de partes móveis.

A obtenção teórica dos coeficientes  $\bar{h}$  neste trabalho foi baseada na correlação empírica propostas por Harahap e Rudianto (2005) para as placas orientadas horizontalmente, por Harahap e Lesmana (2006) para as placas orientadas verticalmente. Tais correlações são obtidas a partir de uma série de ensaios para levantamento de dados experimentais, após a obtenção dos dados é 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.

A convecção natural é caracterizada a partir dos 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:

$$Nu = \frac{\bar{h}y}{k_{ar}} \quad (3.17)$$

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)y^3}{\nu^2} \quad (3.18)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (3.19)$$

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (3.20)$$

Onde  $y$  representa um parâmetro geométrico característico do dissipador,  $g$  é a aceleração da gravidade,  $\beta$  é o coeficiente de expansão volumétrica térmica,  $T_s$  é a temperatura na superfície da placa,  $T_\infty$  é a temperatura do meio fluido,  $\nu$  é a viscosidade



cinemática,  $\bar{h}$  é o coeficiente médio de transferência de calor por convecção natural,  $k_{ar}$  é a condutividade térmica do fluido e  $\alpha$  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 da temperatura da base,  $T_b$ , e a temperatura da ponta da aleta,  $T_p$ .

As propriedades térmicas do ar variam com a temperatura, e para a determinação destas propriedades faz-se necessário a determinação de uma temperatura média de ocorrência da convecção, a esta temperatura dá-se o nome de temperatura de filme,  $T_{filme}$  (Incropera e DeWitt, 1998):

$$T_{filme} = \frac{T_{\infty} + T_s}{2} \quad (3.21)$$

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

### 3.3.1 Correlação Empírica de Harahap e Rudianto (2005)

Os dados da transferência de calor para superfícies horizontais 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 que  $l = L/2$ .

O número de Nusselt é calculado a partir da Eq. (30).

$$Nu = 0,203 \left[ Ra \left( \frac{nS}{H} \right) \right]^{0,393} \left( \frac{S}{l} \right)^{0,470} \left( \frac{H}{l} \right)^{0,870} \left( \frac{L}{W} \right)^{0,620} \quad (3.22)$$

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 aleta e  $H$  é a altura da aleta.

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

$$\bar{h} = \frac{Nu \cdot k_{ar}}{l} \quad (3.23)$$

A correlação obtida por Harahap e Rudianto (2005) é indicada para uma faixa de valores entre  $3 \cdot 10^3 \leq Ra_{1n}(S/L) \leq 3 \cdot 10^5$ . Conforme já mencionado o uso desta correlação para valores fora do intervalo indicado aumenta o erro dos valores de  $\bar{h}$  obtidos.

### 3.3.2 Correlação Empírica de Harahap e Lesmana (2006)

Os dados da transferência de calor para superfícies verticais foram correlacionados por Harahap e Lesmana (2006) 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 a partir da Eq. (32).

$$Nu = 3,350(Ra)^{0,153} \left(\frac{L}{W}\right)^{0,121} \left(\frac{S}{H}\right)^{0,605} \quad (3.24)$$

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

$$\bar{h} = \frac{Nu \cdot k_{ar}}{L} \quad (3.25)$$

A correlação obtida por Harahap e Lesmana (2006) é indicada para uma faixa de valores entre  $20 \cdot 10^4 \leq Ra_L \leq 5 \cdot 10^5$ .

### 3.3.3 Cálculo do Calor Perdido através do Isolante

O calor perdido através do isolante utilizado na montagem pode ser calculado através da Lei de Fourier:

$$q_{isol} = k \cdot A \cdot \frac{\Delta T_{isol}}{L} = k_{isol} \cdot A \cdot \frac{(T_3 - T_2)}{b_p} \quad (3.26)$$

sendo  $k_{isol}$  a condutividade térmica do material isolante, A a área da superfície do isolante,  $\Delta T_{isol}$  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).

### 3.3.4 Cálculo do Calor Perdido Através da Radiação

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

$$q_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_{ct} \cdot (T_s^4 - T_{viz}^4) = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_{ct} \cdot (T_{conv}^4 - T_1^4) \quad (3.27)$$

sendo  $\varepsilon$  a emissividade térmica do Alumínio 6063 T5,  $A_{ct}$  a área total do dissipador onde ocorre a troca de calor por radiação,  $\sigma$  a constante de Stefan-Boltzmann,  $T_{conv}$  a média entre as temperatura na base e na ponta da aleta e  $T_1$  a temperatura. O valor adotado da emissividade térmica do Alumínio 6063 T5 foi 0,23 .

### 3.3.5 Obtenção do $\bar{h}$ Experimental

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

$$\bar{h} = \frac{q_{pl}}{A_{ct}(T_s - T_\infty)} \quad (3.28)$$

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

De acordo com Zografos e Sunderland (1990) 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 no ensaio também serem pequenas. Desprezando a parcela referente à radiação,  $q_{pl}$  é a diferença entre o calor fornecido a placa pelo aquecedor e o calor perdido através do isolante:

$$q_{pl} = P - q_{isol} - q_{rad} \quad (3.29)$$

sendo  $q_{isol}$  obtido pela Eq. (3.26) e  $P$  a potência do aquecedor.

Para considerar apenas a potência do aquecedor, a potência dissipada pelo fio que conecta o aquecedor à fonte de alimentação deve ser eliminada, portanto o cálculo da potência  $P$  é feito pela Eq. (37):

$$P = \frac{(V - R_{fio} \cdot I)^2}{R_{aq}} \quad (3.30)$$

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.

A Figura 3.4 ilustra a maneira como o calor fornecido pelo aquecedor é distribuído pela montagem experimental.

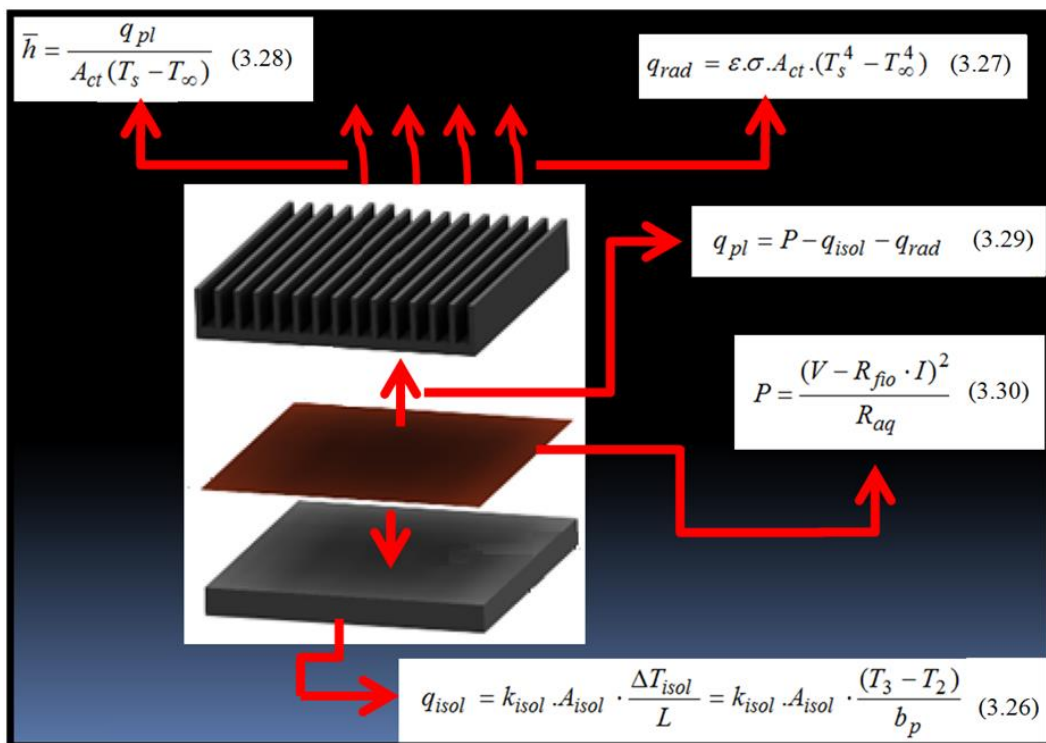


Figura 3.4 - Ilustração da distribuição do calor pela bancada experimental.

## 4. MATERIAIS E MONTAGEM EXPERIMENTAL

Com o intuito de se 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-Herolut 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 densidade 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 ( $\sim 90 \text{ MPa}$ ), 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 ( $660 \text{ }^\circ\text{C}$ ), 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 e 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  $\theta$ , 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  $\alpha + \theta$  (que a esta temperatura apresenta uma fina dispersão de precipitados, fase  $\theta$ , 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  $\theta$ . 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  $H$ , dois de  $S$  e  $t$  a fim de analisar como se comportaria o  $\bar{h}$  ao aumentar e diminuir estas. Logo, os 12 dissipadores ensaiados variam entre si conforme a Tabela 4.1 e especificados na Figura 4.1.

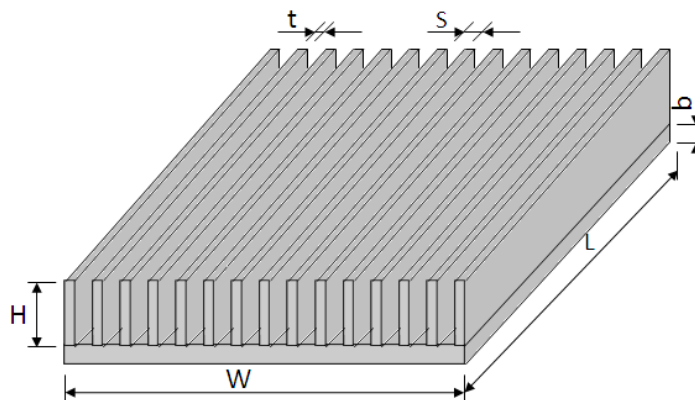


Figura 4.1 - Parâmetros geométricos do dissipador.



Tabela 4.1 - Dimensões dos dissipadores.

	S [mm]	t [mm]	H [mm]	L [mm]	W [mm]	b [mm]	n	A <sub>ct</sub> [m <sup>2</sup> ]
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
1	14,35	2,00	14,00	100,00	100,10	4,00	7	0,0300
2	5,55	2,00	14,00	100,00	100,15	4,00	14	0,0500
3	14,35	2,00	20,00	100,00	100,10	4,00	7	0,0386
4	5,55	2,00	20,00	100,00	100,15	4,00	14	0,0671
5	14,35	2,00	7,00	100,00	100,10	4,00	7	0,0200
6	5,55	2,00	7,00	100,00	100,15	4,00	14	0,0300
7	12,00	4,00	7,00	100,00	100,00	4,00	7	0,0202
8	3,15	2,00	7,00	100,00	99,85	4,00	20	0,0385
9	3,15	2,00	20,00	100,00	99,85	4,00	20	0,0916
10	12,00	4,00	20,00	100,00	99,85	4,00	7	0,0391
11	3,15	2,00	14,00	100,00	99,85	4,00	20	0,0671
12	12,00	4,00	14,00	100,00	99,85	4,00	7	0,0304

Depois de determinar as dimensões a serem utilizadas no projeto dos dissipadores, estes foram modelados no pacote computacional SolidWorks®. O desenho de cada um destes dissipadores é mostrado no ANEXO A. Com todos os desenhos, 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 serão planas e retangulares. Os dissipadores foram usinados a partir de um bloco inteiriço de alumínio 6063-T5 com condutividade térmica igual a 209 W/mK, valor retirado do site [www.matweb.com](http://www.matweb.com). Para uma usinagem com menos complicações e melhor acabamento, essencial para este trabalho, seguiu-se alguns cuidados.

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**

O aparato experimental mostrado na Fig. 4.2 consiste de 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 nenhuma pasta térmica, logo a pressão fornecida pelos grampos é a única responsável pela diminuição da resistência térmica do ar e se mostrou mais eficiente que apenas usar uma pasta térmica. Isto pode ser afirmado devido a trabalhos realizados anteriormente no LabTC, como em Naia *et al.* (2008) e Silva *et al.* (2012). O aquecedor utilizado é constituído de uma resistência elétrica, de espessura muito pequena, 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.

No dissipador de alumínio com aletas planas retangulares, ilustrado na Fig 4.2, foram soldados por descarga capacitiva, 2 termopares,  $T4$  e  $T5$ , posicionados na parte central da placa, sendo o  $T4$  na ponta da aleta e  $T5$  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 (LIMA E SILVA *et al.*, 2002). Outros 3 termopares foram utilizados na montagem, o termopar  $T2$  que se localiza no centro abaixo do isolamento de MDF, o termopar  $T3$  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  $T1$  usado para medir a temperatura ambiente. Ressalta-se que diferente de Silva *et al.* (2012), que usaram o termopar  $T3$  entre o aquecedor e a base do dissipador, neste trabalho o termopar  $T3$  está inserido dentro do aquecedor resistivo. Os termopares utilizados neste trabalho foram do tipo T 30 AWG salvo aqueles que estão no interior dos aquecedores que são também do tipo T, porém da série 40AWG que possuem uma bitola menor.

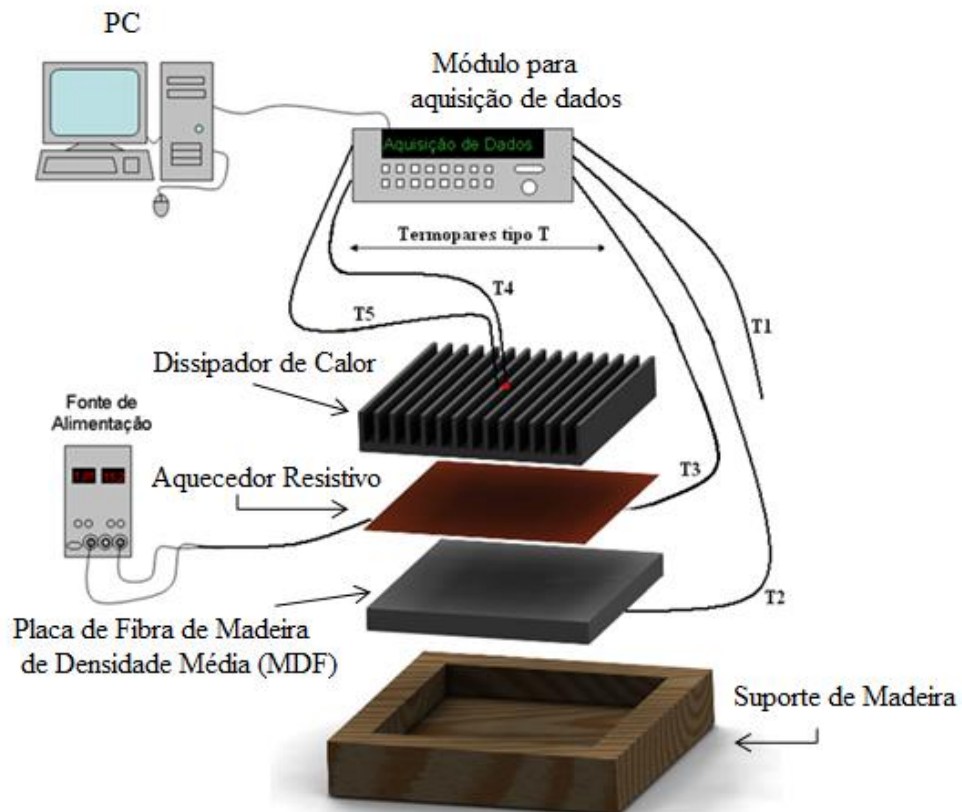


Figura 4.2 - Esquema da montagem da bancada experimental.

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

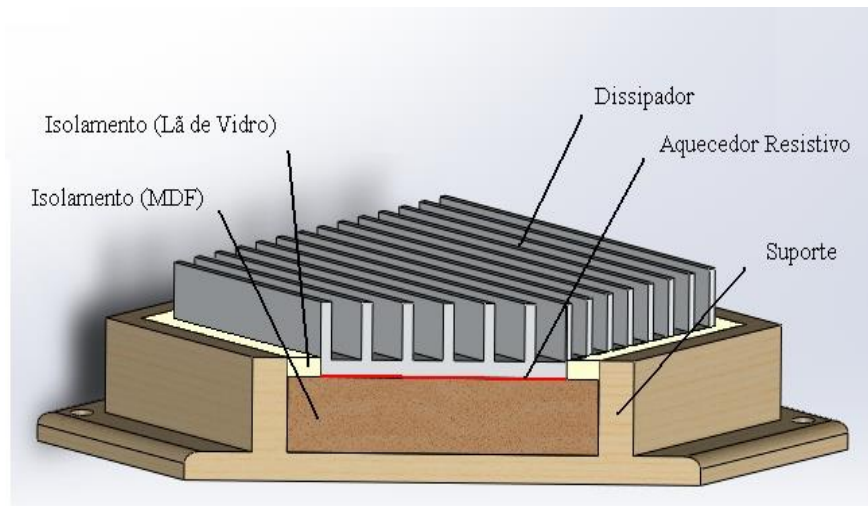


Figura 4.3 - Vista em detalhe da montagem do dissipador.

A placa de MDF utilizada para isolar a base do dissipador, possui uma condutividade térmica de  $0,14 \text{ W/mK}$  (LIENHARD IV E LIENHARD V, 2006), são demonstradas na Figura 4.4 e seus valores na Tabela 4.2. A partir de sua espessura,  $b$ , 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.

