

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

**Análise da Transferência de Calor por Convecção Natural em  
Dissipadores de Calor Usando Planejamento de Experimentos**

**Bruno de Campos Salles Anselmo**

**Itajubá, 07 de Outubro de 2020**

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

**Bruno de Campos Salles Anselmo**

**Análise da Transferência de Calor por Convecção Natural em  
Dissipadores de Calor Usando Planejamento de Experimentos**

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

**Área de Concentração: Térmica, Fluidos e Máquinas de Fluxo**

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

**Outubro de 2020  
Itajubá**

ANSELMO, Bruno de Campos Salles

Análise da Transferência de Calor por Convecção Natural em Dissipadores de Calor Usando Planejamento de Experimentos/ Bruno de Campos Salles Anselmo – Itajubá: UNIFEI, 2019.

144p.

Tese (doutorado) – Universidade Federal de Itajubá, 2020.

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

1. – Fator de Forma em Dissipadores de Calor – Convecção Natural – Planejamento de Experimentos – Descarga Capacitiva

I. Lima E Silva, Sandro M. M. II. Universidade Federal de Itajubá III. Análise da Transferência de Calor por Convecção Natural em Dissipadores de Calor Usando Planejamento de Experimentos

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

**Bruno de Campos Salles Anselmo**

**Análise da Transferência de Calor por Convecção Natural em  
Dissipadores de Calor Usando Planejamento de Experimentos**

Tese aprovada por banca examinadora em 07 de Outubro de 2020, conferindo ao autor o título de **Doutor em Ciências em Engenharia Mecânica**

**Banca Examinadora:**

Prof. Dr. Luís Felipe dos Santos Carollo – FEPI

Prof. Dr. Robson Bruno Dutra Pereira – DEMEP – UFSJ

Prof. Dr. Marcelo José Pirani – IEM-UNIFEI

Prof. Dr. João Roberto Ferreira – IEPG - UNIFEI

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

Itajubá

2020

## **Dedicatória**

Dedico este trabalho primeiramente à Deus e também a todos aqueles que de alguma forma me incentivaram a seguir os meus objetivos.

## **Agradecimentos**

Agradeço primeiramente a Deus por ser meu guia em toda essa jornada, me fornecendo confiança e sabedoria sempre.

Aos meus pais João e Vera por sempre confiar e acreditar em mim, auxiliando da melhor maneira possível.

Aos colegas e amigos que sempre me incentivaram a buscar os meus sonhos e objetivos, sendo companheiros não só nos momentos difíceis, mas também nos momentos de alegria.

Ao meu orientador, professor Sandro Metrevelle, que sempre forneceu o maior apoio e suporte ao longo desse processo.

Agradeço aos demais professores que contribuíram para minha formação, fazendo com que o trabalho fosse concluído.

Aos órgãos de fomento CNPq, FAPEMIG e CAPES pelo suporte financeiro e também ao Instituto de Engenharia Mecânica – IEM pela estrutura fornecida para o desenvolvimento desse trabalho.

## **Epígrafe**

*“Há uma força motriz mais poderosa que o vapor, a eletricidade e a energia atômica: a vontade!” – Albert Einstein.*

## Resumo

**Anselmo, B. C. S (2020)**, *Análise da Transferência de Calor por Convecção Natural em Dissipadores de Calor Usando Planejamento de Experimentos*, Itajubá, 144p. Tese de Doutorado do Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá

Dissipadores de calor são dispositivos capazes de promover uma melhora na temperatura de operação de diversos equipamentos. O planejamento de experimentos (*DOE – Design of Experiments*) foi utilizado para realização dos testes e posterior análise estatística dos dados. Foram realizados experimentos para obtenção da distribuição de temperaturas nos dissipadores. Foi realizado o cálculo da perda de calor por radiação considerando o fator de forma das aletas. Análises experimentais e teóricas foram realizadas para obtenção do coeficiente médio de transferência de calor por convecção  $\bar{h}$ , bem como para obtenção da resistência térmica de convecção. Foram feitos testes com dissipadores de diferentes geometrias, que no caso foram considerados como fatores, tais como a altura (7 mm e 20 mm), espaçamento (5,55 mm e 14,35 mm) e comprimento da base (50 mm e 100 mm) além de um dissipador com base de dimensões 75 mm x 75 mm. Os testes foram feitos nas posições horizontal e vertical, com variações do fluxo de calor aplicados nas bases do dissipador em 800 W/m<sup>2</sup>, 1600 W/m<sup>2</sup> e 1200 W/m<sup>2</sup>. Com a utilização do DOE e suas ferramentas, diferentes análises foram feitas com dados experimentais envolvendo o coeficiente  $\bar{h}$ , a resistência térmica de convecção  $R_t$ , os parâmetros geométricos, além do fluxo de calor aplicado na base e o posicionamento dos dissipadores. Foram feitas comparações envolvendo o calor perdido por radiação levando-se em conta o fator de forma das aletas. Por último, foram realizadas análises estatísticas, buscando conhecer o comportamento da  $R_t$  e sua variação de acordo com as geometrias dos dissipadores e dos fluxos aplicados. Com os resultados obtidos pôde-se concluir que os dissipadores ensaiados na vertical possuem melhor desempenho quando comparados aos testes na horizontal. A inclusão do fator de forma é de suma importância no estudo da troca de calor por radiação entre as aletas. A  $R_t$ , por ser influenciada pela área sob convecção e pelo coeficiente  $\bar{h}$ , se comporta de diferentes maneiras dependendo da geometria e posição dos dissipadores. Foi possível observar uma grande contribuição do DOE para análise estatística da resistência térmica convectiva.

**Palavras-chave:** Fator de Forma em Dissipadores de Calor, Convecção Natural, Planejamento de Experimentos, Descarga Capacitiva



## Abstract

**Anselmo, B. C. S (2020)**, *Analysis of Heat Transfer by Natural Convection in Heat Sinks Using Design of Experiments*, 144p. Doctorate Thesis of the Postgraduated in Mechanical Engineering – Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

Heat sinks are devices capable of improving the operating temperature of a wide range of equipment. Design of Experiments (DOE) was used for experiments and subsequent statistical data analysis. Experiments were carried out to obtain the distribution of temperatures in the heatsinks. The calculation of heat loss by radiation was performed considering the view factor of the heat sink fins. Tests were made with heatsinks of different geometries, which in this case were considered as factors, such as height (7 mm and 20 mm), spacing (5.55 mm and 14.35 mm) and base length (50 mm and 100 mm) in addition to a heatsink with a 75 mm x 75 mm base. The tests were performed in horizontal and vertical positions, with variations in the calorie flow at the base. Heat flux variations were applied to the heat sink bases of 800 W/m<sup>2</sup>, 1600 W/m<sup>2</sup> and 1200 W/m<sup>2</sup>. Analyzes were accomplished with experimental data involving the coefficient  $\bar{h}$ , the convection thermal resistance, the geometric parameters (height, spacing and base dimensions) in addition to the heat flux applied to the base and the positioning of the heat sinks. Comparisons of heat lost by radiation were made by taking into account the view factor of the fins. Finally, statistical analyses were conducted, seeking to know the behavior of the convective thermal resistance and its variation according to the geometries of the heat sinks and applied heat flux. With the results obtained it was concluded that the heat sinks tested on the vertical position have better performance when compared to those on the horizontal position. The inclusion of the view factor is of paramount importance in the study of heat exchange by radiation between the fins.  $R_t$  may be influenced by the area under convection and the coefficient  $\bar{h}$  and  $R_t$  behaves in different ways depending on the geometry and position of the heat sinks. It was possible to observe a great contribution from DOE for the statistical analysis of convective thermal resistance.

**Keywords:** View Factor in Heat Sinks, Natural Convection, Design of Experiments, Capacitive Discharge.

## Lista de Figuras

Figura 2.1 - Disposições dos dissipadores. ....	21
Figura 2.2 - Coeficiente de transferência de calor em diferentes geometrias de micro canais. ....	28
Figura 2.3 - Dissipadores radiais utilizados por Yu, Lee e Yook (2011). ....	29
Figura 2.4 - Dissipador de material polimérico. ....	31
Figura 2.5 - Dimensões de um dissipador de calor. ....	32
Figura 2.6 - Descrição da lâmpada de LED aletada e montagem experimental: (a) Lâmpada aletada de LED e (b) Montagem experimental. ....	33
Figura 2.7 - Variação do coeficiente médio de transferência de calor sob diferentes fluxos de calor aplicados nos perfis geométricos. ....	34
Figura 2.8 - Bancada experimental utilizada por Joo e Kim (2015). ....	36
Figura 2.9 - Esquema do dissipador de aletas com interrupção ao longo do comprimento. ....	37
Figura 2.10 - Descrição dos parâmetros dos microdissipadores: (a) aletas retangulares, e (b) aletas piniformes. ....	38
Figura 2.11 - Esquema da montagem experimental para microdissipadores. ....	39
Figura 2.12 - Dissipadores utilizados por Khudheyer e Hasan (2015). ....	40
Figura 2.13 - Dissipador radial. ....	41
Figura 2.14 - Montagem do dissipador real utilizado por Lee, Kim e Kim (2016). ....	42
Figura 2.15 - Modelo numérico de dissipador utilizado por Jeon e Byon (2017). ....	43
Figura 2.16 - Superfície com padrão carpete de Sierpinski. ....	44
Figura 2.17 - Dissipadores utilizados por Karlapalem <i>et al.</i> (2019) ....	45
Figura 2.18 - Dissipadores perfurados e maciços de Sundar <i>et al.</i> (2019). ....	45
Figura 2.19 - Dissipador de calor com micro canal aletado. ....	46
Figura 3.1 - Bancada experimental. ....	50
Figura 3.2 - Características do dissipador a) Geometria b) Canal criado por aletas adjacentes. ....	52
Figura 3.3 - Modelagem de um processo ou sistema. ....	58
Figura 3.4 - Metodologia de condução de experimentos. ....	60
Figura 3.5 - Gráfico Linear de Efeitos Principais. ....	65
Figura 3.6 - Gráficos de Interações entre Fatores. ....	66
Figura 4.1 - a) Projeto dos dissipadores fabricados, b) Dissipadores reais. ....	69
Figura 4.2 - Esquema de montagem da bancada experimental. ....	70
Figura 4.3 - Vista em corte da montagem do dissipador na horizontal. ....	72
Figura 4.4 - Montagem do dissipador na vertical. ....	73
Figura 4.5 - Montagem do dissipador na horizontal. ....	73
Figura 4.6 - Parâmetros geométricos da placa de MDF. ....	74
Figura 4.7 - Placa de circuito impresso com componentes eletrônicos. ....	81
Figura 4.8 - Microcontrolador eletrônico digital. ....	82
Figura 4.9 - Display de cristal líquido com teclado embutido. ....	82
Figura 4.10 - Forma de onda a ser gerada pela descarga controlada por pulsos. ....	84
Figura 4.11 - Esquemático da invenção. ....	85
Figura 4.12 - Equipamento microcontrolado de solda por descarga capacitiva. ....	85

Figura 4.13 - Comportamento da temperatura nos regimes transiente e permanente.....	87
Figura 5.1 - Resistência Convectiva dos dissipadores na horizontal.....	93
Figura 5.2 - Resistência Convectiva dos dissipadores na vertical.....	94
Figura 5.3 - Comparações entre ganhos de resistência térmica nos dissipadores na horizontal. .....	96
Figura 5.4 - Comparações entre ganhos de resistência térmica nos dissipadores na vertical. .	98
Figura 5.5 - Gráfico de comparação do calor perdido por radiação no Dissipador D2. ....	99
Figura 5.6 - Gráfico de comparação do calor perdido por radiação no Dissipador D6. ....	100
Figura 5.7 - Gráfico de interação da resistência térmica em relação à altura das aletas na posição horizontal.....	101
Figura 5.8 - Gráfico de interação da resistência térmica em relação ao espaçamento entre aletas na posição horizontal.....	102
Figura 5.9 - Gráfico de interação da resistência térmica em relação ao comprimento dos dissipadores na posição horizontal. ....	103
Figura 5.10 - Gráfico de interação da resistência térmica em relação à altura das aletas na posição vertical.....	104
Figura 5.11 - Gráfico de interação da resistência térmica em relação ao espaçamento entre aletas na posição vertical.....	105
Figura 5.12 - Gráfico de interação da resistência térmica em relação ao comprimento dos dissipadores na posição vertical. ....	106
Figura 5.13 - Gráfico de Pareto dos efeitos na posição horizontal.....	111
Figura 5.14 - Gráfico normal de efeitos padronizados para experimentos na posição horizontal.....	112
Figura 5.15 - Gráfico de resíduos para experimentos na posição horizontal. ....	113
Figura 5.16 - Teste de normalidade de resíduos para dissipadores na horizontal. ....	114
Figura 5.17 - Gráfico de probabilidade normal de resíduos dos dissipadores na horizontal. 114	
Figura 5.18 - Gráfico de efeitos principais na horizontal.....	115
Figura 5.19 - Gráfico de interações entre fatores para experimentos na horizontal com 4 fatores.....	117
Figura 5.20 - Gráfico de Cubo dos experimentos na horizontal.....	118
Figura 5.21 - Gráfico de Pareto dos efeitos na posição vertical.....	122
Figura 5.22 - Gráfico normal de efeitos padronizados para experimentos na posição vertical. .....	123
Figura 5.23 - Gráfico de resíduos para experimentos na posição vertical. ....	124
Figura 5.24 - Teste de normalidade de resíduos para dissipadores na vertical. ....	124
Figura 5.25 - Gráfico de probabilidade normal de resíduos dos dissipadores na vertical. ....	125
Figura 5.26 - Gráfico de efeitos principais na vertical.....	125
Figura 5.27 - Gráfico de interações entre fatores para experimentos na vertical.....	127
Figura 5.28 - Gráfico de Cubo dos experimentos na vertical.....	128
Figura 8.1 - Gráfico de comparação da resistência térmica em relação à altura das aletas na posição horizontal sob fluxo de 1600 W/m <sup>2</sup> . ....	140
Figura 8.2 - Gráfico de comparação da resistência térmica em relação ao espaçamento entre aletas na posição horizontal sob fluxo de 1600 W/m <sup>2</sup> . ....	140

Figura 8.3 - Gráfico de comparação da resistência térmica em relação ao comprimento dos dissipadores na posição horizontal sob fluxo de $1600 \text{ W/m}^2$ .....	141
Figura 8.4 - Gráfico de comparação da resistência térmica em relação à altura das aletas na posição vertical sob fluxo de $1600 \text{ W/m}^2$ . ....	141
Figura 8.5 - Gráfico de comparação da resistência térmica em relação ao espaçamento entre aletas na posição vertical sob fluxo de $1600 \text{ W/m}^2$ . ....	142
Figura 8.6 - Gráfico de comparação da resistência térmica em relação ao comprimento dos dissipadores na posição vertical sob fluxo de $1600 \text{ W/m}^2$ .....	142

## Lista de Tabelas

Tabela 2.1 - Dimensões dos microdissipadores. ....	38
Tabela 3.1 - Principais métodos em análise e planejamento de experimentos.....	61
Tabela 3.2 - Exemplo de matriz de experimentos para fatorial $2^3$ . ....	63
Tabela 4.1 - Dimensões dos dissipadores. ....	69
Tabela 4.2 - Dimensões das placas de MDF. ....	74
Tabela 4.3 - Fatores e níveis utilizados no Planejamento fatorial. ....	86
Tabela 4.4 - Matriz de experimentos com fatorial $2^4$ com uma réplica.....	88
Tabela 5.1 - Valores de temperatura do Dissipador D6 na horizontal.....	90
Tabela 5.2 - Valores de $h$ e $Rt$ na horizontal e vertical. ....	92
Tabela 5.3 - Valores de temperatura alcançados no dissipador D6.....	93
Tabela 5.4 - Comparações para $Rt$ nos dissipadores ensaiados na posição horizontal. ....	96
Tabela 5.5 - Comparações para $Rt$ nos dissipadores ensaiados na posição vertical. ....	97
Tabela 5.6 - Resultados obtidos de resistência térmica para dissipadores na posição horizontal e vertical. ....	107
Tabela 5.7 - Análise de Variância para dissipadores na horizontal.....	108
Tabela 5.8 - Tabela dos coeficientes codificados para experimentos na horizontal.....	110
Tabela 5.9 - Análise de Variância para dissipadores na vertical. ....	120
Tabela 5.10 - Tabela dos coeficientes codificados para experimentos na vertical.....	121

# Lista de Símbolos

## Letras Latinas

$A_{conv}$	Área total do dissipador onde ocorre a troca de calor por convecção [m <sup>2</sup> ]
$A_{isol}$	Área da superfície do isolante de MDF [m <sup>2</sup> ]
$b$	Espessura da base da aleta [mm]
$F$	Fator de forma
$F_c$	Fator de forma do canal
$g$	Aceleração da gravidade [m/s <sup>2</sup> ]
$h$	Coefficiente local 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]
$I$	Corrente da fonte de alimentação fornecida ao aquecedor resistivo [A]
$k_{ar}$	Condutividade térmica do ar na temperatura de filme [W/mK]
$k_{isol}$	Condutividade térmica do material isolante [W/mK]
$L$	Largura do dissipador [mm]
$L_p$	Largura do isolante de MDF [mm]
$n$	Número de aletas do dissipador
$Nu$	Número de Nusselt
$P$	Potência fornecida ao aquecedor resistivo [W]
$q_c$	Taxa de transferência de calor por radiação do canal
$q_{conv}$	Taxa de calor transferida por convecção do dissipador [W]
$q_{isol}$	Taxa de calor transferida ao isolante térmico [W]
$q_{rad}$	Taxa de calor transferida ao ambiente por radiação [W]
$q''_{total}$	Fluxo de calor transferido à base dos dissipadores [W/m <sup>2</sup> ]
$R_{aq}$	Resistência elétrica do aquecedor [ $\Omega$ ]
$R_{t,cond}$	Resistência térmica condutiva

$R_{t,conv}$	Resistência Térmica Convectiva
$S$	Espaçamento entre as aletas [mm]
$t$	Espessura das aletas [mm] e tempo físico do experimento [s]
$T$	Temperatura [°C]
$T1$	Termopar que coleta a temperatura ambiente
$T_1$	Temperatura obtida do termopar $T1$ [°C]
$T2$	Termopar que coleta a temperatura abaixo do isolamento de MDF
$T_2$	Temperatura obtida do termopar $T2$ [°C]
$T3$	Termopar que coleta a temperatura do aquecedor
$T_3$	Temperatura obtida do termopar $T3$ [°C]
$T4$	Termopar que coleta a temperatura na base da aleta
$T_4$	Temperatura obtida do termopar $T4$ [°C]
$T5$	Termopar que coleta a temperatura na ponta da aleta
$T_5$	Temperatura obtida do termopar $T5$ [°C]
$T_b$	Temperatura da base do dissipador, equivalente a $T_4$ [°C]
$T_{filme}$	Temperatura de filme, temperatura média de convecção [°C]
$T_p$	Temperatura da ponta da aleta, equivalente a $T_5$ [°C]
$T_s$	Temperatura da superfície da aleta [°C]
$T_{sup1}$	Temperatura da superfície de uma parede a $T_{\infty1}$ [°C]
$T_{sup2}$	Temperatura da superfície de uma parede a $T_{\infty2}$ [°C]
$T_{viz}$	Temperatura do ar nas proximidades do dissipador [°C]
$T_{\infty}$	Temperatura ambiente equivalente a $T_1$ [°C]
$V$	Tensão da fonte de alimentação fornecida ao aquecedor resistivo [V]
$W$	Largura do dissipador [mm]
$W_p$	Comprimento da placa de MDF [mm]
$Z$	Espessura da placa de MDF [mm]

## Letras Gregas

- $\Delta T$  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  
 $\sigma$  Constante de Stefan-Boltzmann:  $5,67 \times 10^{-8}$  [W/m<sup>2</sup>K<sup>4</sup>]

## Abreviaturas e Siglas

- ANOVA Análise de Variância  
CAD *Computer Aided Design*/Desenho Auxiliado por Computador  
CFD Fluido Dinâmica Computacional  
CPU *Central Processing Unit*/Unidade Central de Processamento  
DO *Discrete Ordinates*  
DOE *Design of Experiments*/Planejamento de Experimentos  
DTRM *Discrete Transfer Radiation Model*  
LabTC Laboratório de Transferência de Calor  
LED *Light Emitting Diode*/Diodo Emissor de Luz  
MDF Fibra de madeira de densidade média  
RSM *Surface Response Methodology*/ Metodologia de Superfície de Resposta  
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.....	15
Sumário .....	16
1. INTRODUÇÃO.....	16
1.1 Metodologia .....	18
1.2 Objetivos .....	20
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	21
3. DESENVOLVIMENTO TEÓRICO.....	48
3.1 Coeficiente Médio de Transferência de Calor por Convecção .....	48
3.2 Cálculo do Coeficiente $h$ Experimental.....	49
3.2.1 Cálculo da potência fornecida ao aquecedor resistivo.....	49
3.2.2 Cálculo do calor perdido por condução através do isolante.....	50
3.2.3 Cálculo do calor perdido através da radiação em dissipadores retangulares .....	51
3.2.4 Obtenção do $h$ Experimental.....	55
3.3 Cálculo da Resistência Térmica de Convecção.....	55
3.4 A Técnica do Planejamento e Análise de Experimentos .....	57
3.5 A Técnica do Planejamento Fatorial Completo $2^k$ .....	62
4. MATERIAIS E MONTAGEM EXPERIMENTAL .....	67
4.1 Material e Processo de Fabricação dos Dissipadores .....	67
4.1.1 Material dos dissipadores.....	67
4.1.2 Confecção dos dissipadores .....	68
4.2 Montagem da Bancada Experimental.....	70
4.2.1 Detalhamento da bancada experimental .....	70



4.2.2	Metodologia experimental .....	74
4.2.3	Posicionamento dos termopares .....	75
4.2.4	Determinação da emissividade do alumínio 6063-T5 .....	75
4.3	Dispositivo para fixação de termopares.....	76
4.3.1	Introdução .....	76
4.3.2	Campo da Invenção .....	76
4.3.3	Estado da Técnica.....	77
4.3.4	Vantagens da Invenção .....	79
4.3.5	Objetivos da Invenção .....	80
4.3.6	Descrição da Invenção .....	81
4.4	Definição da Sequência Experimental.....	86
5.	RESULTADOS .....	89
5.1	Obtenção da Resistência Térmica Convectiva.....	89
5.2	Comparação dos Dados Obtidos .....	91
5.3	Análise do Calor Perdido por Radiação ( <i>q<sub>rad</sub></i> ).....	98
5.4	Análise das Características Geométricas dos Dissipadores .....	100
5.4.1	Variação da resistência térmica na posição horizontal. ....	100
5.4.2	Variação da resistência térmica na posição vertical. ....	103
5.5	Análise Estatística dos Resultados .....	106
5.5.1	Análise estatística de resultados na posição horizontal. ....	108
5.5.2	Análise estatística de resultados na posição vertical. ....	119
6.	CONCLUSÕES.....	130
6.1	Propostas Futuras.....	133
7.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	134
8.	APÊNDICE .....	140

# 1. INTRODUÇÃO

Dissipadores de calor com superfícies estendidas têm sido largamente utilizados em muitas aplicações na engenharia. Pode-se citar, por exemplo o resfriamento realizado na indústria de equipamentos pesados e também em dispositivos eletrônicos. Muitos equipamentos eletrônicos fazem parte da vida das pessoas atualmente, e a exigência de dissipação de calor nesses dispositivos torna-se essencial para o bom funcionamento deles. Dissipadores de calor são objetos com capacidade de aumentar a transferência de calor em equipamentos, buscando reduzir a temperatura de operação, promovendo assim uma maior vida útil dos equipamentos. Os dissipadores de calor são formados por um conjunto de aletas, que são superfícies onde a área é estendida, promovendo assim uma maior área de contato entre a superfície do equipamento e o fluido presente no ambiente. Algumas aplicações onde o uso de aletas é essencial e fazem parte do nosso cotidiano podem ser citadas: radiadores de automóveis, transformadores da rede elétrica e microprocessadores contidos em celulares e computadores.

Com o aumento da capacidade de processamento de dados e miniaturização dos equipamentos, torna-se necessária uma grande eficiência dos mecanismos de resfriamento dos dispositivos atualmente. O estudo de dissipadores vem sendo feito por vários autores da literatura e estudos, neste trabalho, foram feitos em dissipadores de calor com aletas retangulares, abordando os principais parâmetros geométricos como espaçamento, altura e número de aletas, posicionamento (horizontal e vertical), diferentes dimensões da base e também o estudo de parâmetros adimensionais como base de comparação entre os mesmos. Entre as características principais para análise de dissipadores de calor, pode-se citar o coeficiente médio de transferência de calor por convecção  $\bar{h}$  que é função das propriedades do fluido, da temperatura, da geometria da superfície e das condições do escoamento. A utilização 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. Para que a utilização de aletas seja justificada, o decréscimo do valor de  $\bar{h}$  deve ser compensado pelo aumento da área de transferência de calor proporcionado pelas aletas.

Segundo Dogan, Sivrioglu e Yilmaz (2014), aletas retangulares são largamente utilizadas para aumentar as taxas de transferência de calor por convecção natural de equipamentos e sistemas, pois são a forma mais simples e contam com o processo de fabricação mais barato,

entretanto é importante o estudo de variados formatos de aletas para se obter um padrão em que a troca de calor seja a mais alta possível para cada tipo de sistema.

Na área da transferência de calor, são estudados dois tipos de convecção, sendo a convecção forçada ocasionada por equipamentos, tais como ventiladores e bombas, que promovem o movimento do fluido de resfriamento. A convecção natural ocorre quando não há influência de equipamentos de deslocamento do fluido, ou seja, as trocas de calor são ocasionadas somente por diferenças de densidades no fluido, provenientes de gradientes de temperatura.

O estudo experimental realizado neste trabalho envolve somente convecção natural, por ser ocasionada sem a necessidade de equipamentos específicos para a sua ocorrência. Assim, foi feito o estudo entre os dissipadores de calor similares, que diferem apenas pelas dimensões de sua base, mantendo as características de espaçamento, altura e espessura das aletas. Avaliando o desempenho alcançado de acordo com as características geométricas, pode-se então observar quais dissipadores apresentam melhores características em relação a dissipação de calor.

O número de Nusselt é um parâmetro adimensional bastante utilizado para a determinação do coeficiente de transferência de calor  $\bar{h}$ , e que representa a relação entre a transferência de calor de um fluido por convecção e a condução de calor do mesmo fluido. Uma outra questão analisada no presente trabalho, seguindo a metodologia de Shabany (2008), foi a influência da radiação no cálculo das perdas de calor durante o aquecimento dos dissipadores, envolvendo os fatores de forma de acordo com a geometria de cada um dos dissipadores. Yu, Jang e Lee (2012) estudaram os efeitos da radiação em um dissipador radial, considerando o comportamento sob convecção natural. Os autores realizaram uma abordagem numérica e validaram com dados experimentais, encontrando boa aproximação entre os dados. Estudos relacionados à radiação foram desenvolvidos também por Yang *et al.* (2014) onde os fatores de forma foram encontrados e a transferência de calor por radiação foi calculada com base em metodologia de CFD através do programa Fluent e validada por equações teóricas. Os autores utilizaram duas metodologias para o cálculo do fator de forma, observada a dificuldade em se calcular os fatores de forma em geometrias complexas como o de trocadores de calor utilizados em reatores. Sendo assim foram utilizados dois modelos para os cálculos da radiação, sendo o *Discrete Transfer Radiation Model DTRM* e o *Discrete Ordinates DO*, com base em metodologia CFD e os resultados foram validados através de equações teóricas levando-se em conta uma condição em que a montagem é considerada quadrada. Os resultados mostraram que o modelo DTRM pode ser utilizado tanto para o cálculo de fatores de forma em reatores em que a montagem é quadrada

quanto para outros padrões de montagem. Yang *et al.* (2014) concluíram ainda que o fator de forma exerce grande influência na troca de calor por radiação e que em montagens de geometrias típicas, o fator de forma pode ser calculado através de equações teóricas e em geometrias complexas como circulares e hexagonais, o uso da metodologia em CFD é de grande relevância.

## 1.1 Metodologia

No presente trabalho também é feita a análise referente à resistência térmica de convecção. Yu, Lee e Yook (2011) realizaram estudos envolvendo características geométricas de dissipadores de calor em lâmpadas LED e seus efeitos na resistência térmica e no coeficiente médio de transferência de calor. Foram ensaiados três tipos de dissipadores com diferentes geometrias, além da avaliação do fluxo de calor na resistência térmica convectiva e no  $\bar{h}$ .

Além da análise térmica, no presente trabalho foram feitas análises estatísticas com os resultados obtidos. Para que os resultados encontrados nos experimentos fossem analisados estatisticamente, foi utilizado o programa Minitab. O programa utiliza ferramentas estatísticas como o DOE (*Design of Experiments*), muito utilizado em estudos em que se pretende analisar o comportamento de determinada característica quando submetida à influência de variáveis de um determinado sistema. Segundo Mohamed, Messaoud e Zoubir (2017), o planejamento de experimentos é uma ferramenta exploratória muito útil em variadas áreas do conhecimento da engenharia. A técnica possibilita a obtenção de uma visão clara de como os processos podem ser controlados, envolvendo custos, materiais e tempo de produção e os mesmos ainda tendo a possibilidade de serem otimizados. O planejamento de experimentos pode ser utilizado em praticamente todas as áreas de pesquisa por exemplo, Kasza, Malinowski e Królikowski (2013) e Kotcioglu, Khalaji e Cansiz (2018) utilizaram da análise estatística com DOE para realizar estudos envolvendo transferência de calor.

O planejamento fatorial facilita o entendimento das interações entre variáveis, pois permitem a observação de forma gráfica da influência das variáveis de entrada em uma resposta que se deseja analisar. Assim, nesta tese serão realizadas variações controladas com os parâmetros geométricos dos dissipadores e com isso será feita a observação do comportamento da resposta do sistema, ou seja, a resistência térmica de convecção.

No Capítulo 2 são apresentadas algumas das principais literaturas relacionadas ao estudo da transferência de calor que se relacionam com as áreas de estudo desse trabalho. Os trabalhos publicados e de relevância serviram como referência e possibilitaram uma melhor compreensão dos temas estudados. Com base nessas referências é possível compreender de forma clara como

os parâmetros geométricos influenciam o desempenho dos dissipadores de calor e contribuem para validação e comparação de resultados.

No Capítulo 3, são apresentados os principais conceitos em transferência de calor utilizados e também serão detalhadas as principais ferramentas utilizadas no tratamento estatístico dos dados. O procedimento usado para o cálculo da transferência de calor por radiação também é detalhado e juntamente serão evidenciados os cálculos dos fatores de forma referentes às geometrias das aletas dos dissipadores.

Apresenta-se no Capítulo 4 toda a metodologia experimental utilizada na montagem e execução dos experimentos com os dissipadores. No mesmo capítulo é feita a descrição da bancada de testes utilizada nos experimentos, bem como os equipamentos utilizados e a sequência de execução dos testes. Ainda no Capítulo 4 é mostrado de forma sucinta o dispositivo utilizado para a fixação dos termopares nas superfícies das aletas, o equipamento de solda por descarga capacitiva desenvolvido em paralelo com este trabalho, onde o mesmo encontra-se em processo de análise de pedido de patente junto ao Instituto Nacional de Propriedade Intelectual (INPI).

No Capítulo 5 apresentam-se os resultados obtidos com os testes dos dissipadores, demonstrando a metodologia de cálculo das grandezas que são estudadas e levadas em consideração no processamento estatístico dos dados. Os cálculos referentes às perdas de calor no dissipador, incluindo a perda de calor por radiação levando em consideração o fator de forma referente à geometria do dissipador, o coeficiente médio de transferência de calor e resistência térmica de convecção serão apresentados. Também neste capítulo são mostrados os resultados da análise estatística realizada, apresentando de forma clara e intuitiva o comportamento dos parâmetros geométricos dos dissipadores em sua capacidade de dissipar calor.

No último capítulo desse trabalho são mostradas as conclusões obtidas com a análise dos dados experimentais através de metodologia estatística.

## 1.2 Objetivos

O objetivo principal do presente trabalho está relacionado ao estudo do processo de transferência de calor por convecção natural em dissipadores de calor de aletas retangulares usando planejamento de experimentos com a metodologia do planejamento fatorial  $2^k$ . Em paralelo a isso, também é de grande importância citar como objetivo o desenvolvimento da tecnologia do equipamento de solda de termopares pelo processo de descarga capacitiva.

De forma mais específica, os objetivos do trabalho se resumem em:

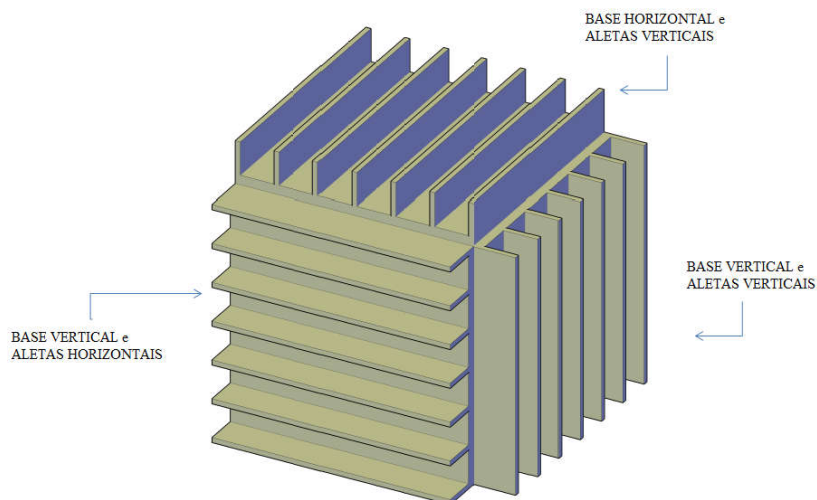
- Estudar, através de experimentos, o processo de transferência de calor por convecção natural em dissipadores com diferentes geometrias e sob diferentes condições de fluxo de calor.
- Inserir o fator de forma nos cálculos referentes às trocas de calor por radiação, visando a observação da consequência de sua inserção no processo de transferência de calor.
- Aplicar o DOE através do planejamento fatorial  $2^k$  para realização dos experimentos e consequente análise estatística dos dados.
- Analisar fisicamente a transferência de calor por convecção, obtendo conclusões dos resultados estatísticos no que se refere à resistência térmica convectiva no processo de transferência de calor.
- Apresentar resultados obtidos através da análise de variância, para os diferentes tipos de dissipadores utilizados.
- Aprimorar o dispositivo de descarga capacitiva, o qual é responsável pela solda de termopares utilizados nos experimentos realizados nesse trabalho.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo são apresentadas algumas das principais referências bibliográficas relacionadas ao assunto estudado, melhorando a compreensão do tema e aumentando a gama de investigações à serem realizadas que podem ser feitas a fim de se conseguir desenvolver um trabalho relevante. A revisão bibliográfica ajuda na delimitação do trabalho considerando o que já foi feito, garantindo que o trabalho esteja na fronteira do conhecimento do tema especificamente, ajudando assim a delimitar as condições de contorno do trabalho. Essa revisão tem como objetivo mostrar os estudos pertinentes aos principais assuntos abordando trabalhos que façam comparações entre geometria de dissipadores, cálculo de resistência térmica, fatores de forma e transferência de calor por radiação e também a utilização da ferramenta estatística *Design of Experiments (DOE)* em trabalhos envolvendo transferência de calor.

Na Figura 2.1, retirada de Leung, Probert e Shilston (1985) ilustram-se as possíveis disposições dos dissipadores. Leung, Probert e Shilston (1985) estudaram dissipadores de calor em diferentes posições. Uma das conclusões obtidas pelos autores foi a de que dissipadores com aletas dispostas na posição vertical conseguem ter uma maior taxa de transferência de calor, mostrando um melhor desempenho se comparado a dissipadores posicionados horizontalmente, respeitando condições de geometria e temperatura.

Figura 2.1 - Disposições dos dissipadores.



Fonte: Adaptada de Leung, Probert e Shilston (1985).

Leung e Probert (1989) deram continuidade ao trabalho anterior estudando o comportamento de dissipadores. Entretanto foram feitas diferentes comparações entre dissipadores com base disposta verticalmente e aletas também na vertical com dissipadores de base horizontal e aletas dispostas verticalmente. Os autores utilizaram de comparações com parâmetros adimensionais, tais como número de Rayleigh e número de Nusselt. Chegou-se à conclusão de que os parâmetros geométricos dos dissipadores bem como a orientação adotada foram os fatores que influenciaram na capacidade de dissipar calor. Leung e Probert (1989) concluíram também que dissipadores com aletas verticais e com base disposta verticalmente apresentaram melhor desempenho e que dentre os dissipadores utilizados, quanto menor o espaçamento entre aletas dentro de uma faixa específica do número de Rayleigh, mais satisfatório foi o desempenho. Por outro lado, nos dissipadores dispostos horizontalmente quanto maior o espaço entre as aletas melhor foi o desempenho do dissipador.

Experimentos envolvendo transferência de calor por convecção e radiação foram realizados por Aihara, Maruyama e Kobayakawa (1990), utilizando dissipadores confeccionados em cobre, sendo compostos de uma base vertical com aletas piniformes circulares, sendo estas soldadas na base. O aquecimento da base foi feito com a utilização de uma resistência de arame (níquel-cromo) e para medição de temperaturas foram utilizados termopares de 0,1mm (cobre-constantan, Tipo T). Os autores fizeram análises envolvendo densidades diferentes de aletas (1,08 a 10,58 aletas/cm<sup>2</sup>), diâmetros de aletas (2 a 4 mm), espaçamento entre aletas e também o posicionamento das aletas. Na avaliação da transferência de calor por radiação foi considerada a emissividade como  $\varepsilon = 0,9$ , sendo o dissipador pintado com tinta epóxi preta. Os resultados obtidos proporcionaram comparações com os números adimensionais Nusselt, Grashof e Rayleigh e uma fórmula experimental para o coeficiente médio de transferência de calor foi desenvolvida.

Estudos realizados por Lee (1995) demonstraram a importância de desenvolver uma metodologia com foco em melhorias de projetos com dissipadores, o estudo foi desenvolvido com objetivo de promover melhorias no desempenho térmico de dissipadores de calor através de equações analíticas. Foram apresentadas comparações entre diversos tipos de dissipadores envolvendo sua performance e os custos relativos à fabricação, sendo validados os resultados obtidos com dados experimentais.

Seguindo a mesma linha de pesquisa que Aihara, Maruyama e Kobayakawa (1990), Rao e Venkateshan (1996) desenvolveram um estudo englobando a interação entre a convecção natural e a radiação. Rao e Venkateshan (1996) variaram parâmetros geométricos nos



dissipadores tais como, espaçamento e altura das aletas, temperatura da base e emissividade. Os autores concluíram que existem interações entre a convecção e a radiação, sendo assim, estudar separadamente cada fenômeno não garante um resultado satisfatório. As comparações mostraram que entre duas alturas diferentes de aletas, a de menor altura esteve sujeita a uma menor variação de temperatura ao longo da aleta. Também foi concluído que fluxos de calor convectivos são maiores do que fluxos de calor radiativos para uma faixa de temperatura da base entre 320K e 390K. Os autores propuseram dois modelos empíricos para o cálculo do número de *Nusselt*. Os modelos propostos confirmam uma forte dependência da transferência de calor na base com o espaçamento entre as aletas, uma menor dependência com a altura das aletas e uma diminuição da transferência de calor por convecção com o aumento da emissividade  $\epsilon$ .

Yüncü e Anbar (2001) estudaram placas aletadas com 100 mm de comprimento, 250 mm de largura, aletas com 3 mm de espessura, sendo as placas com base horizontal, aletas verticais e sujeitas à convecção natural. O objetivo principal do estudo foi obter um espaçamento ótimo entre aletas visando conseguir uma máxima transferência de calor por convecção em função da altura da aleta e da diferença de temperatura entre a base do dissipador e o ambiente. Foi calculada a taxa de transferência de calor no dissipador através de uma correlação, levando em consideração a perda de calor por radiação na placa. Concluiu-se que a diferença de temperatura não exerce efeito significativo para se encontrar o espaçamento ótimo e este espaçamento deve ser diminuído com o aumento da altura das aletas.

Baskaya, Sivrioglu e Ozek (2000) utilizaram análise numérica para verificação do comportamento de aletas retangulares dispostas horizontalmente, verificando qual seria a influência dos parâmetros geométricos da aleta na transferência de calor por convecção natural. Foram realizadas simulações preliminares com base na literatura e com boas aproximações de resultados, foram realizadas análises buscando um melhor detalhamento das características envolvidas no estudo. Os autores afirmaram que é difícil se obter uma alta precisão em termos da taxa de transferência de calor com poucos parâmetros, sendo necessária a inclusão e variação de todos os parâmetros geométricos das aletas. Foram obtidos valores para o coeficiente de transferência de calor em função da altura da aleta e também da diferença de temperatura entre aleta e o ambiente. Correlações para o número de Nusselt foram desenvolvidas e comparadas com as recomendadas por Hararap e McManus (1967), sendo obtidas boas aproximações.