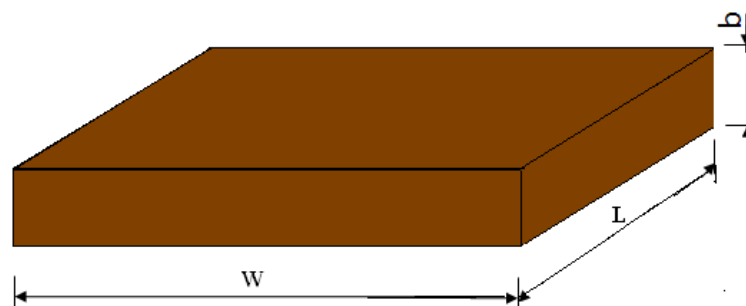


Figura 4.4 - Parâmetros geométricos da placa de MDF.

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	15,00	18,40

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 térmica de contato tanto quanto possível.

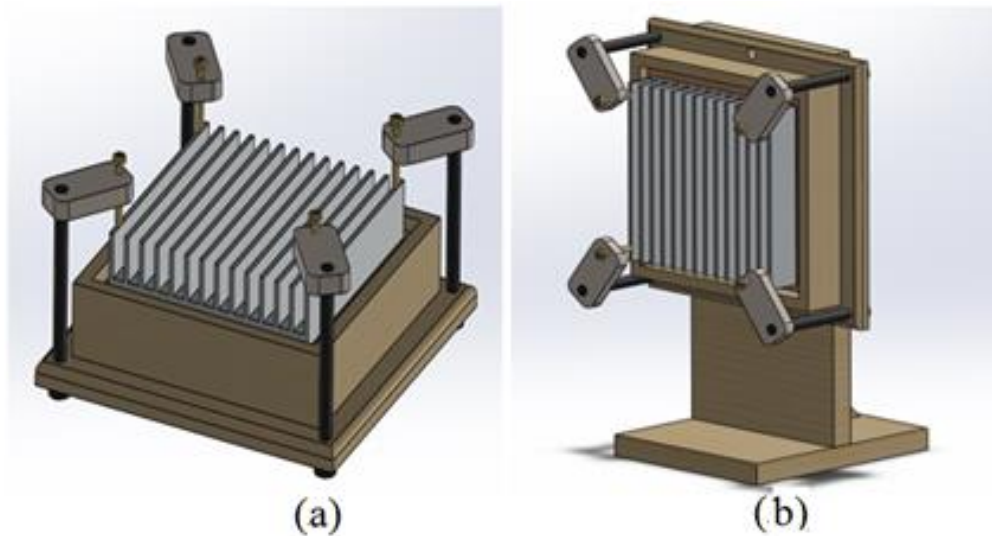


Figura 4.5 - Montagem do dissipador na a) horizontal e b) vertical.

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  $T1$  a  $T5$  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 ainda não for atingido a temperatura começa a ser verificada a cada 10 minutos, até q 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 conseqüentemente, o valor de  $\bar{h}$ .

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.

#### **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 4.6(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, Fig. 4.6(b). O mesmo teste foi efetuado para análise da uniformidade das temperaturas na posição vertical e na Fig. 4.7(a1) mostra-se o posicionamento dos termopares para esta configuração e a Fig. 4.7(b) as temperaturas de cada posição. 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 4.6(a2) e 4.7(a2).

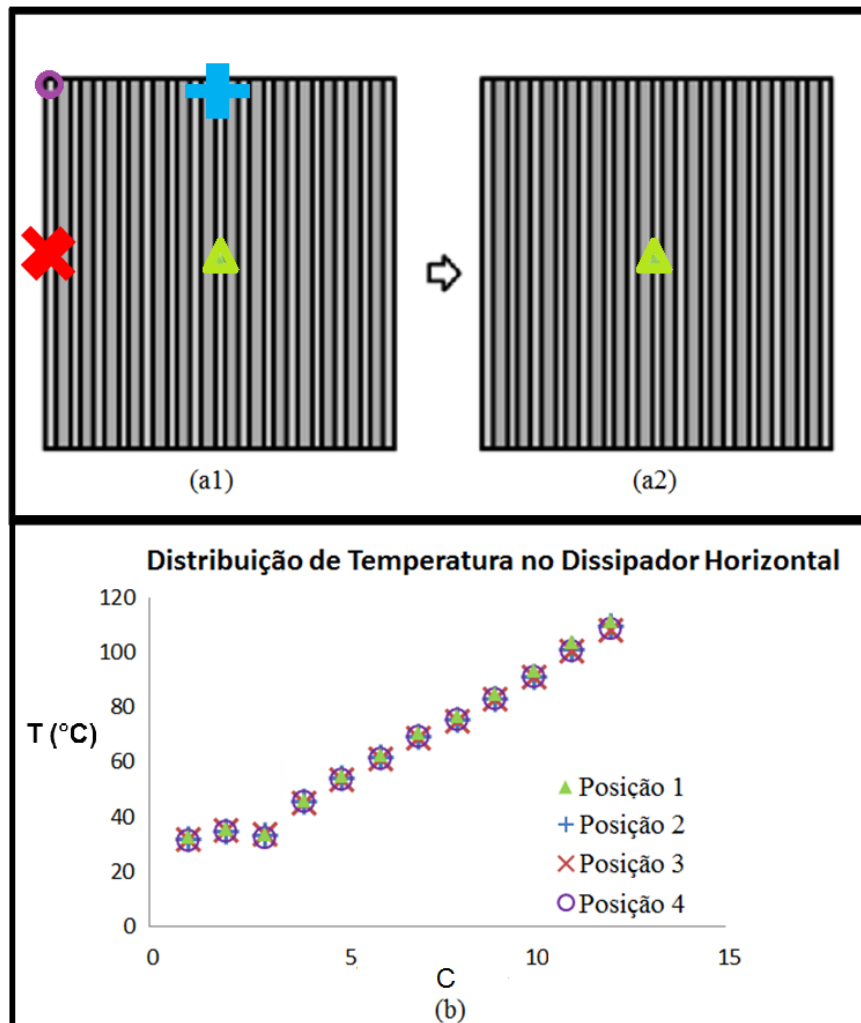


Figura 4.6 - (a1) Posicionamento dos termopares para o teste de uniformidade da temperatura, (a2) posicionamento utilizado nos demais testes, (b) distribuição de temperaturas no dissipador em cada posição.

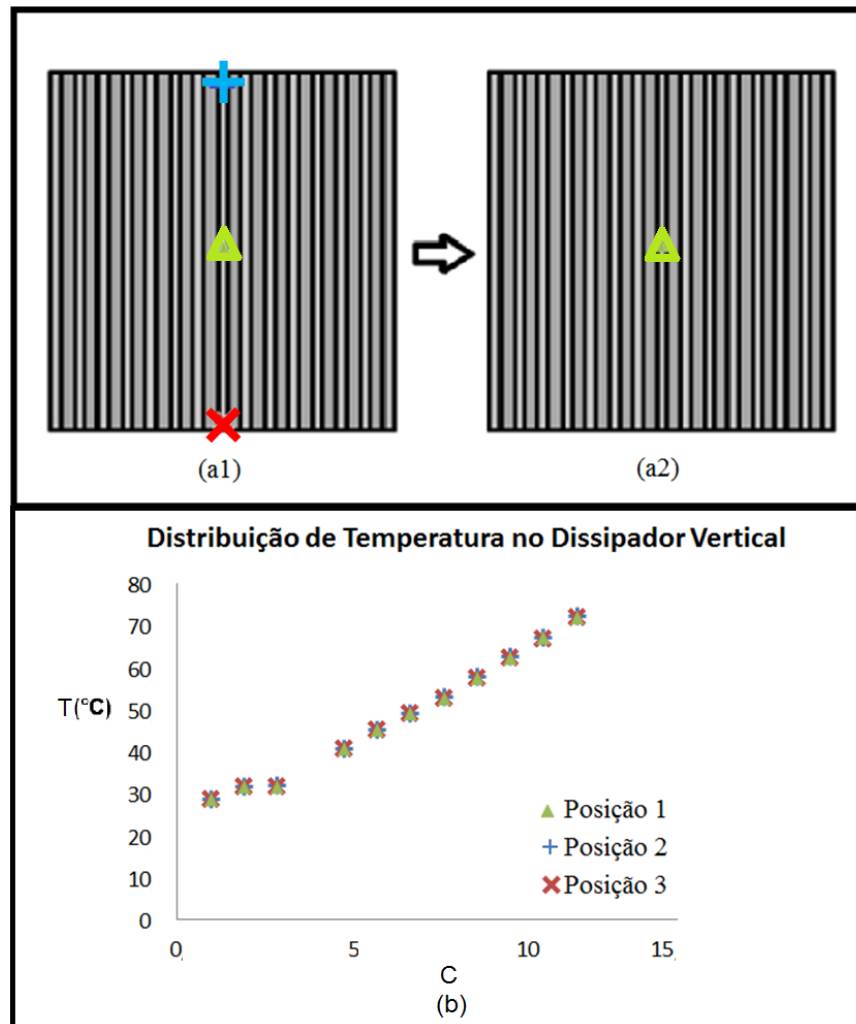


Figura 4.7 - (a1) Posicionamento dos termopares para o teste de uniformidade da temperatura, (a2) posicionamento utilizado nos demais testes, (b) distribuição de temperaturas no dissipador em cada posição.

### 4.2.3 Emissividade do alumínio

A fim de determinar a emissividade do alumínio foram feitas medições da temperatura através 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 faixa de potência usada neste trabalho até atingir o regime permanente para cada caso e então se realizou a medição da emissividade. Ressalta-se que o feixe do termômetro infravermelho foi posicionado na mesma posição para realizar a medição. Para fazer essas medições alguns cuidados foram tomados, como o posicionamento do feixe



infravermelho perpendicularmente à base onde a medida foi realizada. Além disso, a duração de cada medida foi definida de forma que todas as medições fossem feitas após a amostra atingir o regime permanente. Na Figura 4.8 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.

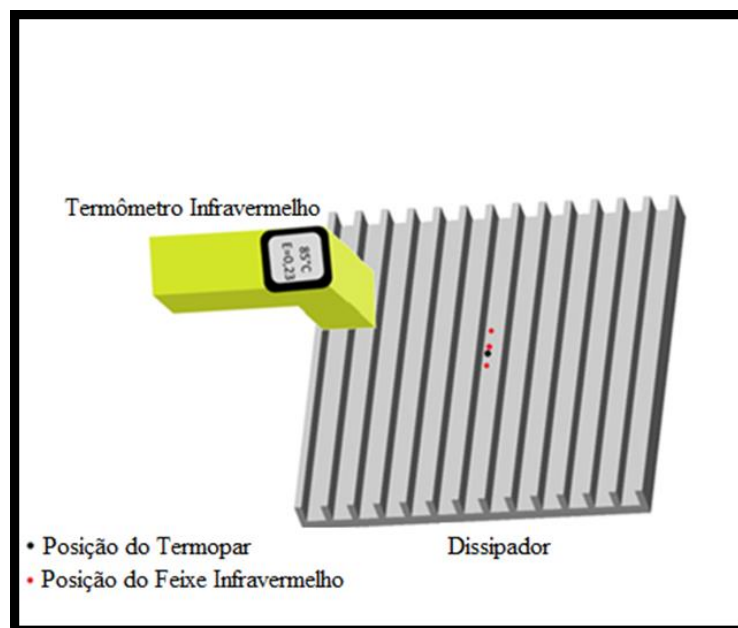


Figura 4.8 - Procedimento realizado para medição da emissividade.

## 5. RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos experimentalmente para os 12 dissipadores ensaiados. Fez-se comparações entre os resultados obtidos e as correlações encontradas na literatura para análise e discussão destes a fim de se descobrir qual o melhor dissipador estudado e qual deles apresenta melhores resultados para a convecção natural. Ao final do capítulo são propostas duas novas correlações para o número de Nusselt, uma para o dissipador na horizontal e uma para o dissipador na vertical, baseadas nos resultados experimentais deste trabalho.

### 5.1 Exemplificação dos cálculos

Conhecendo as faixas de temperatura experimentais, as grandezas e as constantes do experimento (tensão e corrente para cada faixa de temperatura, condutividade térmica e dimensões dos dissipadores de alumínio e das placas de MDF), pode-se calcular o coeficiente médio de transferência de calor por convecção.

Através do sistema de aquisição de dados se obtêm as temperaturas no regime permanente, por meio dos cinco termopares já citados. O regime permanente acontece, aproximadamente, uma hora e meia após o início do experimento.

A Figura 5.1 exibe a variação das temperaturas  $T_1$ ,  $T_2$ ,  $T_3$ ,  $T_4$  e  $T_5$  desde o início do aquecimento até completados 145 minutos para o Dissipador 8 com o aquecedor resistivo ajustado a 6,50W de potência. Apesar de aparentemente não ter sido atingido o regime permanente uma vez que as curvas não atingiram o completo paralelismo com o eixo das abscissas, a variação de temperatura a partir dos 120 minutos até os 140 minutos analisados é menor que 2%. Esta variação de temperatura representa uma diferença no valor de  $\bar{h}$  também menor que 2%. Assim admite-se que a partir dos 120 minutos estabeleceu-se o regime permanente.

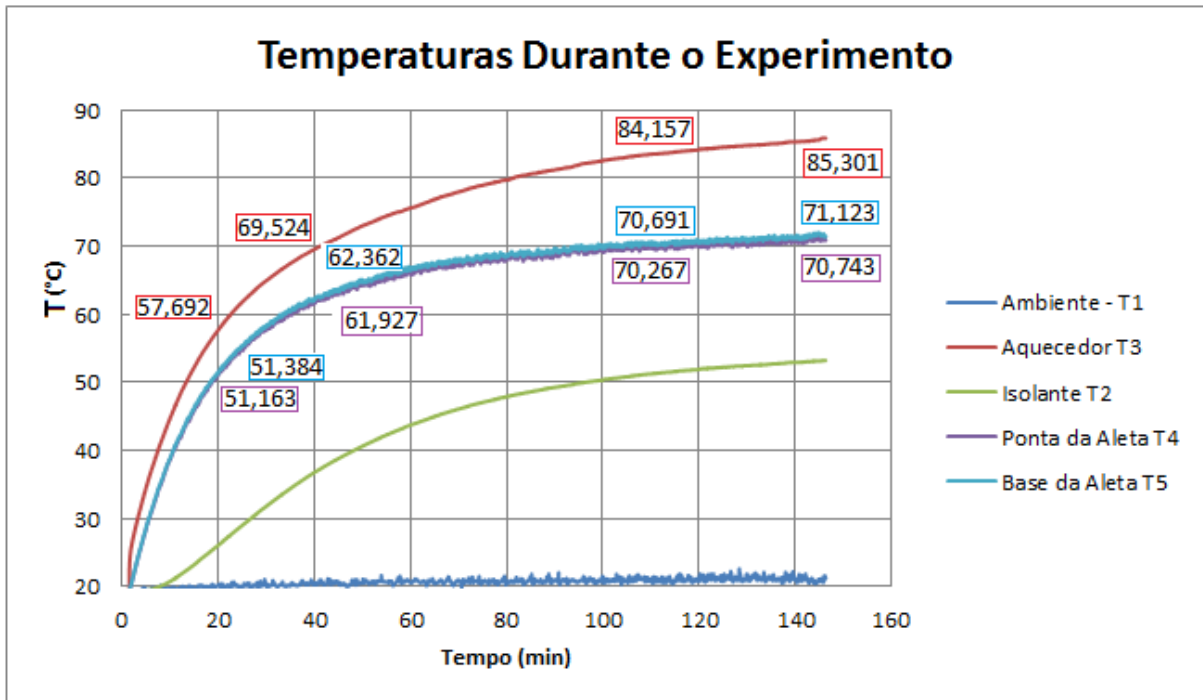


Figura 5.1 - Variação das temperaturas em função do tempo, para os 5 termopares.

Depois de atingido o regime como descrito, foram feitas 500 aquisições das temperaturas encontradas por cada termopar, registradas a cada segundo, a fim de verificar se o regime foi realmente atingido. A partir destes valores foi feita uma média aritmética dos 50 últimos valores. A potência que cada aquecedor resistivo dissipava foi obtida a partir das tensões e correntes medidas na fonte de alimentação digital e a resistência do aquecedor. Com estes dados o valor de  $\bar{h}$  foi calculado.

A Tabela 5.1 mostra as temperaturas médias obtidas em cada um dos termopares utilizando o Dissipador 1 na posição horizontal. A grandeza  $\Delta T$  representa a diferença entre as temperaturas na aleta (representada pela média entre as temperaturas  $T_4$  e  $T_5$ ) e a temperatura ambiente ( $T_1$ ). Estas temperaturas são a base para todos os cálculos realizados. Pode-se observar a distribuição de temperaturas na aleta com maiores valores na base, pois está mais próxima ao aquecedor, e como a diferença entre as temperaturas da base e da ponta da aleta aumenta conforme a temperatura geral do experimento também aumenta. Na primeira medição essa diferença é de 0,44 °C e na décima quinta é de 2,29 °C.

Tabela 5.1 - Valores médios temporais de temperaturas obtidos no Dissipador 1 na horizontal.