Harahap e Setio (2001) ensaiaram cinco diferentes dissipadores retangulares com base horizontal e aletas verticais. Os resultados obtidos foram comparados com outras literaturas e dois tipos de correlações foram propostas, sendo uma como comprimento característico o

espaçamento entre aletas e a outra utilizando a metade do comprimento das aletas. O trabalho dos autores Harahap e Setio (2001) foi uma continuação dos trabalhos desenvolvidos anteriormente por Starner e McManus (1963) e de Harahap e McManus (1967). Observou-se através da nova correlação proposta que o espaçamento entre aletas e o seu comprimento são os fatores que exercem maior influência no processo de convecção natural, alterando assim o coeficiente de transferência de calor em dissipadores tanto na posição vertical quanto na horizontal.

Bahadur e Bar-Cohen (2005) desenvolveram um trabalho analítico avaliando uma metodologia de otimização para dissipadores feitos de polímero condutivo com aletas piniformes sob convecção natural. Foram avaliadas características geométricas tais como, altura de aletas, diâmetro da aleta, espaçamento e densidade de aletas na área da base.

Um estudo estatístico utilizando DOE foi realizado por Chiang (2005) onde o principal objetivo foi prever e otimizar o desempenho de dissipadores de aletas planas paralelas utilizados em computadores. Foi utilizado o Método Taguchi no desenvolvimento da metodologia de planejamento de experimentos juntamente com a análise de variância (ANOVA) que proporcionou uma busca eficaz na caracterização das melhores combinações entre os parâmetros analisados. Chiang (2005) também utilizou simulação numérica com o objetivo de obter os menores valores de resistência térmica, manipulando variáveis como altura da aleta, área da superfície e capacidade do ventilador. Com essa análise foi possível obter uma diminuição de cerca de 15% da resistência térmica do dissipador.

Existem vários estudos na literatura relacionados ao desempenho térmico de dissipadores aletados, entretanto uma pequena parcela desses estudos abordam de forma aprofundada os efeitos da radiação térmica, apesar do fato desses efeitos serem de grande importância na caracterização da taxa de transferência de calor em dissipadores. Uma das grandes causas da exclusão ou negligência nos estudos dos efeitos da radiação está atribuída à dificuldade encontrada na determinação dos fatores de forma. No entanto, negligenciando os efeitos da radiação podem ocorrer erros significativos na análise térmica de dissipadores de calor. Kobus e Oshio (2005) afirmaram em seus estudos que a melhor maneira de envolver a radiação com os fatores de forma é utilizando geometrias simples, sendo calculadas por modelos teóricos já desenvolvidos. No estudo foram investigados os efeitos da radiação no desempenho térmico de dissipadores com aletas em forma de pinos, buscando encontrar a melhor geometria e sob quais condições a radiação pode ser vantajosa para um aumento na transferência de calor. Foram realizados estudos com base em uma modelagem teórica, sendo os mesmos validados com experimentos, onde foram variados parâmetros como a emissividade da aleta e a elevação da

temperatura do ambiente, obtendo uma avaliação da resistência térmica. Os testes eram feitos primeiramente em temperatura ambiente e com alumínio polido, seguido de outro teste com aletas pintadas de preto e com elevação da temperatura ambiente. A faixa de valores de emissividade utilizada foi de 0,1 a 0,88 e variação da temperatura ambiente de 22,8°C a 63,1 °C. Kobus e Oshio (2005) concluíram a partir dos dados experimentais que não existe muita diferença na transferência de calor com a elevação da temperatura ambiente para o alumínio polido, entretanto para os dissipadores com as aletas pintadas, uma melhor performance foi observada com ou sem a variação da temperatura ambiente.

Com o avanço da tecnologia e da microeletrônica envolvida em computadores e equipamentos eletrônicos, Harahap e Rudianto (2005) iniciaram estudos em dissipadores miniaturizados com base na direção horizontal e aletas verticais. Foram utilizados dissipadores com dimensões variando entre 25 x 25 mm até 49 x 49 mm. O estudo não apresentou bons resultados com a utilização das correlações propostas anteriormente por Harahap e McManus (1967), entretanto uma melhor aproximação foi obtida através de adaptações de correlações propostas por Harahap e Setio (2001), sendo usado como parâmetro adimensional de comparação o Número de Nusselt. Observou-se que diminuindo a área da base ocorre um aumento do coeficiente médio de convecção e da dissipação de calor por unidade de área. Duas correlações foram propostas, sendo uma levando em conta o espaçamento entre as aletas como comprimento característico e uma segunda correlação envolvendo a metade do comprimento da aleta do dissipador.

Harahap e Lesmana (2006) conduziram um estudo na mesma linha de desenvolvimento de Harahap e Rudianto (2005). Sob condições de convecção natural eles reproduziram ensaios com dissipadores de mesmas dimensões, utilizados anteriormente por Harahap e Rudianto (2005). Harahap e Lesmana (2006) alteraram apenas a orientação dos dissipadores, que neste caso foram ensaiados com a base na posição vertical e aletas na vertical. Os autores concluíram que os dissipadores ensaiados com a base disposta verticalmente apresentaram um melhor rendimento quando comparado aos mesmos dissipadores ensaiados com a base na posição horizontal.

Rao *et al.* (2006) estudaram o efeito da convecção natural e da radiação em um conjunto de aletas verticais com base disposta horizontalmente, sendo feita uma análise teórica, englobando equações de balanço de massa, quantidade de movimento e energia nesse conjunto de aletas. Além disso, foi feita uma análise numérica considerando regime permanente de temperatura, o campo de velocidades do fluido e a temperatura ao longo das aletas. Nesse estudo numérico foram calculados os fluxos de calor ao longo das aletas e nas respectivas bases,

bem como o fluxo nas pontas das aletas. Com os resultados desses cálculos e considerando-se a transferência de calor por radiação, estimou-se o fluxo total de calor gerado e ainda o coeficiente médio de transferência de calor,  $\bar{h}$ . Os parâmetros levados em consideração pelos autores foram espaçamento, quantidade de aletas e temperatura da base. Rao *et al.* (2006) ainda validaram o modelo teórico com dados experimentais de Rao e Venkateshan (1996), sendo encontrada uma boa aproximação, já que ambos concluíram que convecção e radiação possuem uma interação entre si.

Yazicioğlu e Yüncü (2007) fizeram ensaios em dissipadores de aletas retangulares com base na vertical e aletas verticais. Foram ensaiadas 30 diferentes configurações de dissipadores, com comprimentos variando entre 250 a 340 mm e espessuras das aletas de 3 mm. A altura e espaçamento entre aletas foram variadas entre 5 a 25 mm e 5,75 a 85,5 mm, respectivamente. Os autores chegaram à conclusão de que altura, comprimento e espaçamento das aletas exercem influência direta na transferência de calor no dissipador. Os experimentos mostraram que a taxa de transferência de calor por convecção é dependente da geometria dos dissipadores e da diferença de temperatura entre a base do dissipador e a temperatura ambiente. Para os dissipadores do trabalho de Yazicioğlu e Yüncü (2007), foi proposta uma correlação para o espaçamento ótimo entre aletas encontrando valores ótimos entre 10,4 e 11,9 mm.

Naia, Lima e Silva e Lima e Silva (2008) analisaram numérica e experimentalmente um dissipador de aletas planas retangulares, sendo as aletas aquecidas a diferentes valores de temperatura, sendo controladas por um equipamento de aquisição de dados. Simulações numéricas foram feitas com o programa FloWorks®, comparando os resultados com dados da literatura. Com os dados experimentais, foi determinado então o  $\bar{h}$  através de correlações de Incropera e Dewitt (1998) e Kreith e Bohn (2003). Foram obtidos resultados satisfatórios para o tipo de aleta, bem como a faixa de temperatura analisada. Os autores também verificaram, através de ensaios com 5 termopares soldados na placa aletada, que o gradiente de temperatura entre os pontos analisados poderia ser desprezado, evitando a utilização de vários termopares em posições distintas no dissipador.

Yazicioğlu e Yüncü (2009) melhoraram os resultados de Yazicioğlu e Yüncü (2007) realizando um novo trabalho, encontrando uma correlação para o espaçamento ótimo entre aletas de oito dissipadores distintos posicionados verticalmente. Os autores afirmaram que os parâmetros geométricos tais como altura, espaçamento e comprimento exercem influência direta na taxa de transferência de calor por convecção. Yazicioğlu e Yüncü (2009) concluíram que diminuindo o espaçamento entre as aletas, ocorre aumento da área sujeita à transferência de calor e, conseqüentemente, haverá um aumento na taxa de transferência de calor por

convecção. Entretanto existe um limite mínimo de espaçamento entre as aletas, o qual se for ultrapassado pode comprometer a transferência de calor.

A utilização de dissipadores com aletas piniformes vem aumentando em equipamentos eletrônicos devido à vantagem de as aletas não serem sensíveis à direção do fluxo de ar e ainda possuírem grande área de contato com o fluido. Chiang, Chou e Liu (2009) utilizaram a metodologia de superfície de resposta (RSM) para identificar os efeitos dos parâmetros geométricos no desempenho térmico de dissipadores de aletas piniformes. Além disso a metodologia RSM possibilita a obtenção de um modelo passível de otimização. Altura, diâmetro das aletas e espaçamento entre aletas foram os fatores explorados no trabalho. O planejamento dos experimentos foi feito utilizando como resposta a resistência térmica convectiva, sendo considerada como meio de avaliar o desempenho térmico dos dissipadores. Utilizando a ferramenta ANOVA, foi possível verificar que dentre os fatores analisados, para a resistência térmica os mais significativos foram a altura da aleta seguido do diâmetro da mesma, considerando uma maior retirada de calor da superfície.

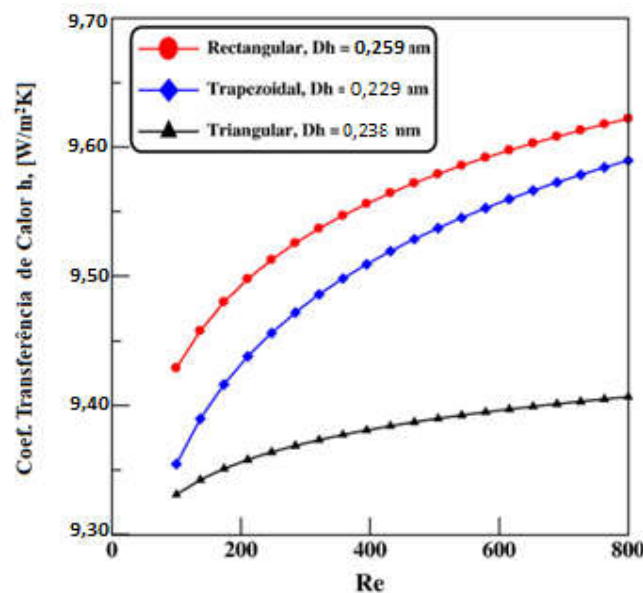
Azarkish, Sarvari e Behzadmehr (2010) estudaram dissipadores com base horizontal de aletas retangulares objetivando encontrar a melhor geometria e número de aletas para se conseguir a máxima taxa de transferência de calor. O efeito da transferência de calor por radiação foi considerado pelos autores e com a utilização de uma função objetivo otimizada em algoritmos, foi possível obter a taxa líquida de calor sobre a superfície do dissipador. Resultados otimizados encontrados mostraram melhorias em torno de 3% quando comparados a perfis convencionais. Os autores afirmam que os resultados obtidos se referem a um estudo unidimensional e que análises bi ou tridimensionais podem trazer alterações nos resultados.

Khor, Hung e Lim (2010) fizeram um trabalho experimental com o objetivo de investigar a importância dos efeitos da radiação térmica e seus correspondentes fatores de forma na performance térmica de dissipadores de aletas retangulares com base na posição vertical utilizados em equipamentos eletrônicos sob efeito de convecção natural. Os autores investigaram os efeitos da radiação térmica em um dissipador de alumínio 6061, levando em consideração os respectivos fatores de forma e fazendo uma comparação com o coeficiente médio de transferência de calor. Khor, Hung e Lim (2010) trataram 3 diferentes metodologias de comparação: a primeira levando em consideração a radiação e o fator de forma, a segunda considerando apenas a radiação sem o fator de forma e uma terceira desprezando a radiação. Segundo Khor, Hung e Lim (2010), foram encontrados erros alcançando 60% quando se levou em conta a radiação sem os fatores de forma. Sendo assim os autores afirmaram que a prática de negligenciar o fator de forma na análise térmica deve ser evitada pois os erros gerados são

consideravelmente maiores do que aqueles obtidos ao se negligenciar apenas a radiação térmica.

Com o avanço da tecnologia, os equipamentos têm ganhado uma capacidade cada vez maior de processamento juntamente ao efeito de miniaturização, com isso os projetos de resfriamento de equipamentos tornam-se cada vez mais complexos. Uma forma de comparar efeitos de dissipação de calor é modificando a geometria das aletas e/ou outras dimensões dos dissipadores. Gunnasegaran *et al.* (2010) desenvolveram trabalhos similares em que a geometria das aletas de micro dissipadores foi comparada. Gunnasegaran *et al.* (2010) fizeram comparações numéricas utilizando método de volumes finitos entre três diferentes geometrias de micro canais, retangulares, trapezoidais e triangulares, com os dissipadores sob um fluxo de água. Utilizando a temperatura média do fluido e o coeficiente de transferência de calor em cada geometria, foi possível quantificar o fluxo de fluido e as distribuições de temperatura. Os autores utilizaram o conceito de diâmetro hidráulico, isto é, o parâmetro que permite estimar o diâmetro de tubos e canais de seção transversal não circular, obtendo diferentes resultados para cada geometria, observando que os dissipadores com canais retangulares apresentaram o maior coeficiente de transferência de calor, seguido da geometria trapezoidal e triangular. A faixa de Número de Reynolds utilizada foi de 100 – 1000. Na Figura 2.2 apresenta-se o comportamento do coeficiente de transferência de calor pelo número de Reynolds.

Figura 2.2 – Coeficiente de transferência de calor em diferentes geometrias de micro canais.

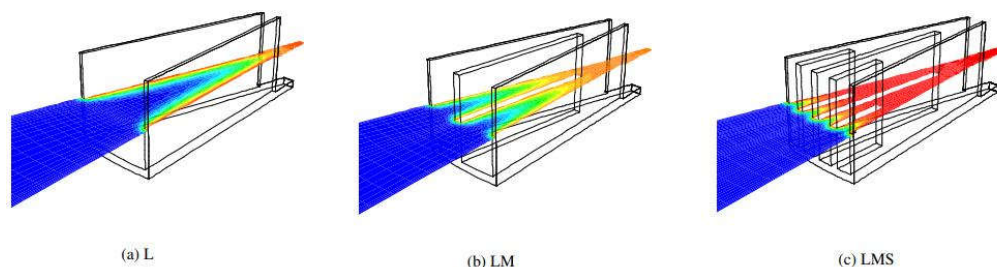


Fonte: Adaptada de Gunnasegaran *et al.* (2010)

Gunnasegaran *et al.* (2010) concluíram que para se obter um melhor aprimoramento da transferência de calor, as aletas retangulares são as melhores, seguidas das trapezoidais e por último triangulares.

Na Figura 2.3 ilustram-se os três tipos de dissipadores utilizados por Yu, Lee e Yook (2011). Um estudo envolvendo convecção natural em dissipadores de calor embutidos em lâmpadas de LED circulares foi desenvolvido por Yu, Lee e Yook (2011). Foram realizadas análises com diferentes modelos de dissipadores. Foram utilizados três tipos de dissipadores, sendo um com apenas aletas longas (tipo L), outro com duas aletas longa e uma intermediária entre as outras (tipo LM) e por fim dissipadores com duas aletas longa, uma intermediária e outras duas aletas menores (tipo LMS).

Figura 2.3 – Dissipadores radiais utilizados por Yu, Lee e Yook (2011).



Fonte: Yu, Lee e Yook (2011).

Os autores também analisaram o comportamento do  $\bar{h}$  bem como as temperaturas que chegaram as superfícies de cada tipo de dissipador e concluíram que com o aumento do número de aletas houve um decréscimo do coeficiente médio de transferência de calor, além disso foram alcançadas boas aproximações entre resultados experimentais e numéricos. Yu, Lee e Yook (2011) analisaram também a resistência térmica em dissipadores levando em consideração a transferência de calor por radiação e incluindo a aplicação dos fatores de forma na análise experimental e negligenciando na análise numérica. Os autores afirmaram ser difícil a determinação dos fatores de forma analiticamente, sendo assim foram aplicadas as metodologias de cálculo existentes na literatura para aletas retangulares. Com os cálculos, Yu, Lee e Yook (2011) estimaram a radiação em torno de 5% da taxa total de transferência de calor devido à baixa emissividade do dissipador. Foram encontrados valores ótimos para os parâmetros geométricos dos dissipadores conseguindo minimizar os valores de resistência térmica.

O efeito dos parâmetros geométricos tais como número de aletas, comprimento das aletas (longas, curtas e intermediárias) e o fluxo de calor foram utilizados na análise da resistência térmica e do  $\bar{h}$ . Com as análises foi concluído que a resistência térmica diminui quanto maior

o número de aletas, sejam elas longas ou intermediárias. Além disso, os autores concluíram que não foi possível otimizar a performance térmica e a massa do dissipador ao mesmo tempo.

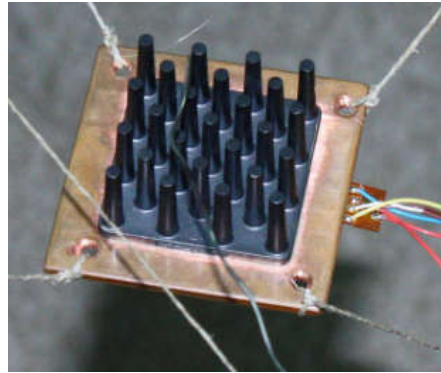
Um estudo feito por Kim (2012) analisou o desempenho de um dissipador com aletas retangulares sob convecção natural e disposto na direção normal ao fluxo, com base na posição vertical e aletas na vertical. Foram variadas as dimensões da espessura das aletas, comparando dissipadores com aletas de espessura uniforme e variável, concluindo que aletas com espessura variável ao longo do comprimento possuem menor resistência térmica a convecção.

Em muitos equipamentos onde o ruído deve ser controlado ou até mesmo removido, torna-se interessante a utilização de ventiladores piezoelétricos, que conseguem fornecer um fluxo de ar para resfriamento de componentes eletrônicos sem produzir ruído no ambiente, devido ao seu princípio de funcionamento baseado na vibração do material e consequente geração de fluxo de ar. Abdullah *et al.* (2012) realizaram um trabalho similar ao de Chiang, Chou e Liu (2009), utilizando a metodologia de superfície de resposta (RSM) para entender o comportamento do fluxo induzido por um ventilador piezoelétrico utilizado em componentes eletrônicos. O planejamento de experimentos (DOE) foi feito no software *Design Expert* e utilizado em conjunto com o *software* FLUENT 6.3.2 com o objetivo de otimizar a simulação realizada, encontrando os resultados da transferência de calor na superfície do dissipador. Foram realizados experimentos em uma bancada para verificação dos resultados numéricos, comparando o  $\bar{h}$  para os casos com e sem os ventiladores piezoelétricos. Abdullah *et al.* (2012) incorporaram os efeitos de turbulência nas simulações de convecção forçada e as comparações apresentaram boa concordância com estudos da literatura. Os autores concluíram que um dissipador apresentou resultado 88% maior trabalhando sob convecção forçada se comparado a convecção natural, indicando a realização de novos trabalhos envolvendo diferentes geometrias de dissipadores.

Seguindo a mesma análise de dissipadores de polímero condutivo utilizada por Bahadur e Bar-Cohen (2005), Kasza, Malinowski e Królikowski (2013) utilizaram a metodologia DOE para selecionar um número representativo de dissipadores piniformes e analisar a eficiência térmica da convecção natural. Segundo os autores, o material polimérico, ilustrado pela Figura 2.4 pode ser uma proposta interessante para o desenvolvimento de dissipadores, pois possuem alta condutividade térmica e um processo de fabricação por injeção em moldes, o que o torna simples de ser fabricado em quaisquer dimensões.



Figura 2.4 – Dissipador de material polimérico.



Fonte: Kasza, Malinowski e Krolikowski (2013).

Os autores utilizaram a metodologia estatística de superfície de resposta aliada à aproximações em redes neurais. Foram analisados parâmetros como altura das aletas, diâmetro do topo das aletas e também o número de aletas. Embora a condutividade do material seja por volta de 20 W/mK, muito abaixo quando comparado ao alumínio, o material polimérico pode ser considerado atrativo devido a flexibilidade de fabricação, redução de peso e também o isolamento elétrico, o que o torna atrativo para aplicações no campo da elétrica e eletrônica.

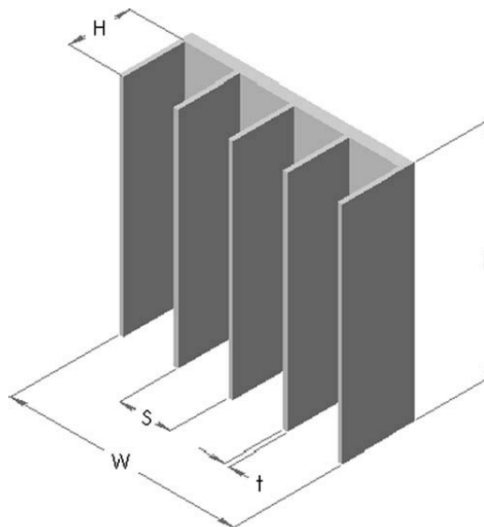
Um aparato experimental semelhante ao utilizado no presente trabalho foi utilizado por Chen, Lai e Haung (2013) em um túnel de vento. Métodos numéricos foram aplicados utilizando método de problemas inversos bidimensional para condução de calor com o objetivo de estimar o coeficiente de transferência de calor por convecção variando o espaço entre aletas. Foi utilizado o pacote computacional FLUENT para a análise numérica e em paralelo à análise numérica foram tomadas medidas experimentais de temperatura das aletas e também do ambiente, bem como a medição da velocidade do ar através de um anemômetro. Foram obtidas boas aproximações entre dados numéricos e experimentais, relacionando o  $\bar{h}$ , e também a eficiência das aletas.

Utilizando um dissipador aletado como modelo experimental, Mehrtash e Tari (2013) estudaram numericamente um dissipador em diferentes inclinações, partindo de sua posição inicial vertical, investigando os efeitos da inclinação na convecção. Uma correlação foi utilizada para estimar a taxa de transferência de calor, englobando o número de Rayleigh e se mostrando efetiva para uma ampla faixa de ângulos de inclinação. Mehrtash e Tari (2013) concluíram ainda que o espaçamento ideal entre aletas varia entre 9 mm a 13 mm, dependendo da inclinação em que são feitos os testes, recomendando a utilização de dissipadores na posição vertical sempre que possível. Em um outro estudo, Tari e Mehrtash (2013) realizaram um estudo

numérico para obtenção de um modelo adequado para se estudar os efeitos da inclinação na transferência de calor. O programa comercial CFX foi utilizado para comparação entre dois diferentes comprimentos de dissipadores, sendo comparados estes dados com dados experimentais de outras literaturas, obtendo-se ainda uma correlação para o número de Nusselt. Foi notado que a taxa de transferência de calor sofreu discreta diferença para pequenas inclinações.

Kim, Kim e Do (2013) realizaram estudos envolvendo convecção natural em dissipadores dispostos verticalmente e desenvolveram uma correlação para o Número de Nusselt. Foram feitos testes com variação em parâmetros tais como: altura das aletas, espaço entre aletas e potência fornecida ao aquecedor. Uma câmera termográfica e termopares do tipo J foram utilizados nos experimentos. Kim, Kim e Do (2013) também fizeram estudos numéricos para verificação com dados experimentais. No caso da simulação foi utilizado ICEPAK, do pacote computacional ANSYS. Os autores concluíram que não há interação entre o espaçamento ( $S$ ) ótimo entre aletas e a altura ( $H$ ) do dissipador, mas é dependente do comprimento ( $L$ ), da diferença de temperatura entre base e meio ambiente e das propriedades do fluido. Boas aproximações foram encontradas para o cálculo da resistência térmica convectiva dos dissipadores, feita através de uma nova correlação para o número de Nusselt. Na Figura 2.5 são mostradas as dimensões de um dissipador de calor.

Figura 2.5 – Dimensões de um dissipador de calor.

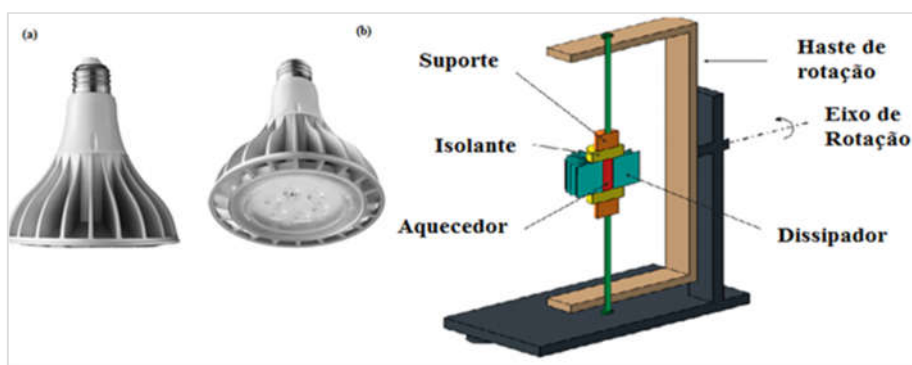


Fonte: Adaptado de Harahap e Lesmana (2006).

Seguindo a mesma linha de pesquisa, Walunj e Palande (2014) também fizeram análises experimentais em dissipadores com bases mantidas sob diferentes inclinações. Foram utilizados dois diferentes tamanhos de dissipadores e com os mesmos foi possível analisar os efeitos do comprimento, altura e espaçamento entre as aletas na taxa de transferência de calor. Os autores concluíram que altura e comprimento das aletas são os parâmetros que mais exercem influência na transferência de calor por convecção natural sob diferentes ângulos de inclinação.

Um estudo do ponto de vista prático foi realizado por Jang *et al.* (2014), sendo analisado o efeito da orientação em um dissipador cilíndrico, mostrado pela Figura 2.6a, utilizado no resfriamento do bulbo de lâmpadas LED. Os dissipadores são fabricados em alumínio (Al 6061) com emissividade  $\varepsilon = 0,84$ ; emissividade que foi utilizada na análise numérica feita pelos autores. Um aparato experimental, mostrado na Figura 2.6b, foi utilizado para realização de testes, sendo toda a estrutura girada através de um eixo de rotação (0 a 90°) em relação a horizontal, sendo também utilizados termopares e uma câmera de infravermelho.

Figura 2.6 - Descrição da lâmpada de LED aletada e montagem experimental: (a) Lâmpada aletada de LED e (b) Montagem experimental.



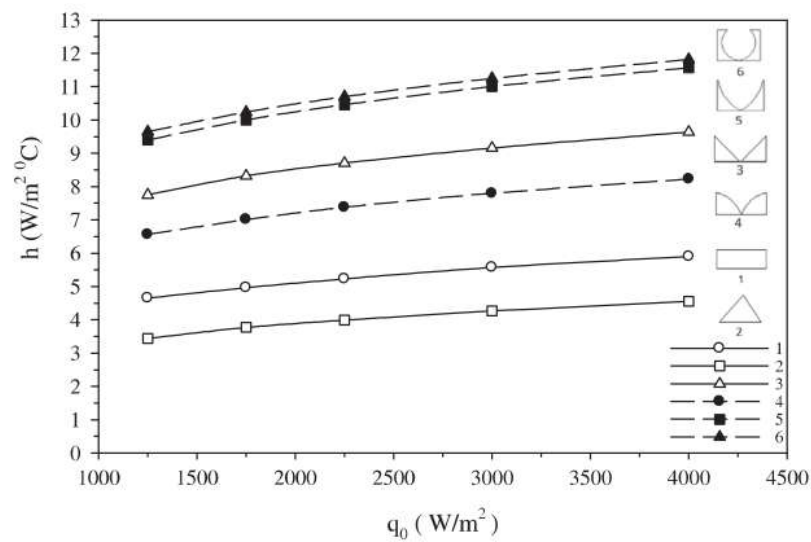
Fonte: Jang *et al.* (2014).

Jang *et al.* (2014) analisaram numericamente os efeitos da mudança de inclinação, da geometria e o comportamento do escoamento ao redor do dissipador, concluindo que quanto maior a inclinação, maior a ocorrência de ponto de estagnação do escoamento e com isso ocorre o bloqueio do fluxo de ar em movimento ascendente e assim ocorre uma diminuição do efeito da convecção no dissipador cilíndrico. Os autores propuseram uma nova correlação para o número de Nusselt e foi verificado que a altura da aleta não interferiu significativamente na transferência de calor e o efeito da inclinação foi intensificado com a diminuição do número de aletas ou o comprimento das mesmas.

Seguindo a mesma linha de pesquisa de Jang *et al.* (2014), porém com dissipadores retangulares, Shen *et al.* (2014) estudaram o resfriamento de lâmpadas LED em uma bancada similar à de Jang *et al.* (2014), utilizando 4 dissipadores retangulares em 8 posições distintas. Dados experimentais obtidos foram comparados com análise numérica em CFD, concluindo que entre  $0^\circ$  e  $135^\circ$  houve pequena variação da performance do dissipador para uma grande variação no espaço entre aletas, entretanto aumentando o número de aletas houve maior influência da orientação, sendo essas conclusões também obtidas por Jang *et al.* (2014). Os autores utilizaram uma correlação envolvendo os números de Rayleigh e de Nusselt no cálculo da performance e o pior desempenho foi percebido para  $270^\circ$ , sendo o melhor ocorrido em  $225^\circ$  e  $315^\circ$ .

Um estudo numérico avaliando a convecção natural incluindo efeitos da transferência de calor por radiação foi realizado por Dogan, Sivrioglu e Yilmaz (2014), sendo feitas comparações entre variadas geometrias de aletas dispostas em uma base horizontal. Foram utilizadas equações da conservação da massa, momento e energia. Os autores utilizaram um programa computacional Ansys Fluent em CFD para a análise numérica das diferentes geometrias, sendo possível encontrar a melhor geometria para obtenção do maior coeficiente de transferência de calor. Na Figura 2.7 mostram-se os resultados obtidos para o  $\bar{h}$  para diferentes valores de fluxo de calor aplicados à superfície inferior dos dissipadores para os perfis geométricos estudados no trabalho.

Figura 2.7 – Variação do coeficiente médio de transferência de calor sob diferentes fluxos de calor aplicados nos perfis geométricos.



Fonte: Dogan, Sivrioglu e Yilmaz (2014).

Yang *et al.* (2014) utilizaram duas metodologias distintas para o cálculo do fator de forma com base no cálculo da transferência de calor por radiação utilizando o programa computacional Fluent e validando com formulação teórica. Os autores realizaram simulações envolvendo a geometria de trocadores de calor em reatores nucleares com geometria diferente das tradicionais, tais como geometrias circulares, retangulares ou hexagonais. No estudo, Yang *et al.* (2014) concluíram que o fator de forma exerce grande influência na transferência de calor por radiação nos reatores e obtiveram uma aproximação significativa comparando a metodologia DTRM (Modelo de Transferência Discreta) e a geometria retangular, entretanto os autores confirmaram que o método pode ser utilizado em geometrias não padronizadas como as utilizadas nos reatores.

A área de ventilação, aquecimento e ar condicionado trabalha em constante busca por otimizar os seus equipamentos com o objetivo de recuperar toda a energia do sistema para reutilização. Um estudo realizado por Selma, Désilets e Proulx (2014) avaliaram a performance de um trocador de calor tubular industrial utilizado em aplicações de recuperação de calor. Uma bancada experimental em menor escala foi montada para validação da modelagem numérica, sendo essa modelagem construída em um software com pacote de código aberto OpenFOAM. O principal objetivo do trabalho foi desenvolver um trocador de calor otimizado para aumentar a eficiência energética de sistemas de ventilação. Selma, Désilets e Proulx (2014) utilizaram metodologia DOE para planejar os experimentos com 5 fatores: tamanho de aletas, diâmetro externo do tubo, número de aletas por tubo, espaçamento diagonal entre aletas de tubos consecutivos e espaçamento vertical entre aletas de tubos consecutivos. Os resultados numéricos apresentaram boa concordância com os experimentos realizados, conseguindo um aumento de troca de calor em 24%. Os autores afirmaram que a modelagem de sistemas é de fundamental importância em projetos de trocadores de calor.

Joo e Kim (2015) compararam analiticamente dissipadores de aletas retangulares e piniformes, ambos orientados com a base verticalmente sob efeito de convecção natural. Foi analisada a performance térmica de 7 dissipadores piniformes diferentes feitos em alumínio 6061, com diferentes valores de diâmetro, espaçamento horizontal e vertical. Apresenta-se na Figura 2.8 a bancada experimental em que foram realizados testes com os dissipadores.

Figura 2.8 – Bancada experimental utilizada por Joo e Kim (2015).



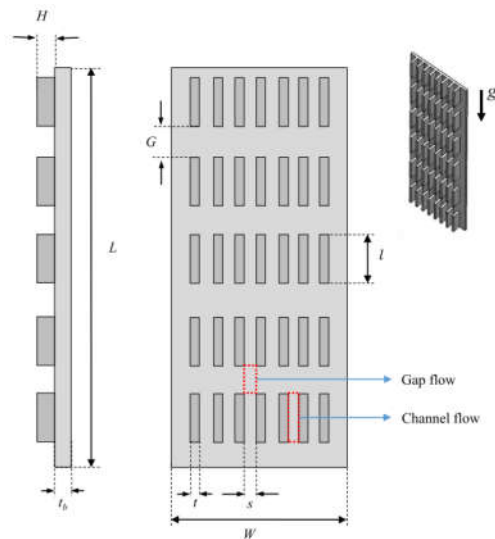
Fonte: Adaptada de Joo e Kim (2015).

Joo e Kim (2015) utilizaram duas funções objetivo para a otimização da performance térmica dos dissipadores, sendo a primeira a dissipação total de calor e a segunda a dissipação de calor por unidade de massa. A primeira função foi maximizada e em seguida a resistência térmica foi minimizada, encontrando assim o maior valor de dissipação de calor sob um dado volume do dissipador. Da mesma maneira a segunda função foi maximizada com o objetivo de encontrar qual dissipador consegue dissipar mais calor com uma menor quantidade de massa. Após a otimização de cada geometria de dissipador piniforme, foi comparada então a performance térmica dos dissipadores com aletas planas retangulares. Com a utilização de duas funções objetivo, Joo e Kim (2015) concluíram que a tomada de decisão torna-se mais fácil quando se deve levar ou não em consideração a massa do dissipador.

Dissipadores de calor são dispositivos essenciais em qualquer sistema, dissipadores de alta performance vêm ganhando cada dia mais espaço devido a crescente integralização de componentes em sistemas eletrônicos. Ahmadi, Pakdaman e Bahrami (2015) estudaram placas aletadas verticalmente com interrupções ao longo do comprimento, trabalhando com convecção natural. Os autores abordaram analiticamente as equações do fluxo de ar e transferência de calor, apresentando correlações para distribuição de temperatura e velocidade. Ahmadi, Pakdaman e Bahrami (2015) utilizaram simulações numéricas para um melhor entendimento do processo físico de fluxo e transferência de calor e ainda utilizaram experimentos para a verificação dos resultados. Foram feitos experimentos com 13 diferentes tipos de dissipadores de alumínio, com diferentes espaçamentos, comprimento do espaçamento entre aletas e comprimento das aletas. Uma das conclusões retiradas do estudo foi a de que dissipadores com

interrupções ao longo da aleta podem dissipar uma quantidade de calor até 12 vezes maior se comparada a dimensões similares sem as interrupções, ou seja, os dissipadores podem ficar mais eficientes e leves com as mesmas dimensões. Na Figura 2.9 apresenta-se a maneira em que as aletas são distribuídas na placa.

Figura 2.9 – Esquema do dissipador de aletas com interrupção ao longo do comprimento.



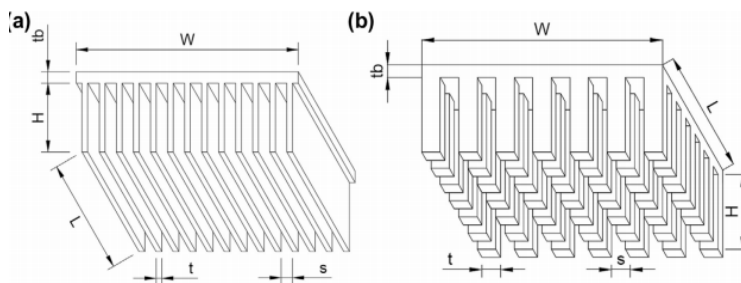
Fonte: Ahmadi, Pakdaman e Bahrami (2015).

Silva *et al.* (2016) fizeram testes com 12 dissipadores de alumínio 6063-T5 de aletas retangulares, sendo realizadas diversas medições para obtenção do número ideal de sensores de temperatura nos dissipadores, bem como a melhor posição de medição. Com os resultados das análises, foi verificado que a distribuição de temperatura ocorre de maneira uniforme, não necessitando de sensores em outros pontos. Parâmetros como espaço entre aletas, altura, espessura e número de aletas foram analisados sob convecção natural, obtendo o coeficiente médio de transferência de calor, bem como o número de Nusselt. Com os resultados obtidos, foram propostas duas correlações com base em parâmetros adimensionais como Nusselt e Rayleigh. A faixa de temperatura de testes com os dissipadores foi entre 20° C e 100° C, levando em consideração efeitos da radiação, obtendo-se comparações com o  $\bar{h}$ , concluindo que dissipadores posicionados com a base verticalmente possuem maior  $\bar{h}$  se comparados a dissipadores com a base na horizontal.

Micheli, Reddy e Mallick (2015) estudaram microdissipadores de silicone condutivo, visando o crescimento da demanda por dissipadores de calor cada vez mais eficientes e

menores. Um programa em CAD foi utilizado para o projeto dos dissipadores com as dimensões mostradas na Figura 2.10a e Figura 2.10b, sendo mostrados os valores das cotas na Tabela 2.1.

Figura 2.10 - Descrição dos parâmetros dos microdissipadores: (a)aletas retangulares, e (b)aletas piniformes.



Fonte: Micheli, Reddy e Mallick (2015).

Tabela 2.1 - Dimensões dos microdissipadores.

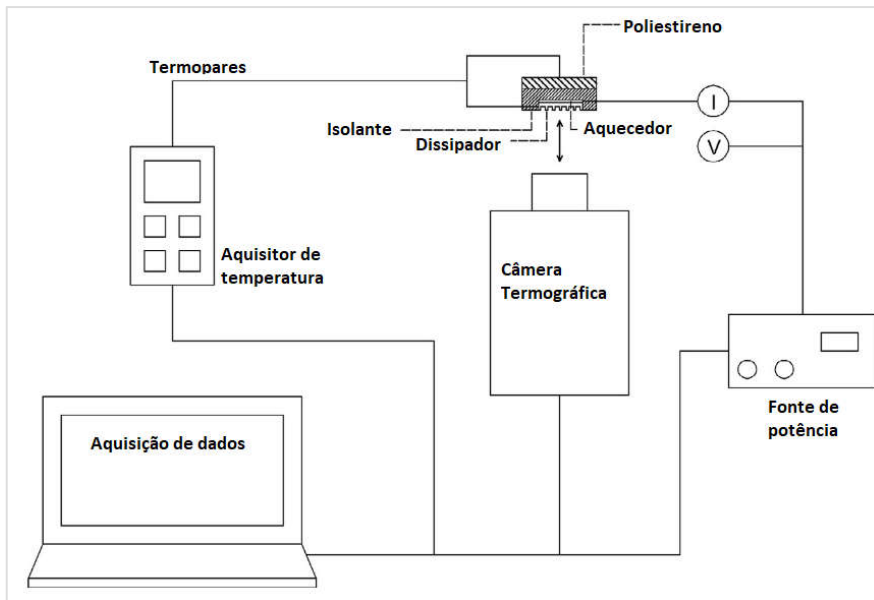
Tipo	Largura	Comprimento	Espessura da aleta	Espaçamento	Altura da aleta	Espessura da base	Numero de Aletas
	$W$	$L$	$t$	$s$	$H$	$t_b$	$N$
	(mm)	(mm)	( $\mu\text{m}$ )	( $\mu\text{m}$ )	( $\mu\text{m}$ )	( $\mu\text{m}$ )	
Placa plana	49,9	49,9	–	–	–	–	–
Aletas retangulares	50,0	49,7	200	200	600	800	121
Aletas retangulares	49,8	49,8	200	200	800	600	124
Aletas retangulares	50,0	49,9	200	800	600	800	50
Aletas retangulares	50,0	49,9	400	800	600	800	41
Aletas retangulares	50,1	49,9	800	400	800	600	42
Aletas retangulares	49,8	49,9	800	800	600	800	31
Aletas piniformes	49,8	49,8	200	200	600	800	15376
Aletas piniformes	50,2	50,0	400	400	600	800	3844
Incerteza	0,05%	0,05%	4%	4%	6%	6%	–

Fonte: Micheli, Reddy e Mallick (2015).

Os autores investigaram o comportamento do coeficiente de transferência de calor,  $\bar{h}$  variando a temperatura de 25 a 200°C e a orientação dos dissipadores, utilizando uma bancada experimental mostrada na Figura 2.11, sendo feitos experimentos com as duas configurações de aletas dos dissipadores.



Figura 2.11 - Esquema da montagem experimental para microdissipadores.