<b>Caso</b>	$\Delta T$ [°C]	$T_1$ [°C]	$T_2$ [°C]	$T_3$ [°C]	$T_4$ [°C]	$T_5$ [°C]
	$\left(\frac{T_5 - T_4}{2}\right) - T_1$	Temperatura Ambiente	Temperatura Abaixo do Isolante	Temperatura no Aquecedor	Temperatura na Ponta da Aleta	Temperatura na Base da Aleta
<b>1</b>	8,14	22,79	28,11	31,53	30,71	31,15
<b>2</b>	11,13	23,05	30,08	35,02	33,84	34,51
<b>3</b>	14,19	23,14	32,20	38,50	36,88	37,77
<b>4</b>	17,61	22,76	33,81	41,72	39,94	40,80
<b>5</b>	21,48	22,28	35,56	45,37	43,27	44,25
<b>6</b>	25,88	22,48	38,76	50,47	47,81	48,92
<b>7</b>	30,36	22,30	41,51	55,09	52,06	53,27
<b>8</b>	35,21	21,95	43,40	59,49	56,75	57,56
<b>9</b>	40,42	22,01	47,38	65,41	61,88	62,99
<b>10</b>	45,18	23,19	50,92	71,72	67,79	68,95
<b>11</b>	50,69	24,01	55,60	78,43	74,24	75,17
<b>12</b>	55,53	21,95	57,26	82,03	76,79	78,18
<b>13</b>	61,43	21,86	61,30	88,16	82,81	83,77
<b>14</b>	66,60	22,05	65,62	95,31	87,41	89,90
<b>15</b>	72,66	22,30	69,24	101,89	93,82	96,11

Na Tabela 5.2 são apresentados os valores de tensão e corrente usados na alimentação do aquecedor resistivo. A partir destes dados foram calculados a potência de alimentação, os valores do calor perdido para o isolamento de MDF e do calor perdido por radiação. Com o valor do calor retirado pelo dissipador por convecção, obteve-se o  $\bar{h}$ . Observa-se que as taxas de calor perdido por condução pelo isolamento de MDF variam de 13 % para as potências fornecidas mais altas à 20 % para as mais baixas, o que dá uma média de 16 %. Esta variação da perda de calor por radiação é praticamente constante e igual a 18 %, o que deixa um percentual médio de 66 % do calor total fornecido pelo aquecedor, sendo perdido por meio da transferência de calor por convecção natural.

Tabela 5.2 - Valores de corrente, tensão, potência e as taxas de transferência de calor por condução, radiação e convecção para a variação de temperatura,  $\Delta T$ , no Dissipador 1 na horizontal.

Caso	$\Delta T$ [°C]	$V$ [V]	$I$ [A]	$P$ [W]	$q_{isol}$ [W]	$q_{rad}$ [W]	$q_{pl}$ [W]
1	8,14	5,12	0,33	1,71	0,32	0,34	1,04
2	11,13	6,08	0,39	2,41	0,47	0,48	1,46
3	14,19	7,06	0,46	3,25	0,60	0,62	2,03
4	17,61	8,12	0,53	4,30	0,75	0,78	2,77
5	21,48	9,08	0,59	5,37	0,93	0,97	3,48
6	25,88	10,10	0,66	6,65	1,11	1,19	4,35
7	30,36	11,10	0,73	8,03	1,28	1,43	5,31
8	35,21	12,17	0,80	9,65	1,52	1,69	6,44
9	40,42	13,13	0,86	11,23	1,71	1,99	7,53
10	45,18	14,16	0,93	13,06	1,97	2,31	8,79
11	50,69	15,17	1,00	14,99	2,16	2,68	10,15
12	55,53	16,16	1,06	17,01	2,34	2,95	11,72
13	61,43	17,13	1,13	19,11	2,54	3,35	13,22
14	66,60	18,14	1,20	21,43	2,81	3,73	14,89
15	72,66	19,16	1,26	23,91	3,09	4,20	16,62

A seguir tem-se um exemplo do cálculo do  $\bar{h}$  e para o mesmo utilizou-se os dados da Caso1 (Tabelas 5.1 e 5.2). Para o cálculo da taxa de calor perdida por radiação foi considerado  $T_{\infty} = T_{viz}$ .

A potência fornecida ao aquecedor resistivo será:

$$P = \frac{(V - R_{fiol} I)^2}{R_{aq}} = \frac{(5,12 - 0,2 \cdot 0,33)^2}{14,95} = 1,71W \quad (5.1)$$

A taxa de calor transferida ao isolante pode ser obtida por:

$$q_{isol} = k_{isol} A \frac{\Delta T_{isol}}{b_p} = 0,14 \cdot (109,75 \cdot 111,10) \cdot 10^{-6} \cdot \frac{(31,53 - 28,11)}{18,4 \cdot 10^{-3}} = 0,32W \quad (5.2)$$

O calor perdido por radiação será:

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

$$q_{rad} = 0,23 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 0,30 \cdot (304,0785^4 - 295,9371^4) = 0,3441W \quad (5.3)$$

Para se obter o calor que estará sofrendo apenas a influência da convecção natural, pode-se fazer o seguinte calculo:

$$q_{pl} = P - q_{isol} - q_{rad} = 1,71 - 0,32 - 0,3441 = 1,0409W \quad (5.4)$$

Por fim, calcula-se a área total do dissipador que estará sobre influência da convecção natural:

$$A_{ct} = L \cdot W + (L \cdot H + t \cdot H) \cdot 2n = 100,0 \cdot 100,1 + (100,0 \cdot 14,0 + 2,0 \cdot 14,0) \cdot 2 \cdot 7$$

$$A_{ct} = 0,030m^2 \quad (5.5)$$

Com todas as grandezas conhecidas, calcula-se o coeficiente de transferência de calor por convecção natural por:

$$\bar{h} = \frac{q_{pl}}{A_{ct}(T_s - T_\infty)} = \frac{1,0409}{30002 \cdot 10^{-6} \cdot (30,93 - 22,79)} = 4,261 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (5.6)$$

Além da obtenção de  $\bar{h}$  a partir dos dados experimentais, este parâmetro também foi obtido através das correlações empíricas de Harahap e Rudianto (2005), para dissipadores na horizontal, e Harahap e Lesmana (2006), para dissipadores na vertical.

Para a correlação de Harahap e Rudianto (2005), segue o exemplo de cálculo.

A partir da temperatura de filme (que é a média entre a temperatura ambiente e a temperatura de convecção, que por sua vez é a média entre as temperaturas da base e da ponta da aleta) determinam-se os valores das propriedades do ar (DIXON,2007),  $k_{ar} = 0,0262 \frac{W}{m \cdot K}$ ,  $\beta = 3,333 \cdot 10^{-3} 1/K$ ,  $Pr = 0,707$  e  $\nu = 1,590 \cdot 10^{-5} m^2/s$ . Para efetuar-se

o cálculo do número de Grashof,  $Gr_l$ , utilizou-se como comprimento característico  $l = L/2$ , desta forma:

$$Gr_l = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)l^3}{\nu^2} = \frac{9,785 \cdot 3,333 \cdot 10^{-3} (30,93 - 22,79) \cdot 0,05^3}{(1,590 \cdot 10^{-5})^2} = 1,313 \cdot 10^5 \quad (5.7)$$

Utilizando a correlação citada anteriormente tem-se:

$$Nu_{(H\&R)} = 0,203 \left[ Gr_l \cdot Pr \left( \frac{nS}{H} \right) \right]^{0,393} \left( \frac{S}{l} \right)^{0,470} \left( \frac{H}{l} \right)^{0,870} \left( \frac{L}{W} \right)^{0,620} \quad (5.8)$$

$$Nu_{(H\&R)} = 0,203 \left[ 1,313 \cdot 10^5 \cdot 0,707 \left( \frac{7 \cdot 14,35}{14} \right) \right]^{0,393} \left( \frac{14,35}{50} \right)^{0,470} \left( \frac{14}{50} \right)^{0,870} \left( \frac{100}{100,1} \right)^{0,620}$$

$$Nu_{(H\&R)} = 7,247 \quad (5.9)$$

Portanto, o valor de  $\bar{h}$  é dado por:

$$\bar{h}_{(H\&R)} = \frac{Nu_{(H\&R)} \cdot k_{ar}}{l} = \frac{7,247 \cdot 0,0262}{0,05} = 3,804 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (5.10)$$

Apresenta-se na Tabela 4.3 os valores dos coeficientes médios de transferência de calor por convecção obtidos experimentalmente e os valores obtidos através das correlações

empíricas, para todas as medidas do Dissipador 1 na horizontal, calculados como exemplificado anteriormente.

A diferença máxima encontrada entre os dois valores de  $\bar{h}$  mostrados nesta tabela foi de 11 %.

Tabela 5.3 - Valores de  $\Delta T$ ,  $\bar{h}$  experimental e  $\bar{h}$  da correlação de Harahap e Rudianto (2005), para o Dissipador 1 na posição horizontal.

<b>Caso</b>	<b><math>\Delta T</math> [°C]</b>	<b><math>\bar{h}</math>[W/m<sup>2</sup>K]</b>	<b><math>\bar{h}_{(H\&amp;R)}</math>[W/m<sup>2</sup>K]</b>	<b>Desvio [%]</b>
<b>1</b>	8,14	4,26	3,80	-10,80
<b>2</b>	11,13	4,39	4,28	-2,51
<b>3</b>	14,19	4,77	4,68	-1,89
<b>4</b>	17,61	5,24	5,08	-3,05
<b>5</b>	21,48	5,40	5,47	1,30
<b>6</b>	25,88	5,60	5,84	4,29
<b>7</b>	30,36	5,83	6,18	6,00
<b>8</b>	35,21	6,09	6,51	6,90
<b>9</b>	40,42	6,21	6,82	9,82
<b>10</b>	45,18	6,48	7,05	8,80
<b>11</b>	50,69	6,68	7,30	9,28
<b>12</b>	55,53	7,04	7,55	7,24
<b>13</b>	61,43	7,17	7,80	8,79
<b>14</b>	66,60	7,45	7,98	7,11
<b>15</b>	72,66	7,63	8,19	7,34

Na Figura 5.2, como já era esperado, observa-se que o  $\bar{h}$  tem a tendência de aumentar conforme a diferença de temperatura ( $\Delta T$ ) aumenta, pois o coeficiente de convecção natural possui relação direta com a diferença de temperatura da superfície aquecida e do fluido envolvente. A correlação de Harahap e Rudianto (2005) forneceu valores muito próximos daqueles obtidos experimentalmente, e isto se deve a semelhança entre os fatores geométricos entre o Dissipador 1 e aqueles utilizados por Harahap e Rudianto (2005) quando propuseram a correlação.

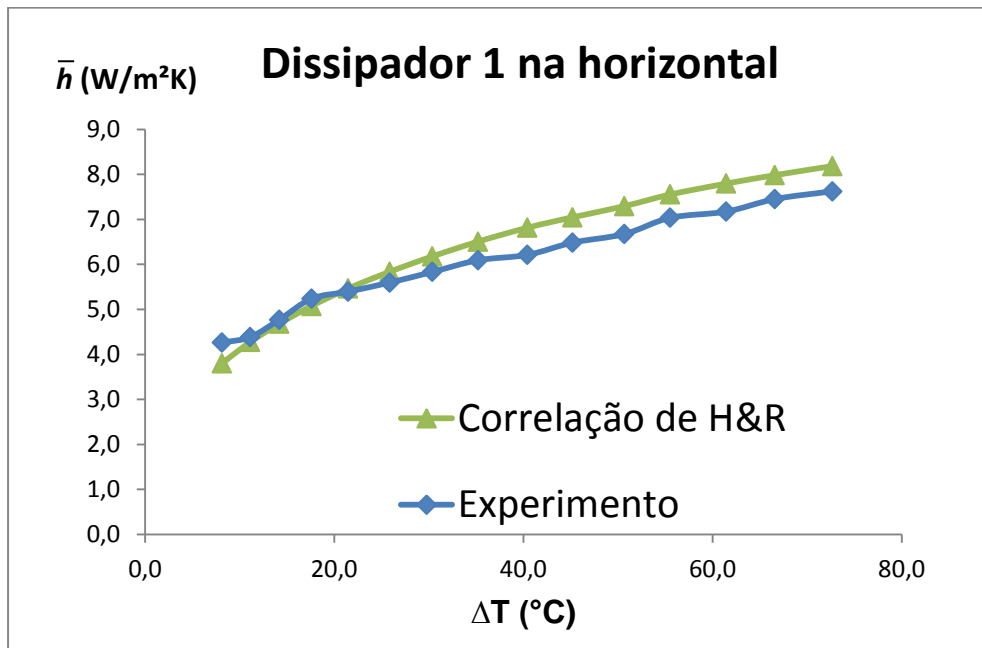


Figura 5.2 - Valores de  $\bar{h}$  em função de  $\Delta T$ , para o Dissipador 1 na horizontal.

Com o propósito de exemplificar os cálculos efetuados para a obtenção dos valores experimentais dos coeficientes médios de transferência de calor por convecção e dos valores obtidos através das correlações empíricas, o mesmo procedimento de cálculo adotado para o dissipador na horizontal também foi adotado para o dissipador na vertical.

As temperaturas médias obtidas por cada termopar para o Dissipador 1, na posição vertical, após o mesmo entrar em regime permanente são mostradas na Tabela 5.4. Pode-se perceber, logo de início, que a diferença de temperaturas  $\Delta T$  atingida pelo Dissipador 1 na vertical foram menores que as diferenças de temperaturas alcançadas por ele na horizontal. Estes valores foram mostrados na Tabela 5.1 e 5.4, respectivamente. Os valores das temperaturas do aquecedor,  $T_3$ , são praticamente iguais para os dois casos.



Tabela 5.4 - Valores médios de temperaturas obtidos no Dissipador 1 na posição vertical.

Caso	$\Delta T$ [°C]	$T_1$ [°C]	$T_2$ [°C]	$T_3$ [°C]	$T_4$ [°C]	$T_5$ [°C]
	$\left(\frac{T_5 - T_4}{2}\right) - T_1$	Temperatura Ambiente	Temperatura Abaixo do Isolante	Temperatura no Aquecedor	Temperatura na Ponta da Aleta	Temperatura na Base da Aleta
1	7,40	23,46	28,52	31,88	30,51	31,21
2	9,44	23,58	29,65	34,42	32,53	33,51
3	12,38	23,75	31,58	37,93	35,54	36,71
4	15,67	23,85	33,76	41,85	38,77	40,25
5	19,08	24,20	36,34	46,26	42,38	44,19
6	23,18	24,00	39,00	50,81	46,17	48,18
7	27,28	23,90	41,71	55,56	50,01	52,36
8	31,42	22,49	43,25	59,08	52,58	55,25
9	35,59	22,59	45,86	64,09	56,61	59,75
10	40,44	22,31	48,67	69,47	61,06	64,45
11	45,24	22,76	52,42	75,89	65,99	70,01
12	50,84	23,14	56,48	82,65	71,93	76,02
13	55,62	22,32	58,42	87,47	75,78	80,10
14	61,76	22,11	63,31	94,59	81,51	86,23
15	68,67	23,86	68,76	103,82	90,09	94,98

Apresentam-se na Tabela 5.5 os valores de tensão e corrente usados na alimentação do aquecedor resistivo. A partir destes dados foram calculados a potência de alimentação e os valores do calor perdido para o isolamento de MDF. Com o valor do calor retirado pelo dissipador, foram obtidos os valores de  $\bar{h}$ . Para o  $\bar{h}$  obtido experimentalmente o comprimento característico utilizado foi o comprimento do dissipador/aleta,  $L$ . Observa-se que praticamente os mesmos valores de potência fornecida pelos aquecedores aparecem nas Tabelas 5.5 e 5.2. Não foram utilizados os mesmos valores de corrente e tensão e todos os experimentos pelo fato de não se conseguir reproduzir exatamente a mesma condição experimental. Porém, para garantir que o mesmo fluxo de calor fosse fornecido aos dissipadores, a corrente e a tensão em todos os experimentos têm valores muito próximos.

Comparando os valores de tensão e corrente da Tab. 5.5 com aqueles da Tab. 5.2, observa-se que praticamente os mesmos valores foram usados para o Dissipador 1. As pequenas diferenças ocorreram pela dificuldade de controlar estes valores de tensão e corrente. Entretanto estas pequenas diferenças não influenciaram nos valores de  $\bar{h}$  obtidos.

Para todos os outros dissipadores o mesmo procedimento foi utilizado para os valores de tensão e corrente.

Tabela 5.5 - Valores de corrente, tensão, potência e os calores de condução e convecção para a variação de temperatura,  $\Delta T$ , no Dissipador 1 na vertical.

Medição	$\Delta T$ [°C]	$V$ [V]	$I$ [A]	$P$ [W]	$q_{isol}$ [W]	$q_{rad}$ [W]	$q_{pt}$ [W]
1	7,40	5,08	0,33	1,68	0,32	0,31	1,05
2	9,44	6,08	0,39	2,41	0,45	0,40	1,55
3	12,38	7,07	0,46	3,26	0,60	0,54	2,12
4	15,67	8,08	0,53	4,25	0,76	0,69	2,79
5	19,08	9,09	0,59	5,38	0,94	0,86	3,58
6	23,18	10,09	0,66	6,63	1,12	1,07	4,45
7	27,28	11,12	0,73	8,06	1,31	1,28	5,46
8	31,42	12,15	0,80	9,62	1,50	1,49	6,63
9	35,59	13,10	0,86	11,18	1,72	1,72	7,73
10	40,44	14,14	0,93	13,02	1,97	2,00	9,06
11	45,24	15,13	1,00	14,91	2,22	2,30	10,39
12	50,84	16,12	1,07	16,92	2,47	2,67	11,78
13	55,62	17,17	1,13	19,20	2,75	2,96	13,49
14	61,76	18,20	1,20	21,58	2,96	3,38	15,23
15	68,67	19,13	1,27	23,83	3,32	3,95	16,57

Para o cálculo do  $\bar{h}$  com o dissipador na vertical foi utilizado exatamente o mesmo equacionamento utilizado para o dissipador na horizontal, não sendo necessária a exemplificação do cálculo. Assim para o Caso 1 (Tabelas 5.4 e 5.5) do dissipador na vertical, tem-se:  $\bar{h} = 4,728 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ .

É relevante observar que apesar de se utilizar o mesmo equacionamento para ambas as orientações, Eqs (5.1) à (5.6), há uma diferença significativa no valor do  $\bar{h}$  e isso se deve as diferentes temperaturas obtidas nos experimentos.

Além do cálculo para obter o  $\bar{h}$  para o dissipador na vertical a partir dos dados experimentais, os valores de  $\bar{h}$  também foram obtidos pela correlação empírica de Harahap e Lesmana (2006).

A partir da temperatura de filme,  $T_{filme} = \frac{T_1 + \left(\frac{T_4 - T_5}{2}\right)}{2}$ , determinam-se os valores das propriedades do ar,  $k_{ar} = 0,0263 \text{ W/m.K}$ ,  $\beta = 3,330 \cdot 10^{-3} \text{ 1/K}$ ,  $Pr = 0,707$  e  $\nu = 1,593 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ , utilizados para calcular o número de Grashof em relação à  $L$ .

$$\text{Assim: } Gr_L = 9,511 \cdot 10^5$$

A partir do número de Grashof aplica-se a correlação de Harahap e Lesmana (2006) para o cálculo do  $Nu$

$$Nu_{(H\&L)} = 3,350(Gr_L \cdot Pr)^{0,153} \left(\frac{L}{W}\right)^{0,121} \left(\frac{S}{H}\right)^{0,605} \quad (5.11)$$

$$Nu_{(H\&L)} = 3,350(9,511 \cdot 10^5 \cdot 0,707)^{0,153} \left(\frac{100}{100,1}\right)^{0,121} \left(\frac{14,35}{14}\right)^{0,605} = 26,491 \quad (5.12)$$

Portanto,

$$\bar{h}_{(H\&L)} = \frac{Nu_{(H\&L)} \cdot k_{ar}}{L} = \frac{26,491 \cdot 0,0263}{0,1} = 6,960 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (5.13)$$

Na Tabela 5.6 são apresentados os valores dos coeficientes médios de transferência de calor por convecção e os valores obtidos através da correlação empírica para todas as faixas de temperatura do Dissipador 1, na vertical, calculados da mesma forma como foi exemplificado anteriormente. Como a correlação de Harahap e Lesmana (2006) é para dissipadores na vertical fica inviável fazer uma comparação com aqueles obtidos pela correlação de Harahap e Rudianto (2005) que é para dissipadores na horizontal, cuja os valores foram apresentados na Tabela 5.3.

Fica evidente que nesta configuração do dissipador na posição vertical a diferença entre os resultados experimental e os da correlação foram maiores, sendo a diferença máxima de 47%.

Tabela 5.6 - Valores de  $\Delta T$  e  $\bar{h}$  experimental e das correlações para o Dissipador 1 na vertical.

Medição	$\Delta T$ (°C)	$\bar{h}$ (W/m <sup>2</sup> K)	$\bar{h}_{(H\&L)}$ (W/m <sup>2</sup> K)	Desvio [%]
1	7,40	4,73	6,96	47,15
2	9,44	5,49	7,23	31,69
3	12,38	5,70	7,54	32,28
4	15,67	5,94	7,83	31,82
5	19,08	6,26	8,08	29,07
6	23,18	6,40	8,33	30,16
7	27,28	6,67	8,55	28,19
8	31,42	7,03	8,74	24,32
9	35,59	7,24	8,92	23,20
10	40,44	7,46	9,10	21,98
11	45,24	7,66	9,28	21,15
12	50,84	7,73	9,46	22,38
13	55,62	8,09	9,60	18,67
14	61,76	8,22	9,77	18,86
15	68,67	8,04	9,95	23,76

Na Figura 5.3, onde os valores da Tab. 4.6 foram utilizados, também observa-se que o  $\bar{h}$  tem a tendência de crescer conforme a temperatura aumenta. A diferença encontrada se deve ao fato de todas as medições estarem acima da faixa de aplicação da correlação de Harahap e Lesmana (2006), que deve ter o número de Rayleigh entre  $2 \times 10^5 < Ra < 5 \times 10^5$ . No entanto a correlação de Harahap e Lesmana forneceu valores muito próximos dos resultados experimentais, o que evidencia que a utilização da correlação dentro da faixa de aplicação implicará em uma maior concordância com os valores experimentais. A diferença entre o resultado experimental e a correlação da literatura, como já foi mencionado, também pode ter sido ocasionado pelas diferenças dimensionais dos dissipadores utilizados pelos respectivos autores.

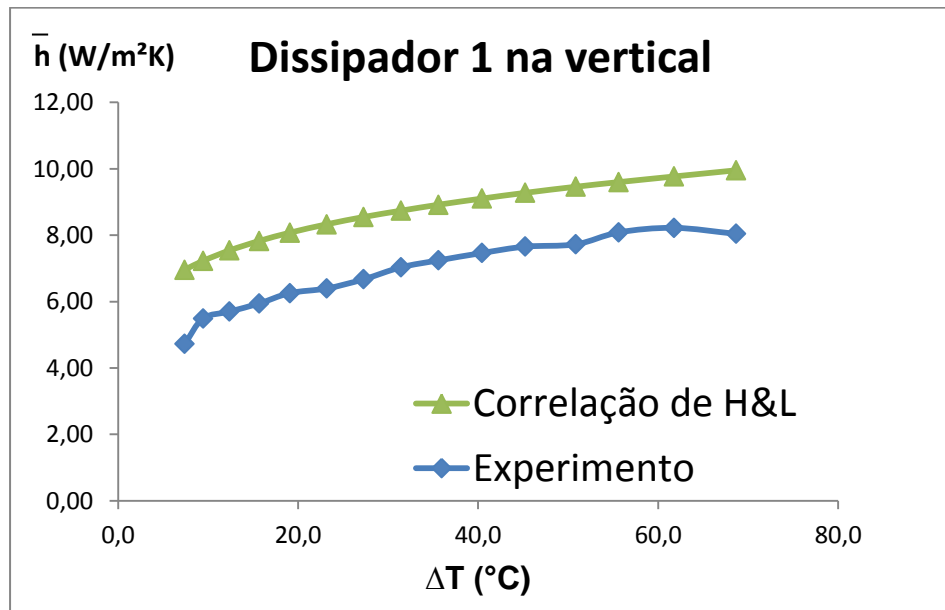


Figura 5.3 - Valores de  $\bar{h}$  em função de  $\Delta T$ , para o Dissipador 1 na vertical.

Para uma análise entre as posições vertical e horizontal, colocou-se em um mesmo gráfico os resultados de  $\bar{h}$  para o Dissipador 1 (Fig. 5.4).

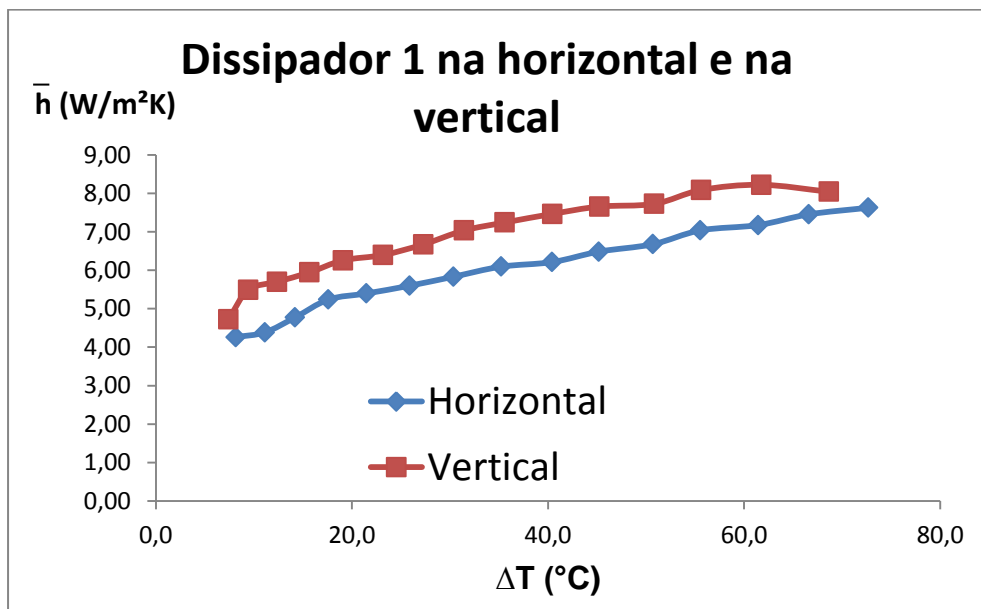


Figura 5.4 - Comparação do Dissipador 1 na vertical e na horizontal.

Nesta figura observa-se que a posição vertical tem melhores valores de  $\bar{h}$  e isso se deve à circulação do ar em ascensão oferecida a base do dissipador, quanto sua base está na vertical. Quando a base do dissipador está na horizontal este fluxo de ar circula apenas para as paredes

laterais das aletas Fig 5.5, que neste caso têm menores dimensões que a base, não oferecendo assim tanto resfriamento, como quando o dissipador está verticalmente disposto. Este mesmo comportamento foi observado nos trabalhos apresentados na literatura como em Leung *et al.* (1985) e Huang *et al.* (2006).

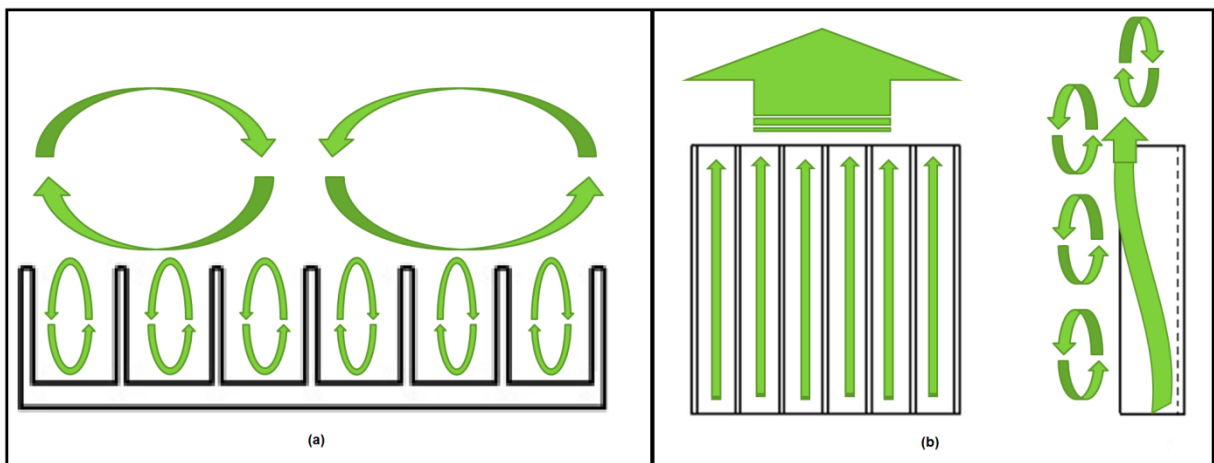


Figura 5.5 - Ilustração das possíveis formas tomadas pelas linhas de corrente no dissipador posicionado na horizontal (a) e na vertical (b).

Para os outros dissipadores foram feitos os mesmos procedimentos de cálculo para se obter os valores de  $\bar{h}$  experimental e utilizou-se as diferentes correlações, sendo a correlação de Harahap e Rudianto (2005) para dissipadores na horizontal e a de Harahap e Lesmana (2006) para dissipadores na vertical. As mesmas tendências observadas para o Dissipador 1 ocorreram para os demais dissipadores. Assim sendo, também são apresentados os gráficos de  $\bar{h}$  em função de  $\Delta T$  apenas para os Dissipadores 2 e 3.

Mostra-se na Figura 5.6 os gráficos obtidos para o Dissipador 2 e verifica-se uma boa concordância com a correlação de Harahap e Rudianto (2005), que é aplicada para a posição horizontal do Dissipador, porém uma menor aproximação com a correlação de Harahap e Lesmana (2006). Há também a comparação entre as posições em que o dissipador foi ensaiado e, assim como aconteceu com o Dissipador 1, observa-se que o  $\bar{h}$  para a posição vertical possui valores ligeiramente maiores que aqueles para a posição horizontal.

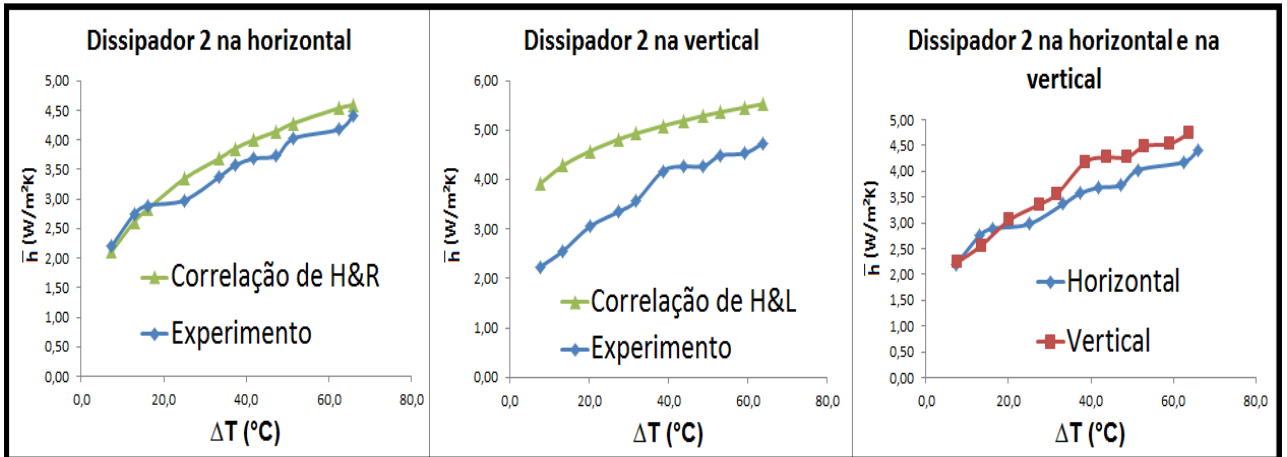


Figura 5.6 – Coeficiente de convecção em função da temperatura para o Dissipador 2.

Vê-se novamente na Fig. 5.7 uma melhor concordância para o Dissipador 3 na posição horizontal do que na posição vertical utilizando. O mesmo comportamento foi observado para todos os dissipadores, que se adequam melhor à correlação de Harahap e Rudianto (2005) do que à correlação de Hararap e Lesmana (2006). Isto pode ser explicado devido ao fato de os números de Rayleigh para os dissipadores utilizados sempre serem maiores que  $5 \times 10^5$ , ficando assim fora da faixa de confiança da correlação.

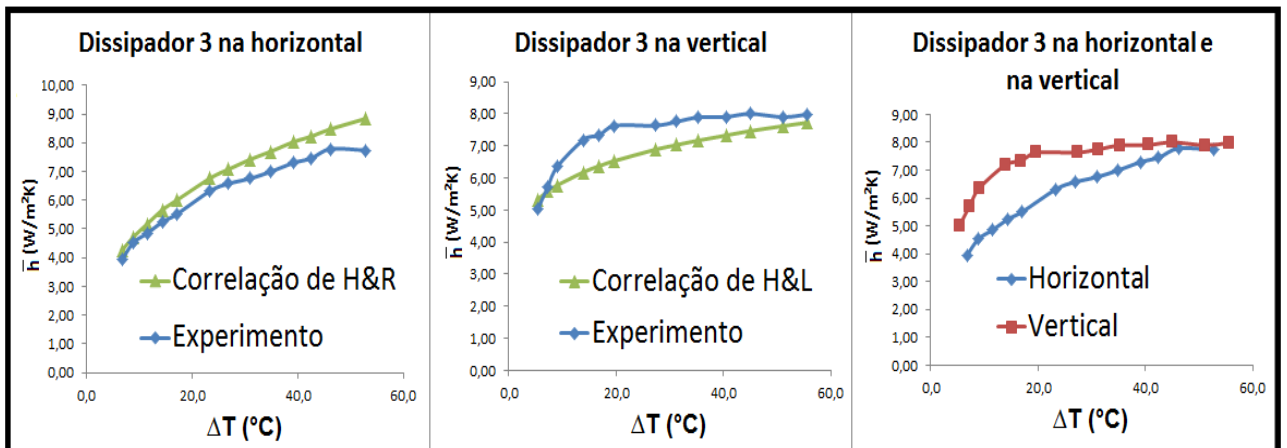


Figura 5.7 - Coeficiente de convecção em função da temperatura para o Dissipador 3.

## 5.2 Classificação dos Dissipadores

Para exemplificar a importância de se escolher um dissipador adequado, na Fig. 5.8 é mostrada a relação entre a temperatura atingida pelos dissipadores e a potência fornecida a

eles pelo aquecedor resistivo. Para uma mesma potência fornecida o dissipador que alcançou a menor temperatura é o melhor entre os testados. Assim sendo, os melhores dissipadores de calor são os Dissipadores 3, 4, 9 e 11, pois estes têm curvas praticamente sobrepostas. Salvo o Dissipador 11 que possui  $H=14$  mm, um fator que os outros 3 dissipadores tem em comum é a altura da aleta,  $H$ , que tem o valor de 20 mm, o que confirma o que foi apresentado na revisão bibliográfica no Capítulo 2 que mencionaram que a altura da aleta é de suma importância e provavelmente o fator mais relevante na transferência de calor em dissipadores aletados.