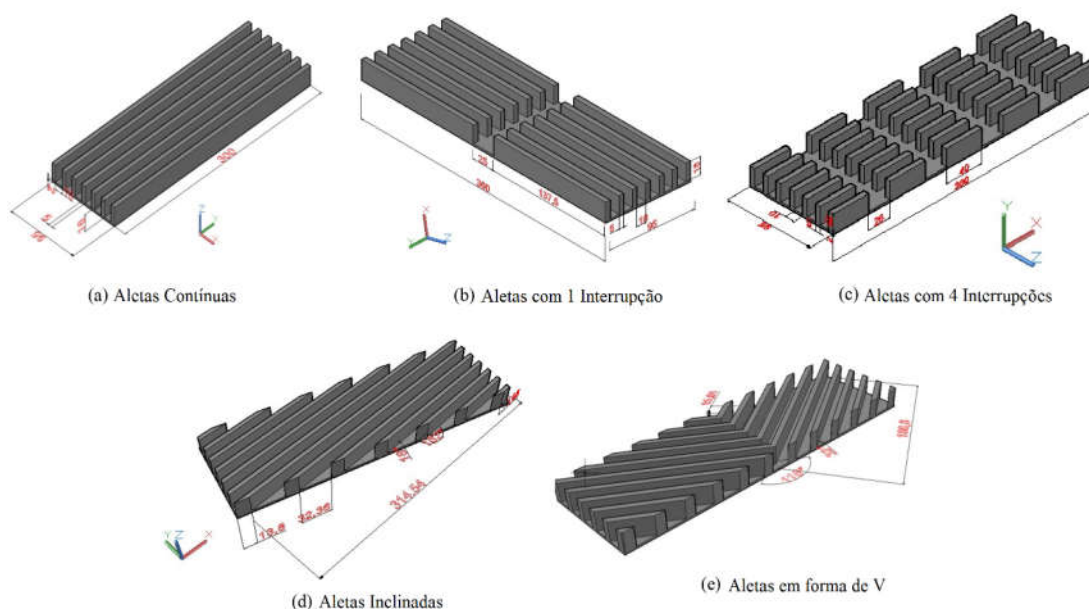
Fonte: Micheli, Reddy e Mallick (2015).

O pacote computacional COMSOL<sup>®</sup> foi utilizado e boa concordância foi obtida quando comparados os resultados numéricos com dados experimentais, concluindo que o  $\bar{h}$  aumenta com a diminuição da altura da aleta e também com o aumento do espaçamento entre aletas. Micheli, Reddy e Mallick (2015) propuseram uma correlação para o Número de Nusselt, sendo a mesma validada com outras literaturas. Micheli, Reddy e Mallick (2015) concluíram que dissipadores com aletas posicionadas para baixo apresentam menor rendimento e que o efeito da radiação em microdissipadores não deve ser desprezado.

Analisando aletas de diferentes formas Khudheyer e Hasan (2015) utilizaram diferentes valores de fluxos de calor para realizar experimentos utilizados para validar sua modelagem matemática feita no COMSOL 5.0. Os cinco dissipadores utilizados se diferenciavam por conter aletas contínuas, aletas com uma interrupção, aletas com 4 interrupções, aletas inclinadas e aletas em forma de V, como na Figura 2.12. Os autores observaram que o dissipador com aletas com 4 interrupções obteve a maior diferença de temperatura entre sua base e o ambiente enquanto o com aletas com 1 interrupção obteve a menor diferença. Também foi observado que o coeficiente de transferência de calor aumenta conforme aumenta-se a altura das aletas, e a configuração ótima testada tinha um conjunto de aletas com 40 mm de altura, 300 mm de comprimento e 5 mm de espaçamento entre elas. Esse coeficiente também é afetado por esse

espaçamento entre as aletas. Assim os autores fixaram um conjunto de aletas com 300 mm de comprimento e 18 mm de altura e variaram o espaçamento entre elas, chegando a um espaçamento ótimo de 10 mm, pois quando esse valor é maior o coeficiente de transferência de calor começa a diminuir. Utilizando outra medida padrão de aletas com altura de 18 mm e espaçamento de 5 mm os autores observaram que o coeficiente de transferência de calor alcançou seu menor valor para aletas com comprimento de 500 mm para um fluxo de calor fixo. Outra característica analisada foi a espessura da base do dissipador que interferiu no coeficiente de transferência de calor, fazendo com que ele atingisse seu menor valor quando sua espessura foi de 9 mm, com aletas de 18 mm de altura e 5 mm de espaçamento.

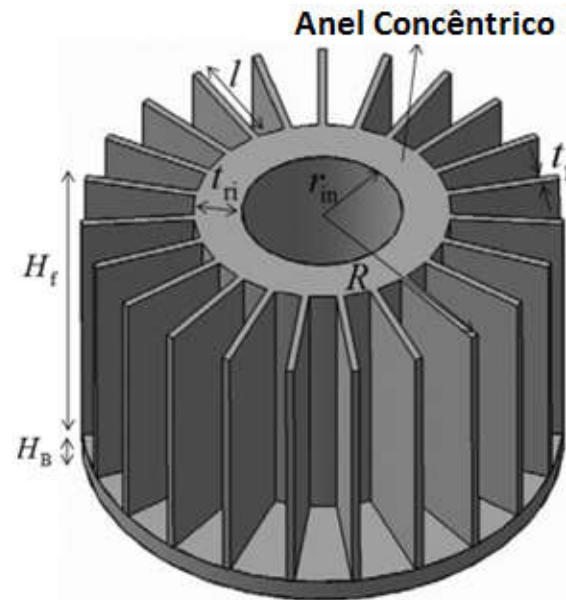
Figura 2.12 - Dissipadores utilizados por Khudheyer e Hasan (2015).



Fonte: Khudheyer e Hasan (2015).

Li e Byon (2015) estudaram as características da transferência de calor em um dissipador de geometria radial, fazendo estudos numéricos e experimentais. O dissipador utilizado possui perfil comercial e foi construído em Alumínio 6061-T6, sendo ilustrado pela Figura 2.13, composto de uma base circular e um anel concêntrico com aletas retangulares. O estudo numérico foi feito no ANSYS® utilizando o pacote ICEPAK, conhecido por ter soluções para problemas envolvendo transferência de calor por convecção em geometrias simples.

Figura 2.13 - Dissipador radial.



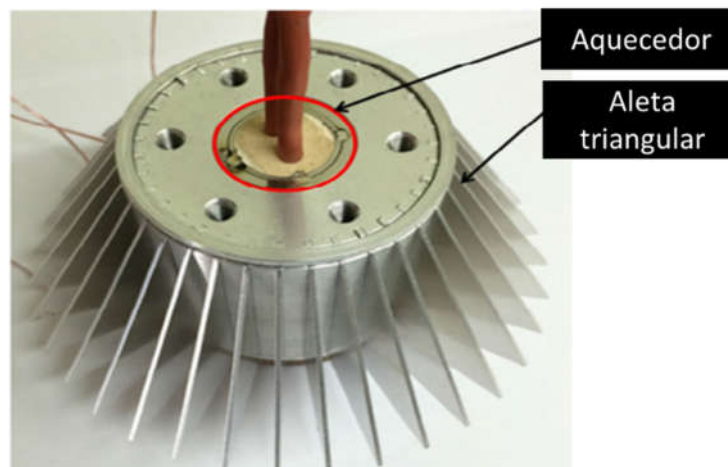
Fonte: Li e Byon (2015).

Os autores fizeram duas análises numéricas, sendo a primeira para estimar a distribuição de temperaturas e a segunda a fim de se obter o coeficiente de transferência de calor por convecção ao longo da superfície do dissipador. Uma bancada experimental similar à de Micheli, Reddy e Mallick (2015) foi utilizada e com base nos resultados experimentais e numéricos foi encontrada uma boa aproximação, obtendo erros menores que 4%. Além disso, Li e Byon (2015) propuseram uma correlação para o Número de Nusselt, envolvendo três parâmetros adimensionais, possibilitando sua utilização em estudos de dissipadores com geometria radial em regime de convecção natural.

Um estudo experimental envolvendo cilindros com aletas triangulares foi feito por Lee, Kim e Kim (2016). Neste estudo foi proposta uma correlação com objetivo de estimar o Número de Nusselt para dissipadores com variados números de aletas, alturas e temperaturas da base. Lee, Kim e Kim (2016) utilizaram a correlação proposta para retratar a resistência térmica como uma função do número de aletas e também da espessura da aleta. Com isso foi possível encontrar um valor específico de quantidade e espessura de aletas na qual o valor da resistência térmica fosse minimizado. Os dissipadores utilizados consistiam de aletas feitas em alumínio 5052 e um cilindro anular de alumínio 6061 utilizado como base, sendo o dissipador em si montado por ajuste com interferência entre base e aletas, conforme Figura 2.14. Foram montados 12 dissipadores diferentes para que se tivessem várias configurações entre alturas e

número de aletas. Algumas comparações entre altura, espessura e quantidade de aletas foram feitas em relação à resistência térmica e os autores desenvolveram uma correlação empírica limitada a intervalos específicos de utilização ( $0,2 < H/L < 0,6$  e  $9 < N < 72$ ), sendo H, L e N a altura, comprimento e número de aletas do dissipador, respectivamente. Os autores concluíram que a correlação proposta pode simplificar as etapas iniciais do projeto de dissipadores triangulares.

Figura 2.14 – Montagem do dissipador real utilizado por Lee, Kim e Kim (2016).



Fonte: Lee, Kim e Kim (2016).

Com os mesmos padrões geométricos de aletas, Wang, Chen e Gao (2016) investigaram a influência dos parâmetros geométricos na transferência de calor em micro dissipadores e chegaram às mesmas conclusões de Gunnasegaran *et al.* (2010), que as aletas retangulares apresentam o melhor desempenho. Wang, Chen e Gao (2016) analisaram ainda a resistência térmica dos dissipadores e concluíram que quanto maior o número de aletas, menor será a resistência térmica.

Seguindo o mesmo procedimento dos estudos de Mehrtash e Tari (2013) e Walunj e Palande (2014), um estudo envolvendo o efeito da inclinação de dissipadores utilizados em luminárias de LED foi realizado por Park e Lee (2017). Através de modelagem numérica, foi feita a análise da transferência de calor por convecção e radiação do sistema de iluminação e o modelo numérico foi validado com experimentos, Park e Lee (2017) utilizaram uma bancada similar à de Jang *et al.* (2014) para a simulação das inclinações do dissipador. Os autores levaram em conta a resistência térmica do sistema de resfriamento e foi verificado que a inclinação exerce efeito sobre a resistência térmica. Os autores realizaram ainda um estudo paramétrico envolvendo os três principais parâmetros geométricos do dissipador, tais como o número de aletas, o comprimento da aleta e a altura da chaminé de resfriamento e foi então

proposta uma correlação para o número de Nusselt levando em conta o efeito da orientação do dissipador com a chaminé.

Devido ao fato de lâmpadas de LED estarem cada vez mais presentes na vida cotidiana, muitos estudos têm sido desenvolvidos com a finalidade de se aumentar a vida útil dessas lâmpadas. Kwak *et al.* (2017) estudaram o comportamento da resistência térmica em dissipadores circulares de lâmpadas LED, levando em consideração a inclinação do dissipador. Um dissipador de aletas triangulares fabricado em alumínio 6061 com 24 aletas de 13 mm de comprimento, espessura de 2 mm, raio da base de 30 mm e altura da aleta de 45 mm foi utilizado. Foram utilizadas simulações computacionais e experimentos para a validação, sendo alcançadas boas aproximações relacionadas à resistência térmica, com erros menores que 4,2%.

Jeon e Byon (2017) estudaram o efeito da utilização de dissipadores com aletas de diferentes alturas, alternando entre uma mais alta e outra menor. Os efeitos dessa combinação de alturas, espaçamento entre aletas e comprimento do canal foi estudado numericamente relacionando com a performance térmica do dissipador. Na Figura 2.15 mostra-se o modelo utilizado pelos autores no estudo da influência da geometria na performance térmica do dissipador.

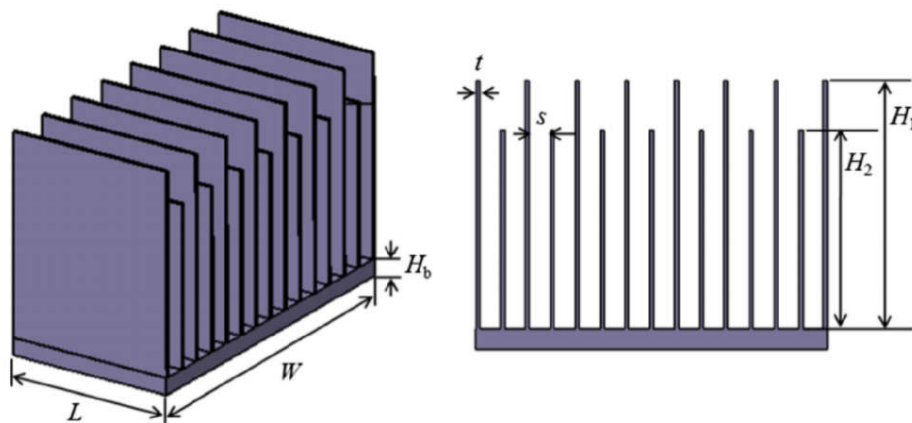


Figura 2.15 – Modelo numérico de dissipador utilizado por Jeon e Byon (2017).

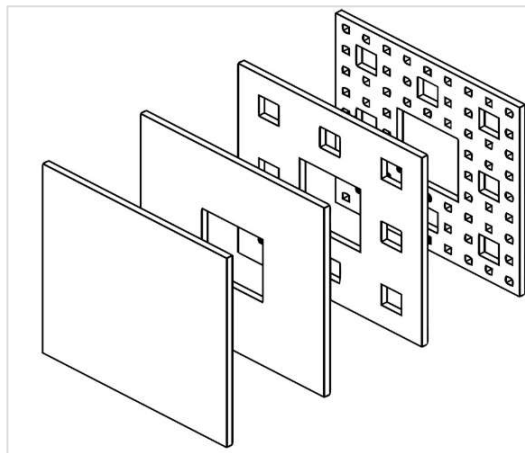
Fonte: Jeon e Byon (2017).

Os autores concluíram que o efeito da configuração dupla das alturas sujeitas à convecção natural pode ser vantajoso pelo ponto de vista de massa do dissipador, uma vez que a massa de um determinado equipamento pode ser muitas vezes um fator relevante para o produto. Entretanto, existe um valor limite para a altura da aleta onde o efeito é benéfico e este valor aumenta linearmente conforme o comprimento do dissipador aumenta.

Kotcioglu, Khalaji e Cansiz (2018) analisaram experimentalmente um trocador de calor com diferentes configurações geométricas operando sob convecção forçada. Os autores investigaram o comportamento das taxas de fluxo dos fluidos de trabalho para determinadas condições e intervalos específicos para o número de Reynolds. Os efeitos da transferência de calor foram discutidos em termos de diferentes geometrias das aletas e também de acordo com correlações envolvendo o número de Nusselt, fator de atrito e fator de Colburn em função do número de Reynolds. Para a determinação da modelagem dos experimentos foi utilizado o modelo de Taguchi. Dentre as conclusões do trabalho, foi observado que com o aumento do número de Reynolds ocorre um aumento no número de Nusselt e uma diminuição no fator de atrito e do fator de Colburn.

Um trabalho envolvendo superfícies perfuradas no padrão carpete de Sierpinski foi desenvolvido por Calamas e Dannelley (2018), promovendo assim uma maior área de troca de calor e diminuindo a massa de superfícies expostas a trocas de calor. Na Figura 2.16 três iterações com o padrão de Sierpinski são apresentadas.

Figura 2.16 –Superfície com padrão carpete de Sierpinski.



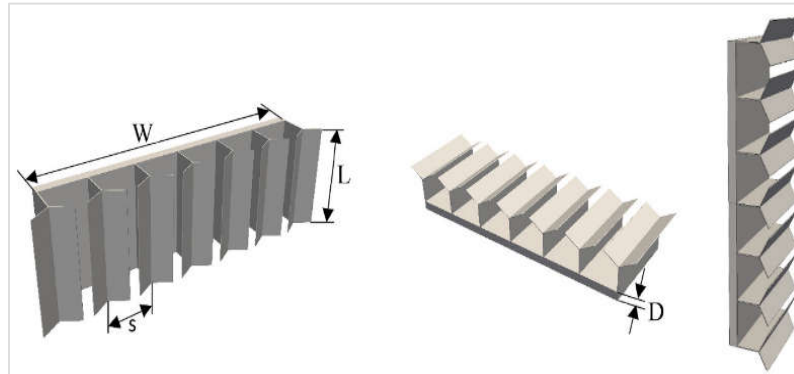
Fonte: Calamas e Dannelley (2018).

Calamas e Dannelley (2018) demonstraram o cálculo do fator de forma para cada superfície com perfuração fractal, calculando primeiramente o fator de forma para cada furo. As equações utilizadas foram retiradas da literatura e envolvem cálculos do fator de forma para superfícies retangulares. Foi verificado que existe um valor limite de iterações que podem ser feitas para que não seja comprometida a performance térmica da superfície.

Karlapalem *et al.* (2019) estudaram numericamente os efeitos da orientação na transferência de calor por convecção natural em dissipadores com aletas ramificadas. Além da

orientação, o estudo envolve o efeito das dimensões das aletas no desempenho em relação a dissipação de calor. Na Figura 2.17 são mostradas as configurações utilizadas pelos autores no estudo.

Figura 2.17 –Dissipadores utilizados por Karlapalem *et al.* (2019) .

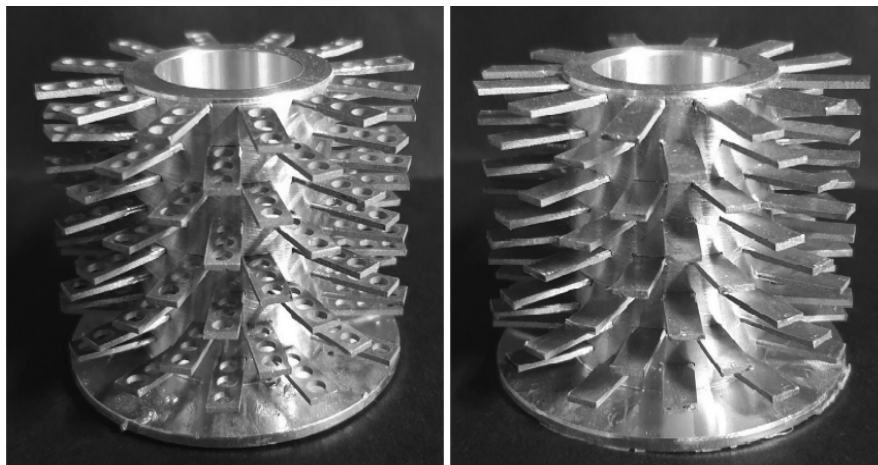


Fonte: Adaptada de Karlapalem et al. (2019).

Os autores estudaram o comportamento do coeficiente médio de transferência de calor e sua relação com o tamanho das aletas e também determinaram correlações para a determinação do número de Nusselt em termos de parâmetros adimensionais. Karlapalem *et al.* (2019) concluíram que o maior desempenho térmico foi obtido para a orientação de dissipadores de base vertical e aletas também na vertical, seguido da orientação base horizontal e aleta vertical e em seguida o dissipador de base vertical e aleta horizontal.

Uma investigação da performance de dissipadores de calor radiais foi feita por Sundar *et al.* (2019), sendo os dissipadores divididos em dois tipos, com aletas perfuradas e aletas maciças, conforme mostra a Figura 2.18.

Figura 2.18 –Dissipadores perfurados e maciços de Sundar *et al.* (2019).

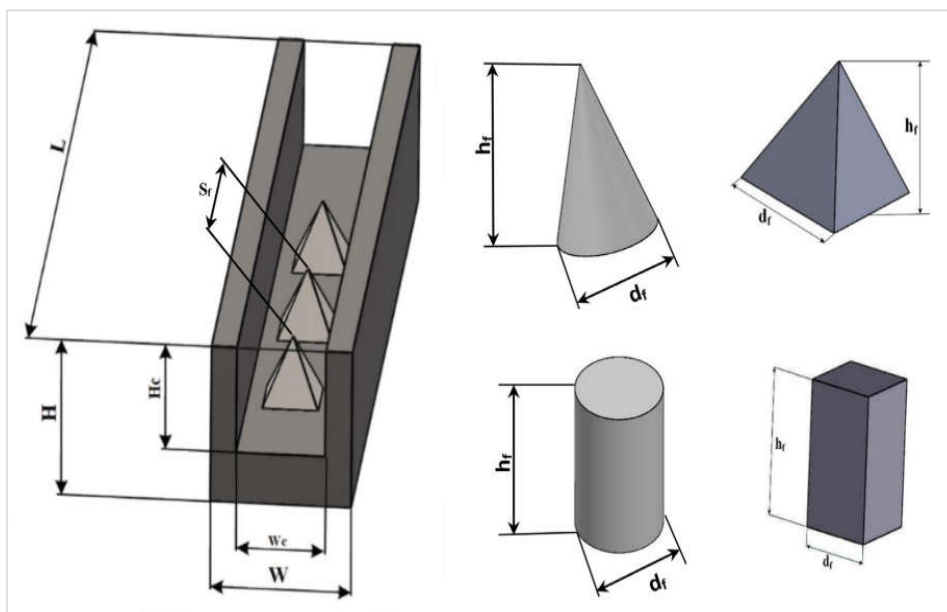


Fonte: Sundar *et al.* (2019).

Os dissipadores usados nos experimentos fazem parte de um conjunto proposto para utilização em lâmpadas de LED. Um modelo numérico foi estabelecido considerando a porosidade, o ângulo de orientação de utilização e a massa dos dissipadores. A metodologia DOE foi utilizada para análise dos resultados numéricos. Os resultados obtidos foram validados através de experimentos e foi verificado por Sundar *et al.* (2019) que a configuração perfurada do dissipador reduziu a resistência térmica em uma faixa de 7% a 12% para diferentes ângulos de inclinação e a diminuição da massa ficou em cerca de 9%. Os autores afirmam que a configuração perfurada apresenta menor resistência térmica, sendo assim indicada para a utilização em lâmpadas de LED, uma vez que apresenta maior capacidade de transferência de calor e aliada a uma menor massa.

Um dissipador de calor com micro canal aletado foi estudado por Hosseinpour *et al.* (2020), que utilizaram a metodologia DOE com o objetivo de analisar quais os efeitos dos tipos de micro-aletas no desempenho térmico do dissipador. Na Figura 2.19 ilustra-se o modelo computacional utilizado de dissipador com micro canal bem como os quatro tipos de micro-aletas analisadas.

Figura 2.19 –Dissipador de calor com micro canal aletado.



Fonte: Adaptada de Hosseinpour *et al.* (2020).

Hosseinpour *et al.* (2020), através de análise CFD, analisaram o comportamento de quatro tipos de micro-aletas (cônicas, piramidais, cilíndricas e cúbicas). Aliado ao tipo de geometria das micro-aletas, também foi analisada, através da metodologia DOE, a variação da altura, diâmetro, espaçamento entre aletas e número de Reynolds no desempenho geral do dissipador.



Foi concluído que o número de Reynolds foi o parâmetro mais eficaz para os tipos de micro-aletas cônico e piramidal. Para o microcanal com micro-aletas cilíndricas, o diâmetro das aletas e o número de Reynolds demonstraram os efeitos mais significativos. Em termos de resistência térmica, as micro-aletas piramidais apresentaram o melhor desempenho térmico, apresentando 17% menos resistência térmica em relação ao perfil cônico, 10% em relação ao perfil cilíndrico e 5% quando comparado ao perfil cúbico.

Com as referências citadas nesse capítulo, fica evidente a importância do DOE no estudo da transferência de calor nos mais diversos setores da engenharia, podendo ser utilizada como uma ferramenta de fundamental importância em projetos de trocadores de calor, otimização de sistemas de conforto térmico, análise de materiais para melhor desempenho térmico de equipamentos eletrônicos. Com a ferramenta estatística DOE podem ser realizadas análises relacionando os principais fatores que exercem influência em determinado sistema, possibilitando uma melhor tratativa na resolução de problemas e/ou criação de novos produtos.

Como pode ser observado com as referências citadas, existem muitos trabalhos relacionados à geometria dos dissipadores e as comparações com parâmetros adimensionais, bem como o comportamento do coeficiente de transferência de calor por convecção e a resistência térmica de convecção. Nas duas últimas referências citadas nesta revisão ficam demonstradas a importância do planejamento de experimentos em dissipadores de calor aletados e como esse assunto vem ganhando relevância em trabalhos recentes. Entretanto, existem poucos trabalhos envolvendo a geometria dos dissipadores e o planejamento de experimentos para análise de parâmetros adimensionais e outras características como citadas anteriormente.

### 3. DESENVOLVIMENTO TEÓRICO

Ao longo deste capítulo é feita uma abordagem do assunto a que está relacionado este trabalho, ou seja, sobre como acontece a transferência de calor em um dissipador de calor aletado. Inicialmente é feita uma introdução relacionada à convecção natural, seguida de uma abordagem da metodologia de cálculo utilizada para obtenção do coeficiente médio de transferência de calor por convecção,  $\bar{h}$ , experimentalmente. A metodologia utilizada para os cálculos da transferência de calor por radiação também é apresentada com base na literatura, demonstrando ainda o processo de obtenção dos fatores de forma referentes à geometria dos dissipadores. Com a obtenção do coeficiente  $\bar{h}$ , é introduzido o conceito de resistência térmica convectiva, demonstrando também a metodologia de cálculo da mesma. Ainda nesse capítulo é apresentada uma introdução sobre a metodologia de análise estatística utilizando DOE. Também é abordada a metodologia de arranjo fatorial utilizada para organização dos experimentos, ferramenta que fornece análises dos fatores que influenciam a transferência de calor por convecção natural nos dissipadores.

#### 3.1 Coeficiente Médio de Transferência de Calor por Convecção

A transferência de calor por convecção natural pode ser definida como um processo onde a energia é transferida de porções quentes para porções frias de um fluido, ocorrendo devido a diferenças 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 às diferenças entre as massas específicas do fluido recebe o nome de convecção natural. Quando a movimentação do fluido é auxiliada por meios mecânicos, a transferência de calor recebe o nome de convecção forçada.

Segundo Incropera e DeWitt (1998), existem variadas aplicações para a convecção natural, tais como a transferência de calor em tubulações e linhas de transmissão, componentes eletrônicos, aquecedores, ocorrendo também na natureza alguns fenômenos tais como a movimentação do oceano e da atmosfera. O processo de ocorrência da convecção natural é o mesmo da convecção forçada, entretanto o que diferencia é a intensidade em que o movimento

de mistura ocorre, sendo menor na convecção natural. Em decorrência da diferença entre os tipos de convecção, os coeficientes de transferência de calor são maiores na convecção forçada que na convecção natural. Apesar da convecção natural promover menores coeficientes de transferência de calor, em muitos casos ela é preferida pois revela ser uma metodologia econômica e robusta, não necessitando de outros equipamentos auxiliares.

## 3.2 Cálculo do Coeficiente $\bar{h}$ Experimental

### 3.2.1 Cálculo da potência fornecida ao aquecedor resistivo

Dando continuidade ao estudo da transferência de calor que ocorre nos dissipadores, serão mostradas adiante as principais perdas de calor que ocorrem durante o processo de transferência de calor. Em seguida a metodologia utilizada para obtenção do coeficiente  $\bar{h}$  experimentalmente é apresentada.

Os cálculos envolvidos na obtenção do  $\bar{h}$  se iniciam com a determinação da potência usada para obtenção do fluxo de calor aplicado em cada dissipador. Neste trabalho os valores dos fluxos aplicados nas bases dos dissipadores, ( $q''_{total}$ ), foram estipulados em 800 W/m<sup>2</sup>, 1200 W/m<sup>2</sup> e 1600 W/m<sup>2</sup>. Esses valores de fluxo de calor foram considerados pois possibilitam aos aquecedores resistivos trabalharem com temperaturas variando entre 40° C e 70° C. Sendo assim, é necessário saber a potência aplicada ao aquecedor resistivo para obter esses valores de fluxo de calor na área da base do dissipador ( $A_b$ ). Na Equação 3.1 mostra-se a forma de determinar a potência usada no aquecedor resistivo.

$$P = q''_{total} \cdot A_b \quad (3.1)$$

Com os valores de resistência elétrica de cada aquecedor resistivo ( $R_{aq}$ ) utilizado e com os valores de potência ( $P$ ) definidos, pode-se obter os valores de tensão a que serão atribuídos aos aquecedores, que serão ajustados em cada fonte de alimentação de tensão controlável utilizada na bancada experimental. Na Equação 3.2 mostra-se a obtenção da tensão ( $U$ ) através da potência aplicada e da resistência elétrica dos aquecedores resistivos.

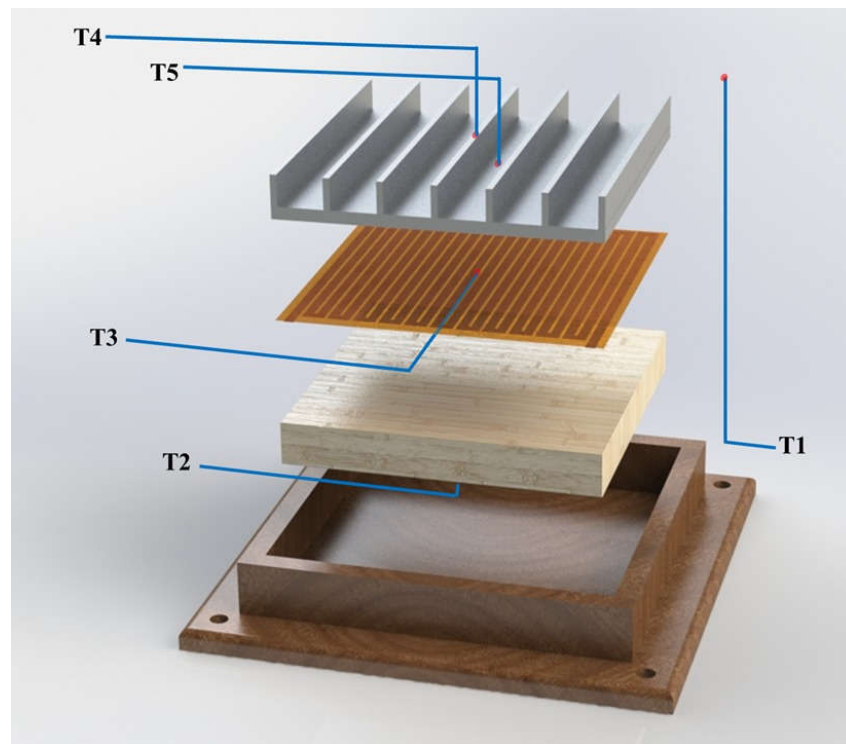
$$U = \sqrt{P \cdot R_{aq}} \quad (3.2)$$

Vale ressaltar que os valores da resistência elétrica dos aquecedores foram obtidos subtraindo-se a resistência dos cabos elétricos que ligam os mesmos à fonte de alimentação. Os próximos tópicos mostram as perdas de calor que ocorrem no dissipador de calor por cada meio de transferência de calor.

### 3.2.2 Cálculo do calor perdido por condução através do isolante

Na Figura 3.1 representa-se a montagem experimental utilizada na realização dos experimentos com todos os equipamentos utilizados.

Figura 3.1 – Bancada experimental.



Fonte: O próprio autor.

O calor perdido por condução térmica através do isolante utilizado na montagem experimental mostrada na Figura 3.1 pode ser calculado através da aplicação da Lei de Fourier, representada pela Eq. (3.3).

$$q_{cond} = k_{isol} \cdot A \cdot \frac{\Delta T}{L} = k_{isol} \cdot A_{isol} \cdot \frac{(T_3 - T_2)}{Z} \quad (3.3)$$

sendo  $k_{isol}$  a condutividade térmica do material isolante,  $A_{isol}$  a área da superfície do isolante,  $\Delta T$  a diferença de temperatura entre a superfície superior ( $T_3$ ) e inferior do isolante ( $T_2$ ) e  $Z$  a distância entre as duas superfícies consideradas, ou seja, a espessura da placa de MDF. As posições das temperaturas ( $T_3$ ) e ( $T_2$ ) são apresentadas na Figura 3.1. 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). As placas de MDF utilizadas se encaixam em outro suporte também de MDF, sendo assim as perdas de calor nas laterais da placa isolante de MDF foram desconsideradas.

### 3.2.3 Cálculo do calor perdido através da radiação em dissipadores retangulares

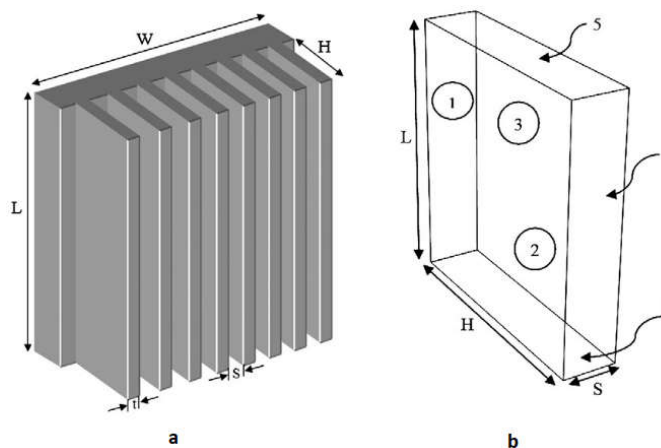
A transferência de calor por radiação térmica, segundo Incropera e DeWitt (1998), é um processo em que não há necessidade de presença de um meio material. A radiação é um mecanismo relevante em muitos processos industriais de aquecimento, resfriamento e de secagem, bem como aplicações em conversão de energia envolvendo combustíveis fósseis. Segundo Shabany (2008), a transferência de calor por radiação pode ser uma porção significativa da troca de calor total de um dissipador sob condições de convecção natural. O processo de emissão de radiação está relacionado com o resultado de oscilações de elétrons que compõem a matéria, sendo assim, essas oscilações são sustentadas pela energia interna, ou seja, pela temperatura da matéria. Portanto, a emissão de radiação está relacionada à existência de condições excitadas termicamente no interior da matéria. Neste trabalho, para o cálculo da troca de calor radiante entre duas superfícies quaisquer, será considerado o fator de forma  $\hat{F}$ , definido como a fração da radiação que deixa uma superfície do canal e é recebida pela vizinhança.

Uma das complicações em se associar a troca de radiação entre superfícies não negras, se deve ao fato de haver reflexão entre tais superfícies, sendo assim algumas simplificações são utilizadas para a análise da troca de calor por radiação em cavidades. Para que sejam desenvolvidos cálculos envolvendo a radiação, cada uma das superfícies em estudo deve ser admitida como isotérmica. Além disso, ela deve possuir uma radiosidade uniforme, ou seja, a taxa na qual a radiação deixa uma superfície devido à emissão e à reflexão em todas as direções por unidade de área deve ser suposta constante. Também é condição necessária que a irradiação seja uniforme, isto é, a taxa de incidência de radiação sobre uma superfície vinda de todas as direções por unidade de área deve ser considerada constante. Para tanto, foi utilizada a

metodologia estabelecida em Shabany (2008), levando-se em consideração o fator da forma da geometria dos dissipadores.

Os dissipadores são formados por canais, ou seja, cavidades formadas por duas aletas adjacentes. Na Figura 3.2a mostra-se um dissipador com aletas planas retangulares e suas dimensões. A transferência de calor por radiação total de um dissipador é a soma da radiação de cada canal do dissipador, da ponta da aleta, da face frontal e traseira da aleta, das superfícies externas das outras aletas e também da parte periférica da base do dissipador. Na Figura 3.2b ilustra-se um canal formado pelo espaçamento entre aletas adjacentes, ou seja, a base da aleta (1), paredes adjacentes da aleta (2 e 3) e as paredes imaginárias (4, 5 e 6).

Figura 3.2 – Características do dissipador a) Geometria b) Canal criado por aletas adjacentes.



Fonte: Khor, Hung e Lim (2010).

Definindo o sistema como uma cavidade de duas superfícies que trocam radiação entre si, sendo elas referentes ao dissipador e o ambiente que o cerca, obtém-se a Eq. (3.4), definida por Shabany (2008), que expressa a radiação emitida por cada canal do dissipador.

$$q_c = \frac{\sigma(2H + S)L(T_c^4 - T_{viz}^4)}{\frac{(1 - \epsilon)}{\epsilon} + \frac{1}{F_c}} \quad (3.4)$$

sendo  $q_c$  a taxa de transferência de calor por radiação do canal para a sua vizinhança,  $T_c$  e  $T_{viz}$  as temperaturas da superfície do canal e temperatura da vizinhança, respectivamente,  $\sigma$  a constante de Stefan-Boltzmann e  $F_c$  o fator de forma do canal.

Ellison (1979) define convenientemente o fator  $\hat{F}$  como o valor que multiplicado pela área da superfície radiante e pela diferença das quartas potências das temperaturas, resulta na

radiação emitida pela superfície. Nesse caso, portanto, esse fator é expresso conforme a Eq. (3.5).

$$\hat{F} = \frac{1}{\frac{(1 - \epsilon)}{\epsilon} + \frac{1}{F_c}} \quad (3.5)$$

Considerando os demais canais do dissipador a partir da Eq. (3.5), bem como o termo referente a radiação decorrente da região externa do dissipador, a qual não recebe influência do fator de forma e assumindo ainda que a superfície do dissipador seja difusa, cinza e que o meio envolvente seja o maior possível ou um corpo negro e ainda que o dissipador esteja em uma temperatura constante, pode-se então definir, segundo Khor, Hung e Lim (2010), define a transferência de calor por radiação emitida pelo dissipador, conforme Eq. (3.6).

$$q_{rad} = \{\hat{F}(n_f - 1)(2H + S)L + \epsilon[n_f(2H + L)t + 2HL]\}\sigma(\bar{T}_c^4 - T_{viz}^4) \quad (3.6)$$

sendo  $n_f$  o número de aletas do dissipador,  $\epsilon$  a emissividade térmica do Alumínio 6063 T5, considerando-se a emissividade invariável com a temperatura,  $\sigma$  a constante de Stefan-Boltzmann,  $\bar{T}_c$  a média entre as temperaturas na base e na ponta da aleta e  $T_{viz}$  a temperatura da vizinhança. O valor adotado da emissividade térmica do Alumínio 6063 T5 foi de 0,23 W/mK, dado retirado de Silva (2015). A temperatura da vizinhança é considerada como  $T_{viz} = T_\infty$  devido à consideração assumida do ambiente ser um corpo negro. Segundo Incropera e DeWitt (1998), com base na definição de fator de forma, uma expressão conhecida como relação de reciprocidade é utilizada para determinar um fator de forma a partir do conhecimento do outro. Assim, uma correlação para  $F_c$  pode ser relacionada com as superfícies imaginárias 4, 5 e 6 para as paredes 1, 2 e 3, representadas na Figura 3.2b que formam o canal e é demonstrada na Eq. (3.7).

$$\begin{aligned} F_c &= F_{123-456} \\ &= F_{123-4} + F_{123-5} + F_{123-6} \\ &= F_{123-4} + 2F_{123-5} \\ &= \frac{A_4}{A_{123}} F_{4-123} + 2 \frac{A_5}{A_{123}} F_{5-123} \\ &= \frac{A_4}{A_{123}} [(F_{4-1} + F_{4-2} + F_{4-3})] + 2 \frac{A_5}{A_{123}} [F_{5-1} + F_{5-2} + F_{5-3}] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{A_4}{A_{123}} [F_{4-1} + 2F_{4-2}] + 2 \frac{A_5}{A_{123}} [F_{5-1} + 2F_{5-2}] \\
&= \frac{A_4}{A_{123}} \left[ \frac{A_1}{A_4} F_{1-4} + 2 \frac{A_2}{A_4} F_{2-4} \right] + 2 \frac{A_5}{A_{123}} \left[ \frac{A_1}{A_5} F_{1-5} + 2 \frac{A_2}{A_5} F_{2-5} \right] \\
&= \frac{A_1}{A_{123}} [F_{1-4} + 2F_{1-5}] + 2 \frac{A_2}{A_{123}} [F_{2-4} + 2F_{2-5}] \tag{3.7}
\end{aligned}$$

sendo  $A_1 = SL$  a área da parede da aleta 1,  $A_2 = A_3 = HL$  a área da parede 2,  $A_{123} = SL + 2HL$  a área total das paredes, 1, 2 e 3,  $\bar{L} = L/S$  o comprimento característico,  $\bar{H} = H/S$  a altura do dissipador de calor. As correlações para  $F_{1-4}$ ,  $F_{2-4}$ ,  $F_{1-5}$  e  $F_{2-5}$  são retiradas de Incropera e DeWitt (1998) e mostradas a seguir.

$$\begin{aligned}
F_{1-4} &= \frac{2\bar{H}^2}{\pi\bar{L}} \left\{ n \left[ \frac{(\bar{H}^2 + 1)(\bar{H}^2 + \bar{L}^2)}{(\bar{H}^2 + \bar{L}^2 + 1)} \right]^{1/2} + \frac{(\bar{H}^2 + \bar{L}^2)^{1/2}}{\bar{H}^2} \tan^{-1} \frac{1}{(\bar{H}^2 + \bar{L}^2)^{1/2}} \right. \\
&\quad \left. + \frac{\bar{L}^2(\bar{H}^2 + 1)^{1/2}}{\bar{H}^2} \tan^{-1} \frac{\bar{L}}{(\bar{H}^2 + 1)^{1/2}} - \frac{1}{\bar{H}} \tan^{-1} \frac{1}{\bar{H}} - \frac{\bar{L}}{\bar{H}} \tan^{-1} \frac{\bar{L}}{\bar{H}} \right\} \tag{3.8}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
F_{2-4} &= \frac{\bar{L}}{\pi\bar{H}} \left\{ \frac{\bar{H}}{\bar{L}} \tan^{-1} \frac{\bar{L}}{\bar{H}} + \frac{1}{\bar{L}} \tan^{-1} \bar{L} - \frac{(1 + \bar{H}^2)^{1/2}}{\bar{L}} \tan^{-1} \frac{\bar{L}}{(1 + \bar{H}^2)^{1/2}} \right. \\
&\quad \left. + \frac{1}{4} \ln \left[ \left( \frac{(\bar{L}^2 + \bar{H}^2)(\bar{L}^2 + 1)}{(\bar{L}^2 + \bar{H}^2 + 1)\bar{L}^2} \right) \left( \frac{\bar{H}^2(\bar{L}^2 + \bar{H}^2 + 1)}{(\bar{L}^2 + \bar{H}^2)(\bar{H}^2 + 1)} \right)^{\bar{H}^2/\bar{L}^2} \left( \frac{\bar{L}^2 + \bar{H}^2 + 1}{(\bar{L}^2 + 1)(\bar{H}^2 + 1)} \right)^{1/\bar{L}^2} \right] \right\} \tag{3.9}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
F_{1-5} &= \frac{1}{\pi\bar{L}} \left\{ \bar{L} \tan^{-1} \frac{1}{\bar{L}} + \bar{H} \tan^{-1} \frac{1}{\bar{H}} - \frac{(\bar{H}^2 + \bar{L}^2)^{1/2}}{\bar{L}} \tan^{-1} \frac{\bar{L}}{(\bar{H}^2 + \bar{L}^2)^{1/2}} \right. \\
&\quad \left. + \frac{1}{4} \ln \left[ \left( \frac{(1 + \bar{L}^2)(1 + \bar{H}^2)}{(\bar{L}^2 + \bar{H}^2 + 1)} \right) \left( \frac{\bar{L}^2(\bar{L}^2 + \bar{H}^2 + 1)}{(\bar{L}^2 + \bar{H}^2)(\bar{L}^2 + 1)} \right)^{\bar{L}^2} \left( \frac{\bar{H}^2(\bar{L}^2 + \bar{H}^2 + 1)}{(\bar{H}^2 + 1)(\bar{H}^2 + \bar{L}^2)} \right)^{\bar{H}^2} \right] \right\} \tag{3.10}
\end{aligned}$$

$$F_{2-5} = \frac{\bar{H}}{\pi\bar{L}} \left\{ \frac{\bar{L}}{\bar{H}} \tan^{-1} \frac{\bar{H}}{\bar{L}} + \frac{1}{\bar{H}} \tan^{-1} \bar{H} - \frac{(1 + \bar{L}^2)^{1/2}}{\bar{H}} \tan^{-1} \frac{\bar{H}}{(1 + \bar{L}^2)^{1/2}} \right\} \tag{3.11}$$



$$+ \frac{1}{4} \ln \left[ \left( \frac{(\bar{L}^2 + \bar{H}^2)(\bar{H}^2 + 1)}{(\bar{L}^2 + \bar{H}^2 + 1)\bar{H}^2} \right) \left( \frac{\bar{L}^2(\bar{L}^2 + \bar{H}^2 + 1)}{(\bar{L}^2 + \bar{H}^2)(\bar{L}^2 + 1)} \right)^{\bar{L}^2/\bar{H}^2} \left( \frac{(\bar{L}^2 + \bar{H}^2 + 1)}{(\bar{L}^2 + 1)(\bar{H}^2 + 1)} \right)^{1/\bar{H}^2} \right]$$

Com a sequência de equações apresentada, desenvolvendo a metodologia para o cálculo da transferência de calor por radiação envolvendo o fator de forma, pode-se então prosseguir com os cálculos a fim de se obter o coeficiente médio de transferência de calor por convecção  $\bar{h}$ .

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

Para a obtenção dos valores de  $\bar{h}$  experimentais foi usada a lei do resfriamento de Newton, dada pela Eq. 3.12:

$$\bar{h} = \frac{q_{conv}}{A_{conv}(T_s - T_\infty)} \quad (3.12)$$

sendo  $q_{conv}$  a diferença entre a taxa de calor fornecida pelo aquecedor e a taxa de calor perdida por condução pelo isolante e a taxa de calor perdida por radiação pelo dissipador,  $q_{rad}$ . A área total sob convecção ( $A_{conv}$ ) é dada pela soma de toda a superfície exposta ao efeito da convecção, sendo dada pela soma das áreas das aletas e das áreas referentes ao espaçamento entre aletas. Sendo assim, o calor trocado por convecção é dado pela Eq. (3.13).

$$q_{conv} = P - q_{cond} - q_{rad} \quad (3.13)$$

sendo  $q_{cond}$  obtido pela Eq. (3.3), a taxa  $q_{rad}$  calculada pela Eq. (3.6) e  $P$  a potência do aquecedor, dada pela Eq. (3.1).

### 3.3 Cálculo da Resistência Térmica de Convecção

Finalizando o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção  $\bar{h}$ , foi feito então o cálculo da resistência térmica de convecção. A ideia de resistência térmica pode ser muito útil na seleção de dissipadores de calor, pois ela representa a elevação da temperatura por unidade de potência, sendo análoga à resistência elétrica. Segundo Incropera e DeWitt (1998), da mesma forma que uma resistência elétrica está associada à condução de eletricidade, a resistência térmica pode ser associada à condução de calor. No caso da transferência de calor por condução, conhecida a distribuição de temperatura, pode-se utilizar a lei de Fourier para

determinação da taxa de transferência de calor por condução em uma determinada superfície, conforme Eq. (3.14).

$$q_x = \frac{k \cdot A}{L} \cdot (T_{\text{sup } 1} - T_{\text{sup } 2}) \quad (3.14)$$

sendo  $A$  a área de uma parede normal à direção da transferência de calor e as temperaturas  $T_{\text{sup } 1}$  e  $T_{\text{sup } 2}$  as temperaturas de cada um dos lados da parede, sendo  $T_{\text{sup } 1} > T_{\text{sup } 2}$ .

Definindo resistência como uma razão entre uma força motriz e a taxa de transferência, conclui-se então que a resistência térmica por condução (resistência térmica condutiva) é dada com base na Eq. (3.14), pela Eq. (3.15)

$$R_{t,cond} = \frac{T_{\text{sup } 1} - T_{\text{sup } 2}}{q_x} = \frac{L}{k \cdot A} \quad (3.15)$$

De maneira análoga, uma resistência pode ser associada à transferência de calor por convecção (resistência térmica convectiva) em uma dada superfície a partir da lei do resfriamento de Newton, segundo Eq. (3.16)

$$q = h \cdot A \cdot (T_{\text{sup}} - T_{\infty}) \quad (3.16)$$

Assim, de maneira análoga a Eq. (3.15), e a partir da Eq. (3.16), obtém-se então a resistência térmica por convecção, dada pela Eq. (3.17)

$$R_{t,conv} = \frac{T_{\text{sup}} - T_{\infty}}{q_x} = \frac{1}{\bar{h} \cdot A_{conv}} \quad (3.17)$$

Como esse trabalho tem como prioridade estudar o cálculo da resistência térmica por convecção, a simbologia  $R_{t,conv}$  será substituída por  $R_t$ , assim, o cálculo da resistência térmica convectiva é dado pela Eq. (3.18).

$$R_t = \frac{1}{\bar{h} \cdot A_{conv}} \quad (3.18)$$

Muitos fabricantes de dissipadores fornecem valores típicos de resistência térmica para que os usuários consigam fazer uma melhor seleção. Alguns autores utilizam a resistência térmica como meio de comparação para diferentes geometrias de dissipadores, Yu, Lee e Yook (2011) utilizaram a resistência térmica para a comparação de três tipos distintos de dissipadores com diferentes comprimentos de aletas.

Com a metodologia experimental que será descrita no capítulo 4, foram obtidos resultados para o coeficiente  $\bar{h}$ , número de Nusselt e também a resistência térmica de convecção. Posteriormente, foram feitas análises utilizando a técnica de arranjo de experimentos e suas ferramentas de processamento estatístico.

### 3.4 A Técnica do Planejamento e Análise de Experimentos

A metodologia DOE (*Design of Experiments*) vem ganhando espaço no meio acadêmico e também no setor produtivo em variados setores. Uma das maiores dificuldades que um pesquisador ou um profissional da indústria enfrenta é a caracterização da influência que determinados fatores de entrada exercem em uma variável de resposta de um sistema. Por essa razão, projetistas de produtos industriais frequentemente despendem muito tempo e recursos conduzindo testes nos seus produtos antes de serem colocados de fato em linha de produção. Estes testes são de considerável importância, pois qualquer erro que venha a passar pela etapa de testes pode acabar sendo incluído em cada item produzido na etapa seguinte. Com a falha no processo de projeto dos produtos, há a ocorrência de erros de alto custo, pois são erros de projeto, ou seja, terão de ser feitas correções em campo e mudanças no projeto e uma vez que a produção começou o processo produtivo, torna-se difícil manusear e corrigir o erro. Por outro lado, se o erro é encontrado logo na etapa inicial de projeto, ou seja, antes de iniciar a produção, então o erro torna-se fácil de ser corrigido, não sendo propagado para as etapas seguintes e evitando custos para a empresa com garantia e processos de *recall*. Muitos testes são realizados com uma variedade de propósitos: estabelecer parâmetros de projeto, verificar objetivos de projeto, determinar a significância de mudanças, satisfazer especificações, determinar relações entre variáveis, estabelecer condições, entre outros. Geralmente esses testes devem ser feitos sob condições controladas, assim os produtos podem ser avaliados desde o início até uma etapa final em que a validação é comprovada pela aceitação do cliente.

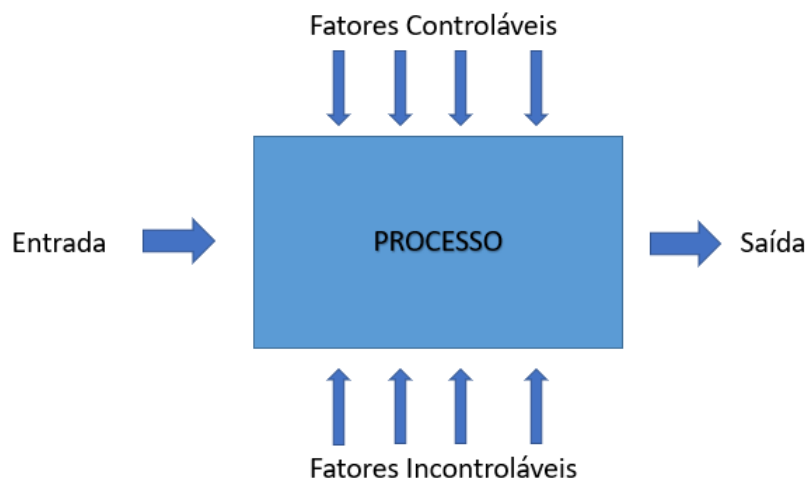
Para um melhor entendimento dos fundamentos de um planejamento de experimentos, alguns conceitos são destacados a seguir:

- Fatores de controle: São os fatores que podem ser alterados em um dado experimento, produzindo efeitos nas variáveis de resposta;
- Níveis dos fatores: São as condições de operação dos fatores de controle, geralmente indicados por nível baixo (-) e nível alto (+).

- Efeito: É a mudança ocorrida na resposta quando há alteração de um nível para outro.

Segundo Montgomery (2013), pesquisadores executam experimentos em todos os campos de investigação com o objetivo de descobrir algo relacionado a um processo ou sistema qualquer. Um experimento planejado pode ser definido como um teste ou uma série de testes no qual propositalmente uma mudança é feita em variáveis de entrada de um processo ou sistema e então é observadas e identificadas as razões pelas quais foram observadas mudanças em uma resposta desse sistema. Geralmente, experimentos são utilizados para o estudo do desempenho de processos e sistemas. Um experimento de forma geral pode ser feito sem mudar os níveis das variáveis de entrada. Por exemplo em um teste de hipóteses simples, uma amostra é coletada em condições constantes para comparar níveis do parâmetro de interesse com um valor hipotético. Um processo ou sistema pode ser representado pelo modelo mostrado na Figura 3.3.

Figura 3.3 – Modelagem de um processo ou sistema.



Fonte: Adaptada de Montgomery (2013).

Um processo pode ser visualizado como uma combinação de operações, máquinas, métodos e pessoas, bem como outros recursos que podem transformar uma entrada, que pode ser alterada por fatores controláveis e não controláveis.

O Projeto e Análise de Experimentos (*Design of Experiments – DOE*) refere-se a um processo de planejamento de experimentos em que dados são coletados e analisados por metodologias estatísticas, oferecendo conclusões válidas e objetivas. Montgomery (2013) classifica três princípios fundamentais no planejamento de experimentos, sendo o primeiro a randomização, seguido da réplica e por fim a blocagem.

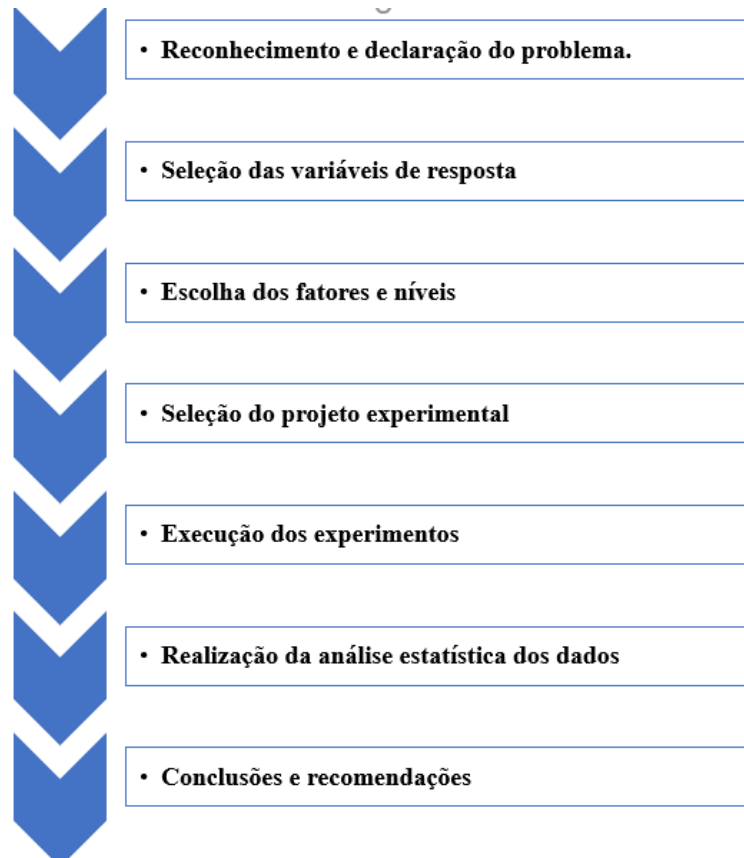
A randomização ou aleatorização é uma técnica usada para equilibrar o efeito de condições não controláveis que podem afetar os resultados de um experimento. Ao aleatorizar a ordem de realização de ensaios, é possível reduzir a possibilidade de que as diferenças nos materiais experimentais ou condições exerçam efeitos de distorção, influenciando o erro experimental nos resultados. Por exemplo, a umidade, a temperatura, as matérias-primas ou os operadores podem mudar durante um experimento e, involuntariamente, ocasionar mudanças nos resultados dos testes.

Entende-se por replicação uma reprodução de cada combinação de fatores utilizada na análise do experimento. As replicações estão sujeitas às mesmas fontes de variabilidade, independentemente umas das outras. É possível replicar combinações de níveis de fatores, grupos de combinações de níveis de fatores ou experimentos completos. A replicação é a reprodução de um mesmo teste com as mesmas variáveis diversas vezes, promovendo uma variação na resposta, sendo esta utilizada na avaliação dos erros experimentais. A repetição dos experimentos é utilizada na determinação de diferenças observadas entre os dados e se essas diferenças são estatisticamente significativas.

A blocagem é uma técnica utilizada para aumentar a precisão e reduzir ou eliminar a variabilidade da resposta causada por fatores externos (controláveis ou não controláveis), ou seja, fatores que não são de interesse que podem influenciar a resposta. Como exemplo, na indústria química ocorrem diferenças entre lotes de materiais a serem analisados devido a variação de fornecedores, sendo assim os experimentos podem ser divididos em blocos, ou seja, o tipo de material seria considerado um fator de alteração na resposta, porém que não é de interesse no processo.

A utilização de técnicas estatísticas na análise de experimentos é melhor aproveitada quando os envolvidos no processo conhecem e possuem uma ideia clara sobre o que se pretende alcançar com os resultados, sabendo interpretar da melhor maneira os resultados. Montgomery (2013) sugere que a utilização do planejamento de experimentos (DOE) seja de acordo com as seguintes etapas, descritas conforme Figura 3.4.

Figura 3.4 – Metodologia de condução de experimentos.



Fonte: O próprio autor.

Muitas das pesquisas em engenharia, ciência e também na indústria são empíricas e isso faz com que sejam utilizadas técnicas experimentais. Métodos estatísticos podem aumentar significativamente a eficiência dos experimentos e frequentemente reforçam as conclusões obtidas. Entretanto, para a utilização de metodologia estatística, são necessários alguns passos fundamentais, tais como a utilização de conhecimento não estatístico do problema, manter a análise e projeto o mais simples possível, reconhecer as diferenças entre significado prático e estatístico dos resultados e por fim manter uma característica iterativa com relação aos experimentos, ou seja, saber controlar os fatores e conduzir os testes da forma mais correta possível. Dentre as técnicas utilizadas em planejamento de experimentos na área das engenharias, algumas são de maior destaque, como:

- Planejamento fatorial completo  $2^k$ ;
- Planejamento fatorial fracionado  $2^{(k-1)}$ ;
- Arranjos de Taguchi;
- Metodologia de Superfície de Resposta (RSM).

Em seus estudos, autores como Box, Hunter e Hunter (1978) e Montgomery (2013) descrevem de forma mais detalhada todas as técnicas de planejamento de experimentos citadas anteriormente. Na Tabela 3.1 retirada de Júnior (2009) são apresentadas as características de cada técnica.

Tabela 3.1 – Principais métodos em análise e planejamento de experimentos.

<b>TÉCNICA</b>	<b>VANTAGENS</b>	<b>DESVANTAGENS</b>	<b>APLICAÇÕES</b>
Fatorial Completo $2^k$	Utiliza todos os fatores e níveis, varrendo toda a região de estudo. Possibilita a busca da região de ótimo.	Utiliza apenas dois níveis, precisa de grande número de experimentos para alto número de variáveis.	Processos onde se tem domínio prévio e onde a realização dos testes não implica alto custo.
Fatorial Fracionado $2^{(k-1)}$	Permite uma pré análise do processo com baixa quantidade de experimentos.	Não consegue uma varredura completa de toda região de estudo. Não admite o estudos de todos os efeitos. Apresenta confundimento.	Utilizado em testes com maior tempo ou custo.
Método de Taguchi	Permite análise com muitas variáveis de entrada com número reduzido de experimentos	Pode apresentar modelos matemáticos não confiáveis.	Processos onde não há um conhecimento prévio. Utilizado em testes de alto custo e tempo.
RSM	Permite a verificação de variações no processo. Permite modelagens e otimizações.	Pode apresentar erros em extrapolações nos níveis dos fatores.	Otimização de processos bem conhecidos e com baixa dispersão.

Fonte: Adaptada de Júnior (2009).

Box, Hunter e Hunter (1978) afirmaram que em experimentação é fundamental a importância do conhecimento teórico e prático, além da correta condução dos experimentos. Além disso, saber determinar os fatores de entrada e o que se tem como objetivo do estudo são

os que promovem um ganho expressivo para a correta determinação e tratamento das respostas dos sistemas e processos. Antony (1998) enfatizou a importância do DOE na melhoria de processos industriais, principalmente nos setores de qualidade, sendo utilizado inclusive em ferramentas da qualidade como Seis Sigma e sendo incluído em normas internacionais de qualidade.

O presente trabalho tem como foco principal analisar a influência das características geométricas dos dissipadores na resistência térmica de convecção, sendo assim uma das técnicas que permitem uma análise precisa e abrangendo os níveis necessários é a Técnica de Planejamento Fatorial Completo  $2^k$ . Essa técnica foi escolhida e aplicada de forma mais objetiva, com o foco nos principais pontos de análise do trabalho.

### **3.5 A Técnica do Planejamento Fatorial Completo $2^k$**

Muitos experimentos envolvem o estudo de efeitos de dois ou mais fatores, sendo assim os planejamentos fatoriais são eficientes para esses tipos de experimentos. Utilizando essa técnica é possível completar cada experimento ou réplica do experimento com todas as combinações possíveis dos níveis de cada fator. Por exemplo, se existem  $a$  níveis do fator  $A$  e  $b$  níveis do fator  $B$ , então cada rodada de experimentos possui todas as combinações  $ab$ . Quando os fatores são arranjados seguindo um planejamento fatorial, eles são chamados de fatores cruzados. O efeito de um fator é definido como sendo a mudança na resposta, que é produzida por uma variação nos níveis estabelecidos. Isto é frequentemente chamado de efeito principal por se referir aos fatores primários de interesse nos experimentos. Segundo Montgomery (2013), planejamentos fatoriais são os mais indicados nas situações onde se tem diversos fatores e se deseja verificar quais fatores exercem maior influência na resposta, uma vez que o planejamento fatorial completo consegue cobrir todo o espaço amostral relacionado aos experimentos. O planejamento fatorial estabelece uma modelagem eficiente dentro dos níveis selecionados, entretanto não há garantia de que os níveis adotados estejam na região ideal de operação, isto é, o valor ótimo pode estar localizado em uma área de estudo mas podendo não ser o ótimo global.

Segundo Cox e Reid (2000), um experimento fatorial  $2^k$  é um experimento com  $k$  fatores, sendo que cada fator apresenta dois níveis. Quando é possível cobrir todas as combinações possíveis entre os fatores de um planejamento fatorial, então o mesmo é chamado de Planejamento Fatorial Completo. Os níveis dos fatores podem ser qualitativos ou quantitativos. Fatores quantitativos são variáveis contínuas, tais como temperatura e concentração por



exemplo. Fatores qualitativos são variáveis categóricas que não tem necessariamente uma ordem numérica e podem representar apenas uma noção de uma grandeza quantitativa.

Como neste trabalho em que são utilizados 2 níveis no planejamento fatorial, o número de experimentos para a avaliação dos  $k$  fatores é dado por  $N = 2^k$ . Podem ser criados fatoriais completos para qualquer quantidade de fatores, alternando os níveis de cada fator nas colunas segundo uma mesma ordem tal que para a primeira coluna, os níveis se alteram a cada experimento. Em resumo, para a primeira coluna os níveis se alteram a cada experimento ( $2^0$ ), para a segunda coluna os níveis sofrem alteração a cada ( $2^1$ ), para a terceira coluna os níveis se alteram a cada ( $2^2$ ) e assim sucessivamente. Uma desvantagem nos experimentos fatoriais é que enquanto o número de fatores cresce linearmente, a quantidade de experimentos tem o seu valor acrescido de forma exponencial, muitas vezes inviabilizando determinados processos. A metodologia experimental permite a criação de uma matriz que contempla todos os experimentos, chamada matriz de experimentos, criada com o objetivo de organizar e criar as combinações de cada teste a ser realizado, envolvendo todos os níveis e fatores a serem analisados posteriormente. Na Tabela 3.2 mostra-se uma matriz experimental de um fatorial  $2^3$ , onde é ilustrado um arranjo fatorial de um experimento envolvendo três fatores ( $X_1$ ,  $X_2$  e  $X_3$ ) sendo cada fator descrito por dois níveis (-1, +1).

Tabela 3.2 – Exemplo de matriz de experimentos para fatorial  $2^3$ .

Ordem padrão	Fatores de controle			Ordem de condução do Experimento	Resposta (y)
	$X_1$	$X_2$	$X_3$		
1	-1	-1	-1	8	$Y_1$
2	+1	-1	-1	6	$Y_2$
3	-1	+1	-1	5	$Y_3$
4	+1	+1	-1	2	$Y_4$
5	-1	-1	+1	1	$Y_5$
6	+1	-1	+1	7	$Y_6$
7	-1	+1	+1	4	$Y_7$
8	+1	+1	+1	3	$Y_8$

Fonte: Adaptada de Severino (2011).

A metodologia de aplicação da técnica de planejamento fatorial completo é descrita por Devor, Chang e Sutherland (1992) e Severino (2011), onde a matriz de experimentos fatoriais

$2^k$  é utilizada. Na matriz de experimentos, as colunas representam o conjunto de fatores investigados ( $X_1, X_2, X_3 \dots X_k$ ), sendo as linhas representando os experimentos a serem feitos, variando-se os níveis dos fatores dos valores mínimo (-1) ao máximo (+1). De acordo com Devor, Chang e Sutherland (1992), experimentos organizados desta forma, garantem que todas as colunas da matriz do arranjo sejam ortogonais entre si. Com a aplicação desse tipo de metodologia de análise estatística, torna-se possível a determinação dos efeitos principais bem como as interações entre as variáveis de entrada e, conseqüentemente, os efeitos que a variação nesses fatores provocam nas respostas. Segundo Montgomery (2013), o modelo estatístico de um determinado processo utilizando o modelo estatístico do experimento fatorial  $2^3$  é dado pela Eq. (3.19).

$$y = \beta_0 + \beta_1 X_1 + \beta_2 X_2 + \beta_3 X_3 + \beta_{12} X_1 X_2 + \beta_{23} X_2 X_3 + \beta_{13} X_1 X_3 + \beta_{123} X_1 X_2 X_3 \quad (3.19)$$

sendo  $\beta_0$  uma constante,  $\beta_i$  o coeficiente de controle para cada fator  $x_i$  e  $x_i$  o fator de controle.

Essa metodologia, descrita por Devor, Chang e Sutherland (1992) e Montgomery (2013), é utilizada para estimar os efeitos principais e as interações entre fatores. Quando ocorre variação do nível dos fatores, sendo os demais mantidos constantes tem-se então a resposta média observada correspondente aos efeitos principais. Esses efeitos são obtidos multiplicando-se os resultados da coluna de resposta ( $y_i$ ) pelos valores dos fatores associados à coluna ( $X_i$ ) da matriz de experimentos que corresponde ao efeito principal a ser estimado. Posteriormente os valores obtidos são somados e divididos pela metade do número de experimentos realizados, conforme mostra a Eq. (3.20).

$$E_i = \sum y_i \cdot X_i / N/2 \quad (3.20)$$

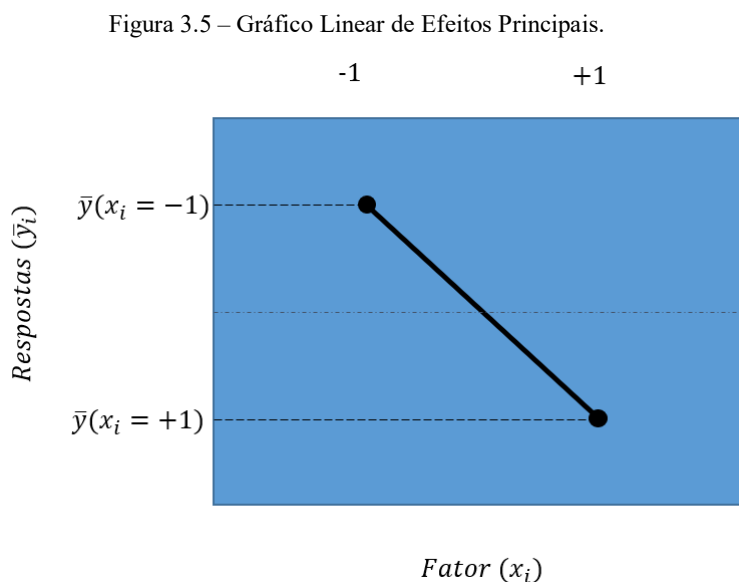
sendo  $E_i$  o efeito estimado,  $N$  o número total de experimentos e o somatório  $\sum y_i \cdot x_i$  representando a soma dos resultados dos experimentos  $y_i$  pela coluna  $x_i$ .

O passo inicial para a determinação do efeito de interação é construir as colunas de interações da matriz de experimentos, sendo estas formadas pela multiplicação das colunas dos efeitos principais.

A maioria dos autores afirmam ser difícil obter uma estimativa dos fatores de controle que produzem efeitos significativos nas respostas. Por isso são utilizados gráficos lineares e gráficos de probabilidade normal, sendo estes gráficos obtidos com a ajuda de programas computacionais estatísticos. Um dos métodos utilizados para a determinação dos coeficientes da Eq. (3.19) é o método dos mínimos quadrados, e além da Análise de Variância (ANOVA),

pode também ser utilizado o teste t para coeficientes. Essas ferramentas são utilizadas na verificação de efeitos e constatação se tais efeitos exercem influência significativa nas respostas.

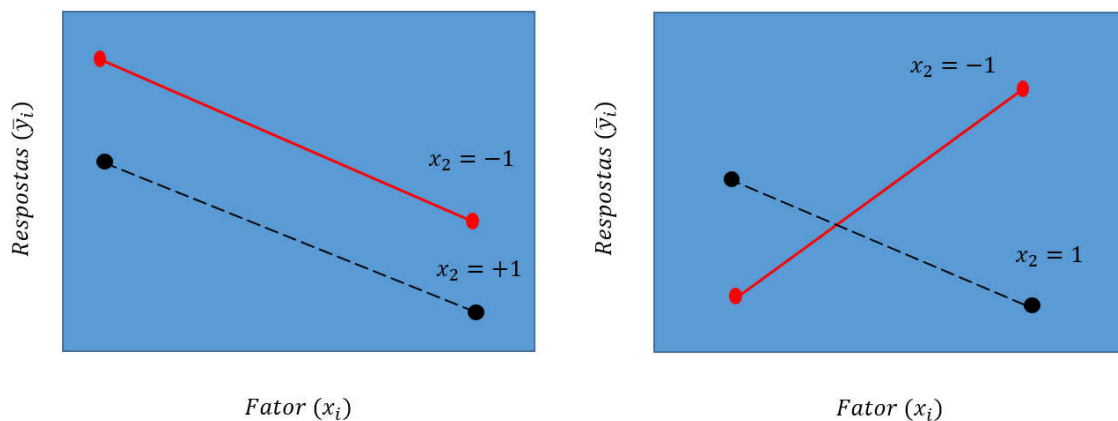
Tomando-se +1 e -1 como os níveis dos fatores codificados, pode-se então representar através de um gráfico de efeitos principais, a intensidade do efeito sobre uma determinada resposta. Na Figura 3.5, pode-se observar a forma gráfica de um determinado efeito principal, ilustrando a variação média da resposta em função da variação do nível (+1, -1) de um determinado fator, mantendo-se os outros constantes.



Fonte: Adaptada de Severino (2011).

Na Figura 3.6 são ilustrados gráficos de interações, possibilitando a avaliação do efeito de dois fatores de forma simultânea, descrevendo uma variação média de um fator em função dos níveis dos outros fatores. Na Figura 3.6a é possível observar o efeito de  $X_1$  e  $X_2$ , demonstrando o efeito provocado pela alteração de um dos fatores na resposta. Sendo assim fica evidente que a resposta é independente do nível do fator  $X_2$ , não apresentando interação entre os fatores. Na Figura 3.6b há presença de interação entre os fatores visto que as linhas se cruzam, indicando que com a alteração do fator  $X_1$  há uma mudança na resposta.

Figura 3.6 – Gráficos de Interações entre Fatores.



Fonte: Adaptada de Severino (2011).

Na Figura 3.6 é possível observar que o efeito de  $X_1$  é dependente do nível de  $X_2$ , ou seja, o efeito de  $X_1$  é positivo quando  $X_2 = -1$ . Entretanto, quando  $X_2 = +1$ , o efeito de  $X_1$  é negativo, logo, quando há interação o efeito de um fator depende do nível do outro fator.

## **4. MATERIAIS E MONTAGEM EXPERIMENTAL**

Nesse capítulo são apresentados os equipamentos utilizados nos experimentos realizados, descrevendo também as características do material utilizado na fabricação dos dissipadores. Também é abordada a metodologia de realização dos experimentos, descrevendo inclusive o equipamento utilizado na fixação dos termopares na superfície dos dissipadores, o qual foi desenvolvido no Laboratório de Transferência de Calor (LabTC) da Universidade Federal de Itajubá (UNIFEI).

### **4.1 Material e Processo de Fabricação dos Dissipadores**

#### **4.1.1 Material dos dissipadores**

Os dissipadores utilizados nesse trabalho foram confeccionados em alumínio 6063-T5, devido às suas propriedades térmicas, fazendo com que seja obtida uma alta taxa de transferência de calor, levando-se em consideração os critérios como o custo para aquisição e fabricação dos dissipadores. Do ponto de vista da usinagem, a justificativa para a utilização da liga 6063-T5 se deve à sua boa ductilidade, boas características de soldagem e de usinagem e boa resistência à corrosão. Com essas características é possível o emprego dessa liga em projetos de arquitetura, quadros de bicicleta e estruturas soldadas. Segundo Groover (2007), o alumínio é um material que apresenta uma alta condutividade térmica aliada a uma baixa massa específica e ainda possui certa afinidade com o processo de descarga capacitiva, um processo de solda utilizado para a fixação dos termopares na superfície dos dissipadores. Devido a essas e outras características essenciais, o alumínio tornou-se um dos mais versáteis materiais utilizados na engenharia, arquitetura e indústria em geral. Algumas características importantes do alumínio são citadas a seguir.

- Ponto de fusão em torno de 660°C, sendo relativamente baixo se comparado ao aço, da ordem de 1570°C;
- Possui peso específico de 2,7 g/cm<sup>3</sup>, aproximadamente 35% se comparado ao aço e 30% do peso do cobre;
- O alumínio possui uma fina camada de óxido que protege o metal de oxidações, tornando o material muito resistente à corrosão;

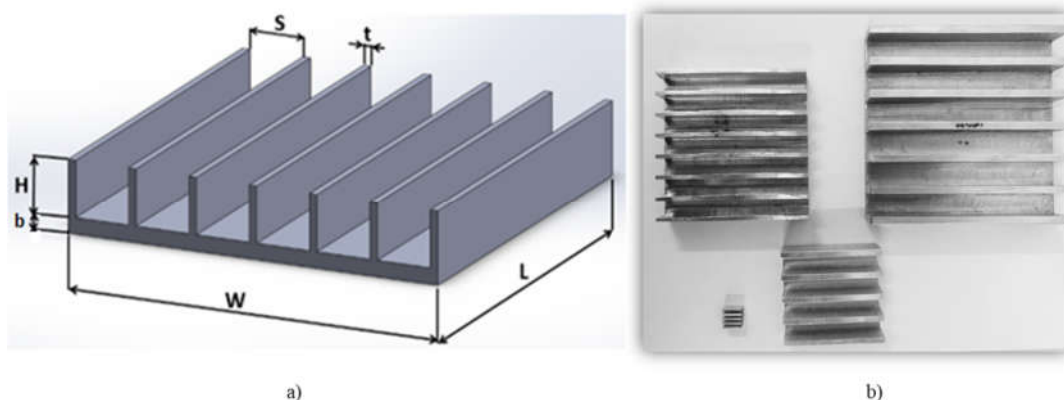
- O alumínio tem a capacidade de conduzir tanta corrente elétrica quanto um condutor de cobre que é mais pesado e mais caro;
- Possui condutividade térmica 4,5 vezes maior que a do aço;
- A utilização do alumínio em luminárias é garantida devido a sua alta refletividade acima de 80%;
- Por não ter propriedades magnéticas, é utilizado como proteção em equipamentos eletrônicos, além de não produzir faíscas, garantindo sua utilização na estocagem de substâncias inflamáveis e transporte de combustíveis;
- No mercado de embalagens, a utilização do alumínio é muito ampla pois o material possui característica de barreira à luz e impermeabilidade à ação da umidade e do oxigênio, ampliando sua versatilidade;
- O alumínio não perde suas propriedades físico-químicas com o tempo, garantindo a característica de ser infinitamente reciclável.

#### 4.1.2 Confeção dos dissipadores

Assim como a escolha do material, também se torna necessário um cuidado especial no processo de fabricação dos dissipadores, já que as características geométricas influenciam significativamente na transferência de calor por convecção, influenciando o seu desempenho térmico. Nesse trabalho foram usinados dissipadores com variados parâmetros geométricos com a finalidade de se verificar quais dissipadores apresentam melhor desempenho na transferência de calor com base na análise do coeficiente médio de transferência de calor e também da resistência térmica de convecção. As dimensões utilizadas na fabricação dos dissipadores não têm nenhuma relação com algum equipamento que possa vir a ser utilizado com tais dissipadores. A escolha dos tamanhos está relacionada com o tamanho dos aquecedores resistivos fabricados, utilizados para o aquecimento dos dissipadores.

Com o objetivo de desenvolver essa comparação, desenvolveu-se uma análise dos fatores geométricos utilizando diferentes combinações entre a altura da aleta  $H$ , espessura da aleta  $t$ , espaçamento entre as aletas  $S$ , espessura da base  $b$  e o número de aletas  $n$ . Todas essas características podem ser visualizadas e melhor assimiladas através da Figura 4.1a e na Figura 4.1b são ilustrados os dissipadores reais utilizados nos ensaios, bem como um exemplo de um microdissipador.

Figura 4.1 – a) Projeto dos dissipadores fabricados, b) Dissipadores reais.



Fonte: O próprio autor.

Os dissipadores usinados que foram utilizados nesse trabalho possuem as dimensões conforme descritas na Tabela 4.1. Ressaltando que a largura  $W$  e o comprimento  $L$  foram as mesmas dimensões dos aquecedores resistivos utilizados nos experimentos, possuindo similaridade entre as características geométricas, diferindo somente pelo comprimento da base e consequentemente pelo número de aletas. As dimensões referentes à largura  $W$  do dissipador possuem pequenas alterações de aproximadamente 2 mm devido ao processo de fresamento.

Tabela 4.1 – Dimensões dos dissipadores.

	<b>n</b>	<b>S [mm]</b>	<b>t [mm]</b>	<b>H [mm]</b>	<b>L [mm]</b>	<b>W [mm]</b>	<b><math>A_{conv}</math> [m<sup>2</sup>]</b>
<b>Dissipador</b>	<b>Número de Aletas</b>	<b>Espaçamento</b>	<b>Espessura da aleta</b>	<b>Altura da aleta</b>	<b>Comprimento</b>	<b>Largura</b>	<b>Área de Convecção</b>
D1	7	5,55	2,00	7,00	50,00	47,30	0,0075
D2	14	5,55	2,00	7,00	100,00	100,15	0,0030
D3	4	14,35	2,00	7,00	50,00	51,05	0,0055
D4	7	14,35	2,00	7,00	100,00	100,10	0,0200
D5	7	5,55	2,00	20,00	50,00	47,30	0,0169
D6	14	5,55	2,00	20,00	100,00	100,15	0,0671
D7	4	14,35	2,00	20,00	50,00	51,05	0,0109
D8	7	14,35	2,00	20,00	100,00	100,10	0,0386
D9	8	8,40	2,00	13,30	76,00	76,10	0,0224

Fonte: O próprio autor.

O estudo foi feito com 9 dissipadores diferentes, sendo 4 com dimensões da base de 50 mm x 50 mm e mais 4 com 100 mm x 100 mm e ainda um dissipador com dimensões intermediárias medindo 75 mm x 75 mm que servirão como amostras de estudo na análise dos resultados envolvendo o planejamento de experimentos. Devido ao estudo prévio utilizando o

planejamento de experimentos, foram definidos dois valores de cada dimensão dos dissipadores, como a altura e o espaçamento entre as aletas, bem como para o fluxo de calor aplicado na base dos dissipadores.

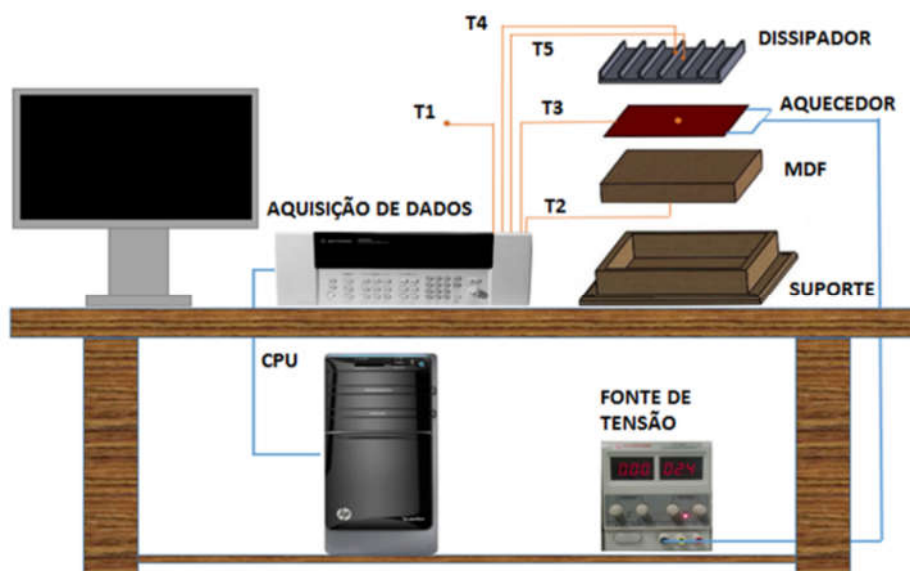
Definidas as dimensões a serem utilizadas no projeto dos dissipadores, estes foram modelados no pacote computacional de desenho SolidWorks® e com todos os desenhos, desenvolveu-se a fabricação dos dissipadores. Após escolher e adquirir o material dos dissipadores, seguiu-se com a usinagem dos mesmos, realizada no laboratório de usinagem da UNIFEI. O processo de fabricação utilizado na confecção dos dissipadores foi o fresamento, garantindo assim a planicidade das aletas e mantendo ao máximo a exatidão das dimensões. Os dissipadores foram fresados a partir de um bloco inteiro de alumínio 6063-T5 com condutividade térmica igual a 209 W/mK, propriedade obtida de Matweb (2017).