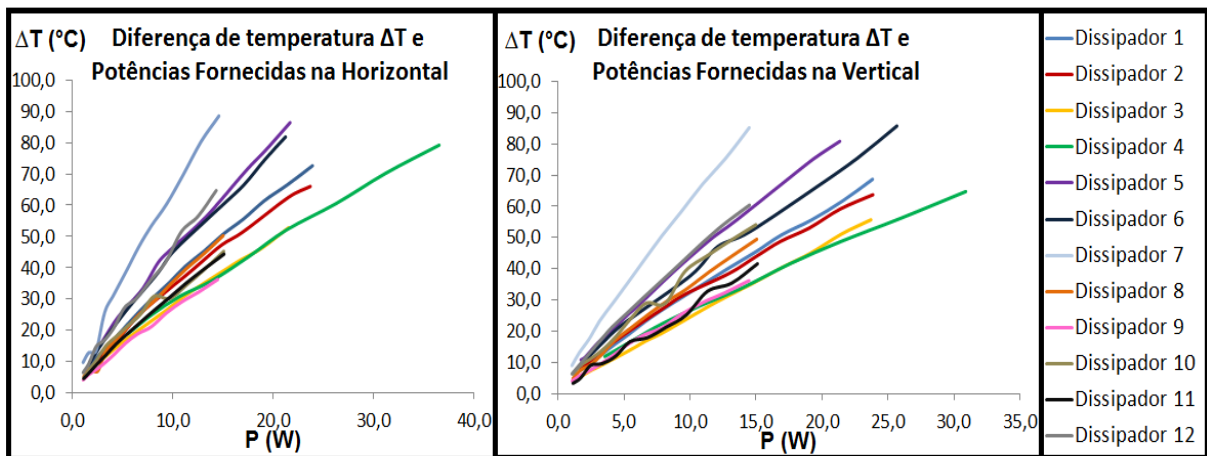


Figura 5.8 - Potência fornecida aos dissipadores e diferença de temperaturas  $\Delta T$  atingidas.

Uma vez conhecido os melhores dissipadores com relação à temperatura operacional e ao parâmetro geométrico, na Fig. 5.9 apresenta-se novamente os valores de  $\Delta T$  atingidos em função da potência fornecida para os melhores dissipadores. Na posição horizontal o melhor Dissipador foi o 3, seguido do 9, 4 e 11. Essa ordem pode ser associada ao número de aletas que cada dissipador possui, sendo que quanto maior o número de aletas melhor é o dissipador para retirar calor. O Dissipador 11 está nessa relação por possuir uma grande área superficial, o que evidentemente o ajuda a dissipar o calor com mais facilidade que os outros dissipadores.

Para a base do dissipador na posição vertical há uma troca na ordem dos melhores dissipadores, sendo esta a seguinte: 3, 4, 9 e 11. Os Dissipadores 3 e 4 praticamente têm os mesmos resultados a partir de certo ponto, porém inicialmente o Dissipador 3 se comporta melhor. Neste caso a ordem dos melhores dissipadores também está associada ao número de



aletas do dissipador sendo que quanto maior o número de aletas pior é o desempenho do dissipador na posição vertical.

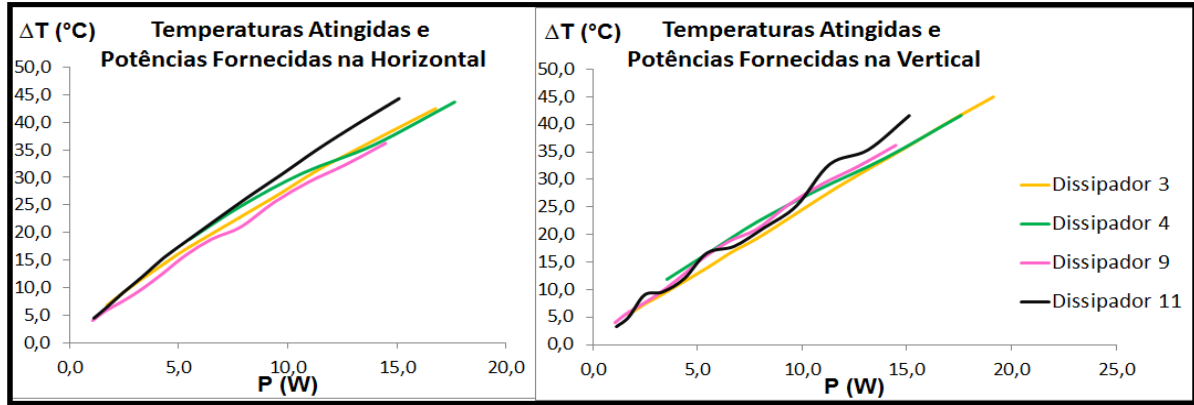


Figura 5.9 - Comparação entre os melhores dissipadores.

Vale lembrar que o número de aletas está diretamente ligado ao espaçamento entre as aletas, assim conclui-se que para dissipadores posicionados com a base na horizontal o espaçamento entre as aletas deve ser pequeno o suficiente para que o escoamento ascendente ainda escoar para que se tenha o maior número de aletas possível. Para a base do dissipador na vertical um aumento na distância entre as aletas melhorou o desempenho do dissipador.

A classificação completa de desempenho dos dissipadores com a menor temperatura operacional é mostrada na Tabela 5.7. Por essa tabela observa-se que os fatores que ordenaram os dissipadores analisados na Figura 5.8 continuam a influenciar a classificação de todos os outros dissipadores. Nesta Tabela também são apresentados o  $\bar{h}$  experimental e a diferença entre as temperaturas de convecção e ambiente,  $\Delta T$ , para uma potência fornecida pelo aquecedor de aproximadamente 10 W. Observa-se que o  $\bar{h}$  sempre é maior para os dissipadores posicionados verticalmente.

Tabela 5.7 - Classificação dos Dissipadores por desempenho.

Classificação		1°	2°	3°	4°	5°	6°	7°	8°	9°	10°	11°	12°
		DISSIPADORES											
Posição	Horizontal	3	9	4	11	10	2	8	1	6	5	12	7
	Vertical	3	4	9	11	2	1	8	6	10	5	12	7
Para P=10W	$\bar{h}$ W/m <sup>2</sup> .K	6,58	1,93	2,84	2,39	3,67	3,36	4,28	6,09	4,04	6,74	3,38	3,18
	$\Delta T$ [°C]	26,86	29,20	30,79	30,56	30,79	33,32	34,41	35,21	45,20	46,33	51,54	60,29
Para P=10W	$\bar{h}$ W/m <sup>2</sup> .K	7,64	3,35	1,86	3,21	3,56	7,03	4,37	5,28	4,17	7,29	3,72	3,43
	$\Delta T$ [°C]	27,3	28,1	29,65	25,18	31,80	31,42	33,20	37,72	28,89	49,43	48,46	58,40

### 5.3 Correlação Empírica Proposta

Após a análise dos resultados observou-se que para finalizar o trabalho seria interessante propor uma correlação empírica para o número de Nusselt dos dissipadores na horizontal e vertical. Este procedimento é bastante usual em estudos que envolvam vários parâmetros, como no presente trabalho. Desta forma, uma equação foi proposta, assim como fizeram os autores Harahap e Rudianto (2005) e Harahap e Lesmana (2006), cujas correlações propostas foram utilizadas para comparações neste trabalho, Mehrtash e Tari (2013) e outros.

Para chegar a esta nova correlação, utilizou-se todos os dados coletados para o número de Nusselt em função do número de Rayleigh, assim como todos os parâmetros geométricos para os 12 dissipadores. O programa de ajuste de curvas LAB fit, desenvolvido por Wilton e Clede Pereira da Silva da Universidade Federal de Campina Grande, foi utilizado para esta tarefa ([http://zeus.df.ufcg.edu.br/labfit/index\\_p.htm](http://zeus.df.ufcg.edu.br/labfit/index_p.htm)).

O LAB fit é um programa desenvolvido para tratamento e análise de dados experimentais que permite ao usuário tratar dados similares e não similares, calcular a propagação de erro em funções, traçar gráficos em 2D e 3D, realizar cálculos e fazer ajuste de curvas, que é a função utilizada neste trabalho.

Para chegar até a correlação entrou-se com os dados experimentais no LAB fit e selecionou-se o número de variáveis independentes. Para este trabalho utilizou-se 5 variáveis independentes adimensionais:  $Ra$ ,  $S/L$ ,  $H/L$ ,  $t/L$  e  $n$ , obtidas através de relações entre os parâmetros geométricos dos dissipadores, mostrados na Tab. 3.1. Em seguida foi selecionada a função a ser utilizada para o ajuste da curva. Neste trabalho utilizou-se a seguinte função, que utiliza como comprimento característico o comprimento do dissipador/aleta,  $L$ :

$$Nu = A \cdot Ra^B \cdot (S/L)^C \cdot (H/L)^D \cdot (t/L)^E \cdot n^F \quad (5.14)$$

onde os termos  $A$ ,  $B$ ,  $C$ ,  $D$ ,  $E$  e  $F$  são os coeficientes que o programa LAB fit calcula durante o ajuste.

Esta função foi a que melhor se ajustou aos dados experimentais coletados neste trabalho, tanto para os dissipadores com a base na horizontal e na vertical.

Para o dissipador com a base posicionada na horizontal, chegou-se a seguinte relação:

$$Nu = 0,086 \cdot Ra^{0,266} \cdot (S/L)^{-0,567} \cdot (H/L)^{-0,0169} \cdot (t/L)^{-1,068} \cdot n^{-1,580} \quad (5.15)$$

Para o dissipador com a base posicionada na vertical, obteve-se:

$$Nu = 0,042 \cdot Ra^{0,229} \cdot (S/L)^{0,455} \cdot (H/L)^{-0,0112} \cdot (t/L)^{-1,082} \cdot n^{-0,119} \quad (5.16)$$

As curvas ajustadas para os dois casos representam muito bem os dados, pois a primeira curva, representada pela Eq. (5.15), possui uma média quadrática ajustada de 84,72 % e a segunda curva, Eq. (5.16), uma média quadrática de 88,30 %. Sabe-se que quanto mais próximo de 100 % o valor de  $R^2$  melhor é o ajuste que a curva oferece. Outras equações para o ajuste de curva foram testadas no LAB fit, porém as que melhor se ajustaram foram as mostradas nas Eqs. (5.15) e (5.16). As outras equações testadas foram feitas a partir de rearranjos efetuados nos elementos das Eqs. (5.15) e (5.16), porém estes rearranjos, feitos a partir da observação dos elementos mais significativos nestas equações, não obtiveram um ajuste tão bom quanto as equações apresentadas. Vale lembrar que as equações foram feitas para uma faixa específica do número de Rayleigh que é mostrada abaixo:

para dissipadores posicionados na horizontal:

$$4,6 \times 10^4 < Ra < 5,8 \times 10^5$$

e para dissipadores posicionados na vertical:

$$2,9 \times 10^5 < Ra < 4,6 \times 10^6$$

Para demonstrar como as correlações se adequaram aos dados, na Figura 5.9 são mostrados os resultados experimentais, a curva para o  $Nu$  com a correlação de Hararap e Rudianto (2005) ou Harahap e Lesmana (2006) e o  $Nu$  obtido pelas correlações propostas neste trabalho para os Dissipadores 1, 3 e 6.

Observa-se que para estes 3 dissipadores as correlações encontradas neste trabalho, chamadas de  $Nu$  Eq.(4.15) e  $Nu$  Eq.(4.16), se ajustaram melhor que as correlações de Hararap e Rudianto (2005), escrita como  $Nu_{(H\&R)}$ , e de Harahap e Lesmana (2006), escrita como  $Nu_{(H\&L)}$ .

Estes mesmos resultados são verificados para todos os demais dissipadores, como uma mesma aproximação. Fazendo-se a diferença direta entre o  $Nu$  calculado e aquele encontrado através da correlação aqui proposta não foram obtidas diferenças absolutas maiores que 6 unidades.

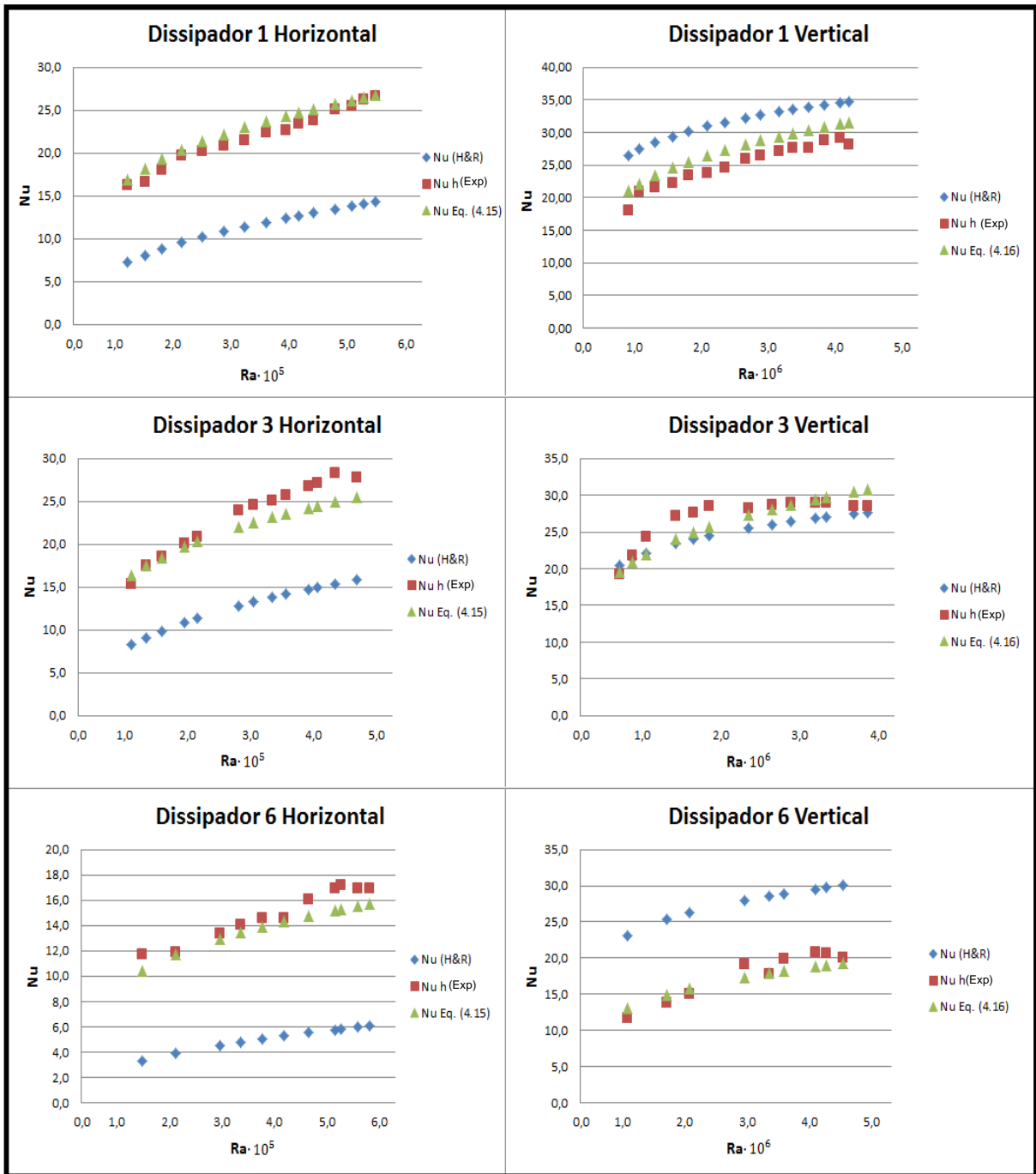


Figura 5.10 - Valores experimentais, das correlações da literatura, H&R e H&L e o ajuste dos dados experimentais utilizando o Labfit.

Assim sendo, observando a Fig. 5.9 e sabendo que as diferenças absolutas não foram maiores que 6 unidades, pode-se concluir que as correlações propostas neste trabalho estão bem ajustadas com os dados experimentais.

## 6. CONCLUSÕES

Apresentou-se neste trabalho um estudo detalhado da influência dos parâmetros geométricos, como altura, espaçamento, espessura e número de aletas de dissipadores sujeitos à convecção natural. Para isso, foram projetados e usinados 12 tipos de dissipadores de alumínio 6063-T5 de aletas planas retangulares variando estes parâmetros.

O aparato experimental desenvolvido para este trabalho foi aprimorado em relação aos trabalhos anteriores realizados no Laboratório de Transferência de Calor da UNIFEI, como Martins *et al.*(2009), Naia *et al.*(2008), Silva *et al.*(2012), Silva *et al.*(2014), e apresentou melhores resultados. Para minimizar o problema da resistência térmica de contato e evitar o uso de pasta térmica, os dissipadores foram presos por grampos com um isolante térmico na ponta. Além disso, este processo de fixação dos dissipadores permitiu que eles fossem analisados com sua base na posição vertical. O estudo realizado sobre a distribuição de temperatura no dissipador permitiu que o aparato experimental fosse simplificado, pois reduziu o número de termopares necessários para a coleta de dados.

Outra melhora realizada neste trabalho foi a consideração do calor perdido por radiação. Nos resultados apresentados no Capítulo 4 pode-se observar que mais de 10% do calor é perdido por radiação pelo dissipador. O fato de considerar a radiação no modelo térmico, apresentado no Apêndice A, mostrou uma melhor aproximação da temperatura calculada na aleta utilizando o MAPLE (Apêndice A) com a temperatura experimental.