## 4.2 Montagem da Bancada Experimental

### 4.2.1 Detalhamento da bancada experimental

O aparato experimental mostrado na Figura 4.2 consiste de um suporte de madeira sobre o qual é colocado uma placa de MDF (Material de Média Densidade utilizado como isolante), um aquecedor resistivo e um dissipador de alumínio.

Figura 4.2 - Esquema de montagem da bancada experimental.



Fonte: O próprio autor.



A placa de MDF resiste a temperaturas maiores que 100 °C, evita a flambagem do aquecedor com o dissipador. Esta montagem reduz as perdas de calor através da superfície inferior do aquecedor, ao mesmo tempo em que 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, conforme ilustra a Figura 4.3, evitando perdas de calor lateralmente. Nos experimentos foram utilizados grampos de aço com a finalidade de evitar uma camada de ar entre o dissipador e o aquecedor, entretanto as pontas dos grampos foram revestidas com material isolante para evitar que houvesse transferência de calor por condução entre o aquecedor e o grampo, evitando o efeito aleta. O aquecedor utilizado é constituído de uma resistência elétrica impressa em uma placa de Kapton, de espessura 0,4 mm, semelhante à de uma folha de papel, que suporta temperaturas de até 150°C. Este aquecedor resistivo foi conectado 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 Figura 4.2, foram soldados através do processo de 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, melhorando a exatidão das medidas de temperatura. Outros 3 termopares foram utilizados na bancada, 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 temperatura na superfície inferior do dissipador e o termopar T1 usado para medir a temperatura ambiente. 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. 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, o que promove uma diminuição da flambagem dos dissipadores.

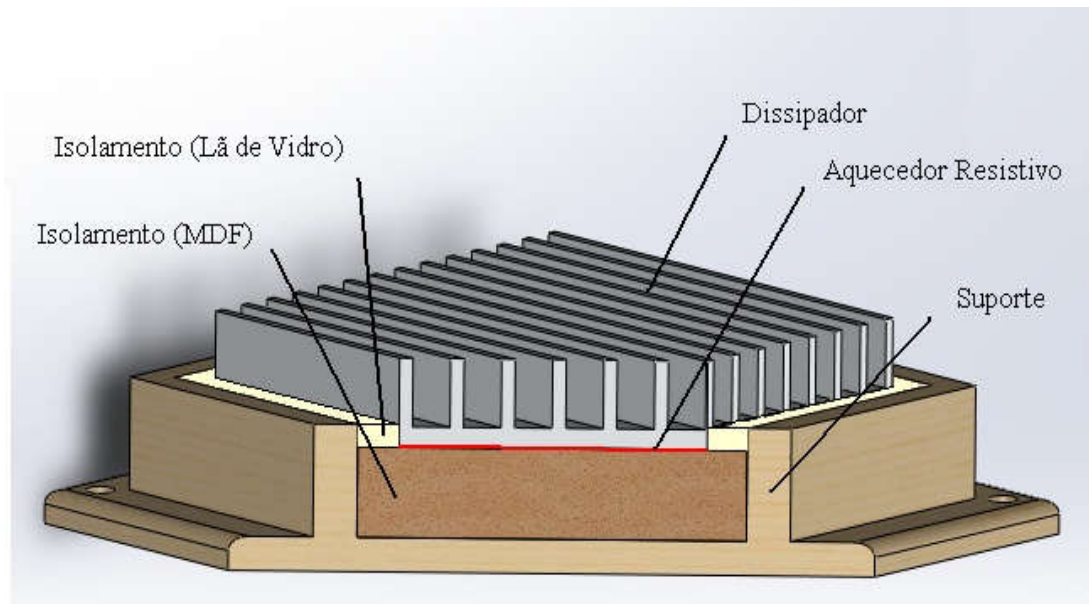
Para a aquisição dos dados de temperatura foi utilizada uma aquisição de dados modelo 34980A da marca Agilent Technologies, sendo a mesma conectada ao microcomputador para obtenção e análise dos dados de temperatura.

Vale ressaltar que os experimentos foram realizados no Laboratório de Transferência de Calor (LabTC) na Universidade Federal de Itajubá. No LabTC foram tomadas as devidas precauções para evitar interferências no processo de transferência de calor nos dissipadores.

Como esse estudo é focado no estudo da convecção natural, a ocorrência de convecção forçada seria indesejada, para isso a sala foi condicionada para uma temperatura ambiente com a menor oscilação possível através de um equipamento de ar condicionado. Entretanto, os dissipadores foram alocados em um local livre da ação de correntes de ar causadas pelo ventilador do ar condicionado, evitando assim o efeito de convecção forçada sobre os dissipadores.

Na Figura 4.3 pode-se observar como fica a montagem através de uma vista em corte de todo o aparato montado envolvendo o aquecedor, a placa de MDF, o dissipador e a lã de vidro. Verifica-se que a lateral da base do dissipador fica isolada pela lã de vidro, pois o objetivo é fazer com que todo o calor fornecido pelo aquecedor seja transferido para o ambiente pelas aletas.

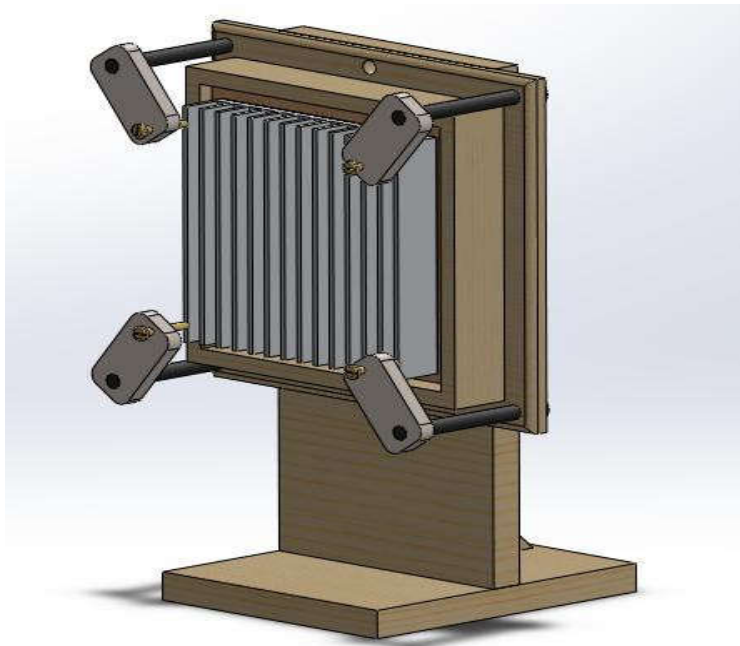
Figura 4.3 - Vista em corte da montagem do dissipador na horizontal.



Fonte: Silva (2015).

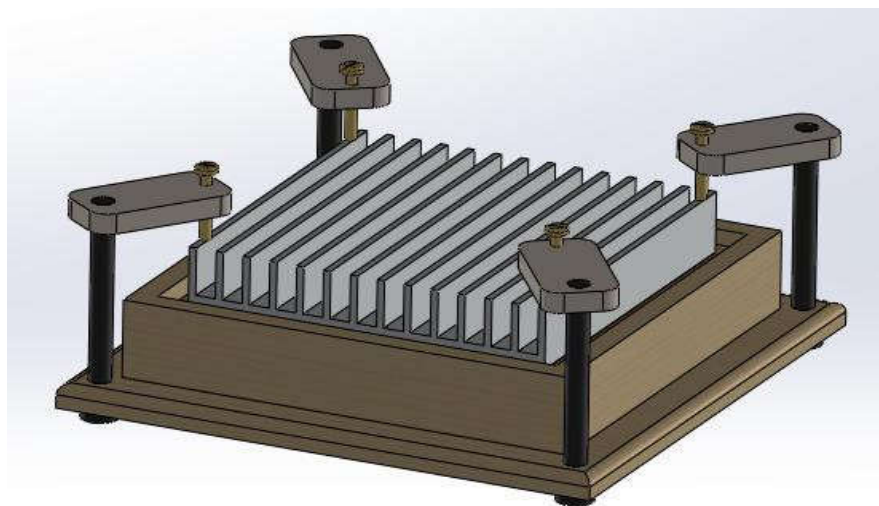
As montagens dos dissipadores posicionados na vertical e na horizontal são apresentadas na Figura 4.4 e Figura 4.5, respectivamente.

Figura 4.4 - Montagem do dissipador na vertical.



Fonte: Silva (2015).

Figura 4.5 - Montagem do dissipador na horizontal.



Fonte: Silva (2015).

Vale ressaltar um detalhe que é mostrado na Figura 4.4 e Figura 4.5, que são os grampos utilizados nas laterais dos suportes de madeira. 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. Logo a pressão fornecida pelos grampos é a única responsável pela diminuição da resistência

térmica do ar e se mostrou mais eficiente que a utilização de pasta térmica. Isto pode ser afirmado devido a trabalhos realizados anteriormente no LabTC, como em Naia, Lima e Silva e Lima e Silva (2008) e Silva *et al.* (2012).

Foram utilizadas duas placas de MDF, sendo uma para a montagem dos dissipadores de 100 mm x 100 mm e outra para os dissipadores de 50 mm x 50 mm. Seus parâmetros geométricos são mostrados na Figura 4.6 e os valores apresentados na Tabela 4.2.

Figura 4.6 - Parâmetros geométricos da placa de MDF.



Fonte: O próprio autor.

Tabela 4.2 - Dimensões das placas de MDF.

Dimensão	Valor médio para placa de MDF 1 [mm]	Valor médio para placa de MDF 2 [mm]
$L_p$	110,90	50,05
$W_p$	110,50	50,00
$Z$	18,35	9,28

Fonte: O próprio autor.

O calor perdido por condução para o isolante pode ser calculado a partir de sua espessura,  $Z$ , sendo esta parcela retirada do calor total fornecido pelo aquecedor resistivo.

#### 4.2.2 Metodologia experimental

Os dissipadores foram aquecidos até alcançar o regime permanente em uma faixa de temperatura variando de 20°C a 100°C, garantindo a segurança da temperatura de trabalho do aquecedor resistivo e evitando problemas de superaquecimento das outras partes constituintes da bancada de experimentos. Durante todo o experimento, os valores das temperaturas de T1 a

T5 foram medidos em intervalos de 5 segundos, num total de aproximadamente 1000 pontos (cerca de uma hora e trinta minutos). Porém, se após esse tempo o regime permanente ainda não fosse atingido, a temperatura era verificada a cada 10 minutos, até que o regime permanente fosse atingido e então os dados pudessem ser coletados. Além dos dados de temperatura coletados durante o regime transiente, foram coletadas mais 4 sequências de dados de 150 pontos, com medições a cada 5 segundos. Para a execução dos cálculos envolvendo o coeficiente  $\bar{h}$  e a resistência térmica convectiva, foram utilizados os últimos 50 pontos após a placa atingir o regime permanente, garantindo uma melhor repetibilidade dos dados.

A potência utilizada no ensaio foi obtida a partir de cada fluxo utilizado nos experimentos, sendo os mesmos controlados através da variação de tensão e corrente das fontes de tensão contínua.

### **4.2.3 Posicionamento dos termopares**

Silva *et al.* (2016) realizaram testes com 5 termopares soldados nas pontas das aletas em diferentes posições a fim de observar a uniformidade das temperaturas ao longo do dissipador. Foi observado que o aquecimento era uniforme e que a diferença de temperatura entre essas posições poderia ser desprezada. Portanto, utilizou-se apenas a posição central do dissipador para fazer a medição das temperaturas.

### **4.2.4 Determinação da emissividade do alumínio 6063-T5**

Para que os cálculos referentes à transferência de calor por radiação sejam feitos de forma correta e precisa, a emissividade do material deve ser determinada. Nesse trabalho, foram realizadas medições de temperatura utilizando um termômetro infravermelho modelo Fluke 574. Foram feitas as medições de temperatura através de termopares fixados na base do dissipador e também com o termômetro, chegando ao valor de emissividade quando as duas temperaturas estivessem iguais. As medições foram feitas em regime permanente, tomando-se o cuidado em manter o feixe infravermelho perpendicular à superfície do alumínio. O valor encontrado para a emissividade do alumínio 6063-T5 nas condições de operação dos experimentos foi de  $\varepsilon = 0,23$ , sendo esse valor muito próximo ao utilizado nos estudos de Mehrtash e Tari (2013) que foi de  $\varepsilon = 0,2$ .

## **4.3 Dispositivo para fixação de termopares**

### **4.3.1 Introdução**

Esta seção do capítulo de Materiais e Montagem Experimental aborda os estudos relacionados ao equipamento desenvolvido no LabTC e que foi muito utilizado nos testes realizados nos experimentos do presente trabalho. O referido equipamento se trata da descarga capacitiva, a qual foi desenvolvida inicialmente sem uma placa de circuito impresso, onde os componentes elétricos e eletrônicos eram conectados de forma antiquada. Embora fosse um equipamento funcional e que também promovesse soldas de qualidade, ele apresentava uma maior fragilidade na utilização, uma vez que as ligações entre os componentes se soltavam com frequência ocasionando falhas no funcionamento. Como não foram encontrados equipamentos específicos para a finalidade de fixação de termopares em superfícies metálicas, foi feito um depósito de patente sob o número BR 102015031676-3 A2 em 17 de dezembro de 2015, o qual foi publicado em maio de 2018.

Com o objetivo de melhorar a robustez do equipamento, foram feitos estudos em parceria com alunos de iniciação científica de cursos como engenharia eletrônica e de controle e automação, buscando também melhorar a usabilidade do equipamento. Inicialmente com o equipamento já existente foi desenvolvida uma placa de circuito impresso, onde a maioria dos componentes eletrônicos são embutidos de forma fixa e com muito mais segurança e resistência, diminuindo assim a ocorrência de defeitos devido à utilização contínua do equipamento. Aliado a essa placa de circuito impresso foram desenvolvidos novos estudos para ampliação da utilização do equipamento e de forma mais simples e segura. Com esses estudos foi elaborado mais um relatório e um novo depósito de patente foi feito no dia 09 de Junho de 2020 sob o número BR 10 2020 011562 6. A seguir são detalhados os estudos realizados e o relatório desenvolvido.

### **4.3.2 Campo da Invenção**

O dispositivo de controle das variáveis de solda está inserido no ramo das engenharias, mais especificamente relacionado à engenharia mecânica, eletrônica e de controle de sistemas. A sua aplicação está condicionada e adaptada ao sistema de solda por descarga capacitiva, sendo o dispositivo referente ao já descrito pelo pedido de patente de número BR 10 2015 0316763. O controle das variáveis é de fundamental importância no processo de soldagem de

termopares em superfícies metálicas, pois promove um controle das características que influenciam na qualidade da solda. Sendo assim, um melhor controle dessas características promove não só a qualidade da solda como também uma ampliação do campo de aplicação do processo de descarga capacitiva. Com o controle das variáveis de solda pode-se obter a solda de termopares de diferentes diâmetros em superfícies metálicas. A gama de aplicação do dispositivo de controle de variáveis de solda estende-se desde a aplicação em variados processos industriais onde a medição de temperatura é importante até ambientes acadêmicos ou laboratórios de medição. Um dispositivo que consiga controlar as variáveis de solda é um mecanismo que visa a melhoria no processo de solda de termopares através do processo de descarga capacitiva, melhorando o funcionamento do equipamento de solda já referido anteriormente e da qualidade da solda de termopares. Aliado às características a que o dispositivo de controle das variáveis de solda oferece, trata-se de um mecanismo composto de componentes eletrônicos de baixo custo e seu funcionamento é simples e eficaz.

### **4.3.3 Estado da Técnica**

Na área de processos de soldagem existem estudos abordando o processo de solda a ponto por resistência elétrica e alguns apresentam patentes de equipamentos criados para esse tipo de processo de soldagem. No processo de solda por resistência (em inglês, *Resistance Spot Welding* – RSW) ocorre a junção de duas peças através de eletrodos não consumíveis movimentados por forças externas, podendo ser mecânica, hidráulica ou pneumática. Nesse processo uma alta corrente elétrica passa pelos eletrodos gerando calor pela resistência a um fluxo de corrente que atravessa as partes a serem unidas. A corrente elétrica é conduzida às partes através de um par de eletrodos, que exercem pressão entre as partes, garantindo contato entre as superfícies a serem soldadas. Como principal vantagem da solda a ponto tem-se a qualidade da solda que por vezes simplifica as operações de acabamento, porém como principal desvantagem os custos do equipamento e limitações quanto à espessura do material. No dispositivo de controle das variáveis de solda, têm-se a aplicação do processo de solda por descarga capacitiva, que difere do processo de soldagem a ponto por resistência elétrica, sendo o mesmo utilizado para soldagem específica de termopares em superfícies metálicas. No processo de descarga capacitiva a característica principal é que a energia necessária para a união dos materiais é armazenada em um conjunto de capacitores, sendo descarregada com intensidade máxima e sem oscilações oriundas da rede elétrica convencional e ainda sendo a descarga de energia realizada de forma instantânea. O processo de soldagem por descarga

capacitiva é caracterizado pela alta velocidade em que é realizado, sendo a média de 10 milissegundos o tempo médio para a fusão dos materiais. O sistema de descarga capacitiva é relativamente novo no mercado, sendo utilizado em soldagens específicas como na soldagem de parafusos e porcas de diferentes materiais em chapas. Uma das vantagens do processo de solda por descarga capacitiva é a eliminação de operações de remoção de respingos de solda e pode ser realizado em diversos tipos de materiais, tais como aço baixo carbono, aço inox, cobre, bronze e alumínio. Ressalta-se o uso principal do dispositivo de descarga capacitiva em que a aplicação principal é a soldagem de termopares em superfícies metálicas. Sendo assim os estudos realizados e patentes criadas diferem da presente invenção.

Uma das tecnologias estudadas é o exemplo de equipamento descrito pela PI 1100369-3 A2 em que estruturas metálicas são soldadas através de uma máquina de solda elétrica automática, composta de uma placa fixa onde estão instalados todos os dispositivos e controles necessários para confecção da solda. Este dispositivo tem a capacidade de acompanhar todo o percurso a ser soldado, realizando a solda por projeção de múltiplos pontos de soldagem, porém o mesmo é utilizado para estruturas de grande porte, sendo utilizado principalmente para a produção de estruturas metálicas utilizadas em usinas hidrelétricas e não possui capacidade de soldar termopares.

Outro pedido de patente BR 10 2012 005027-7 A2 se refere a um dispositivo que acompanha o equipamento de solda, monitorando e ajustando todas as características para confecção de solda a ponto. Este equipamento permite armazenar parâmetros predeterminados de solda, medir as variáveis importantes do processo de solda e compará-las aos parâmetros. O equipamento consegue se comunicar com a máquina de solda, monitorando, armazenando dados e gerando relatórios referentes aos processos de solda realizados, porém o dispositivo referido sob número de patente BR 10 2012 005027-7 A2 não possui capacidade de soldar.

Outro dispositivo utilizado para monitoramento de solda a ponto é descrito no documento US 4 596 917, o qual compõem-se de um equipamento provido de sensores acoplados a uma máquina de solda que coletam dados durante o processo de soldagem. Entretanto para utilização desse sistema é necessária a utilização de um microcomputador durante o processo para a comunicação entre a máquina e os sensores. O equipamento descrito no documento US 4 596 917 possui uma grande capacidade de monitorar parâmetros de solda, entretanto não apresenta um sistema de controle das variáveis e ainda não se trata de um equipamento portátil.

Os equipamentos existentes no mercado brasileiro são capazes de realizar solda de termopares, no entanto esses equipamentos são utilizados em campo, sendo alimentados por baterias. A desvantagem dessa característica está relacionada à autonomia do aparelho, que fica



comprometida dependendo da frequência de utilização do equipamento. Outra característica marcante nos equipamentos comercializados é sobre o controle das variáveis, em que eles possuem apenas controle de voltagem para carregamento e realização da solda. Além disso, os equipamentos existentes no mercado são destinados para fins industriais, sendo seu custo muito superior à presente invenção que se trata de um equipamento criado para fins acadêmicos de pesquisa experimental. Os equipamentos de solda por descarga capacitiva ou solda a ponto existentes ou são deficientes em relação ao monitoramento e controle das variáveis de solda em questão ou se são completos não são equipamentos portáteis.

Uma característica a ser observada a partir da inspeção do estado da técnica seria a particularidade dos equipamentos apresentados, isto é, os sistemas ou dispositivos de medição são destinados a máquinas específicas. Além disso os controladores por se tratar de dispositivos fixos, dependem de uma interface de comunicação para serem operados, dependendo muitas vezes de microcomputadores, o que faz com que o conjunto não seja portátil e ainda precisem de uma fonte de energia externa para o funcionamento.

#### **4.3.4 Vantagens da Invenção**

A descarga capacitiva oferece uma excelente fixação dos termopares na superfície em que se deseja obter o valor de temperatura. O dispositivo de soldagem para termopares promove a fusão entre dois componentes metálicos através de uma descarga elétrica no ponto exato de união entre os dois materiais. O equipamento consegue melhorar a qualidade das medições de temperatura, resolvendo um problema típico no ramo de pesquisa e desenvolvimento.

Na presente invenção, o dispositivo de controle das variáveis de solda é acoplado a uma placa eletrônica de circuito impresso, que por sua vez é embutida no dispositivo de solda microcontrolado para fixação de termopares em metais, referenciado com o pedido de patente número BR 102015031676-3 A2. Com essa invenção torna-se possível ampliar a gama de utilização do referido equipamento para termopares com diâmetros maiores e materiais diferentes. O dispositivo promove o controle prévio das configurações dos parâmetros de solda, permitindo a realização da solda com as características corretas de acordo com o material e diâmetro do termopar a ser soldado. Além disso, o novo dispositivo inclui um sistema de alimentação embutido para o microcontrolador, fazendo com que todo o equipamento seja alimentado por apenas uma tomada. Toda a configuração para o processo de solda é feita através de um microcontrolador integrado ao sistema, que possibilita ao usuário configurar os dados através de uma interface composta de um teclado e display também acoplados ao equipamento.

### 4.3.5 Objetivos da Invenção

A presente invenção trata de um dispositivo com um sistema de controle de energia capaz de configurar e controlar os parâmetros envolvidos no processo de solda de termopares em superfícies metálicas. O dispositivo tem como principal objetivo promover um controle preciso dos parâmetros envolvidos no processo de solda de termopares, sendo elas a tensão de carregamento dos capacitores e controle de descarregamento da energia no processo de descarga. Com o controle dos parâmetros de solda, objetiva-se obter uma ampliação da capacidade de solda de termopares com diâmetros maiores ou menores. O dispositivo de soldagem para termopares promove a fusão entre dois componentes metálicos através de uma descarga elétrica no ponto exato de união entre os dois materiais. O dispositivo consegue resolver um problema típico no ramo de pesquisa e aplicação em medições de temperatura, que se trata da fixação de termopares em superfícies metálicas e ainda a presente invenção se difere principalmente do pedido de patente de número BR 10 2012 005027-7 A2 pois o mesmo não realiza a solda e sim permite o acompanhamento do processo de solda realizado por outra máquina.

Com a presente invenção pode-se, através de uma interface digital simples, ter uma regulação precisa dos parâmetros de soldagem, promovendo uma solda de qualidade, com o menor nível de resistência térmica de contato entre as superfícies a serem soldadas. Além disso, durante o processo de solda, uma pequena ranhura abaulada é formada na superfície. Esta ranhura faz com que a junção do termopar fique inserida no material a uma pequena profundidade. Com isso os efeitos da convecção na região de leitura do termopar ficam minimizados. A presente invenção prioriza o controle de três características no processo de solda e ainda assim mantendo o equipamento de solda referenciado pelo número de pedido de patente BR 102015031676-3 A2 como sendo um equipamento portátil. Além dos controles das variáveis do processo de soldagem em si, a presente invenção possui já embutido na placa de circuito impresso o sistema de alimentação do microcontrolador, o que faz com que o sistema de alimentação independente do microcontrolador anteriormente utilizado no equipamento fosse substituído pelo novo sistema. Os parâmetros a serem controlados são a tensão de carregamento dos capacitores e o controle de descarga da energia armazenada nos capacitores.

Nota-se então que esta invenção alcança seu objetivo de forma simples e com a menor propagação de erros possível, cobrindo erros devido à resistência de contato e também devido

ao efeito da convecção sobre o local de solda. Com isso, a precisão na obtenção de temperatura através da fixação de termopares por descarga capacitiva torna-se vantajosa.

#### 4.3.6 Descrição da Invenção

O dispositivo de controle das variáveis de solda para termopares é um equipamento capaz de configurar e controlar os parâmetros de solda para a fixação de termopares em superfícies metálicas através de um sistema de descarga capacitiva. A referida invenção promove a comunicação das partes elétrica e eletrônica do equipamento de solda por descarga capacitiva referenciado anteriormente sob o número de pedido de patente BR 102015031676-3 A2, sendo essa comunicação realizada através de uma placa de circuito impresso, representada na Figura 4.7, que executa o controle dos parâmetros.

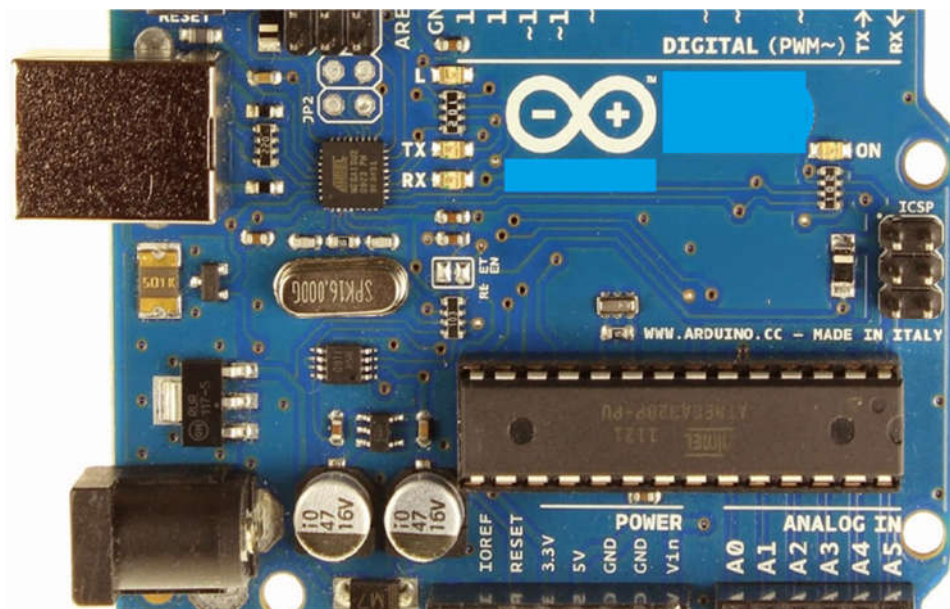
Figura 4.7 – Placa de circuito impresso com componentes eletrônicos.



Fonte: O próprio autor.

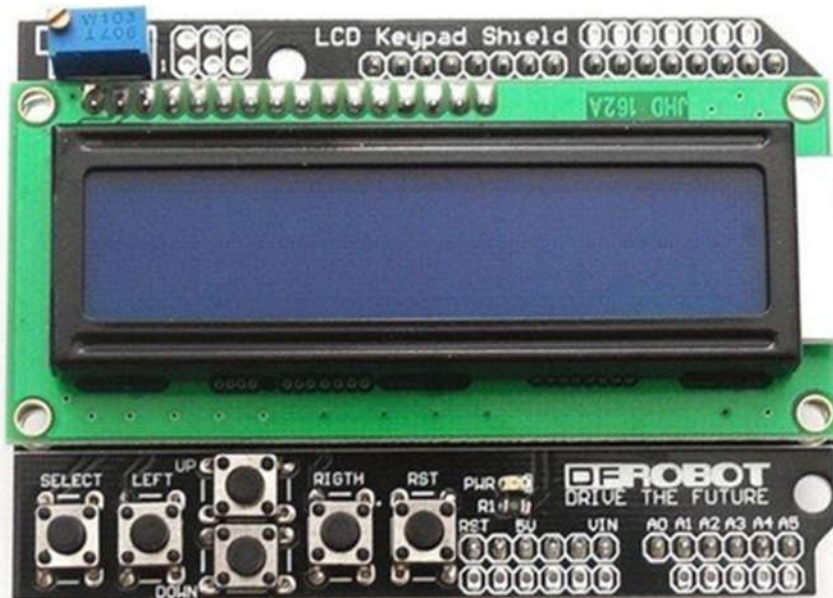
O equipamento conta ainda com um microcontrolador digital como mostrado na Figura 4.8, com teclado e display de cristal líquido como o mostrado na Figura 4.9.

Figura 4.8 – Microcontrolador eletrônico digital.



Fonte: O próprio autor.

Figura 4.9 – Display de cristal líquido com teclado embutido.



Fonte: O próprio autor.

O processo de solda por descarga capacitiva se inicia com o carregamento de um conjunto de capacitores, armazenando energia. Para que ocorra a solda do termopar em uma determinada superfície, é necessário que ocorra o contato entre as partes, sendo assim no momento do

contato ocorre o fechamento do circuito elétrico e por sua vez o descarregamento instantâneo da carga armazenada nos capacitores. No momento do fechamento do circuito ocorre a circulação de uma corrente elétrica entre as superfícies a serem soldadas, com isso ocorre o aquecimento e a fusão dos materiais.

O princípio de funcionamento da invenção surgiu da necessidade de se configurar os parâmetros envolvidos no processo de solda de termopares de acordo com o tipo de termopar a ser utilizado. Os termopares existentes no mercado possuem diferentes diâmetros e são compostos de materiais diversos, sendo assim um controle mais preciso das variáveis que afetam o processo de solda promove melhor capacidade e qualidade de fixação.

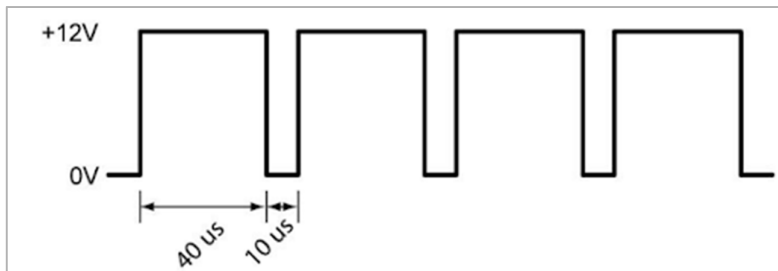
A placa na qual a invenção é montada e programada trata-se de um circuito eletrônico que se divide em três partes, sendo uma de retificação, uma de seleção de voltagem e outra para seleção de modos de descarregamento. Na etapa de retificação, com o objetivo de manter o equipamento como portátil, é utilizado um sistema retificador sem a utilização de transformador de tensão. Esse sistema de retificação é composto de capacitores, diodos retificadores e um diodo zener, que determinam qual a tensão a ser retificada. Esse sistema conta com componentes que limitam a corrente de carga, retificando qualquer nível de tensão da rede de acordo com o tipo de diodo utilizado no circuito. Com a utilização de retificação do nível de tensão, a quantidade de capacitores pode ser alterada de forma simples através da programação dos componentes e do microcontrolador.

A etapa de seleção da voltagem de armazenamento dos capacitores é feita de forma isolada passando por um filtro capacitivo composto de relés que são acionados pelo usuário através da interface de teclado e display do microcontrolador. Definida a voltagem, o microcontrolador aciona o relé que controla a carga dos capacitores, sendo o nível de tensão controlado por um circuito resistivo divisor de tensão, sendo lido também pelo microcontrolador até o carregamento completo dos capacitores. Com o controle de tensão obtém-se um valor fixo e constante de tensão nos capacitores, promovendo assim uma estabilidade na etapa de descarregamento.

A etapa de controle de descarregamento da energia se divide em duas opções, sendo definidas como descarga em pulsos ou descarregamento direto. Como em muitos casos é necessário o pré-aquecimento do material a ser soldado, torna-se necessário o controle da descarga de energia. Nesse controle ocorre a divisão da descarga de energia em intervalos de tempo predefinidos, sendo esta chamada descarga em pulsos. Nesse tipo de descarga é utilizado um transistor tipo MOSFET que mantém o valor fixo de tensão em cada pulso de descarga. O tempo de duração do pulso, a quantidade de pulsos e o intervalo entre os pulsos é controlado

pelo microcontrolador, cujos parâmetros foram definidos pelo usuário na placa de interface, gerando uma forma de onda similar à representada pela Figura 4.10.

Figura 4.10 – Forma de onda a ser gerada pela descarga controlada por pulsos.

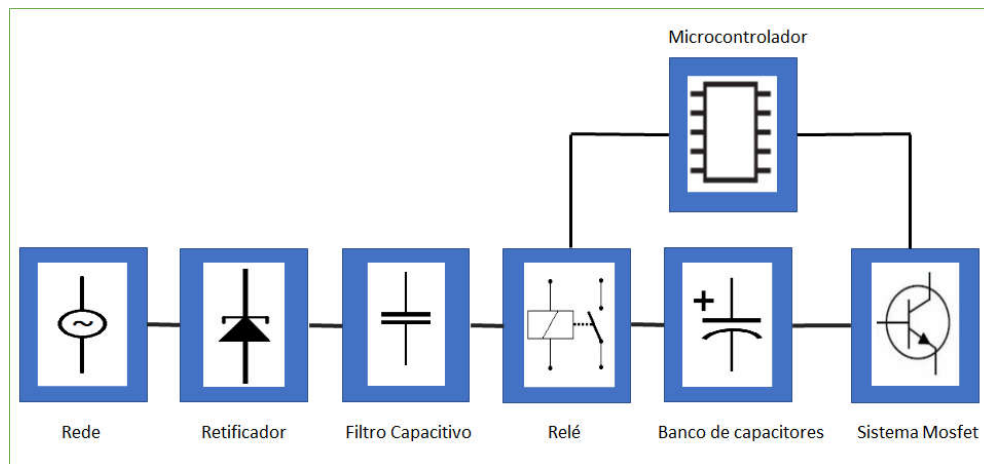


Fonte: O próprio autor.

Em outros casos, dependendo da bitola do termopar, é possível realizar a solda em um único pulso, sendo esta a chamada descarga direta. Com o controle de descarregamento ocorre uma transferência mais adequada da energia liberada para a solda.

Muitas vezes em processos de solda por descarga capacitiva ocorre o descarregamento parcial da carga dos capacitores, sobrando uma quantidade mínima de energia nos capacitores, chamada de carga residual, que muitas vezes pode causar arco voltaico entre os terminais do equipamento de solda, sendo assim a presente invenção conta com um sistema de segurança contra carga residual. Através desse sistema de segurança, o usuário é alertado através do display de que é necessário que seja descarregada a carga residual do equipamento através de uma descarga simples onde basta encostar os polos do equipamento para que seja descarregado por completo. O esquema geral da presente invenção é detalhado na Figura 4.11, onde são mostrados os principais componentes do circuito de controle, que fazem com que o dispositivo de solda por descarga capacitiva funcione com os controles das variáveis envolvidas no processo de soldagem de termopares.

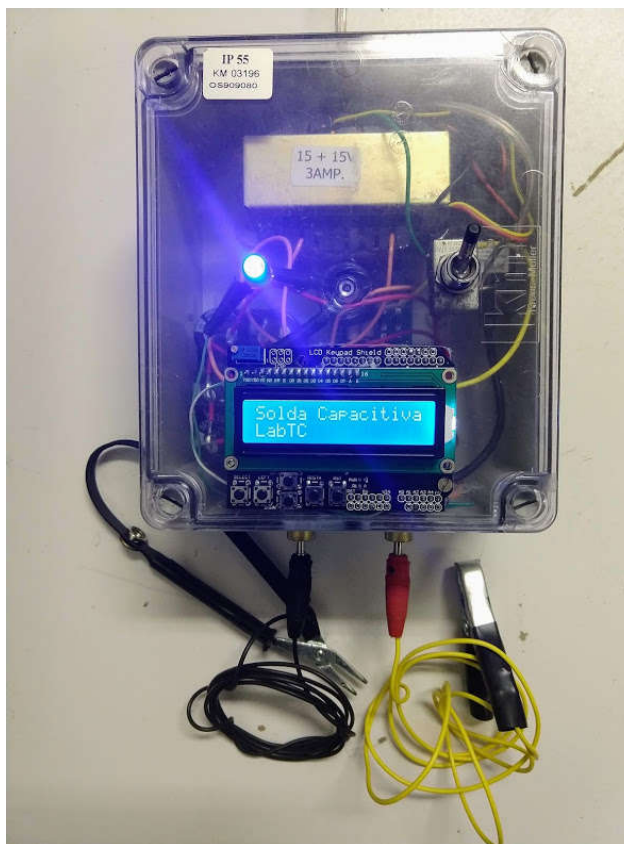
Figura 4.11 – Esquemático da invenção.



Fonte: O próprio autor.

Na Figura 4.12 mostra-se o equipamento utilizado para realização da fixação de termopares na superfície dos dissipadores ensaiados neste trabalho.

Figura 4.12 - Equipamento microcontrolado de solda por descarga capacitiva.



Fonte: O próprio autor.

#### 4.4 Definição da Sequência Experimental

Neste trabalho foram definidos 9 dissipadores com dimensões aproximadas de 100 mm x 100 mm, 50 mm x 50 mm e 75 mm x 75 mm. Dentre esses dissipadores variou-se a altura das aletas, o espaçamento entre as aletas e por consequência o número de aletas. As dimensões dos dissipadores foram definidas com base no planejamento de experimentos utilizando o planejamento fatorial que considera dois níveis para cada fator, um máximo e um mínimo, levando-se em conta ainda a disponibilidade dos dissipadores já usinados e utilizados em trabalhos anteriores. Outro fator considerado foi a dimensão dos aquecedores resistivos de Kapton, que possuem as dimensões aproximadas de 100 mm x 100 mm, 50 mm x 50 mm e 75 mm x 75 mm de aresta.

Além das características geométricas, para a análise realizada variou-se o fluxo de calor utilizado, sendo considerados um fluxo maior de 1600 W/m<sup>2</sup>, um intermediário de 1200 W/m<sup>2</sup> e um fluxo menor de 800 W/m<sup>2</sup>. Os valores de fluxo de calor foram estabelecidos com base em dados de trabalhos anteriores em que foram verificados valores limites de temperatura na ponta do aquecedor entre 30° C e 90° C, além do fato de preservar o aquecedor resistivo de kapton que suporta temperaturas até aproximadamente 150°C.

Nesse trabalho utilizou-se a técnica do planejamento de experimentos pela metodologia do arranjo fatorial completo 2<sup>4</sup>. Sendo assim, com a utilização do Minitab®, foram realizadas algumas análises como a análise de Variância (ANOVA), onde é possível testar a significância dos efeitos das características geométricas na resposta a ser analisada. No caso dos dissipadores, uma característica essencial para a seleção ou fabricação seria observar a resistência que o mesmo oferece à transferência de calor, que sempre deve ser a menor possível, por isso nesse trabalho ela é a característica considerada como resposta. A resistência térmica de convecção foi analisada como a resposta às variáveis de entrada, ou seja, o comprimento da base (100,00 mm e 50,00 mm), espaçamento entre aletas (5,55 mm e 14,35 mm), e altura (7,00 mm e 20,00 mm), além dos dois valores de fluxo utilizados (800 W/m<sup>2</sup>, 1200 W/m<sup>2</sup> e 1600 W/m<sup>2</sup>). Os fatores e níveis de cada fator utilizados são mostrados na Tabela 4.3.

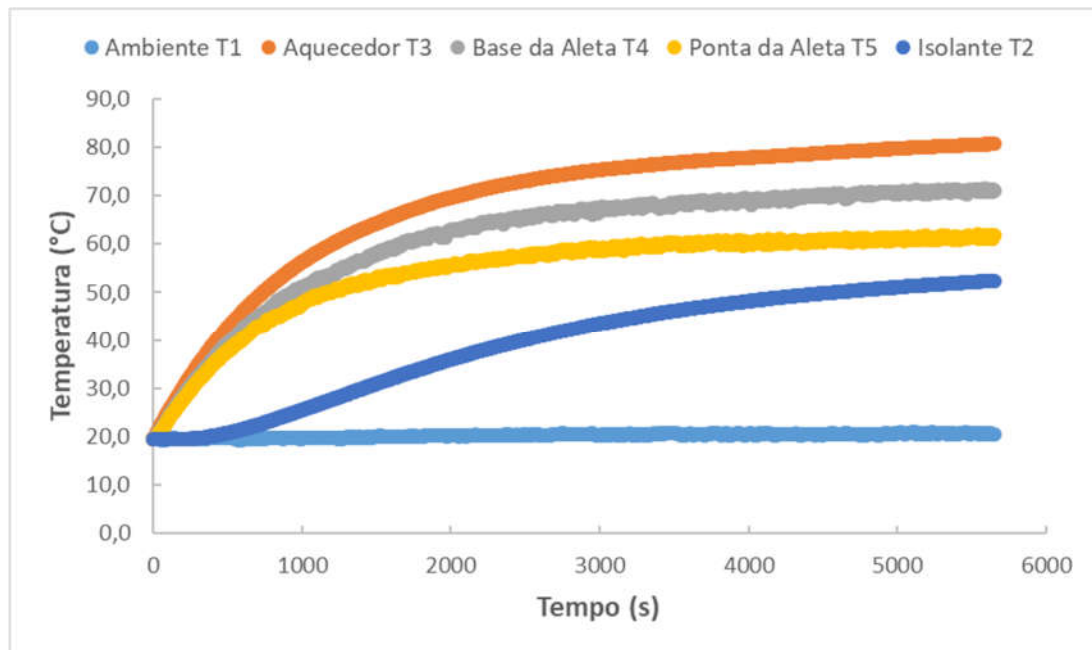
Tabela 4.3 – Fatores e níveis utilizados no Planejamento fatorial.

Fatores	Símbolo	Unidade	Nível “baixo”	Nível “Médio”	Nível “alto”
<b>Comprimento</b>	l	mm	50,00	75,00	100,00
<b>Espaçamento</b>	S	mm	5,55	9,95	14,35
<b>Altura da aleta</b>	H	mm	7,00	13,5	20,00
<b>Fluxo de calor</b>	q”	W/m <sup>2</sup>	800,00	1200,00	1600,00



Utilizando a metodologia do planejamento de experimentos, foram feitos ao todo 68 experimentos, incluindo uma réplica, isto é, foram feitos 2 experimentos para cada dissipador, totalizando 34, incluindo os pontos centrais e cada um deles nas posições horizontal e vertical. A sequência de testes foi definida com a utilização do software Minitab®, onde são inseridos os dados de fatores e níveis conforme Tabela 4.3 formando o planejamento de experimentos, que lista os ensaios na ordem padrão. A ordem padrão dos experimentos é formada com a alternância de níveis dos fatores, começando com o menor e alternando com o maior. Na Tabela 4.4 é mostrado o planejamento de experimentos dos dissipadores ensaiados na horizontal, onde são detalhados todos os experimentos realizados, considerando a réplica, ou seja, são descritos 32 experimentos e mais dois experimentos referentes ao dissipador de pontos centrais. A matriz de experimentos organiza em cada uma de suas linhas, um experimento a ser realizado, combinando todos os fatores com seus respectivos níveis, tornando-se um roteiro a ser seguido. Não foi utilizada a randomização nos experimentos pois os materiais utilizados e a montagem experimental utilizada eram influenciados apenas pela temperatura ambiente ao longo dos experimentos, que no caso era monitorada através do aparelho de ar condicionado. Na Figura 4.13 mostra-se o perfil da tendência das temperaturas de todos os experimentos realizados, desde o regime transiente ao regime permanente.

Figura 4.13 – Comportamento da temperatura nos regimes transiente e permanente.



Fonte: O próprio autor.

Tabela 4.4 – Matriz de experimentos com fatorial  $2^4$  com uma réplica.

<b>Nº do teste</b>	<b>Compr. Base</b>	<b>Espaço entre aletas</b>	<b>Altura da aleta</b>	<b>Fluxo de calor</b>
-	[mm]	[mm]	[mm]	[W/m <sup>2</sup> ]
1	50	5,55	7	800
2	100	5,55	7	800
3	50	14,35	7	800
4	100	14,35	7	800
5	50	5,55	20	800
6	100	5,55	20	800
7	50	14,35	20	800
8	100	14,35	20	800
9	50	5,55	7	1600
10	100	5,55	7	1600
11	50	14,35	7	1600
12	100	14,35	7	1600
13	50	5,55	20	1600
14	100	5,55	20	1600
15	50	14,35	20	1600
16	100	14,35	20	1600
17	50	5,55	7	800
18	100	5,55	7	800
19	50	14,35	7	800
20	100	14,35	7	800
21	50	5,55	20	800
22	100	5,55	20	800
23	50	14,35	20	800
24	100	14,35	20	800
25	50	5,55	7	1600
26	100	5,55	7	1600
27	50	14,35	7	1600
28	100	14,35	7	1600
29	50	5,55	20	1600
30	100	5,55	20	1600
31	50	14,35	20	1600
32	100	14,35	20	1600
33	75	8,40	13,30	1200
34	75	8,40	13,30	1200

Fonte: O próprio autor.

Vale ressaltar que o mesmo planejamento experimental foi utilizado para os dissipadores cujos experimentos foram feitos na posição vertical.

## 5. RESULTADOS

Ao longo desse capítulo são apresentados os resultados dos experimentos realizados. Com a realização dos experimentos, são obtidos os valores de temperatura alcançados por cada dissipador de calor utilizado e assim de acordo com a sequência de cálculos descrita no capítulo 3 é possível obter os valores da resistência térmica convectiva. Uma vez que um dos objetivos desse trabalho é avaliar o comportamento da resistência térmica convectiva com base nas diferentes geometrias de dissipadores, foram realizadas análises separadas dos ensaios feitos vertical e horizontalmente. As diferenças no processo de transferência de calor se dão por alteração da posição de ensaio e cabe ainda ressaltar que a maioria das referências utilizadas nesse trabalho analisam separadamente as diferentes posições de teste dos dissipadores, sendo assim, foram feitas análises de cada disposição separadamente.

### 5.1 Obtenção da Resistência Térmica Convectiva

Como foram estipulados os valores do fluxo de calor  $q''_{total}$ , é possível então conhecer os valores de potência a serem fornecidos a cada dissipador. Considerando para a demonstração dos cálculos o Dissipador D6 (comprimento 100,00 mm e largura 100,15 mm) e o fluxo de calor total de  $800\text{W/m}^2$ , encontra-se então o valor da potência a ser utilizada, conforme Eq. (5.1).

$$P = 800 \cdot (100,00 \cdot 100,15) \cdot 10^{-6} = 8,01 \text{ W} \quad (5.1)$$

De posse do valor da potência necessária, obtém-se então o valor da tensão a ser utilizada na fonte de alimentação do aquecedor resistivo, o qual possui resistência  $R_{aq}$  de  $21,4 \Omega$ , conforme é mostrado na Eq. (5.2).

$$U = \sqrt{P \cdot R_{aq}} = \sqrt{8,01 \cdot 21,4} = 13,09 \text{ V} \quad (5.2)$$

Definidos os valores de tensão para cada dissipador em cada experimento, prossegue-se com a metodologia para obtenção do  $\bar{h}$ . No caso do dissipador D6, foram obtidos os seguintes valores de temperatura, conforme apresentado na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Valores de temperatura do Dissipador D6 na horizontal.

<b>T ponta</b>	<b>T base</b>	<b>T isolante</b>	<b>T aquec.</b>	<b>T ambiente</b>
°C	°C	°C	°C	°C
44,16	46,24	38,07	49,18	21,22

Fonte: O próprio autor.

Para o cálculo do calor perdido para o isolante de MDF, utilizando a Eq. (5.3) e os dados das dimensões do isolante de MDF, conforme Tabela 4.2, para o cálculo da área.

$$q_{cond} = 0,14 \cdot 0,1109 \cdot 0,1105 \cdot \frac{(49,18 - 38,07)}{0,01835} = 1,038W \quad (5.3)$$

Outro cálculo realizado antes do cálculo do coeficiente  $\bar{h}$  foi a obtenção da perda de calor devido a transferência de calor por radiação levando-se em conta os fatores de forma. Toda a formulação descrita no Capítulo 3 foi utilizada e foram obtidos os fatores de forma para cada dissipador ensaiado, sendo posteriormente feito o cálculo da transferência de calor por radiação nos dissipadores. Inicialmente deve-se proceder com o cálculo do fator de forma do canal do dissipador,  $F_c$ . Utilizando os valores das dimensões do Dissipador D6, tem-se  $A_1 = SL = 0,000555 m^2$ ,  $A_{123} = SL + 2HL = 0,004055 m^2$ , e  $A_2 = HL = 0,0020 m^2$ . Assim, aplicando-se os valores, tem-se a Eq. (5.4).

$$F_c = \frac{555}{4555} [F_{1-4} + 2F_{1-5}] + 2 \frac{2000}{4555} [F_{2-4} + 2F_{2-5}] \quad (5.4)$$

Como os cálculos dos fatores de forma de cada superfície do canal são obtidos com expressões grandes e complexas, os mesmos foram feitos em planilha utilizando o Microsoft Excel. Assim os valores encontrados foram  $F_{1-4} = 0,1190$ ,  $F_{1-5} = 0,0245$ ,  $F_{2-4} = 0,1155$  e  $F_{2-5} = 0,0208$ . Aplicando os valores encontrados na Eq. (5.4), tem-se então a Eq. (5.5) com o valor final do fator de forma do canal  $F_c$ .

$$F_c = \frac{555}{4555} [0,1190 + 2 \cdot 0,0245] + 2 \frac{2000}{4555} [0,1155 + 2 \cdot 0,0208] = 0,1584 \quad (5.5)$$

Obtido o valor do fator de forma do canal, prossegue-se então com a obtenção do  $\hat{F}$ , de acordo com a Eq. (5.6).

$$\hat{F} = \frac{1}{\frac{1-\varepsilon}{\varepsilon} + \frac{1}{F_c}} = \frac{1}{\frac{1-0,23}{0,23} + \frac{1}{0,1584}} = 0,1035 \quad (5.6)$$

Na sequência, na Eq. (5.7) mostra-se o cálculo da perda de calor por radiação de cada canal do dissipador.

$$q_c = \frac{5,67 \cdot 10^{-8} \cdot (2 \cdot 0,020 + 0,00555) \cdot 0,1 \cdot (318,35^4 - 294,37^4)}{\frac{(1 - 0,23)}{0,23} + \frac{1}{0,1035}}$$

$$q_c = 0,905 \text{ W} \quad (5.7)$$

Por fim, substituindo os valores na Eq. (3.6), tem-se então o calor perdido por radiação em todo o dissipador, dado pela Eq. (5.8).

$$q_{rad} = 1,246 \text{ W} \quad (5.8)$$

Como comparação, do trabalho de Silva (2015), o valor obtido do calor perdido por radiação foi de 2,42 W, sem a utilização do fator de forma. Com essa demonstração de cálculos, obteve-se então o calor perdido por radiação, englobando as perdas decorrentes do efeito dos fatores de forma relacionados à geometria do dissipador. Com isso, é possível fazer o cálculo do calor dissipado por convecção  $q_{conv}$ , o qual é obtido através da subtração da potência total fornecida ao aquecedor e os calores perdidos pelo isolante de MDF ( $q_{cond}$ ) e o calor perdido por radiação ( $q_{rad}$ ), conforme a Eq. (5.9).

$$q_{conv} = 8,01 - 1,038 - 1,246 = 5,726 \text{ W} \quad (5.9)$$

Com isso, através da Eq. (5.10) é possível obter o valor do coeficiente  $\bar{h}$ , através da lei do resfriamento de Newton.

$$\bar{h} = \frac{5,726}{0,0671(45,20 - 21,22)} = 3,56 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}} \quad (5.10)$$

Com a obtenção do coeficiente  $\bar{h}$ , pode-se concluir o cálculo da resistência térmica convectiva, assim, substituindo os valores obtidos na Eq. (3.18) citada no Capítulo 3, representada pela Eq. (5.11) a seguir.

$$R_t = \frac{1}{3,56 \cdot 0,0671} = 4,18 \frac{\text{°C}}{\text{W}} \quad (5.11)$$

## 5.2 Comparação dos Dados Obtidos

Para que os resultados possam ser demonstrados e validados, primeiramente são mostrados os dados calculados. Os resultados obtidos de  $\bar{h}$  e  $R_t$  são mostrados na Tabela 5.2 para todos os dissipadores e ensaios estudados neste trabalho nas posições horizontal e vertical da mesma forma que foi apresentado nas Eqs. (5.1 a 5.11).

Tabela 5.2 – Valores de  $\bar{h}$  e  $R_t$  na horizontal e vertical.

Ensaio	Dissipador	Fluxo (W/m <sup>2</sup> )	Horizontais		Verticais	
			$\bar{h}$ (W/m <sup>2</sup> °C)	$R_t$ (°C/W)	$\bar{h}$ (W/m <sup>2</sup> °C)	$R_t$ (°C/W)
1	D1	800	9,91	13,51	13,05	10,26
2	D2	800	5,46	6,10	6,42	5,19
3	D3	800	16,45	11,12	15,43	11,85
4	D4	800	7,64	6,54	9,54	5,23
5	D5	800	6,28	9,41	7,89	7,48
6	D6	800	3,55	4,18	4,18	3,56
7	D7	800	10,69	8,60	12,17	7,55
8	D8	800	6,36	4,07	6,93	3,73
9	D1	1600	10,57	12,68	13,41	9,99
10	D2	1600	6,00	5,55	7,29	4,56
11	D3	1600	16,44	11,13	13,77	13,28
12	D4	1600	8,43	5,93	10,58	4,72
13	D5	1600	7,14	8,27	9,07	6,51
14	D6	1600	4,34	3,43	5,11	2,91
15	D7	1600	11,88	7,73	13,34	6,89
16	D8	1600	7,59	3,41	7,86	3,29
17	D1	800	10,18	13,16	12,63	10,60
18	D2	800	5,64	5,90	6,19	5,38
19	D3	800	15,49	11,81	15,07	12,14
20	D4	800	7,48	6,67	9,49	5,26
21	D5	800	6,02	9,80	7,76	7,60
22	D6	800	3,57	4,16	4,22	3,52
23	D7	800	11,50	7,99	11,94	7,69
24	D8	800	6,33	4,09	6,91	3,74
25	D1	1600	10,29	13,01	13,78	9,72
26	D2	1600	5,98	5,57	7,12	4,55
27	D3	1600	16,71	10,95	13,97	13,09
28	D4	1600	8,65	5,78	10,27	4,66
29	D5	1600	6,73	8,77	9,22	6,40
30	D6	1600	4,32	3,44	5,13	2,90
31	D7	1600	11,82	7,78	13,22	6,95
32	D8	1600	7,45	3,47	7,82	3,31
33	D9	1200	6,06	7,36	7,37	6,06
34	D9	1200	5,91	7,55	7,36	6,05

Fonte: O próprio autor.

Observando-se os dados na Tabela 5.2, verifica-se que os dissipadores ensaiados na posição horizontal apresentam uma maior resistência térmica de convecção. O fato de os dissipadores estarem na posição horizontal, evita que haja a formação de correntes de convecção ao longo dos canais dos dissipadores, visto que na horizontal não ocorre a influência da gravidade

combinada à diferença de densidade do ar ao longo dos canais. Sendo assim, nota-se que nos dissipadores na horizontal são alcançados maiores valores de temperatura quando aplicado o mesmo fluxo de calor à base do dissipador. Como exemplo, na Tabela 5.3 são mostrados os valores de temperatura alcançados no dissipador D6 em ambas as posições e sob um mesmo fluxo de  $800 \text{ W/m}^2$ .

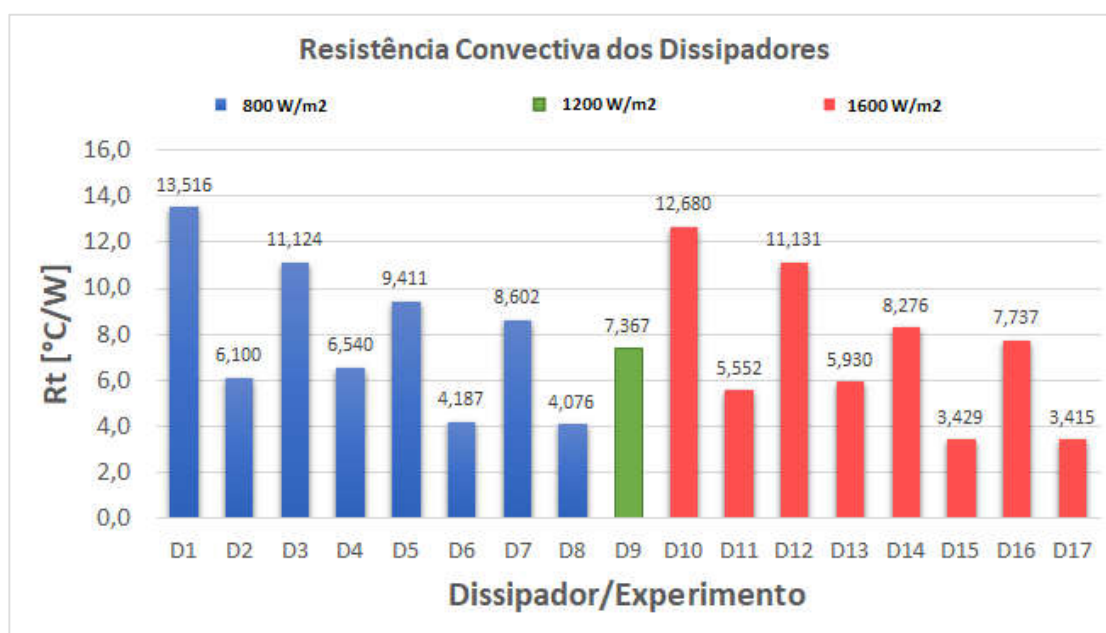
Tabela 5.3 – Valores de temperatura alcançados no dissipador D6.

	T ponta	T base	T isolante	T aquec.	T ambiente
	°C	°C	°C	°C	°C
<b>Horizontal</b>	44,16	46,24	38,07	49,18	21,22
<b>Vertical</b>	41,48	43,49	37,93	48,78	21,42
<b>Diferença</b>	2,68	2,75	0,14	0,4	0,2
<b>Desvio Padrão</b>	1,89	1,94	0,09	0,28	0,14

Fonte: O próprio autor.

Para melhor visualização dos dados provenientes da Tabela 5.2, na Figura 5.1 são mostrados os valores de resistência térmica convectiva para todos os dissipadores ao longo dos ensaios realizados na horizontal. As colunas azuis representam os valores de resistência térmica convectiva obtidos para o fluxo de  $800 \text{ W/m}^2$ , as colunas vermelhas representam o fluxo de  $1600 \text{ W/m}^2$  e a coluna verde representa o dado obtido para o fluxo de  $1200 \text{ W/m}^2$ .

Figura 5.1 – Resistência Convectiva dos dissipadores na horizontal.

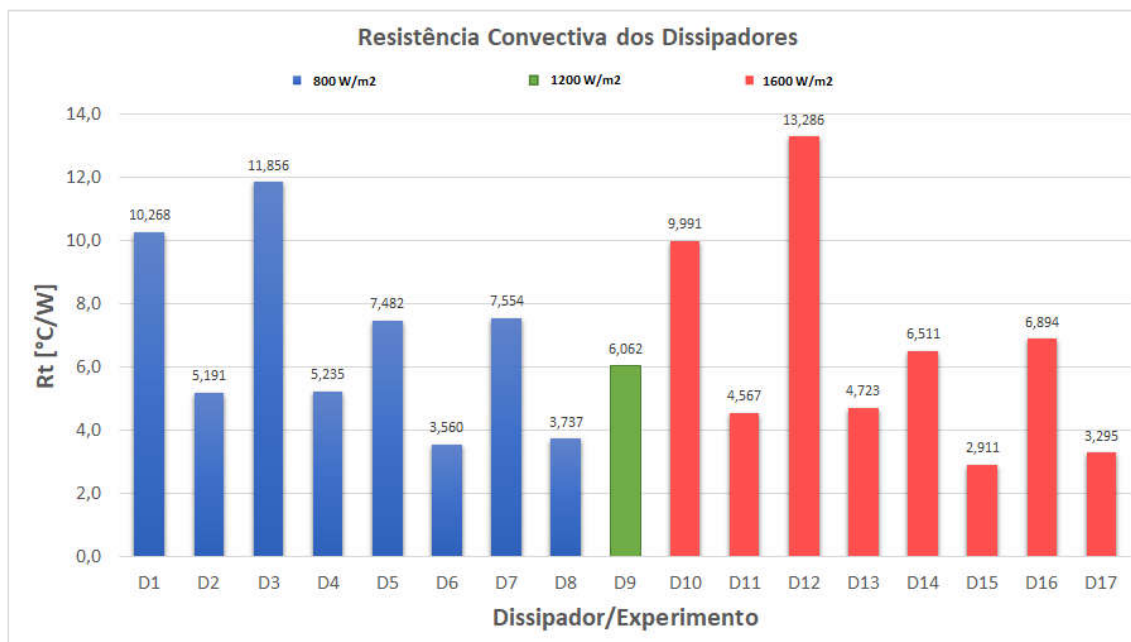


Fonte: O próprio autor.

Nota-se pela Figura 5.1 que existe uma semelhança entre os valores obtidos de resistência térmica convectiva entre os fluxos de 800 e 1600 W/m<sup>2</sup>, isto é, os dissipadores com as mesmas características geométricas apresentaram comportamento semelhante com a variação do fluxo de calor aplicado. Também é possível observar que a coluna verde, a qual representa o dissipador de dimensões intermediárias, apresenta valores intermediários de resistência térmica, ficando seu valor superior aos dissipadores de 50 mm x 50 mm e inferiores aos dissipadores de 100 mm x 100 mm. Ainda na Figura 5.1 verifica-se que os dissipadores que apresentaram menores valores de resistência térmica foram os dissipadores D8 e D6, respectivamente representados pelos ensaios 8, 6, 17 e 15. Esses dissipadores são os que apresentam maior área de troca de calor,  $A_{conv}$ , (Tabela 4.1), contando com alturas de 20 mm em ambos e com alteração somente no espaçamento entre as aletas. Os maiores valores de resistência térmica convectiva observados foram os dissipadores D1 e D3 que possuem as menores áreas de troca de calor dentre todos os dissipadores e se diferenciam apenas pelo espaçamento entre as aletas.

Da mesma maneira são mostrados na Figura 5.2, os resultados obtidos com os ensaios dos dissipadores na posição vertical.

Figura 5.2 – Resistência Convectiva dos dissipadores na vertical.



Fonte: O próprio autor.

Na posição vertical o comportamento dos dissipadores para ambos os fluxos permanece semelhante, sendo notada a diminuição dos valores de resistência térmica. Essa diminuição se deve à ocorrência das correntes de convecção. O fenômeno das correntes convectivas pode ser



observado em salas onde existem aparelhos de ar condicionado, onde os mesmos são instalados na parte superior da sala. A explicação se dá pelo fato do ar quente, menos denso, subir e o ar frio, mais denso, descer. Sendo assim, nos dissipadores não é diferente, haverá ao longo do canal formado pelas aletas, uma maior corrente convectiva. Entretanto, no caso dos dissipadores o efeito ocorre simplesmente devido a diferença de densidades entre o ar presente na parte inferior e superior dos dissipadores ao longo dos canais. Como consequência da ocorrência desse fenômeno, há uma maior troca de calor sobre a superfície dos dissipadores, resultando em um aumento do coeficiente médio de transferência de calor  $\bar{h}$ . Como a resistência térmica é inversamente relacionada ao  $\bar{h}$ , têm-se em comparação aos mesmos dissipadores na horizontal, uma menor resistência térmica. Nota-se da Figura 5.2 que as menores resistências térmicas obtidas foram nos dissipadores D6 e D8, que foram os mesmos encontrados na posição horizontal. Entretanto os dissipadores com maiores resistências térmicas encontradas foram os dissipadores D3 e D1, sendo notado que entre os mesmos houve um aumento no número de aletas, aumentando a quantidade de canais e consequente aumento do fenômeno de correntes convectivas.

Para que os resultados possam ser demonstrados e validados, primeiramente são mostradas as tabelas com os dados calculados da resistência térmica convectiva, fazendo uma comparação entre os valores obtidos levando-se em consideração as perdas de calor por radiação de diferentes maneiras. Nas colunas “Rt sem Rad”, “Rt sem FF” e “Rt com FF” da Tabela 5.4 apresentam-se, respectivamente, os valores de resistência térmica sem considerar a radiação, considerando a radiação sem o fator de forma e por último a radiação com o fator de forma. Nas colunas “Ganho – SR/SFF” e “Ganho – SR/CFF” representa-se o ganho percentual em resistência térmica obtido, respectivamente, sem o fator de forma (SFF) e com o fator de forma (CFF), sendo ambas com relação ao cálculo inicial sem considerar a radiação (SR). Ainda na Tabela 5.4 a coluna referente aos ensaios está dividida em três níveis de fluxo de calor, representados do ensaio 1 ao 8 o fluxo de 800 W/m<sup>2</sup>, o ensaio 9 o fluxo de 1200 W/m<sup>2</sup> e do ensaio 10 ao 17 o fluxo de 1600 W/m<sup>2</sup>.

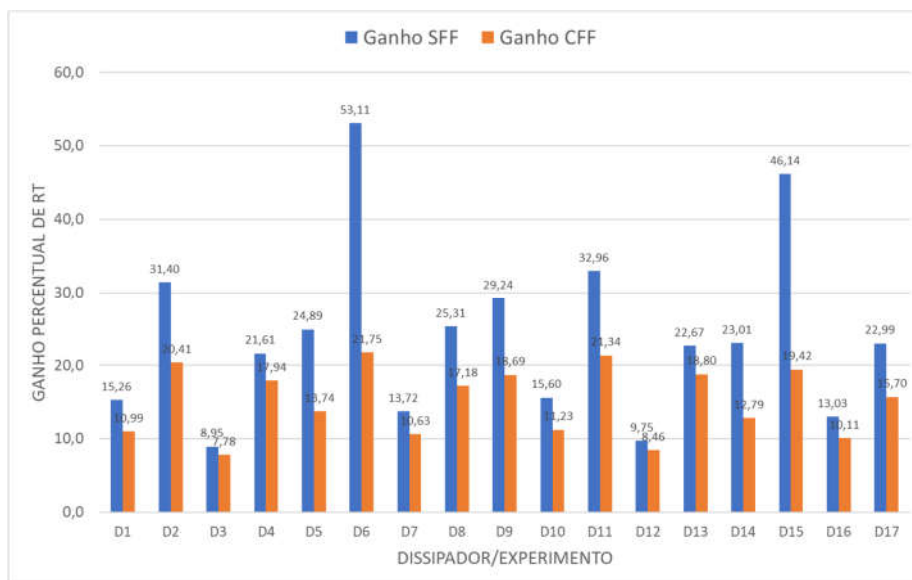
Tabela 5.4 – Comparações para  $R_t$  nos dissipadores ensaiados na posição horizontal.

Ensaio	Dissipador	Fluxo (W/m <sup>2</sup> )	$R_t$ sem Rad	$R_t$ sem FF	$R_t$ com FF	Ganho SR/SFF (%)	Ganho SR/CFF (%)
1	D1	800	12,17	14,03	13,51	15,26	10,99
2	D2	800	5,06	6,65	6,10	31,40	20,41
3	D3	800	10,32	11,24	11,12	8,95	7,78
4	D4	800	5,54	6,74	6,54	21,61	17,94
5	D5	800	8,27	10,33	9,41	24,89	13,74
6	D6	800	3,44	5,26	4,18	53,11	21,75
7	D7	800	7,77	8,84	8,60	13,72	10,63
8	D8	800	3,48	4,35	4,07	25,31	17,18
9	D9	1200	6,20	8,02	7,36	29,24	18,69
10	D1	1600	11,40	13,17	12,68	15,60	11,23
11	D2	1600	4,57	6,08	5,55	32,96	21,34
12	D3	1600	10,26	11,26	11,13	9,75	8,46
13	D4	1600	4,99	6,12	5,93	22,67	18,80
14	D5	1600	7,33	9,02	8,27	23,01	12,79
15	D6	1600	2,87	4,19	3,42	46,14	19,42
16	D7	1600	7,02	7,94	7,37	13,03	10,11
17	D8	1600	2,95	3,63	3,41	22,99	15,70

Fonte: O próprio autor.

Para que os dados da Tabela 5.4 sejam melhor visualizados, na Figura 5.3 são ilustradas as comparações entre os ganhos percentuais em resistência térmica dos dissipadores na horizontal.

Figura 5.3 – Comparações entre ganhos de resistência térmica nos dissipadores na horizontal.



Fonte: O próprio autor.

Observa-se que quando comparados os ganhos com fator de forma (Ganho CFF) e sem a aplicação do fator de forma (Ganho SFF), o maior ganho se dá quando o dissipador é considerado como uma placa plana, ou seja, sem o fator de forma, representado na Figura 5.3 pelas colunas azuis. Como maiores ganhos na posição horizontal, verifica-se que o dissipador D6 apresentou maiores ganhos, chegando a mais de 50%. Isso se justifica pelo fato de o mesmo apresentar a maior quantidade de aletas e maior altura das aletas, implicando assim em uma grande concentração de calor perdido por radiação retido entre os canais.

Considerando agora os experimentos realizados com os dissipadores na posição vertical, tem-se os resultados na Tabela 5.5 conforme a mesma metodologia de análise da Tabela 5.4.

Tabela 5.5 – Comparações para  $R_t$  nos dissipadores ensaiados na posição vertical.

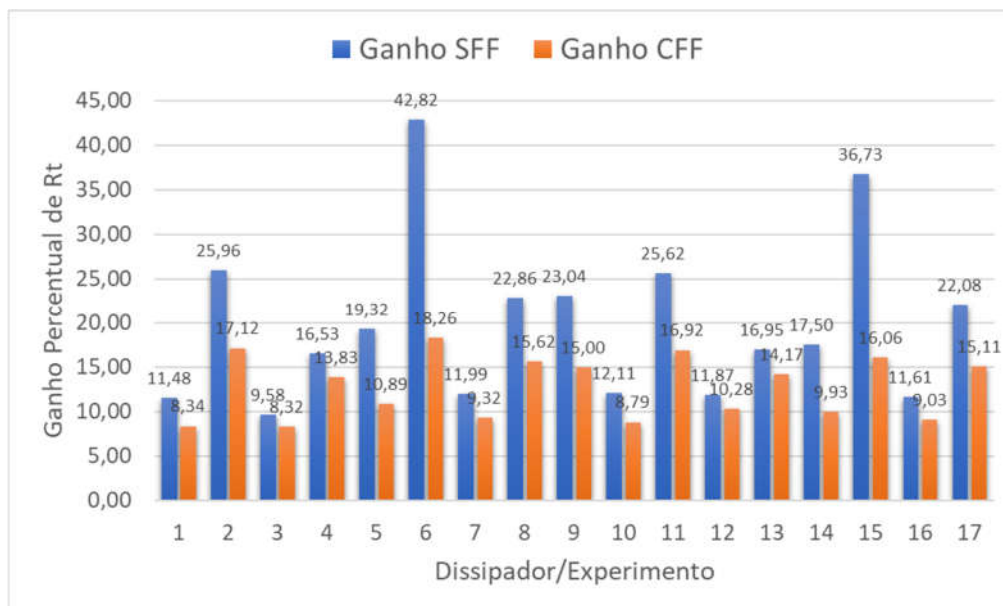
Ensaio	Dissipador	Fluxo (W/m <sup>2</sup> )	$R_t$ sem Rad	$R_t$ sem FF	$R_t$ com FF	Ganho SR/SFF (%)	Ganho SR/CFF (%)
1	D1	800	9,478	10,566	10,268	11,48	8,34
2	D2	800	4,432	5,582	5,191	25,96	17,12
3	D3	800	10,945	11,994	11,856	9,58	8,32
4	D4	800	4,599	5,359	5,235	16,53	13,83
5	D5	800	6,748	8,051	7,482	19,32	10,89
6	D6	800	3,011	4,300	3,560	42,82	18,26
7	D7	800	6,910	7,738	7,554	11,99	9,32
8	D8	800	3,232	3,971	3,737	22,86	15,62
9	D9	1200	5,27	6,48	6,06	23,04	15,00
10	D1	1600	9,184	10,296	9,991	12,11	8,79
11	D2	1600	3,906	4,907	4,567	25,62	16,92
12	D3	1600	12,047	13,477	13,286	11,87	10,28
13	D4	1600	4,137	4,838	4,723	16,95	14,17
14	D5	1600	5,923	6,960	6,511	17,50	9,93
15	D6	1600	2,508	3,429	2,911	36,73	16,06
16	D7	1600	6,322	7,057	6,894	11,61	9,03
17	D8	1600	2,862	3,494	3,295	22,08	15,11

Fonte: O próprio autor.

Com os dados comparativos dos dissipadores na vertical, verifica-se que o menor ganho de resistência térmica se deu no Dissipador D3, visto que o mesmo possui o maior espaçamento entre aletas, ou seja, menor número de aletas, além de possuir a menor altura de aletas. Com isso é justificável o menor ganho percentual, pois com grande espaçamento e pequenas alturas, a quantidade de calor retido nos canais é diminuída.

Na Figura 5.4 são mostrados graficamente o comportamento dos ganhos percentuais de resistência térmica para os dissipadores ensaiados verticalmente.

Figura 5.4 – Comparações entre ganhos de resistência térmica nos dissipadores na vertical.



Fonte: O próprio autor.

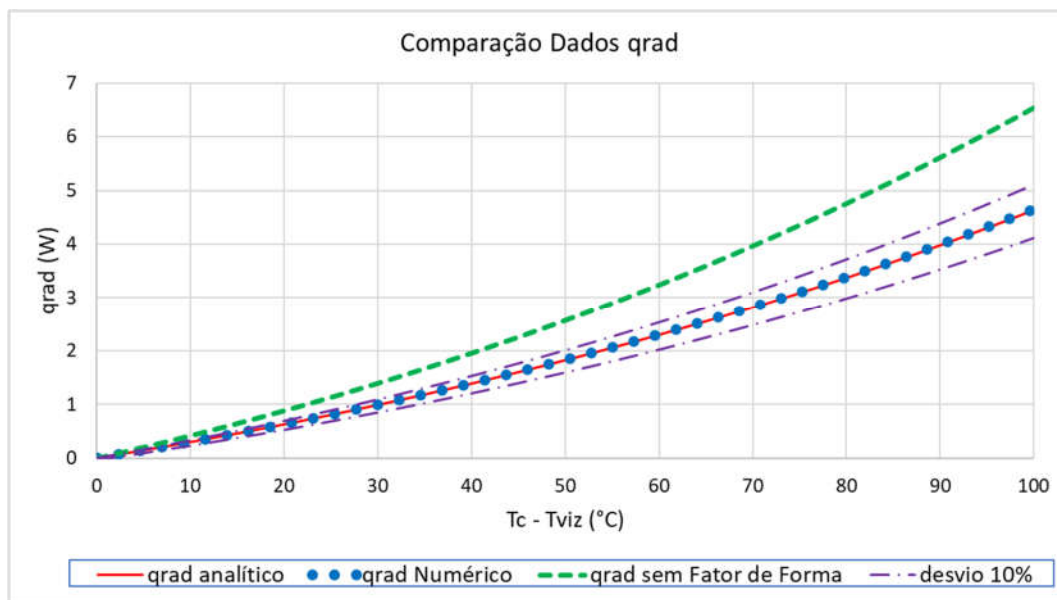
### 5.3 Análise do Calor Perdido por Radiação ( $q_{rad}$ )

Nesta seção são apresentadas comparações entre os valores obtidos do calor perdido por radiação nos dissipadores de calor, sendo as comparações feitas para cálculos analíticos e numéricos.

No planejamento dos experimentos desse trabalho foi fixado que seriam feitos 2 experimentos por dissipador em cada posição (horizontal e vertical), sendo assim foram coletados dois conjuntos de temperatura para cada um. Portanto, para ilustrar o comportamento da perda de calor por radiação,  $q_{rad}$ , em função da temperatura, foi feito um gráfico com uma faixa de temperatura de 0 °C a 100 °C. Dessa forma pode-se relacionar os valores e comparar as diferenças existentes entre as perdas de calor por radiação com a integração do fator de forma ao cálculo e também desconsiderando o mesmo.

Na Figura 5.5 mostra-se uma comparação entre os resultados obtidos do calor perdido por radiação no Dissipador D2, sendo o comportamento da radiação feito com a variação da diferença de temperatura entre a superfície da aleta  $T_c$  e a temperatura ambiente  $T_{viz}$ , variando de 0 °C a 100 °C.

Figura 5.5 – Gráfico de comparação do calor perdido por radiação no Dissipador D2.

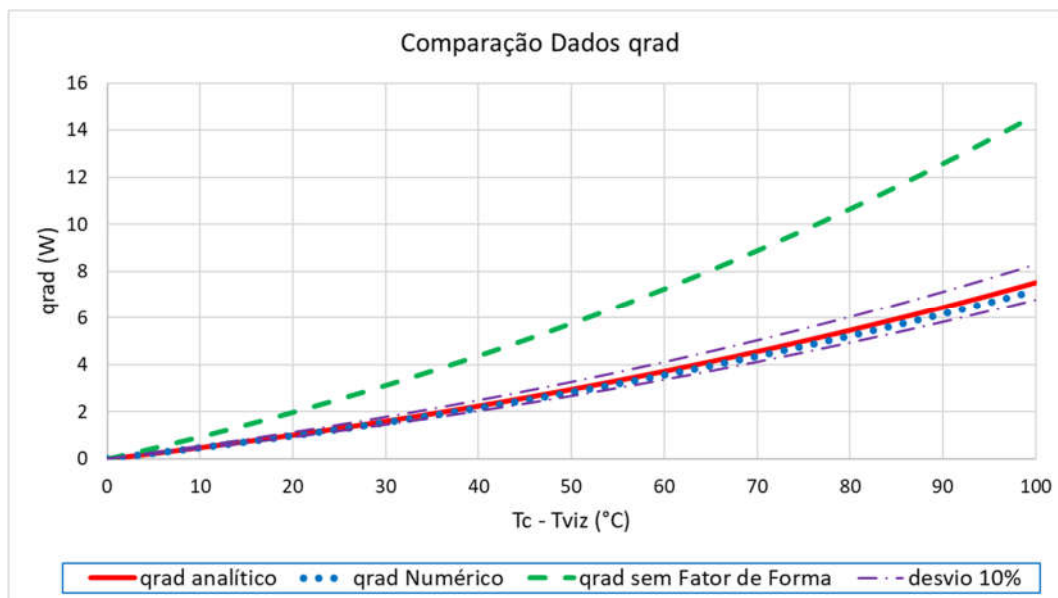


Fonte: O próprio autor.

Na Figura 5.5 tem-se a comparação envolvendo os valores do calor perdido por radiação obtidos de três formas diferentes, a primeira delas obtida de forma analítica através do equacionamento demonstrado nesse trabalho (Seção 3.2.3). Conforme metodologia utilizada por Rafael et al. (2019), foi também adicionada uma comparação numérica dos dados utilizando o programa computacional COMSOL Multiphysics<sup>®</sup>. O programa executa os cálculos automaticamente considerando os fatores de forma da geometria quando necessário. Estas duas formas de cálculo, analítica e numérica, utilizam o fator de forma para correção do cálculo da radiação. Sendo assim, pela boa aproximação entre os dados analíticos e numéricos, pode-se concluir que os cálculos realizados estão validados. Pode-se observar que o cálculo da radiação sem o fator de forma se distancia dos valores calculados utilizando o fator de forma a medida que os valores de temperatura aumentam. A área entre as curvas “10%” mostra o desvio de 10% dos valores encontrados para a curva de  $q_{rad}$  analítico.

Da mesma forma, porém para o Dissipador D6 com características conforme Tabela 4.1, mostra-se na Figura 5.6, o comportamento da perda de calor por radiação segundo a mesma faixa de temperatura analisada pelo Dissipador D2 anteriormente.

Figura 5.6 – Gráfico de comparação do calor perdido por radiação no Dissipador D6.



Fonte: O próprio autor.

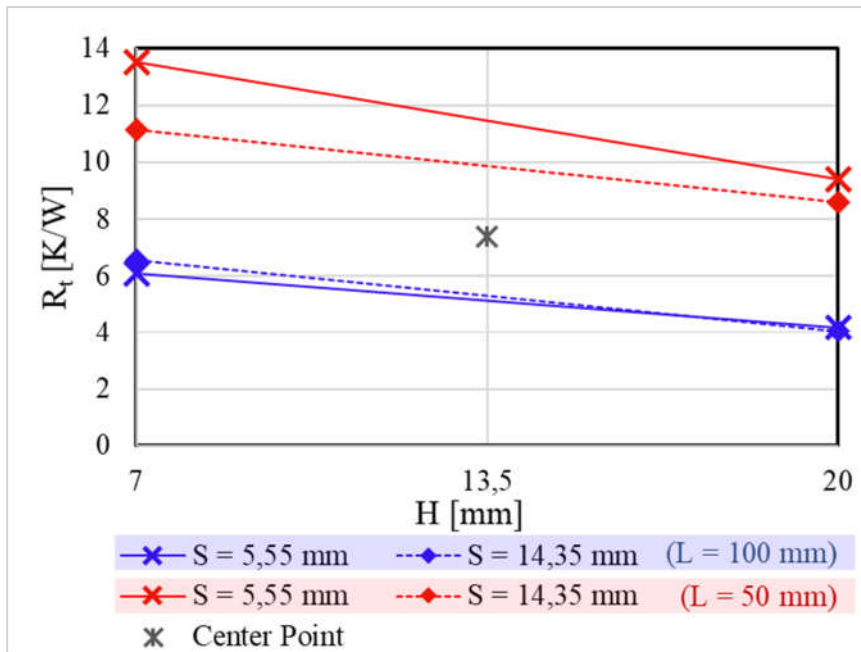
## 5.4 Análise das Características Geométricas dos Dissipadores

Nesta seção do trabalho são demonstrados através de gráficos, o comportamento da resistência térmica convectiva para cada um dos dissipadores, envolvendo os três parâmetros geométricos, comprimento, espaçamento e altura entre aletas, sendo feita uma análise física mais detalhada dos resultados obtidos com os experimentos.