A partir destes aprimoramentos mencionados anteriormente pôde-se observar nos resultados, que melhores valores do coeficiente médio de transferência de calor,  $\bar{h}$ , foram obtidos. Uma vez comparados os valores de  $\bar{h}$  numa faixa de temperatura de 20°C a 100°C, com os valores obtidos de  $\bar{h}$  das correlações empíricas, diferenças menores que 5% foram obtidos principalmente para os dissipadores na horizontal, foram obtidas.

Os resultados obtidos para o  $\bar{h}$  mostraram que maiores valores de  $\bar{h}$  foram obtidos para os dissipadores com a base na orientação vertical. Isto se deve ao fato de que nesta posição o fluxo ascendente do ar, que foi aquecido na parte de baixo do dissipador, ajuda no resfriamento do dissipador desde sua base até a ponta da aleta. Isto explica o motivo dos dissipadores que estão verticalmente orientados serem mais eficazes quanto maior o espaçamento entre suas aletas. Quanto maior o espaçamento entre elas melhor será a

circulação do ar. No dissipador posicionado com a base na horizontal este fenômeno de circulação do ar devido ao seu aquecimento também acontece, porém este fluxo age com mais intensidade já na ponta das aletas, o que explica o motivo dos dissipadores, horizontalmente posicionados, que possuem maiores aletas serem mais eficazes.

Os fatores que mais influenciaram no desempenho dos dissipadores foi o número de aletas, conseqüentemente a distância entre elas, e suas alturas. Quando o dissipador está posicionado com a base na horizontal e as aletas na vertical tem-se que quanto maior o número de aletas e maior sua altura, melhor será o desempenho do dissipador. Já para quando se tem dissipadores posicionados com base e aletas na vertical, quanto maior o espaçamento das aletas e sua altura, melhor será o desempenho do dissipador.

Por último outra contribuição deste trabalho foi propor duas novas correlações empíricas para o cálculo do número de Nusselt destes dissipadores. Uma para o dissipador com a base na horizontal e aletas na vertical e outra para o dissipador com a base e aletas na vertical. Estas correlações foram obtidas para o número de Nusselt que é a variável dependente e é escrita em função de cinco variáveis independentes que são o número de Rayleigh, a altura, o espaçamento, a espessura e o número de aletas. Como estas correlações foram propostas utilizando parâmetros adimensionais, elas podem ser utilizadas para a avaliação de outros dissipadores com diferentes parâmetros geométricos, porém deve-se utilizar o comprimento do dissipador/aleta como a grandeza característica do dissipador estudado.

Como sugestão para trabalhos futuros os seguintes tópicos são propostos:

- Fazer uma análise detalhada sobre a emissividade do alumínio 6063 T5 e levantar uma curva para esta variável em função da temperatura e então usar esta curva para efetuar os cálculos do calor perdido por radiação para o ambiente;
- Utilizar o aparato experimental do presente trabalho em um túnel de vento para que se possa estudar a convecção forçada, que é a mais utilizada em equipamentos eletrônicos de médio e grande porte;
- Aplicar as correlações propostas em diferentes dissipadores para verificar se elas se adequam bem a dissipadores com parâmetros geométricos diferentes dos utilizados neste trabalho;

- Usar um código computacional, como o COMSOL<sup>®</sup> ou OpenFoam, para resolver o problema térmico e dinâmico estudado e comparar com os resultados experimentais obtidos neste trabalho;
- Realizar um estudo sobre a miniaturização dos dissipadores de calor, o que é de suma importância devido à tendência e a demanda por equipamentos cada vez mais compactos, potentes e que geram muito calor.

## APÊNDICE A - Transferência de calor em superfícies estendidas

Apresenta-se neste Apêndice o modelo térmico para o cálculo da temperatura na aleta. Diferente de Incropera e DeWitt (1998), no modelo térmico deste trabalho o calor perdido por radiação é considerado. Isso faz com que a solução deste modelo só possa ser obtida usando o método numérico. Para resolver numericamente este problema o pacote MAPLE<sup>®</sup> foi utilizado.

A seguir apresenta-se o código utilizado no MAPLE, o resultado encontrado numericamente e aquele medido experimentalmente.

```

> restart
> Tb := 60.7230
                                     Tb := 60.7230
> T[∞] := 24.5776
                                     T∞ := 24.5776
> Tp := 59,3821
                                     Tp := 59,3821
> h := 3.359
                                     h := 3.359
> H := 14·10-3
                                     H :=  $\frac{7}{500}$ 
> k := 209
                                     k := 209
> ε := 0.23
                                     ε := 0.23
> σ := 5.67·10(-8)
                                     σ := 5.670000000 10-8
> Asr := 0.0004
                                     Asr := 0.0004
> p := 0.208
                                     p := 0.208
> #Valores utilizados foram obtidos da análise experimental realizada
    sobre o dissipador 12

```



> #Para chegar a estas temperaturas uma tensão de 10V foi fornecida pela fonte para o aquecedor resistivo até que se atingisse o regime permanente, como feito nos outros testes experimentais

$$> \text{theta}[\infty] := \frac{T[\infty]}{Tb}$$

$$\theta_{\infty} := 0.4047494360$$

$$> Nc := \frac{h \cdot p \cdot H^2}{k \cdot Asr}$$

$$Nc := 0.001638034832$$

$$> Nr := \frac{\varepsilon \cdot \sigma \cdot p \cdot Tb^3}{k \cdot Asr}$$

$$Nr := 0.007264866052$$

> Eq1 := diff(theta(X), X, X) - Nc · (theta(X) - theta[∞]) - Nr · (theta(X)<sup>4</sup> - theta[∞]<sup>4</sup>) = 0;

$$\begin{aligned} Eq1 := & \frac{d^2}{dX^2} \theta(X) - 0.001638034832 \theta(X) + 0.0008579658422 \\ & - 0.007264866052 \theta(X)^4 = 0 \end{aligned}$$

> Eq2 := dsolve({Eq1, theta(0) = 1, theta(1) = 0.9779177577}, theta(X), numeric);

Eq2 := **proc**(x\_bvp) ... **end proc**

> **for** k **from** 0 **by** 0.1 **to** 1 **do** print (k, Eq2(k));**od**;

$$\text{print} \left( 0, \left[ X = 0., \theta(X) = 1.000000000000000, \frac{d}{dX} \theta(X) = -0.0259838785863072 \right] \right)$$

$$\text{print} \left( 0.1, \left[ X = 0.1, \theta(X) = 0.997441705163189, \frac{d}{dX} \theta(X) = -0.0251833226553764 \right] \right)$$

$$\text{print} \left( 0.2, \left[ X = 0.2, \theta(X) = 0.994963079649180, \frac{d}{dX} \theta(X) = -0.0243904420011643 \right] \right)$$

$$\text{print} \left( 0.3, \left[ X = 0.3, \theta(X) = 0.992563370722421, \frac{d}{dX} \theta(X) = -0.0236049426636058 \right] \right)$$

$$\text{print} \left( 0.4, \left[ X = 0.4, \theta(X) = 0.990241854636192, \frac{d}{dX} \theta(X) = -0.0228265381482402 \right] \right)$$

$$\text{print} \left( 0.5, \left[ X = 0.5, \theta(X) = 0.987997835926394, \frac{d}{dX} \theta(X) = -0.0220549490768296 \right] \right)$$

$$\text{print} \left( 0.6, \left[ X = 0.6, \theta(X) = 0.985830646738699, \frac{d}{dX} \theta(X) = -0.0212899028523366 \right] \right)$$

$$\text{print} \left( 0.7, \left[ X = 0.7, \theta(X) = 0.983739646147354, \frac{d}{dX} \theta(X) = -0.0205311333301384 \right] \right)$$

$$\text{print} \left( 0.8, \left[ X = 0.8, \theta(X) = 0.981724219526504, \frac{d}{dX} \theta(X) = -0.0197783805053960 \right] \right)$$

$$\text{print} \left( 0.9, \left[ X = 0.9, \theta(X) = 0.979783777962388, \frac{d}{dX} \theta(X) = -0.0190313902147029 \right] \right)$$

$$\text{print} \left( 1.0, \left[ X = 1.0, \theta(X) = 0.977917757700000, \frac{d}{dX} \theta(X) = -0.0182899138502395 \right] \right)$$

> 0.981724219526504·60.7230;  
*#Multiplicando o valor encontrado para  $\theta(X)$  pela temperatura na base da aleta para obter a temperatura no ponto  $\left(\frac{x}{H} = 0,6\right)$*

59.61323978

> `print(0.642857, Eq2(0.642857))`  
 #Imprimindo o valor de  $\theta(X)$  calculado para a posição  $X = 0,$   
 642857,  
 que é a posição relativa calculada para o termopar colocado na  
 parede da aleta a uma distância de 9 mm de sua base durante o teste

$$0.642857, \left[ X = 0.642857, \theta(X) = 0.984925213840453, \frac{d}{dX} \theta(X) = -0.0209639637208152 \right]$$

> `0.984925213840453·60.7230;`  
 #Multiplicando o valor encontrado para  $\theta(X)$  pela temperatura na  
 base da aleta para obter a temperatura no ponto  $\left( \frac{x}{H} = 0, 642857 \right)$

59.80761376

> Na Tabela A.1 são apresentados os valores medidos e os valores de temperatura calculados numericamente.

Tabela A.1 - Temperatura medida e temperatura calculada a 9 mm da base da aleta.

Posição	x = 9 mm
Medida	59,4571
Calculada	59,8076

Pode-se dizer que a temperatura calculada está próxima à medida, pois a temperatura foi medida por um termopar fixado numa posição  $x$  da aleta e depois foi medida com o auxílio de um paquímetro sua posição em relação à base. Este procedimento pode não ter a precisão necessária para que o valor seja mais próximo devido a dificuldade de medir a posição de um termopar quando este não está na base ou na ponta da aleta. Além disso, o modelo utilizado é 1D e provavelmente há troca de calor nas laterais da aleta, logo precisa-se usar um modelo 2D para uma melhor aproximação entre os resultados medido e calculado.

## APÊNDICE B - Desempenho da Aleta

Neste Apêndice apresenta-se uma tabela com resultados para eficiência e efetividade para uma aleta do Dissipador 4.

Os valores de  $\eta$  se aproximam dos seus valores máximos e mínimos, 1 e 0, respectivamente, à medida que  $H$  se aproxima de 0 e  $\infty$ . Na Tabela B.1, tem-se os valores da eficiência e o rendimento da aleta utilizada no Dissipador 4.

Tabela B.1 - Efetividade e Eficiência para diversas temperaturas do Dissipador 4.

<b>Dissipador 4</b>				
<b>T ponta</b>	<b>T base</b>	<b><math>T_{\infty}</math></b>	<b>Efe</b>	<b><math>\eta</math></b>
<b>°C</b>	<b>°C</b>	<b>°C</b>		<b>%</b>
43,45	45,19	25,56	19,49	89,37
49,65	51,79	25,81	19,64	89,21
55,35	57,68	25,73	19,83	88,80
61,77	64,81	27,37	19,66	88,78
68,87	72,39	26,94	19,74	88,45
75,98	80,21	25,96	19,73	88,76
83,30	87,65	25,01	19,91	88,61
93,26	99,19	26,06	19,66	88,65
103,26	108,46	26,61	20,04	88,70

Observa-se que sendo a efetividade maior que 2 o uso de aletas é justificável. Outro fato importante a ser observado é o valor da eficiência da aleta estar próximo a 90%, isto se dá porque a aleta está sujeita à convecção em toda a sua superfície. Caso a aleta fosse isolada na ponta este valor seria muito mais próximo de 100% pois as temperaturas da base e do topo da aleta estariam mais próximas uma da outra.

## 7. 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).

ASM International Handbook Committee, 1990, *ASM Handbook – Properties and Selection: Nonferrous Alloys and Special-Purpose Materials*, Vol. 2, pp. 17-187.

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.

Bejan, A.; 1984, “Convective Heat Transfer”, John Wiley & Sons, New York.

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 ; SIVRIOGLU, 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.

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.

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.; 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.

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.; 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.

- 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., 4º ed., Rio de Janeiro, Brasil, 494 p.
- 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.
- 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.
- 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.; 1986, “Heat Transfer Performances of a Vertical Rectangular Fins Protruding From Rectangular Bases: Effect of Fin Length”, **Applied Energy**, Vol. 22, pp. 313-318
- 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., 3º ed., Cambridge, Massachusetts.
- LIMA E SILVA, S. M. M.; BORGES, V. L.; VILARINHO, L. O.; SCOTTI, A.; GUIMARÃES, G.; 2002, “Desenvolvimento de uma Técnica Experimental para a Determinação do Fluxo de Calor em um Processo de Soldagem TIG”, **9th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering - ENCIT 2002**, CDROM, Caxambu, Minas Gerais, Brasil
- MARTINS, R. A. F.; LIMA E SILVA, A. L. F.; LIMA E SILVA, S. M. M.; 2009 “Estudo da Transferência de Calor por Convecção em Dissipadores” **Relatório parcial de Iniciação Científica CNPq**, Universidade Federal de Itajubá, Minas Gerais Brasil.
- 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 (2015), Alumínio 6063-T5, Disponível em: <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=79875d1b30c94af39029470988004fb6&ckck=1>, Data de acesso: 22/01/15

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.

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.

ONUR, N.; SIVRIOGLU, M.; AKTAS, M.K.; 1997, “An Experimental Study on the Natural Convection Heat Transfer Between Inclined Plates (lower plate isothermally heated and the upper plate thermally insulated as well as unheated)”, **Heat and Mass Transfer**, Vol. 32, pp. 471-476.

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.

SHENDE, M. D.; MAHALLE, A; 2014, “Natural Convection Heat Transfer from a Radial Heat Sinkwith Horizontal Rectangular Fins”, **International Journal of Innovative Research in Advanced Engineering (IJIRAE)**, Vol 1, Issue 8, pp 352-356.

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.; 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.

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.

VAN DE POL, D. W.; TIERNEY, J. K.; 1974, “Free convection heat transfer from vertical fin-arrays”, **IEEE Transactions on Parts, Hybrids, and Packaging** 10 [267 - 271]

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.



## ANEXO A - Desenhos utilizados

Este Anexo apresenta os desenhos técnicos utilizados para a usinagem dos dissipadores utilizados neste trabalho. Os desenhos foram desenvolvidos no software de desenho computacional SolidWorks® e então entregues aos técnicos da oficina mecânica da UNIFEI para usinagem.

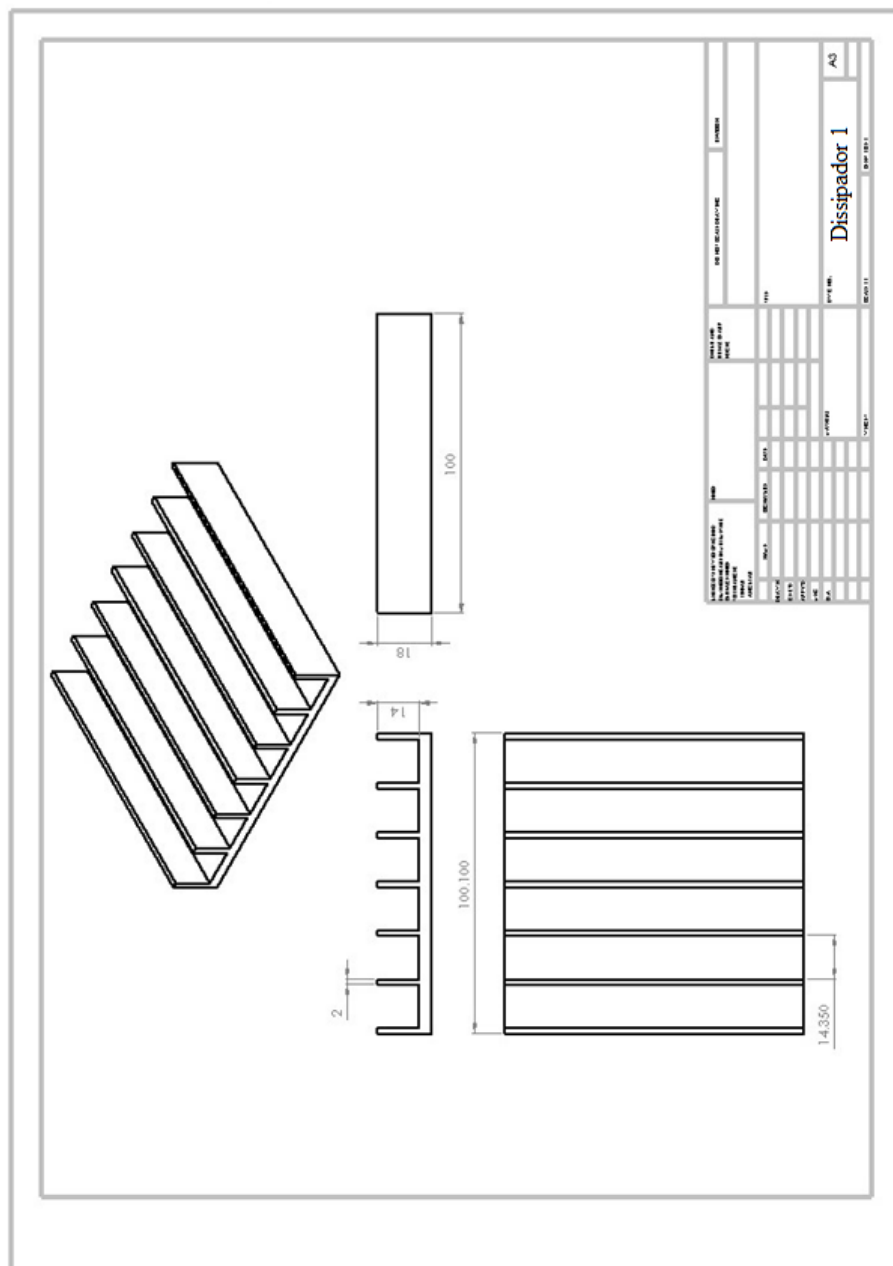


Figura An.1 - Desenho técnico utilizado para confecção do Dissipador 1.

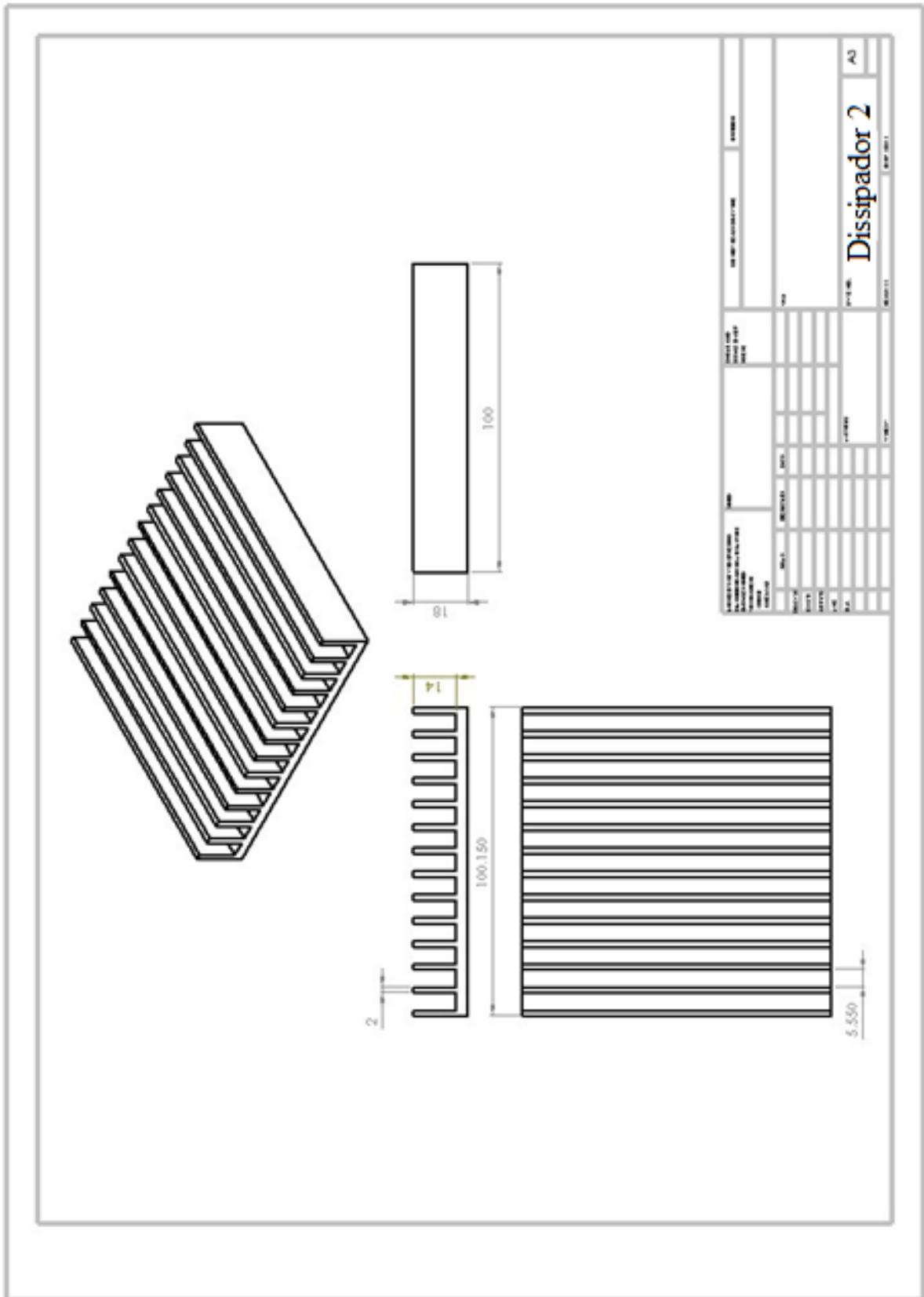


Figura An.2 - Desenho técnico utilizado para confecção do Dissipador 2.

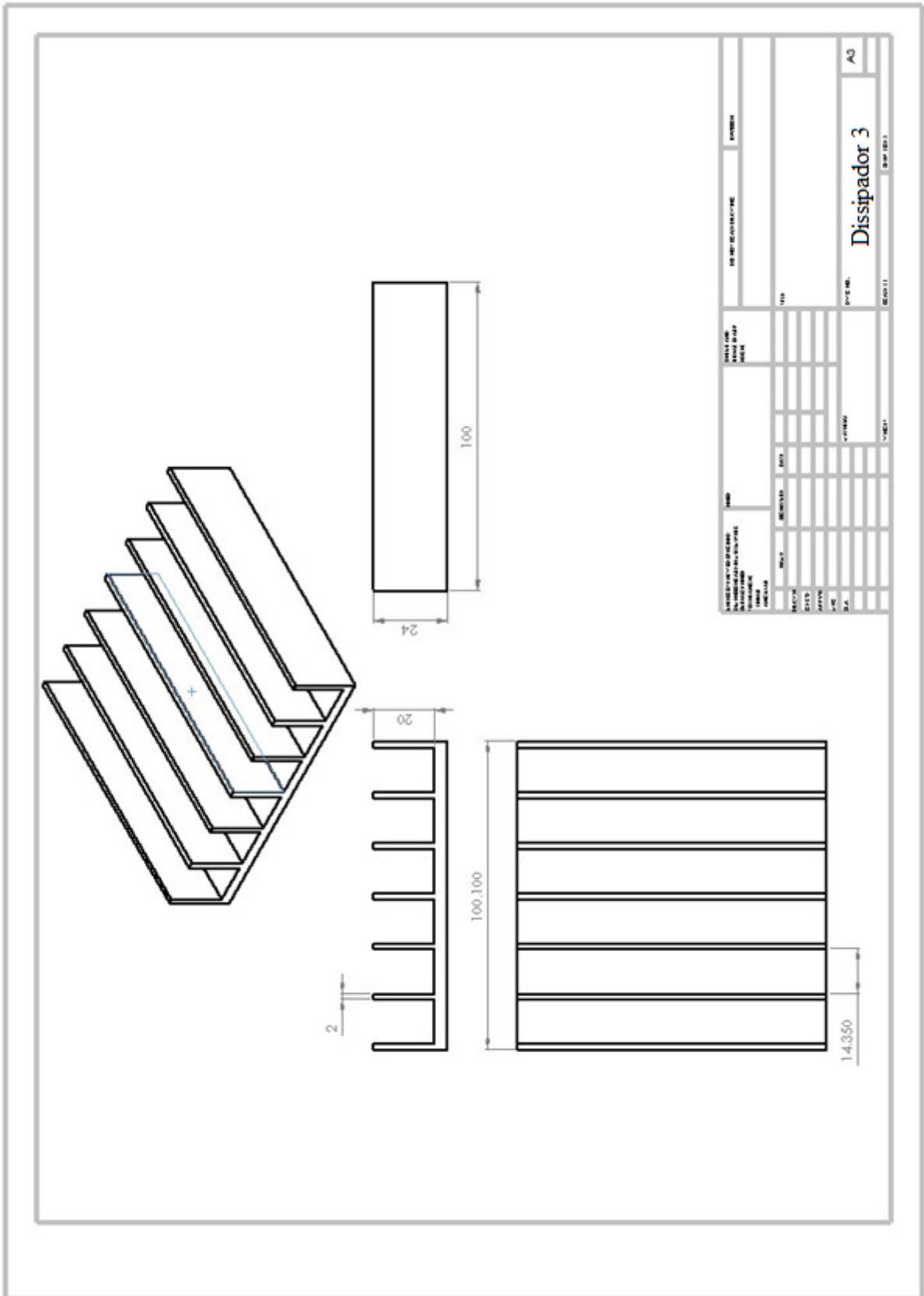


Figura An.3 - Desenho técnico utilizado para confecção do Dissipador 3.

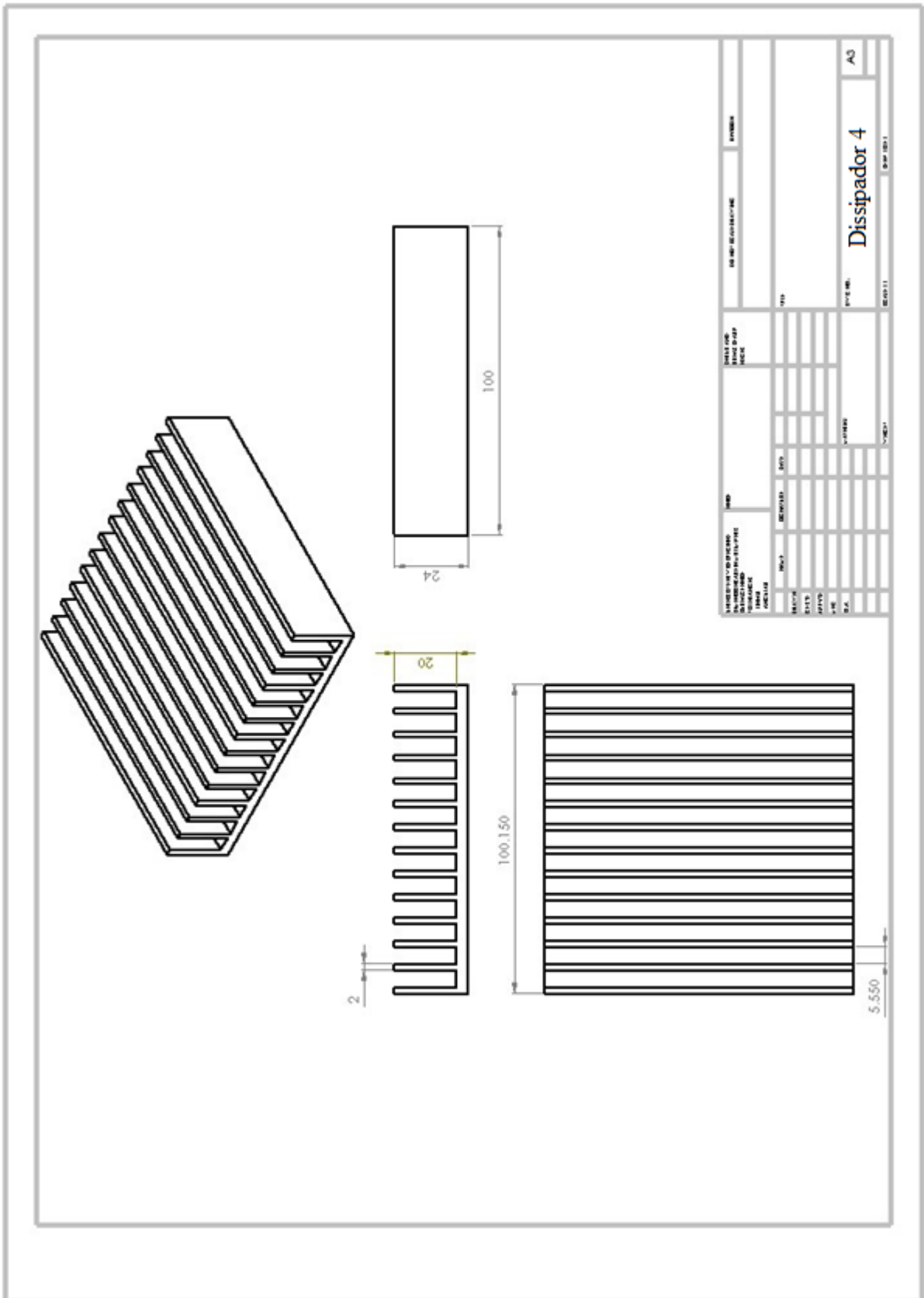


Figura An.4 - Desenho técnico utilizado para confecção do Dissipador 4.





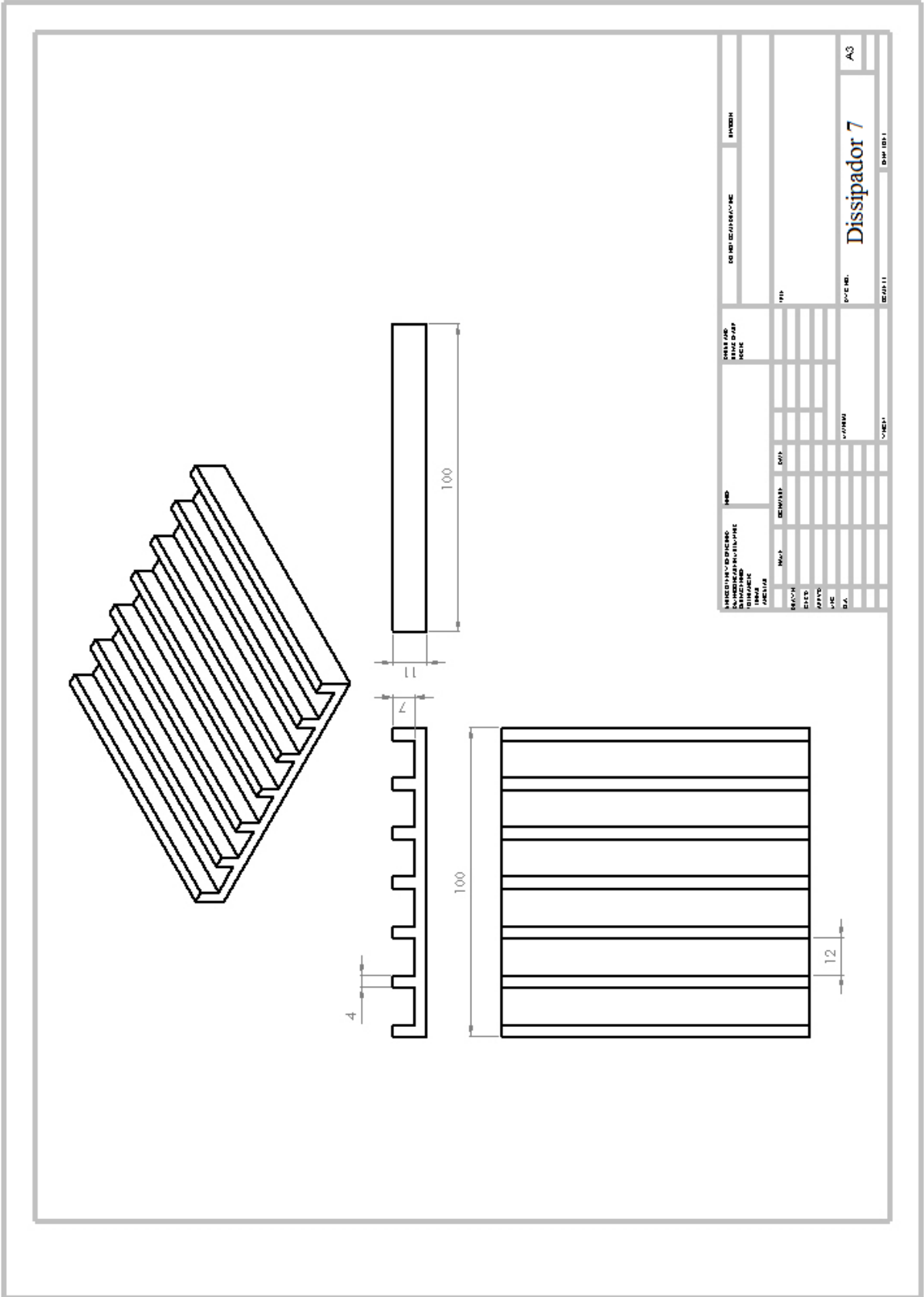


Figura An.7 - Desenho técnico utilizado para confecção do Dissipador 7.