### 5.4.1 Variação da resistência térmica na posição horizontal.

Cada uma das características geométricas dos dissipadores afetam o processo de transferência de calor de diferentes maneiras. Sendo assim uma análise dessas características torna compreensível a maneira como cada geometria afeta os parâmetros analisados nesse trabalho, destacando-se nessa seção o comportamento da resistência térmica de convecção. Primeiramente, na Figura 5.7 mostra-se o comportamento da resistência térmica para as diferentes alturas das aletas dos dissipadores de 100 mm x 100 mm e 50 mm x 50 mm com os dois níveis de espaçamento envolvidos (5,55 mm e 14,35 mm) para a condição de fluxo de calor de 800 W/m<sup>2</sup>.

Figura 5.7 – Gráfico de interação da resistência térmica em relação à altura das aletas na posição horizontal.

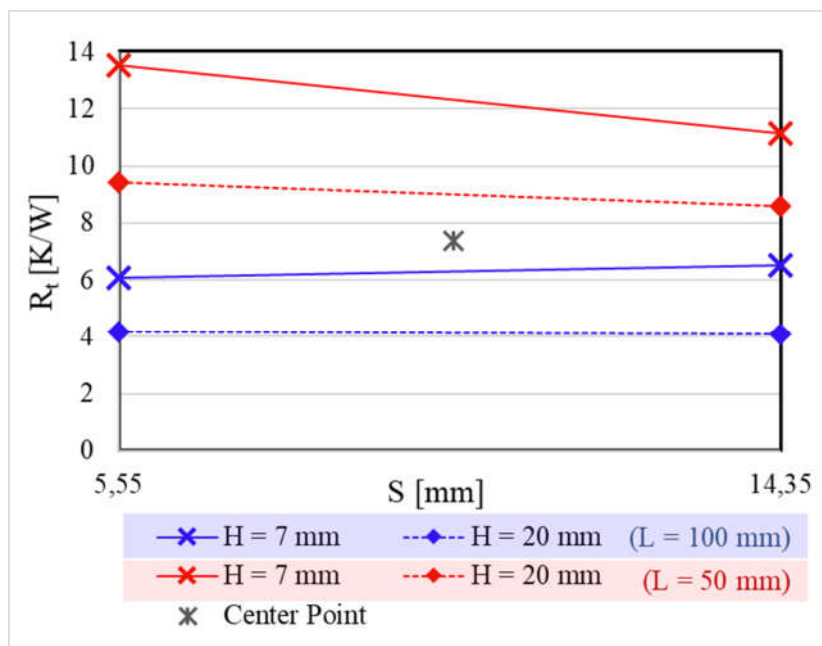


Fonte: O próprio autor.

Observa-se na Figura 5.7 resistência térmica de convecção diminui à medida que a altura das aletas dos dissipadores aumenta, isso se deve ao aumento da área superficial onde ocorre troca de calor do dissipador com o ambiente. Aumentando a superfície de troca de calor ocorre o aumento da taxa de remoção de calor, resultando assim em menores valores de resistência térmica. Ressaltando que mesmo com a diminuição do  $\bar{h}$ , o efeito do aumento da área superficial exerce influência significativamente maior, uma vez que a área da superfície do dissipador,  $A_{conv}$ , com altura de 7 mm é praticamente a metade da área do dissipador de 20 mm de altura da aleta. Os resultados experimentais encontrados tiveram uma boa concordância com as conclusões obtidas por Chiang et al. (2009) em que os autores realizaram experimentos com dissipadores aletados.

Para analisar a resistência térmica alterando-se o espaçamento entre aletas, foi feita uma análise similar à utilizada anteriormente, mostrada na Figura 5.8.

Figura 5.8 – Gráfico de interação da resistência térmica em relação ao espaçamento entre aletas na posição horizontal.



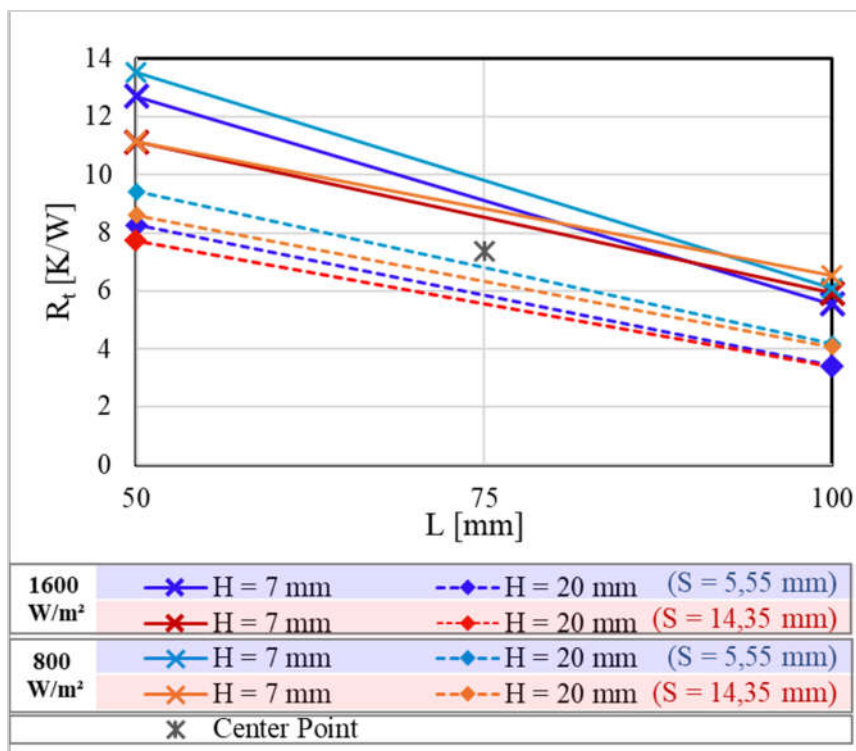
Fonte: O próprio autor.

A influência do espaçamento entre aletas na resistência térmica para os dissipadores de aletas retangulares pode ser vista na Figura 5.8, onde nota-se que à medida que o espaçamento entre aletas aumenta, a resistência térmica diminui. De acordo com a Figura 5.8 também é possível observar que os dissipadores de 100 mm x 100 mm com altura de 7 mm apresentaram um comportamento contrário se comparado aos outros, isso ocorre devido a uma maior influência do coeficiente  $\bar{h}$  se comparado ao efeito da diminuição da área superficial sujeita à convecção. Os resultados encontrados são semelhantes aos estudos de Haghghi et al. (2018) com dissipadores de aletas retangulares, onde os autores afirmam que diferenças de resistência térmica são consideráveis em espaçamentos menores, ou seja, a variação da resistência térmica de convecção não é influenciada significativamente pelo aumento do espaçamento entre as aletas. Pode-se notar que o coeficiente  $\bar{h}$  é mais sensível ao espaçamento se comparado aos demais parâmetros geométricos.

O perfil da resistência térmica para ambos os fluxos quando relacionada com o comprimento do dissipador é mostrado na Figura 5.9.



Figura 5.9 – Gráfico de interação da resistência térmica em relação ao comprimento dos dissipadores na posição horizontal.



Fonte: O próprio autor.

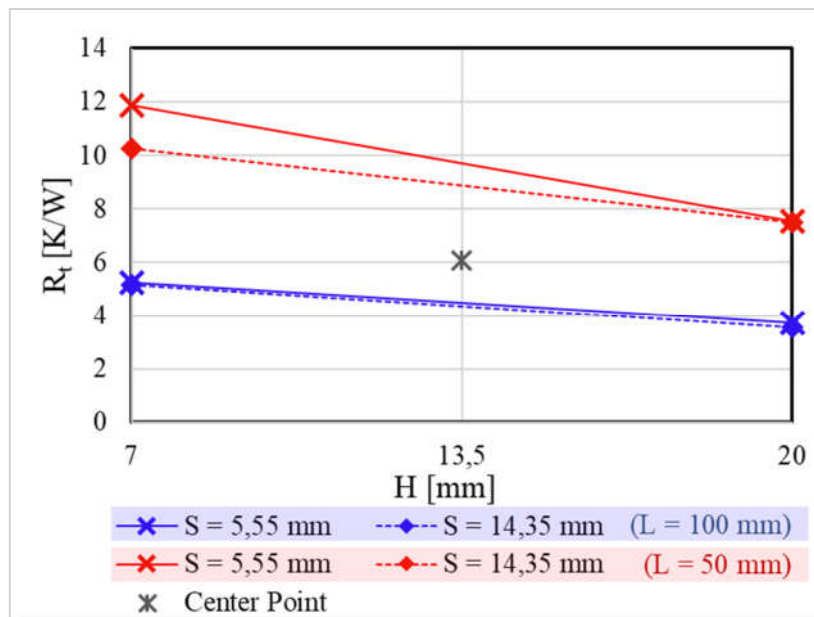
Nota-se na Figura 5.9 que com o aumento do comprimento dos dissipadores, a resistência térmica diminui. A explicação desse comportamento é devido à resistência térmica ser inversamente proporcional à área sujeita à convecção nos dissipadores. Embora o coeficiente de transferência de calor por convecção natural  $\bar{h}$  seja menor nos dissipadores de 100 mm x 100 mm, a área dos dissipadores exerce efeito mais significativo, prevalecendo sobre o efeito do  $\bar{h}$ . Para aletas com a altura fixa, a área de entrada do ar de resfriamento depende apenas do número de aletas, sendo assim a taxa de fluxo do ar de resfriamento para um fluxo de calor fixo aplicado não muda significativamente conforme se varia o comprimento da aleta. Os resultados obtidos com os experimentos se aproximam dos estudos de Yu et al. (2011), segundo os autores, em testes com dissipadores de calor com aletas retangulares, com o aumento do comprimento das aletas, ocorre uma diminuição da resistência térmica de convecção.

#### 5.4.2 Variação da resistência térmica na posição vertical.

Da mesma maneira em que foram analisadas as características da resistência térmica para os dissipadores na horizontal, segue a análise dos dados para os dissipadores ensaiados na

posição vertical sob o fluxo de calor de  $800 \text{ W/m}^2$ . Na Figura 5.10 mostra-se o comportamento da resistência térmica variando-se a altura das aletas dos dissipadores.

Figura 5.10 – Gráfico de interação da resistência térmica em relação à altura das aletas na posição vertical.

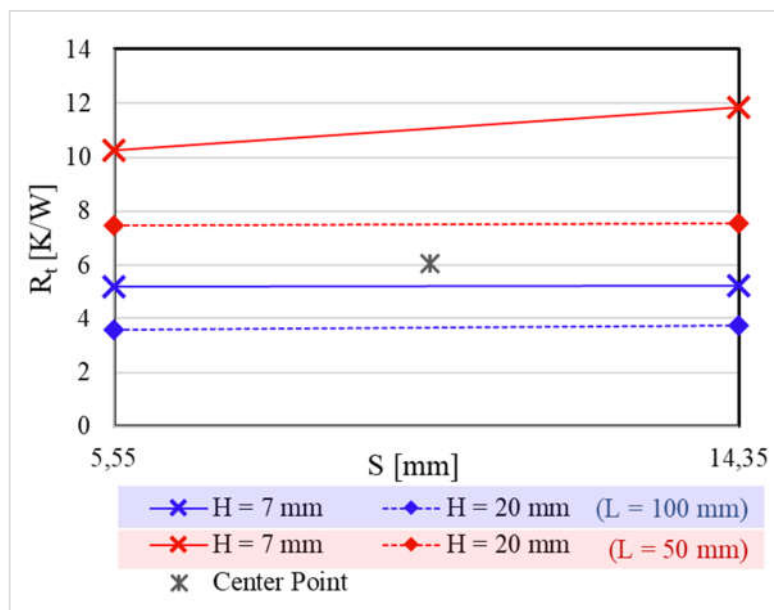


Fonte: O próprio autor.

Nota-se que a resistência térmica nos dissipadores ensaiados na posição vertical segue a mesma tendência dos ensaios na horizontal, ou seja, com o aumento da altura das aletas, ocorre uma diminuição da resistência térmica de convecção. Entretanto nota-se na Figura 5.10 que os valores obtidos de resistência são menores se comparados aos ensaios na horizontal. Isso se deve ao fato de os dissipadores na vertical apresentarem uma taxa de transferência de calor mais efetiva, ou seja, mais calor é retirado da superfície sob convecção, pois o ar de resfriamento que flui nos canais do dissipador na vertical percorre toda a área sujeita à convecção. Por outro lado, na horizontal os dissipadores apresentam uma troca de calor menos efetiva, pois na região central do dissipador existem pontos de estagnação do ar, sendo assim o coeficiente de transferência de calor  $\bar{h}$  é menor quando comparado aos verticais. No caso dos dissipadores mostrados na Figura 5.10, quando a altura é aumentada de 7 mm para 20 mm, a área sob convecção aumenta, sendo assim a  $R_t$  diminui.

O comportamento da resistência térmica em função do espaçamento entre aletas para o fluxo de  $800 \text{ W/m}^2$  é mostrado na Figura 5.11.

Figura 5.11 – Gráfico de interação da resistência térmica em relação ao espaçamento entre aletas na posição vertical.

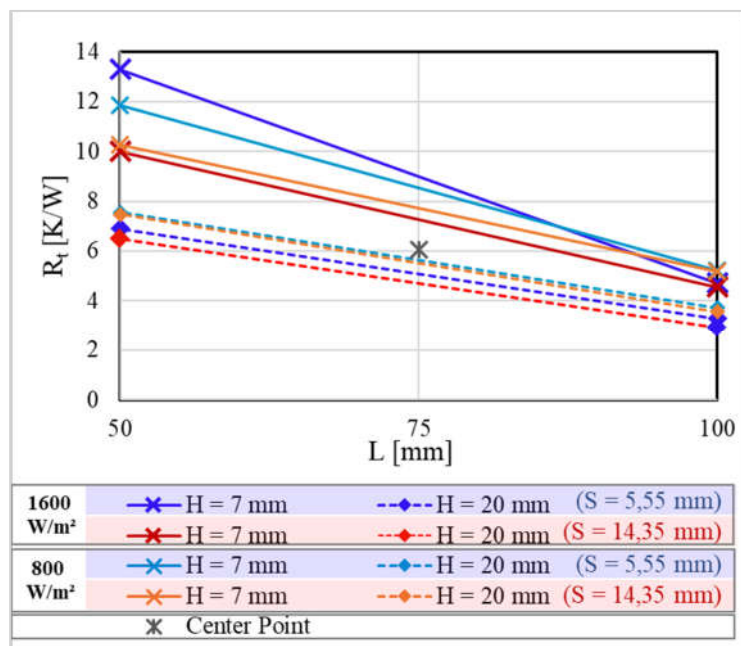


Fonte: O próprio autor.

Da Figura 5.11 nota-se primeiramente que os dissipadores com base 100 mm x 100 mm apresentam menores valores de resistência térmica, isso acontece pois a área sob efeito convectivo nesses dissipadores é maior quando comparado aos dissipadores com base de 50 mm x 50 mm. Entretanto, com o aumento do espaçamento entre as aletas, ocorre um aumento da resistência térmica pois a área de contato com o ar é diminuída quando o número de aletas diminui. Ainda na Figura 5.11 pode-se perceber que os dissipadores com maiores valores de altura possuem menores valores de resistência térmica, em vista do aumento da área sob convecção.

Analisando pela Figura 5.12, é possível observar que assim como os ensaios na horizontal, na vertical há uma concordância devido ao aumento da área sujeita à convecção, sendo assim, para dissipadores de base 100 mm x 100 mm, a resistência térmica é menor quando comparada aos dissipadores de 50 mm x 50 mm. Vale ressaltar que os valores de resistência térmica são menores quando comparados aos testes com os mesmos dissipadores na horizontal, uma vez que na vertical o  $\bar{h}$  apresenta valores superiores devido aos efeitos do fluxo do ar de resfriamento ascendente passar por toda a superfície do dissipador, extraíndo calor da superfície a uma taxa superior. Segundo Yuncu e Anbar (2001), aletas mais próximas causam resistência ao fluxo, as camadas limite começam a interferir e, após um certo valor, um aumento adicional na área começa a diminuir a taxa de transferência de calor. Portanto, para a taxa máxima de transferência de calor, o espaçamento deve ser mantido em um valor ideal.

Figura 5.12 – Gráfico de interação da resistência térmica em relação ao comprimento dos dissipadores na posição vertical.



Fonte: O próprio autor.

Como pode ser observado, as características geométricas dos dissipadores afetam o comportamento da transferência de calor em cada tipo de dissipador e em consequência tem-se a variação no coeficiente médio de transferência de calor  $\bar{h}$  e também na resistência térmica convectiva  $R_t$ .

Todas as análises mostradas anteriormente foram com base na aplicação de um fluxo de calor de 800 W/m<sup>2</sup>. Os gráficos que demonstram o comportamento da  $R_t$  para o fluxo de calor de 1600 W/m<sup>2</sup> são apresentados no Apêndice deste trabalho.

## 5.5 Análise Estatística dos Resultados

Em função dos resultados obtidos com os experimentos envolvendo os dissipadores, uma análise estatística foi realizada para a resistência térmica convectiva  $R_t$ . Para o estudo estatístico dos dados, foi utilizado o programa Minitab® e os resultados são apresentados nesta seção.

Inicialmente, através da Tabela 5.6 pode-se observar os valores obtidos da resistência térmica para cada dissipador nas posições horizontal e vertical.

Tabela 5.6 – Resultados obtidos de resistência térmica para dissipadores na posição horizontal e vertical.

Exp.	Dissipador	n	L (mm)	S (mm)	H (mm)	$q_{conv}$ (W/m <sup>2</sup> )	$R_{t_{hor}}$ (K/W)	$R_{t_{vert}}$ (K/W)
1	D1	7,00	50,00	5,55	7,00	800,00	13,52	10,27
2	D2	14,00	100,00	5,55	7,00	800,00	6,10	5,19
3	D3	4,00	50,00	14,35	7,00	800,00	11,12	11,86
4	D4	7,00	100,00	14,35	7,00	800,00	6,54	5,24
5	D5	7,00	50,00	5,55	20,00	800,00	9,41	7,48
6	D6	14,00	100,00	5,55	20,00	800,00	4,19	3,56
7	D7	4,00	50,00	14,35	20,00	800,00	8,60	7,55
8	D8	7,00	100,00	14,35	20,00	800,00	4,08	3,74
9	D1	7,00	50,00	5,55	7,00	1600,00	12,68	9,99
10	D2	14,00	100,00	5,55	7,00	1600,00	5,55	4,57
11	D3	4,00	50,00	14,35	7,00	1600,00	11,13	13,29
12	D4	7,00	100,00	14,35	7,00	1600,00	5,93	4,72
13	D5	7,00	50,00	5,55	20,00	1600,00	8,28	6,51
14	D6	14,00	100,00	5,55	20,00	1600,00	3,43	2,91
15	D7	4,00	50,00	14,35	20,00	1600,00	7,74	6,89
16	D8	7,00	100,00	14,35	20,00	1600,00	3,42	3,29
17	D1	7,00	50,00	5,55	7,00	800,00	13,16	10,60
18	D2	14,00	100,00	5,55	7,00	800,00	5,90	5,38
19	D3	4,00	50,00	14,35	7,00	800,00	11,81	12,14
20	D4	7,00	100,00	14,35	7,00	800,00	6,68	5,27
21	D5	7,00	50,00	5,55	20,00	800,00	9,81	7,61
22	D6	14,00	100,00	5,55	20,00	800,00	4,17	3,53
23	D7	4,00	50,00	14,35	20,00	800,00	8,00	7,70
24	D8	7,00	100,00	14,35	20,00	800,00	4,09	3,75
25	D1	7,00	50,00	5,55	7,00	1600,00	13,01	9,73
26	D2	14,00	100,00	5,55	7,00	1600,00	5,57	4,56
27	D3	4,00	50,00	14,35	7,00	1600,00	10,95	13,10
28	D4	7,00	100,00	14,35	7,00	1600,00	5,78	4,66
29	D5	7,00	50,00	5,55	20,00	1600,00	8,78	6,41
30	D6	14,00	100,00	5,55	20,00	1600,00	3,44	2,90
31	D7	4,00	50,00	14,35	20,00	1600,00	7,78	6,96
32	D8	7,00	100,00	14,35	20,00	1600,00	3,48	3,31
33	D9	8,00	75,00	9,95	13,50	1200,00	7,37	6,06
34	D9	8,00	75,00	9,95	13,50	1200,00	7,56	6,06

Fonte: O próprio autor.

Com o planejamento experimental e com os resultados obtidos conforme Tabela 5.6, foram feitas a análise de variância (ANOVA) e determinados os modelos de resposta para a resistência térmica e sua alteração com as variáveis de controle. Da Tabela 5.6 verifica-se que os resultados de resistência térmica apresentaram valores entre 3,42 (K/W) e 13,52 (K/W) para os

experimentos na horizontal e 2,90 (K/W) e 13,29 (K/W) para os dissipadores na vertical. Vale ressaltar que a resistência térmica é dependente da área sujeita à convecção natural e do coeficiente médio de transferência de calor por convecção  $\bar{h}$ , entretanto a resistência térmica não apresenta um comportamento linear em relação a esses termos.

### 5.5.1 Análise estatística de resultados na posição horizontal.

Na Tabela 5.7 são apresentados os resultados obtidos com a análise de variância (ANOVA) para a resistência térmica  $R_t$ , considerando um nível de significância de 0,05.

Tabela 5.7 – Análise de Variância para dissipadores na horizontal.

Fonte	GL	SQ (Aj.)	QM (Aj.)	Valor F	Valor-P
Modelo	16	324,137	20,259	420,27	<b>0,000</b>
Linear	4	313,516	78,379	1626,01	<b>0,000</b>
Comprimento	1	238,877	238,877	4955,63	<b>0,000</b>
Espaçamento	1	3,051	3,051	63,30	<b>0,000</b>
Altura	1	68,317	68,317	1417,28	<b>0,000</b>
Fluxo	1	3,271	3,271	67,86	<b>0,000</b>
Interações de 2 fatores	6	9,519	1,586	32,91	<b>0,000</b>
Comprimento*Espaçamento	1	5,404	5,404	112,11	<b>0,000</b>
Comprimento*Altura	1	3,948	3,948	81,91	<b>0,000</b>
Comprimento*Fluxo	1	0,000	0,000	0,00	0,956
Espaçamento*Altura	1	0,047	0,047	0,98	0,336
Espaçamento*Fluxo	1	0,020	0,020	0,41	0,528
Altura*Fluxo	1	0,099	0,099	2,06	0,169
Interações de 3 fatores	4	1,050	0,262	5,44	<b>0,005</b>
Comprimento*Espaçamento*Altura	1	0,833	0,833	17,28	<b>0,001</b>
Comprimento*Espaçamento*Fluxo	1	0,083	0,083	1,73	0,206
Comprimento*Altura*Fluxo	1	0,034	0,034	0,70	0,413
Espaçamento*Altura*Fluxo	1	0,100	0,100	2,07	0,168
Interações de 4 fatores	1	0,000	0,000	0,01	0,922
Comprimento*Espaçamento*Altura*Fluxo	1	0,000	0,000	0,01	0,922
Curvatura	1	0,052	0,052	1,08	0,314
Erro	17	0,819	0,048		
Total	33	324,956			

Fonte: O próprio autor.

Observa-se da Tabela 5.7 pelos Valores-P menores que 0,05, destacados em negrito, que os fatores: Comprimento, Espaçamento, Altura e Fluxo são significativos. Com o aumento do comprimento dos dissipadores, ocorre uma diminuição na resistência térmica, pois há um aumento significativo da área do dissipador sob efeito de convecção. O espaçamento entre aletas está relacionado com a quantidade de aletas do dissipador, ou seja, quanto maior o espaçamento, menos aletas possui o dissipador, diminuindo assim a área sob convecção. Entretanto, a resistência térmica tende a diminuir em dissipadores com maior espaçamento devido ao maior efeito do  $\bar{h}$ . A altura das aletas influencia negativamente na resistência térmica, uma vez que aumentando a altura ocorre aumento da área sujeita à convecção. O fluxo de calor aplicado atua de forma a diminuir a resistência térmica, uma vez que quanto maior o fluxo, maior o coeficiente de transferência de calor  $\bar{h}$ . Sendo assim, nota-se que de forma linear, todos os fatores exercem efeito negativo na resistência térmica. Analisando as interações entre 2 fatores, a combinação Comprimento e Espaçamento e também Comprimento e Altura são consideradas significativas. Aumentando-se o comprimento e o espaçamento ocorre a diminuição da resistência térmica convectiva. Da mesma forma o comprimento e a altura também favorecem a diminuição da resistência térmica. Dentre as interações envolvendo 3 fatores, apenas a interação entre Comprimento, Espaçamento e Altura se mostrou significativa. A interação envolvendo os 4 fatores apresentou Valor P superior a 0,05, não sendo considerada estatisticamente significativa. Ainda segundo a Tabela 5.7 verifica-se que a curvatura apresentou valor superior a 0,05, sendo considerada estatisticamente não significativa.

Para o caso dos experimentos feitos na posição horizontal, o modelo de resposta, estimado através da análise de variância, apresentou desvio padrão  $SD = 0,2195$  e coeficientes de determinação  $R^2 = 99,75\%$ ,  $R^2_{aj} = 99,51\%$  e  $R^2_{pred} = 98,99\%$ . O valor de  $SD$ , ou seja, o desvio padrão dos resíduos da distância entre os valores dos dados e os valores ajustados, é muito baixo, pode-se concluir que o modelo descreve muito bem a resposta. Os índices  $R^2$  e  $R^2_{aj}$  representam a porcentagem de variação que é explicada pelo modelo e são utilizados para determinar se o modelo ajusta bem os dados. Assim, como seu valor está próximo de 100%, os dados estão sendo bem ajustados. O índice  $R^2_{pred}$  é calculado com uma fórmula que é equivalente a remover sistematicamente cada observação do conjunto de dados, estimando a equação de regressão e determinando quão bem o modelo prediz a observação removida.  $R^2_{pred}$  é usado para determinar o quão bem seu modelo prediz as respostas para novas observações. Modelos que têm valores de  $R^2_{pred}$  mais elevado têm melhor capacidade preditiva.

Na Tabela 5.8 são mostrados os resultados obtidos com o teste de significância, nesta tabela são mostrados os efeitos, que descrevem o tamanho e a direção da relação entre um termo e a variável de resposta. Os coeficientes descrevem a alteração na resposta quando os outros termos são mantidos constantes. O índice “EP de Coef” é usado para medir a precisão da estimativa do coeficiente, ou seja, quanto menor o erro padrão do coeficiente, melhor é a estimativa. O Valor-T é obtido quando se divide o coeficiente pelo erro padrão enquanto o Valor-P é o menor valor pré-estabelecido pelo nível de significância para avaliar se ocorrem associações estatisticamente significativas entre uma variável de resposta e um determinado fator.

Tabela 5.8 – Tabela dos coeficientes codificados para experimentos na horizontal.

Termo	Efeito	Coef	EP de Coef	Valor-T	Valor-P
Constante		7,6284	0,0388	196,55	<b>0,000</b>
Comprimento	-5,4644	-2,7322	0,0388	-70,40	<b>0,000</b>
Espaçamento	-0,6176	-0,3088	0,0388	-7,96	<b>0,000</b>
Altura	-2,9223	-1,4611	0,0388	-37,65	<b>0,000</b>
Fluxo	-0,6394	-0,3197	0,0388	-8,24	<b>0,000</b>
Comprimento*Espaçamento	0,8219	0,4109	0,0388	10,59	<b>0,000</b>
Comprimento*Altura	0,7025	0,3513	0,0388	9,05	<b>0,000</b>
Comprimento*Fluxo	-0,0044	-0,0022	0,0388	-0,06	0,956
Espaçamento*Altura	0,0769	0,0384	0,0388	0,99	0,336
Espaçamento*Fluxo	0,0500	0,0250	0,0388	0,64	0,528
Altura*Fluxo	-0,1115	-0,0557	0,0388	-1,44	0,169
Comprimento*Espaçamento*Altura	-0,3226	-0,1613	0,0388	-4,16	<b>0,001</b>
Comprimento*Espaçamento*Fluxo	-0,1020	-0,0510	0,0388	-1,31	0,206
Comprimento*Altura*Fluxo	0,0652	0,0326	0,0388	0,84	0,413
Espaçamento*Altura*Fluxo	0,1117	0,0558	0,0388	1,44	0,168
Comprimento*Espaçamento*Altura*Fluxo	-0,0077	-0,0038	0,0388	-0,10	0,922
Ponto Central		-0,166	0,160	-1,04	0,314

Fonte: O próprio autor.

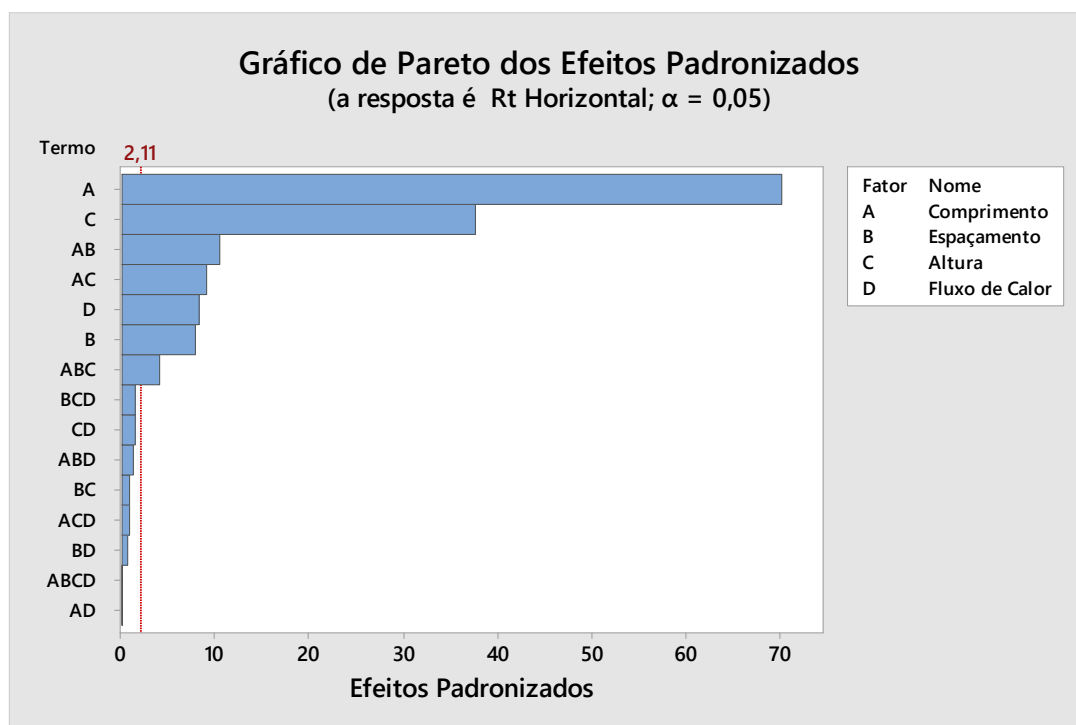
Com dados obtidos do Minitab<sup>®</sup>, é representada através de teste de significância, a equação de regressão em unidades não codificadas. Com os coeficientes torna-se possível obter a equação de regressão que representa o modelo obtido, dada pela Eq. 5.12.

$$R_t = 27,23 - 0,2092L - 0,623S - 0,428H - 0,0002q + 0,00796LS + 0,00364LH + 0,000003Lq + 0,0112SH + 0,000022Sq - 0,000118Hq - 0,00021LSH - 0,000001LSq + 0,000001LHq + 0,000006SHq - 0,00LSHq - 0,166CP \quad (5.12)$$



Uma outra ferramenta também utilizada para verificação dos efeitos dos fatores na variável de resposta é o digrama de Pareto, representado pela Figura 5.13. O gráfico de Pareto mostra os valores absolutos dos efeitos padronizados desde o maior efeito até o menor efeito. O gráfico também traça uma linha de referência com o objetivo de indicar quais efeitos são estatisticamente significativos. Na Figura 5.13 são mostrados os efeitos de todos os fatores, inclusive suas interações, desde os maiores efeitos com maior influência na resposta até os efeitos não significativos.

Figura 5.13 – Gráfico de Pareto dos efeitos na posição horizontal.



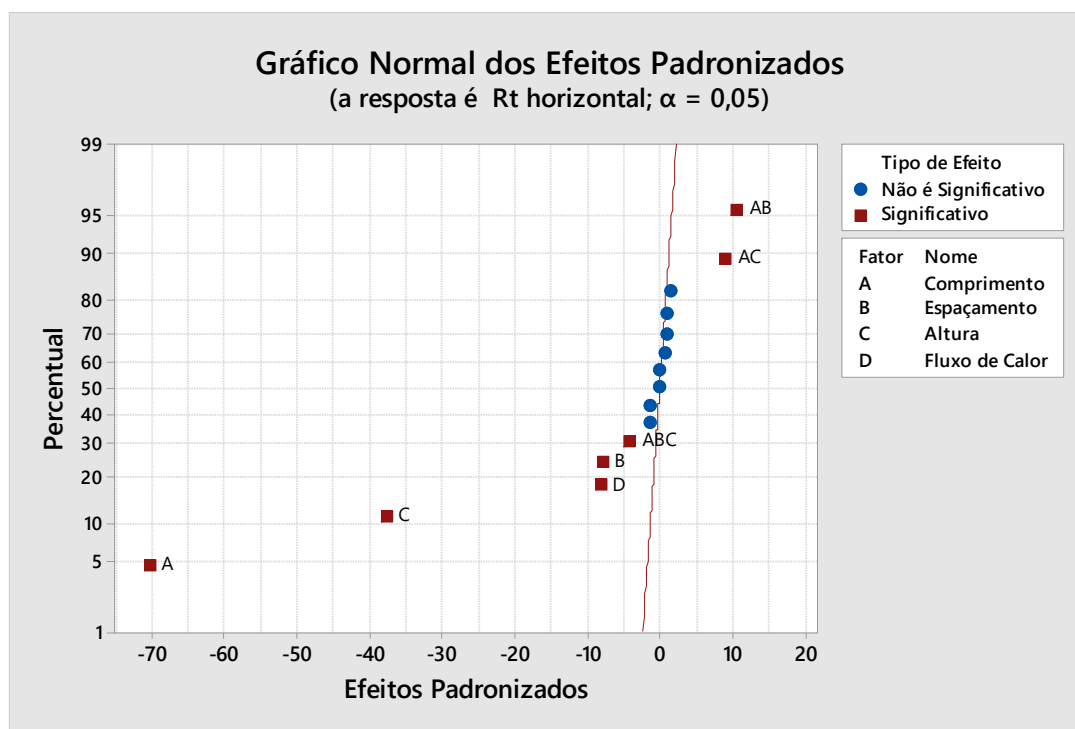
Fonte: Minitab.

Nota-se na Figura 5.13 que o fator que mais afeta a resposta é o comprimento (Fator A) dos dissipadores, já que quanto maior o comprimento maior será a área em que ocorre a convecção. Como a resistência térmica é inversamente proporcional à área, menor será a resistência térmica convectiva. Na Figura 5.13 observa-se ainda que muitas das interações de ordem 3 e a interação de ordem 4 não são significativas, tais interações estão à esquerda da linha tracejada de referência relativa ao nível de significância.

Uma outra maneira de verificar os efeitos dos fatores na resposta é através do gráfico normal de efeitos padronizados. Esse gráfico é utilizado para determinação da magnitude, direção e a importância dos efeitos. Os efeitos afastados de zero são significativos e tanto a cor

quanto a forma dos pontos no gráfico diferenciam os efeitos significativos dos não significativos. A linha de ajuste indica onde seria esperado que os pontos caíssem caso os efeitos fossem zero. Na Figura 5.14 ilustra-se o gráfico normal de efeitos, mostrando que o comprimento e a altura das aletas são os pontos mais afastados da linha de ajuste, ou seja, são os fatores que exercem maior influência na resposta. No que se refere a direção do efeito, tem-se uma alteração na resposta conforme um fator muda de um nível menor para o maior.

Figura 5.14 – Gráfico normal de efeitos padronizados para experimentos na posição horizontal.



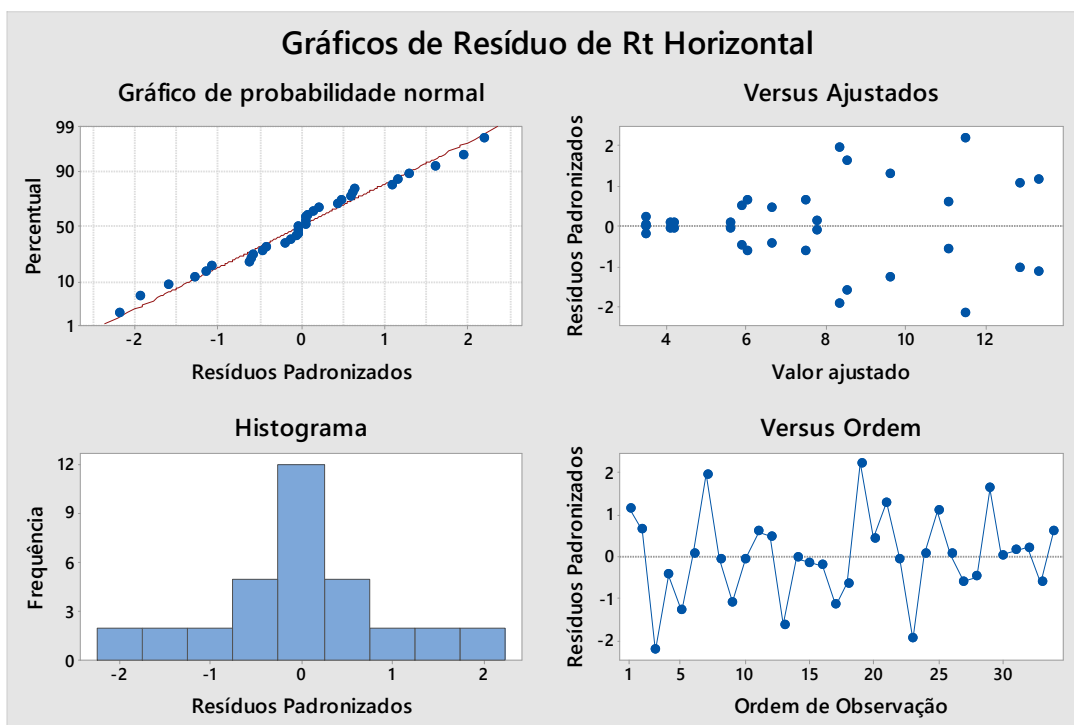
Fonte: Minitab.

Da Figura 5.14 observa-se que os fatores comprimento e altura são os que mais se distanciam da linha de ajuste. Com o aumento dos níveis dos fatores comprimento e altura, há um efeito padronizado negativo sobre a resposta, ou seja, quanto maiores o comprimento e a altura, menor será a resistência térmica. Um aumento nos níveis das interações entre os fatores AB e AC provocam um aumento na resistência térmica, ou seja, quando comprimento e espaçamento e/ou comprimento e altura aumentam, provocam efeitos padronizados positivos. Como já comentado na seção anterior, a resistência térmica está relacionada à área superficial sob convecção e também ao coeficiente  $\bar{h}$ . Sendo assim com o aumento da área e/ou do  $\bar{h}$ , ocorrem efeitos na resistência térmica, entretanto a resistência não varia de forma linear com esses fatores. Portanto, pode-se esperar que ora haja ganho de resistência térmica mesmo

havendo aumento da área, ora pode-se ter um decréscimo nos valores de resistência mesmo havendo diminuição da área, ou seja, o coeficiente  $\bar{h}$  tem a sua parcela de contribuição positiva ou negativa na resistência térmica, independente do aumento ou diminuição da área sob convecção.

Outra análise importante a ser feita com os dados experimentais é a análise de resíduos. Resíduos são as diferenças entre um valor observado e um valor ajustado correspondente predito pelo modelo. Nessa análise pode-se determinar se os dados são assimétricos ou se possuem *outliers*, ou seja, dados atípicos observados que podem comprometer os resultados. O gráfico de resíduos é um gráfico que examina a variabilidade dos dados e a qualidade da regressão e está representado na Figura 5.15.

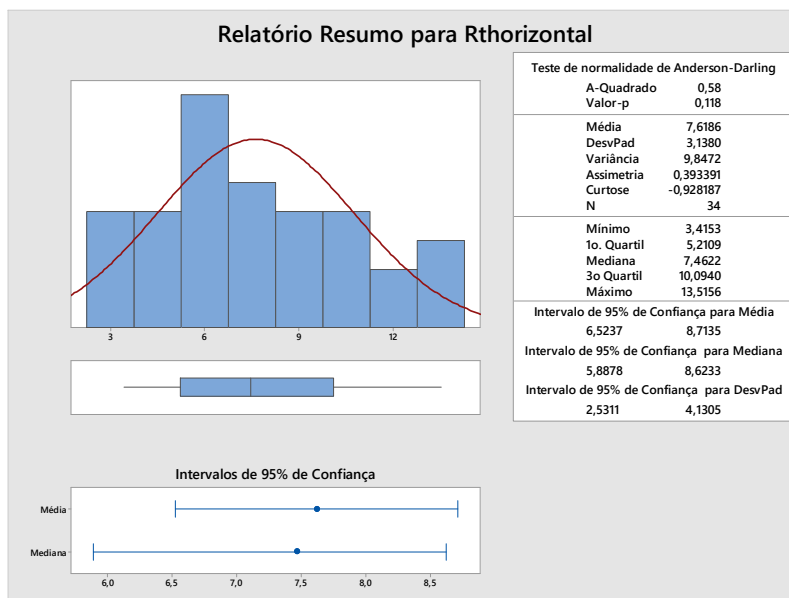
Figura 5.15 – Gráfico de resíduos para experimentos na posição horizontal.