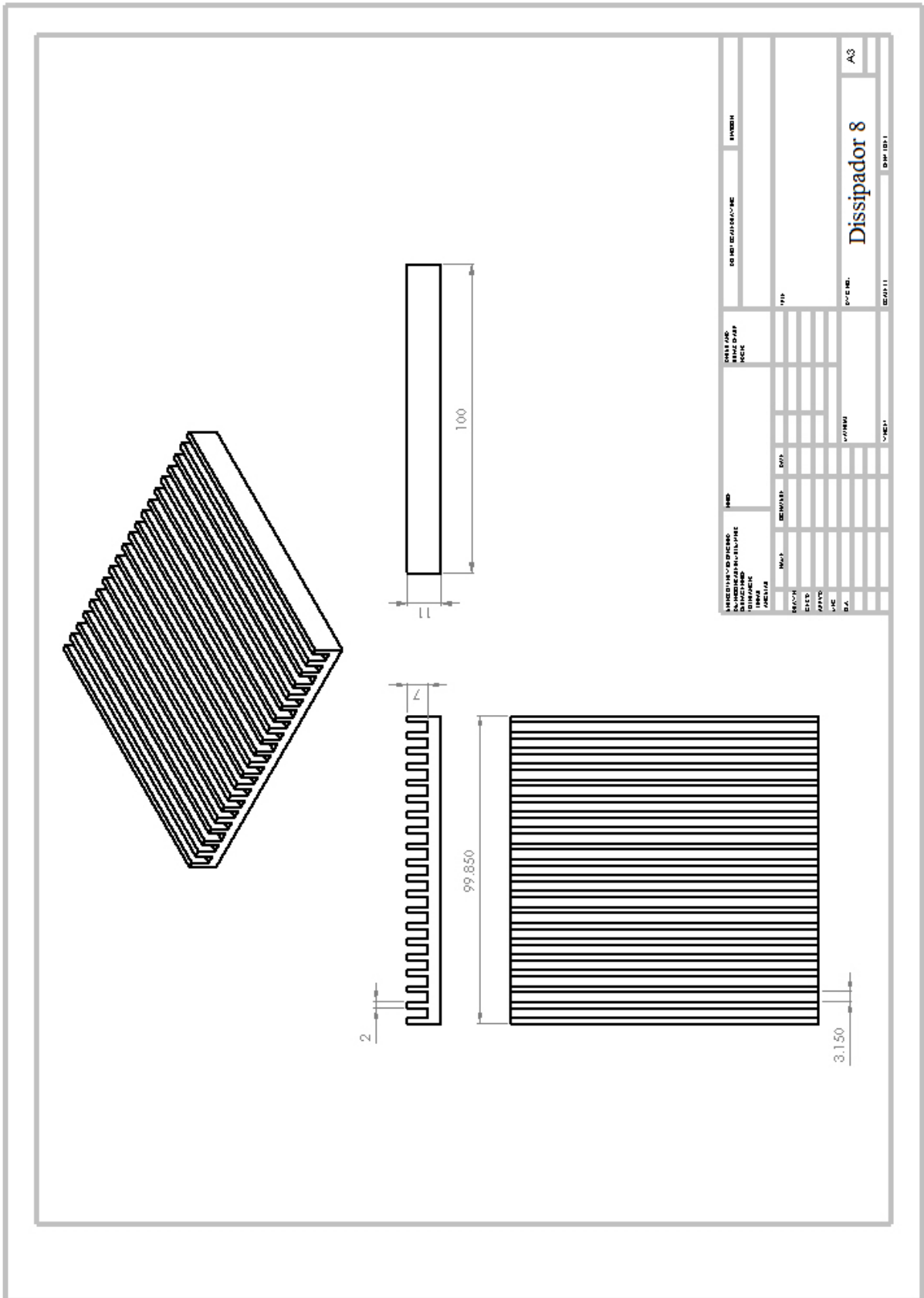


Figura An.8 - Desenho técnico utilizado para confecção do Dissipador 8.



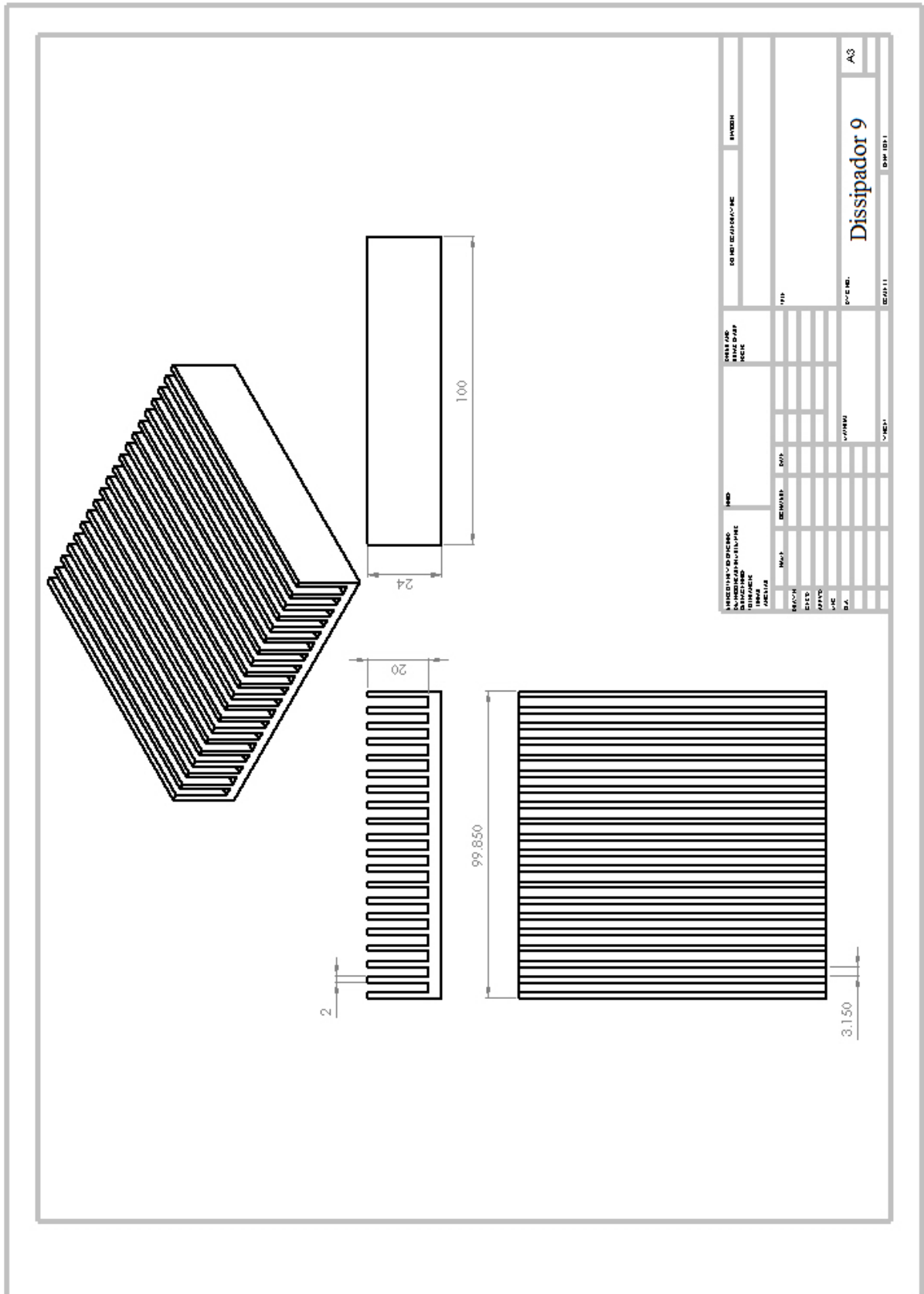


Figura An.9 - Desenho técnico utilizado para confecção do Dissipador 9.

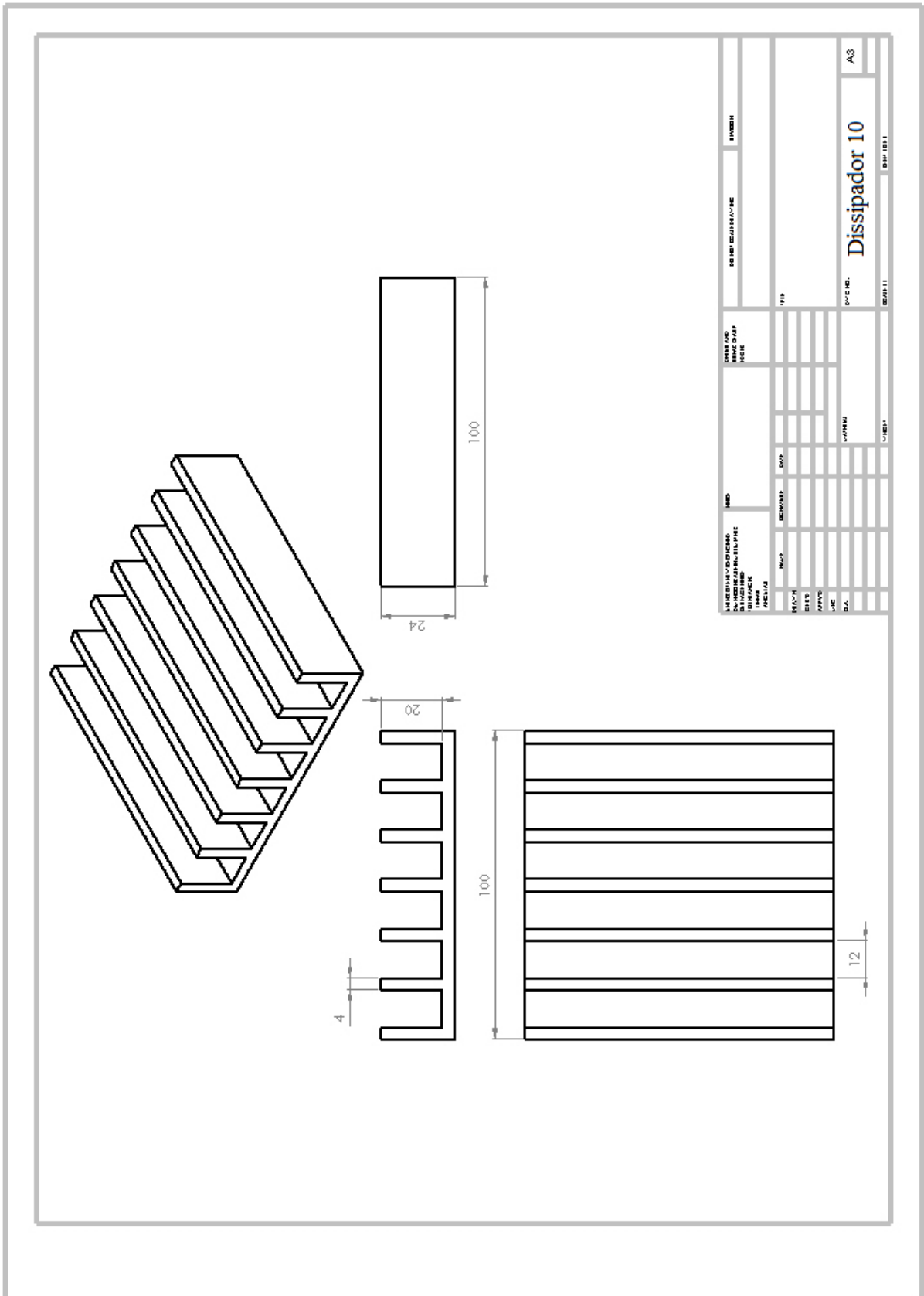


Figura An.10 - Desenho técnico utilizado para confecção do Dissipador 10.

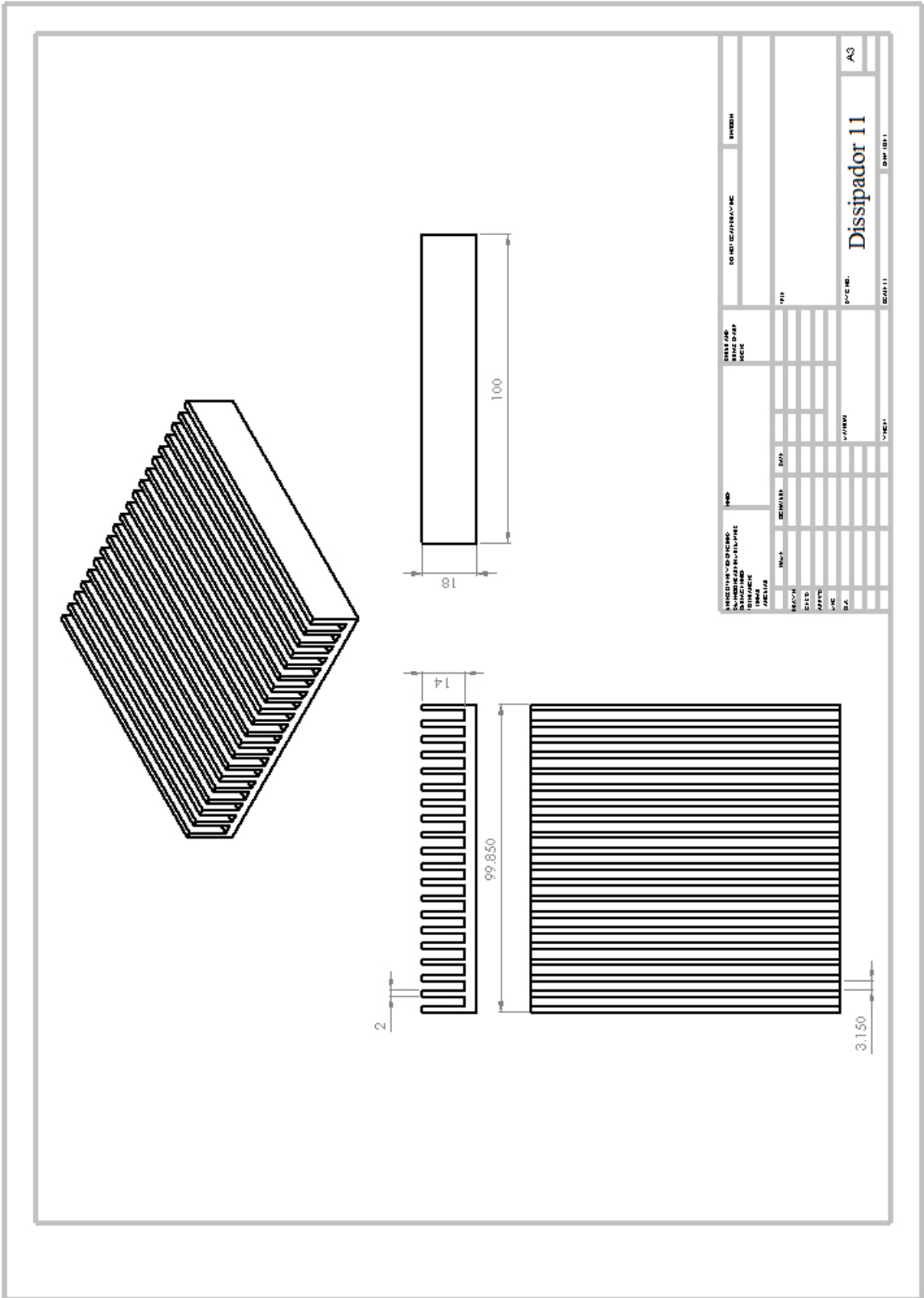


Figura An.11 - Desenho técnico utilizado para confecção do Dissipador 11.

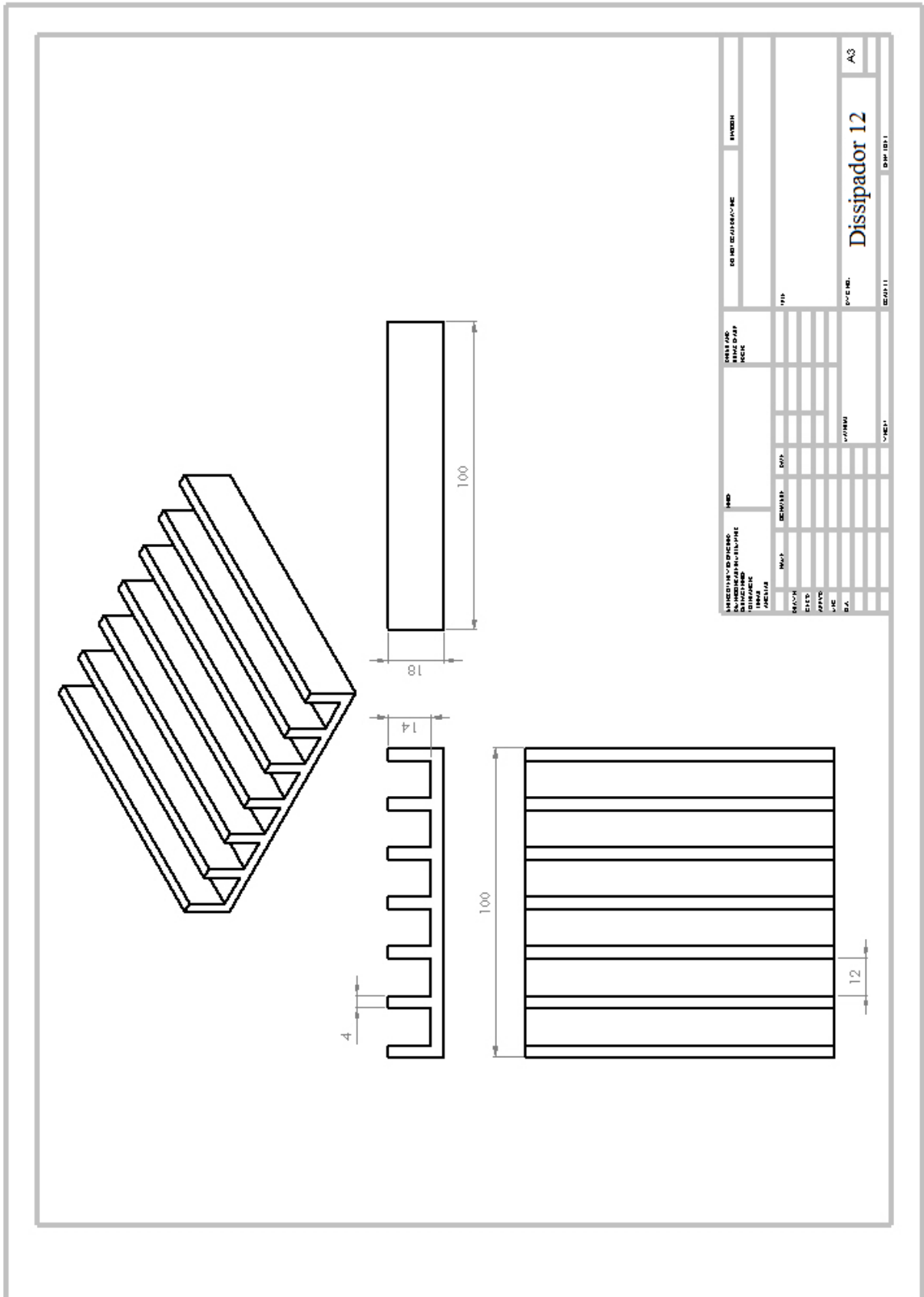


Figura An.12 - Desenho técnico utilizado para confecção do Dissipador 12.