Fonte: Minitab.

Uma das maneiras de verificar a qualidade do resíduo de uma amostra de dados é o formato da distribuição das barras que se assemelham a uma distribuição Gaussiana, indicando que os dados estão normalmente distribuídos. A curva observada na Figura 5.15 representa a forma aproximada de uma curva Gaussiana e o gráfico de probabilidade normal fornece a curva com os resíduos bem distribuídos. Através da Figura 5.16 pode-se observar os dados resumidos da análise de normalidade dos resíduos dos experimentos com dissipadores na horizontal.

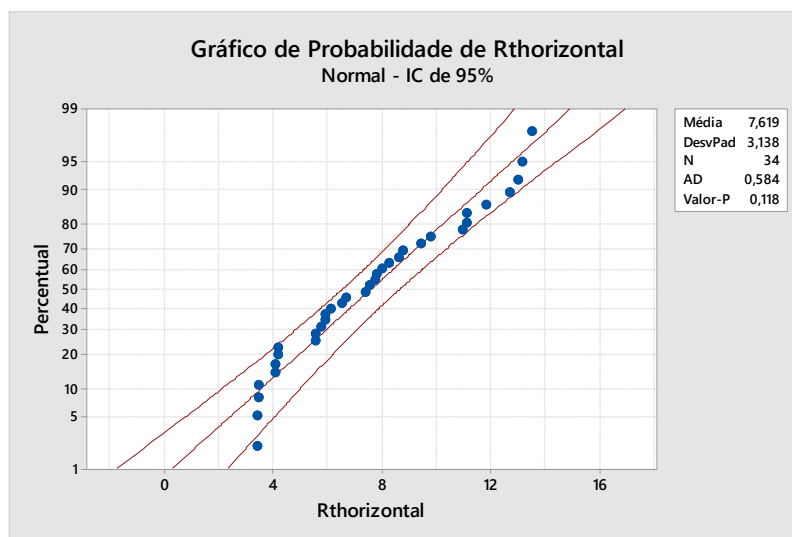
Figura 5.16 – Teste de normalidade de resíduos para dissipadores na horizontal.



Fonte: Minitab.

Com os dados da Figura 5.16 nota-se que os dados estão normalmente distribuídos, uma vez que os dados se encontram muito próximos dos intervalos da média e da mediana. Outra característica a ser observada é o valor-p do teste de normalidade de Anderson-Darling, que no caso ficou acima de 0,05, indicando que os dados são normais. Outra forma de verificar a normalidade dos resíduos é dada pelo gráfico de probabilidade normal, ilustrado Figura 5.17.

Figura 5.17 – Gráfico de probabilidade normal de resíduos dos dissipadores na horizontal.

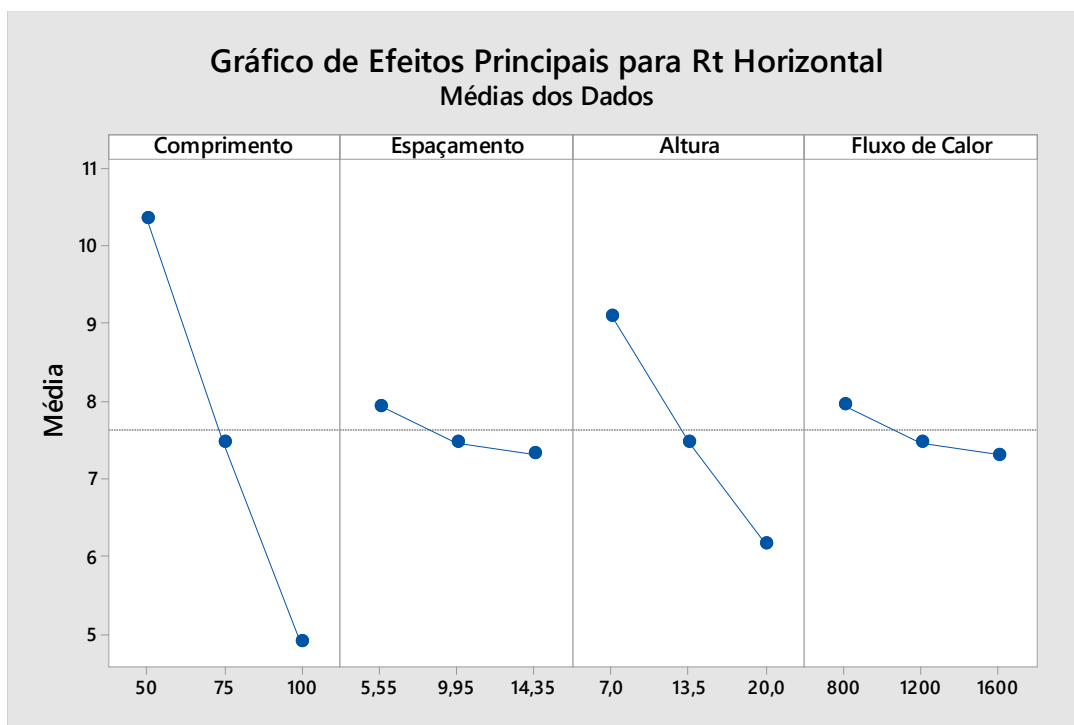


Fonte: Minitab.

Através da Figura 5.17 é possível observar que os dados se encontram muito próximos à linha de distribuição normal e que mesmo os dados que não se encontram sobre a linha, estão dispostos dentro dos limites considerados como distribuição normal. Sendo assim, pode-se afirmar que os dados dos resíduos dos experimentos com os dissipadores na posição vertical seguem uma distribuição normal.

O gráfico de efeitos principais fornecido pela análise fatorial no Minitab® é utilizado para examinar o comportamento da(s) resposta(s) obtidas da variação dos níveis de um ou mais fatores de controle envolvidos nos experimentos. Na Figura 5.18 representa-se graficamente a resposta média para cada nível dos fatores de interesse e esse comportamento é dado por uma linha ligando os pontos de mínimo e máximo níveis dos fatores. Os fatores e níveis estão representados separadamente como comprimento (50,00 e 100,00 mm), espaçamento (5,55 e 14,35 mm), altura (7,00 e 20,00 mm), fluxo de calor (800 e 1600 W/m<sup>2</sup>) e as linhas representam o comportamento da resistência térmica variando os níveis de cada fator separadamente.

Figura 5.18 – Gráfico de efeitos principais na horizontal.



Fonte: Minitab.

Pode-se notar que o comportamento da resposta à variação dos níveis dos fatores mantém uma correspondência ao conceito da resistência térmica convectiva. Uma característica a ser

observada no gráfico é a inclinação da reta que une os dois níveis de cada fator. Quanto maior a inclinação da reta, maior é a interferência do fator na resposta.

Como é possível notar na Figura 5.18, através do gráfico de efeitos principais, afirma-se o que acontece com a resistência térmica devido à variação de cada fator. Com o aumento do comprimento dos dissipadores, ocorre a diminuição da resistência térmica convectiva, uma vez que há um aumento significativo da área superficial sujeita à convecção. Ainda é possível observar que o fator comprimento possui a maior inclinação da reta entre os 4 fatores, sendo o responsável pela maior influência na resposta. Isso se confirma com as análises físicas e de variância feitas anteriormente. Os resultados obtidos com os experimentos se aproximam dos estudos de Yu et al. (2011), segundo os autores, em testes com dissipadores de calor com aletas retangulares, com o aumento do comprimento das aletas, ocorre uma diminuição da resistência térmica de convecção.

A altura das aletas afeta a resistência térmica da mesma maneira, pois com o aumento da altura, há um ganho na área de troca de calor. A inclinação da reta desse fator é menor do que a do fator comprimento, entretanto é maior quando comparada aos outros dois fatores (espaçamento e fluxo de calor). Isso é possível de ser notado através do gráfico de Pareto representado na Figura 5.13 em que a altura está na segunda linha de importância dos efeitos.

O espaçamento e o fluxo apresentam praticamente a mesma inclinação da reta, sendo assim os fatores exercem influência similar sob a resistência térmica. Conforme o espaçamento entre aletas aumenta, ocorre a diminuição no número de aletas e conseqüentemente a redução da área sujeita a convecção. No entanto nos dissipadores com menor número de aletas, há um crescimento no valor do coeficiente de convecção  $\bar{h}$ , sendo assim o efeito na resistência térmica fica sendo ditado pela maior influência do coeficiente, ou seja, ocorre diminuição da resistência térmica. Estudos de Haghghi et al. (2018) com dissipadores de aletas retangulares mostram que com o aumento do espaço entre aletas há um decréscimo na resistência térmica convectiva.

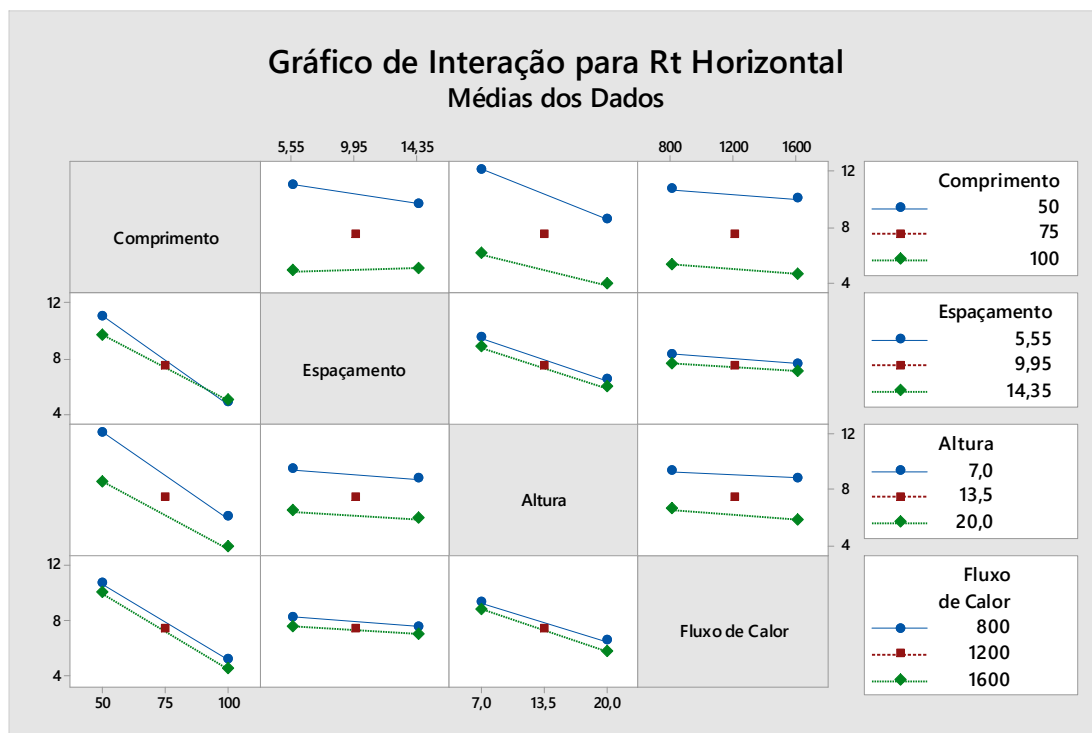
O fluxo de calor reduz a resistência térmica devido a sua dependência direta com o coeficiente de transferência de calor  $\bar{h}$ , ou seja, quanto maior o fluxo de calor maior será o coeficiente. Sendo assim, com o aumento do  $\bar{h}$  haverá diminuição na resistência térmica.

Na Tabela 5.7 verifica-se que a curvatura possui Valor-P maior que 0,05, ou seja, é um fator não significativo e de acordo com a Figura 5.18 é possível verificar que os valores centrais dos fatores não alteram significativamente a resposta.

Uma outra forma de avaliar o comportamento da resposta  $R_t$  com os fatores estabelecidos é o gráfico de interação entre fatores, onde se pode verificar como a relação entre dois fatores

provocam alterações na resposta. Esse tipo de gráfico é utilizado para demonstrar como a relação entre um fator e a resposta dependem do segundo fator. O gráfico exibe as médias para os níveis dos fatores no eixo horizontal e uma linha separando cada nível dos fatores. Na Figura 5.19 são mostradas essas relações entre os níveis dos fatores.

Figura 5.19 – Gráfico de interações entre fatores para experimentos na horizontal com 4 fatores.



Fonte: Minitab.

Na Figura 5.19 mostram-se os efeitos das interações entre as variáveis de controle sobre a resistência térmica de convecção. Relacionando os dados da Tabela 5.7 com a Figura 5.19, pode-se observar que as interações entre dois fatores, o comprimento ( $L$ ) e o espaçamento ( $S$ ), comprimento ( $L$ ) e altura ( $H$ ) foram as que apresentaram influência estatisticamente significativa sobre a resistência térmica. Sendo assim, para os menores níveis de comprimento, o aumento do espaçamento implicou redução na resistência térmica, por outro lado para os maiores níveis do comprimento, com o aumento do espaçamento houve um aumento na resistência térmica. Esse comportamento da resistência com a variação dos níveis dos fatores está relacionado ao aumento da área superficial dos dissipadores sob convecção, uma vez que quanto maior a área, menor será a resistência térmica embora ela esteja também relacionada ao coeficiente  $\bar{h}$ . Ainda na Figura 5.19 mostra-se as relações em que as retas são paralelas entre si, ou seja, suas interações não são significativas conforme mostrado na Tabela 5.7, como é o caso





Pode-se observar da Figura 5.20 que os dissipadores que apresentam maiores valores de resistência térmica, em ambos os níveis de fluxo, são os dissipadores com comprimento de 50 mm x 50 mm, com o espaçamento diminuindo a  $R_t$  à medida que aumenta de 5,55 mm para 14,35 mm. Isso se dá pelo fato dos dissipadores de menor área apresentarem menor área sob convecção e com o aumento do espaçamento, a área fica ainda menor, porém o efeito do aumento do coeficiente  $\bar{h}$  compensa a perda de área, acarretando uma diminuição da  $R_t$ . Ainda na Figura 5.20 é possível verificar que os valores de  $R_t$  para o cubo da direita, ou seja, de 1600 ( $\text{W}/\text{m}^2$ ), apresentam menores valores de  $R_t$  pois com o aumento do fluxo de calor, ocorre o aumento do coeficiente de convecção  $\bar{h}$ , provocando a diminuição da resistência térmica. No caso dos dissipadores ensaiados horizontalmente, o dissipador que apresentou maior valor de resistência térmica foi o dissipador de 50 mm x 50 mm de comprimento com altura de 7 mm e espaçamento de 5,55 mm sob um fluxo de calor de  $800 \text{ W}/\text{m}^2$ , sendo esse o dissipador D1.

Os dissipadores com menores valores de  $R_t$  em ambos os níveis de fluxo, são os dissipadores de dimensões da base de 100 mm x 100 mm, com espaçamento diminuindo de forma suave a  $R_t$  à medida que aumenta seu nível. No cubo da direita é possível notar que os dissipadores apresentam valores muito próximos de  $R_t$ , uma vez que os dissipadores de 100 mm x 100 mm apresentam somente diferença no seu espaçamento entre aletas. Sendo assim a influência do fluxo de calor se torna maior quando comparada à variação do nível do espaçamento, portanto o dissipador D6 é o que apresenta menor valor de  $R_t$  no caso dos testes na horizontal.

### **5.5.2 Análise estatística de resultados na posição vertical.**

Todas as análises feitas anteriormente são referentes aos experimentos realizados com os dissipadores na posição horizontal, sendo assim a mesma análise é apresentada para os dissipadores na vertical. Iniciando a análise tem-se na Tabela 5.9 os dados da análise de variância.

Tabela 5.9 – Análise de Variância para dissipadores na vertical.

Fonte	GL	SQ (Aj.)	QM (Aj.)	Valor F	Valor-P
Modelo	16	307,124	19,195	1645,57	<b>0,000</b>
Linear	4	281,290	70,323	6028,63	<b>0,000</b>
Comprimento	1	207,600	207,600	17797,21	<b>0,000</b>
Espaçamento	1	4,704	4,704	403,23	<b>0,000</b>
Altura	1	67,426	67,426	5780,30	<b>0,000</b>
Fluxo	1	1,560	1,560	133,77	<b>0,000</b>
Interações de 2 fatores	6	20,382	3,397	291,21	<b>0,000</b>
Comprimento*Espaçamento	1	2,822	2,822	241,95	<b>0,000</b>
Comprimento*Altura	1	14,136	14,136	1211,82	<b>0,000</b>
Comprimento*Fluxo	1	0,175	0,175	15,03	<b>0,001</b>
Espaçamento*Altura	1	1,853	1,853	158,86	<b>0,000</b>
Espaçamento*Fluxo	1	0,793	0,793	68,02	<b>0,000</b>
Altura*Fluxo	1	0,602	0,602	51,60	<b>0,000</b>
Interações de 3 fatores	4	4,417	1,104	94,67	<b>0,000</b>
Comprimento*Espaçamento*Altura	1	2,938	2,938	251,86	<b>0,000</b>
Comprimento*Espaçamento*Fluxo	1	0,400	0,400	34,29	<b>0,000</b>
Comprimento*Altura*Fluxo	1	0,849	0,849	72,82	<b>0,000</b>
Espaçamento*Altura*Fluxo	1	0,230	0,230	19,72	<b>0,000</b>
Interações de 4 fatores	1	0,250	0,250	21,42	<b>0,000</b>
Comprimento*Espaçamento*Altura*Fluxo	1	0,250	0,250	21,42	<b>0,000</b>
Curvatura	1	0,785	0,785	67,27	<b>0,000</b>
Erro	17	0,198	0,012		
Total	33	307,322			

Fonte: O próprio autor.

Como pode-se verificar através do Valor-P de cada fator e interações de 2<sup>a</sup>, 3<sup>a</sup> e 4<sup>a</sup> ordens, todas as interações entre os fatores são significativas. Sendo assim, diferentemente dos experimentos na horizontal, ocorrem mudanças significativas na resistência térmica convectiva com a alteração dos níveis dos fatores. Essa diferença no posicionamento dos dissipadores afeta o comportamento da transferência de calor ao longo dos dissipadores. Na posição horizontal existem pontos de estagnação do ar na região central do dissipador, onde o calor se torna mais concentrado, sendo assim a circulação do ar ao longo da superfície do dissipador fica comprometida. Por outro lado, quando os dissipadores estão com a posição da base na vertical, quando começa o processo de troca de calor do ar com a superfície, ocorrem diferenças de densidade do ar, promovendo uma maior circulação do ar ao longo de toda a superfície. Ainda

no caso dos dissipadores na vertical, o fluxo de ar de resfriamento se mantém em contato com toda a superfície do dissipador, o que implica em uma maior taxa de transferência de calor.

Para o caso dos experimentos feitos na posição vertical, o modelo de resposta, estimado através da análise de variância, apresentou desvio padrão de  $SD = 0,1080$  e coeficientes de determinação,  $R^2 = 99,94\%$ ,  $R^2_{aj} = 99,87\%$  e  $R^2_{pred} = 99,74\%$ . Um excelente ajuste dos dados foi obtido, com baixo desvio padrão e  $R^2$  chegando perto de 100%, representando muito bem a resposta. Os valores dos coeficientes codificados, gerados através de teste de significância são mostrados na Tabela 5.10.

Tabela 5.10 – Tabela dos coeficientes codificados para experimentos na vertical.

Termo	Efeito	Coef	EP de Coef	Valor-T	Valor-P
Constante		6,7080	0,0191	351,34	<b>0,000</b>
Comprimento	-5,0941	-2,5471	0,0191	-133,41	<b>0,000</b>
Espaçamento	0,7668	0,3834	0,0191	20,08	<b>0,000</b>
Altura	-2,9031	-1,4516	0,0191	-76,03	<b>0,000</b>
Fluxo	-0,4416	-0,2208	0,0191	-11,57	<b>0,000</b>
Comprimento*Espaçamento	-0,5940	-0,2970	0,0191	-15,55	<b>0,000</b>
Comprimento*Altura	1,3293	0,6646	0,0191	34,81	<b>0,000</b>
Comprimento*Fluxo	-0,1480	-0,0740	0,0191	-3,88	<b>0,001</b>
Espaçamento*Altura	-0,4813	-0,2406	0,0191	-12,60	<b>0,000</b>
Espaçamento*Fluxo	0,3149	0,1575	0,0191	8,25	<b>0,000</b>
Altura*Fluxo	-0,2743	-0,1372	0,0191	-7,18	<b>0,000</b>
Comprimento*Espaçamento*Altura	0,6060	0,3030	0,0191	15,87	<b>0,000</b>
Comprimento*Espaçamento*Fluxo	-0,2236	-0,1118	0,0191	-5,86	<b>0,000</b>
Comprimento*Altura*Fluxo	0,3259	0,1629	0,0191	8,53	<b>0,000</b>
Espaçamento*Altura*Fluxo	-0,1696	-0,0848	0,0191	-4,44	<b>0,000</b>
Comprimento*Espaçamento*Altura*Fluxo	0,1767	0,0884	0,0191	4,63	<b>0,000</b>
Ponto Central		-0,6456	0,0787	-8,20	<b>0,000</b>

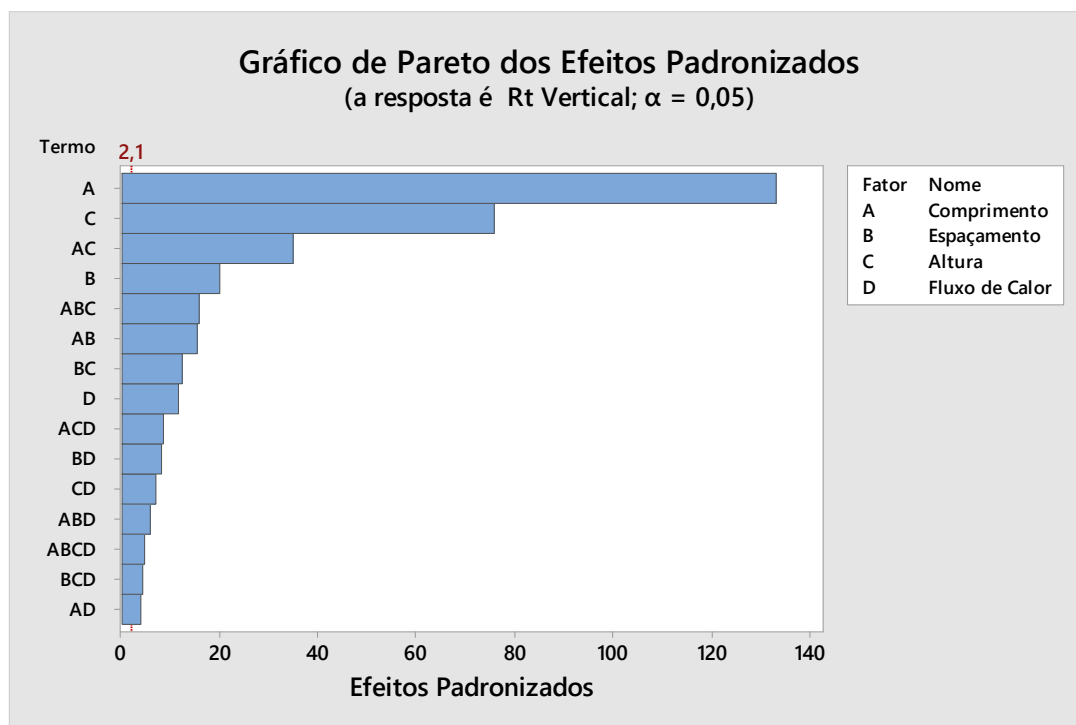
Fonte: O próprio autor.

Com dados obtidos do Minitab<sup>®</sup>, é representada através de teste de significância, a equação de regressão em unidades não codificadas. Com os coeficientes torna-se possível obter a equação de regressão que representa o modelo obtido, dada pela Eq. (5.13).

$$\begin{aligned}
 R_t = & 17,59 - 0,1040L + 0,001S - 0,2064H - 0,003641q - 0,00037LS + \\
 & 0,000554LH + 0,000026Lq - 0,00350SH + 0,000693Sq + 0,000064Hq + \\
 & 0,000053LSH - 0,000007LSq - 0,000001LHq - 0,000031SHq + 0,0000LSHq \\
 & - 0,6456CP
 \end{aligned}
 \tag{5.13}$$

Na Figura 5.21 é representado o gráfico de Pareto dos resultados obtidos para os experimentos na vertical. Através do gráfico de Pareto pode-se ter uma melhor compreensão de quais fatores afetam a resposta de forma mais significativa, bem como as interações mais significativas.

Figura 5.21 – Gráfico de Pareto dos efeitos na posição vertical.



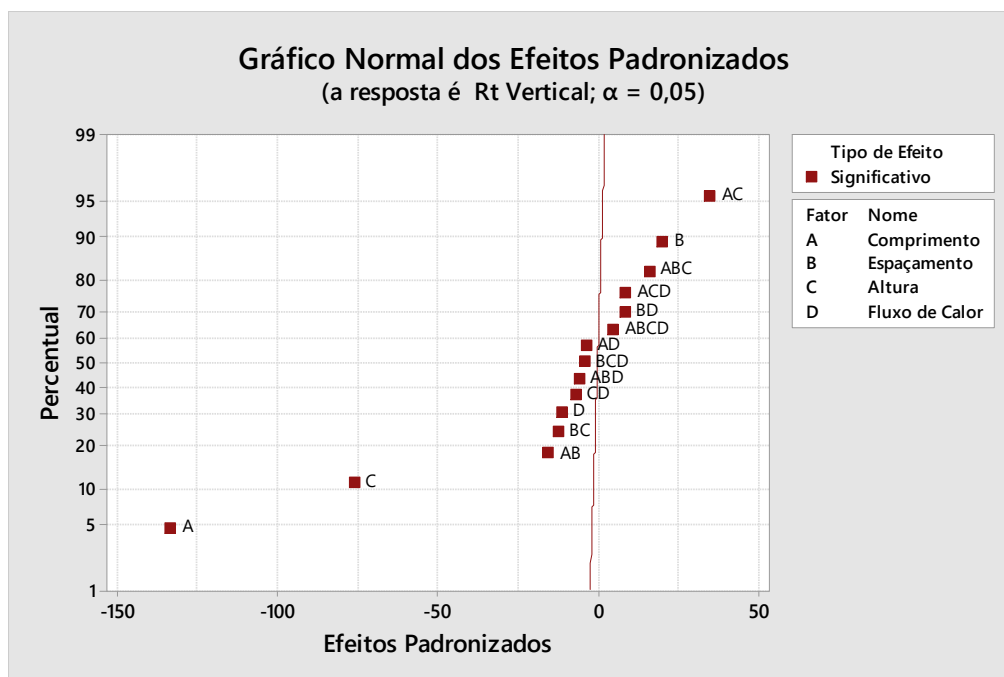
Fonte: Minitab.

Pode-se verificar de acordo com a Figura 5.21 e com os dados da Tabela 5.9, que os parâmetros comprimento e altura seguidos da interação entre eles, possuem as mais significativas influências na resposta. Com os dissipadores na posição vertical, o fluxo de ar de resfriamento percorre toda a superfície do dissipador, aumentando a troca de calor com a superfície, aumentando assim o valor do coeficiente  $\bar{h}$  e conseqüentemente diminuindo a

resistência térmica. Neste caso a interação entre dois fatores que mais exercem influência na resposta é a interação entre o comprimento e altura das aletas. Diferente do comportamento apresentado nos dissipadores na horizontal, o espaçamento influi de forma contrária nos dissipadores na vertical, ou seja, quanto maior o espaçamento das aletas, ocorre um aumento da resistência térmica. Isso ocorre pois com menores quantidades de aletas, há uma diminuição da área sob convecção. Como nos dissipadores na vertical o fluxo de ar percorre toda a área sob convecção, quanto maior a área, mais calor será dissipado, sendo assim se o dissipador perde aletas, então há um aumento na resistência  $R_t$ , mesmo com um aumento do coeficiente  $\bar{h}$ .

Confirmando o que se mostra na Figura 5.21, o gráfico normal dos efeitos padronizados, mostrado na Figura 5.22, indica todos os fatores e interações significativas, onde pode-se observar que os fatores comprimento (A) e altura (C), são os fatores que mais influenciam na resposta de forma a diminuir a  $R_t$ , enquanto o espaçamento (B) localizado à direita da linha de ajuste, contribui positivamente na resposta  $R_t$ .

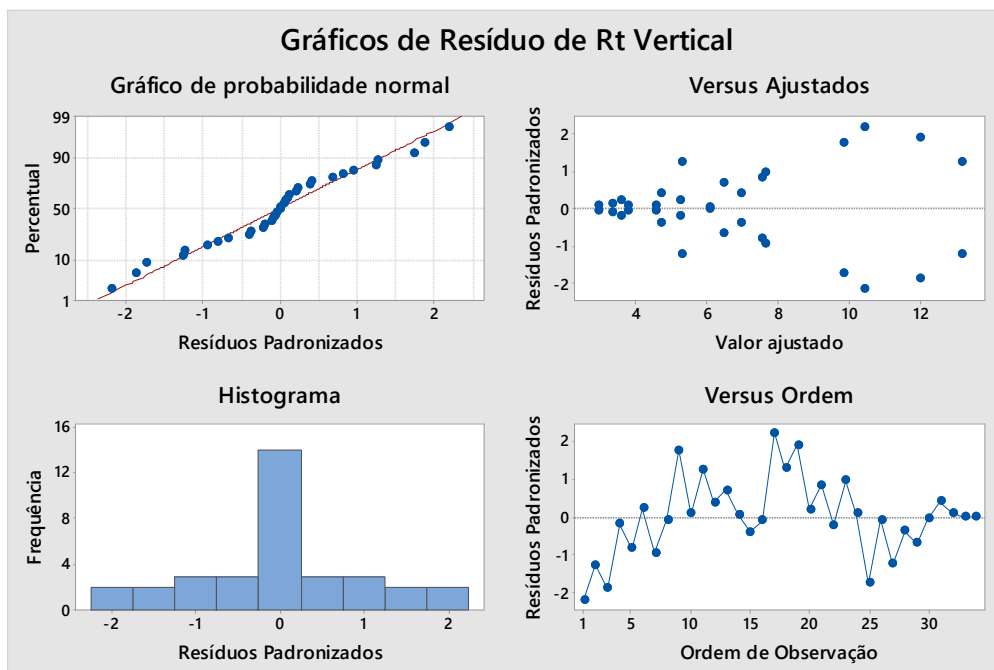
Figura 5.22 – Gráfico normal de efeitos padronizados para experimentos na posição vertical.



Fonte: Minitab.

No gráfico de resíduos, representado na Figura 5.23, mostra-se os resultados obtidos dos resíduos dos experimentos com dissipadores na posição vertical. Os gráficos de resíduos padronizados ajudam a detectar *outliers*, pois padronizam as escalas de cálculo convertendo as diferentes variâncias a uma escala comum.

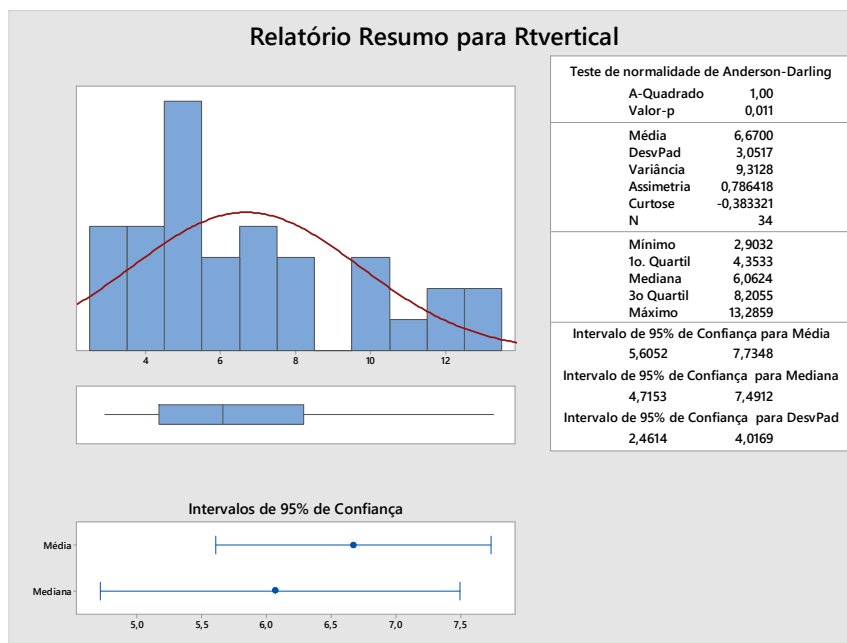
Figura 5.23 – Gráfico de resíduos para experimentos na posição vertical.



Fonte: Minitab.

Através da Figura 5.24 observa-se a análise de resíduos através do teste de normalidade de Anderson-Darling para os dissipadores na posição vertical.

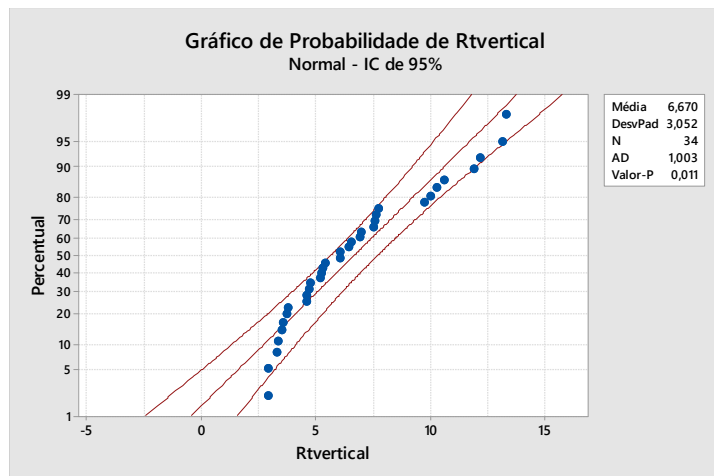
Figura 5.24 – Teste de normalidade de resíduos para dissipadores na vertical.



Fonte: Minitab

Para os testes na posição vertical, nota-se que o comportamento dos resíduos não segue uma distribuição normal segundo o teste de normalidade de Anderson-Darling, que neste caso apresentou valor-p acima de 0,05. Entretanto pode-se observar na Figura 5.25 que a maioria dos dados referentes aos resíduos, encontram-se dentro dos limites das curvas de probabilidade normal.

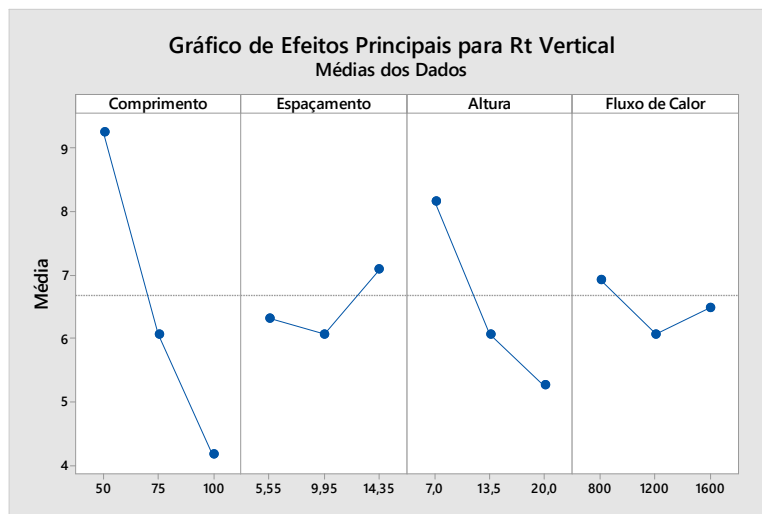
Figura 5.25 – Gráfico de probabilidade normal de resíduos dos dissipadores na vertical.



Fonte: Minitab.

Para ilustrar os efeitos de cada fator geométrico e também do fluxo de calor dos experimentos feitos na posição vertical, mostra-se na Figura 5.26 o gráfico dos efeitos principais de cada fator e a consequência da alteração dos seus respectivos níveis na resposta.

Figura 5.26 – Gráfico de efeitos principais na vertical.



Fonte: Minitab

No caso dos dissipadores na vertical, como ilustrado na Figura 5.26, os fatores comprimento e altura exercem efeitos lineares negativos sobre a  $R_t$ , ou seja, quanto maior o comprimento e a altura das aletas, maior a área superficial exposta à troca de calor com o ambiente, sendo assim a  $R_t$  diminui. Ainda na Figura 5.26 observa-se que no nível médio dos fatores espaçamento e fluxo houve uma inversão no comportamento da resistência térmica. Isso também é notado na Tabela 5.9 onde a presença de curvatura foi considerada como estatisticamente significativa, apresentando Valor-P menor que 0,05. Segundo Yuncu e Anbar (2001) essa característica é esperada para dissipadores dispostos verticalmente, uma vez que o processo de troca de calor é mais efetivo nesses dissipadores. Como o coeficiente  $\bar{h}$  é diretamente proporcional ao fluxo de calor convectivo, então quanto maior o fluxo convectivo maior será seu valor. Por outro lado, há uma relação da área sujeita à convecção com o coeficiente  $\bar{h}$ , resultando na resistência térmica, porém essa relação não se comporta de forma linear, ou seja, pode-se ter diferentes parcelas de influência para a área sob convecção e para o coeficiente  $\bar{h}$ . Isso é o que pode ser observado para a alteração da resposta nos níveis médios dos fatores.

Vale ressaltar que como visto na demonstração de cálculos no capítulo 3, o fluxo de calor aplicado ao aquecedor se divide em calores perdidos por condução, radiação e convecção, sendo assim o coeficiente  $\bar{h}$  é influenciado apenas pelo fluxo de calor convectivo e a resposta  $R_t$  analisada é influenciada pelo processo como um todo.

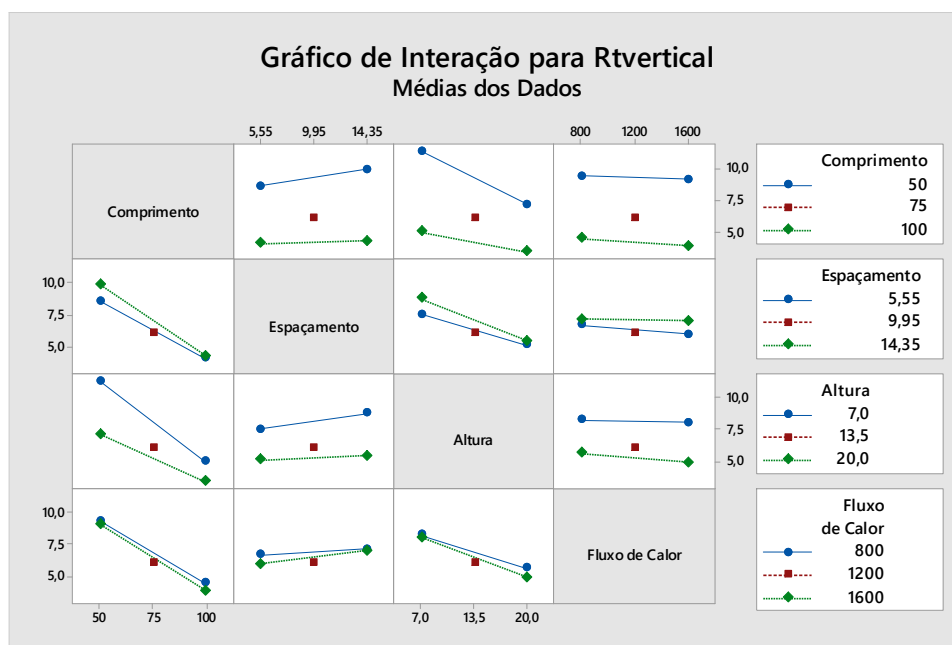
De acordo com algumas literaturas, o espaço ideal entre aletas varia entre 7,00 mm a 11,9 mm. A grande maioria dos autores, como Yuncu e Anbar (2001) e até trabalhos mais recentes como Walunj e Palande (2014) afirmam que o espaçamento ideal na convecção natural é dependente da altura das aletas e também do comprimento dos dissipadores. Os autores afirmam que para uma dada altura da aleta e diferença no fluxo de calor, a taxa de transferência de calor aumenta rapidamente com aumento do espaçamento, atingindo um máximo e depois começa a diminuir. Yuncu e Anbar (2001) chamam de espaçamento ótimo o valor do espaçamento para a máxima taxa de transferência de calor, ou seja, onde a  $R_t$  é mínima. Khudheyer e Hasan (2015) também fizeram estudos numéricos com dissipadores variando o espaçamento e encontraram um espaçamento ótimo de 10 mm para a maior taxa de transferência de calor para um dissipador com 300 mm de comprimento e 18 mm de altura. Yazicioglu e Yuncu (2007) afirmam que com as aletas mais próximas, há um aumento na resistência ao fluxo de ar de resfriamento e após um certo valor, um aumento adicional na área começa a diminuir a taxa de transferência de calor. Os autores afirmam, portanto, que para uma taxa máxima de



transferência de calor, o espaçamento deve ser mantido em um valor ideal, que no caso foi entre 10,4 mm e 11,9 mm. Sendo assim, pode-se afirmar o que acontece na Figura 5.26, onde o espaçamento ótimo seria algo em torno de 10 mm, onde o valor médio do nível do fator espaçamento é alcançado.

Para ilustrar as interações entre os fatores e seus níveis, mostra-se na Figura 5.27 o gráfico de interações obtido com a ferramenta ANOVA no Minitab®.

Figura 5.27 – Gráfico de interações entre fatores para experimentos na vertical.



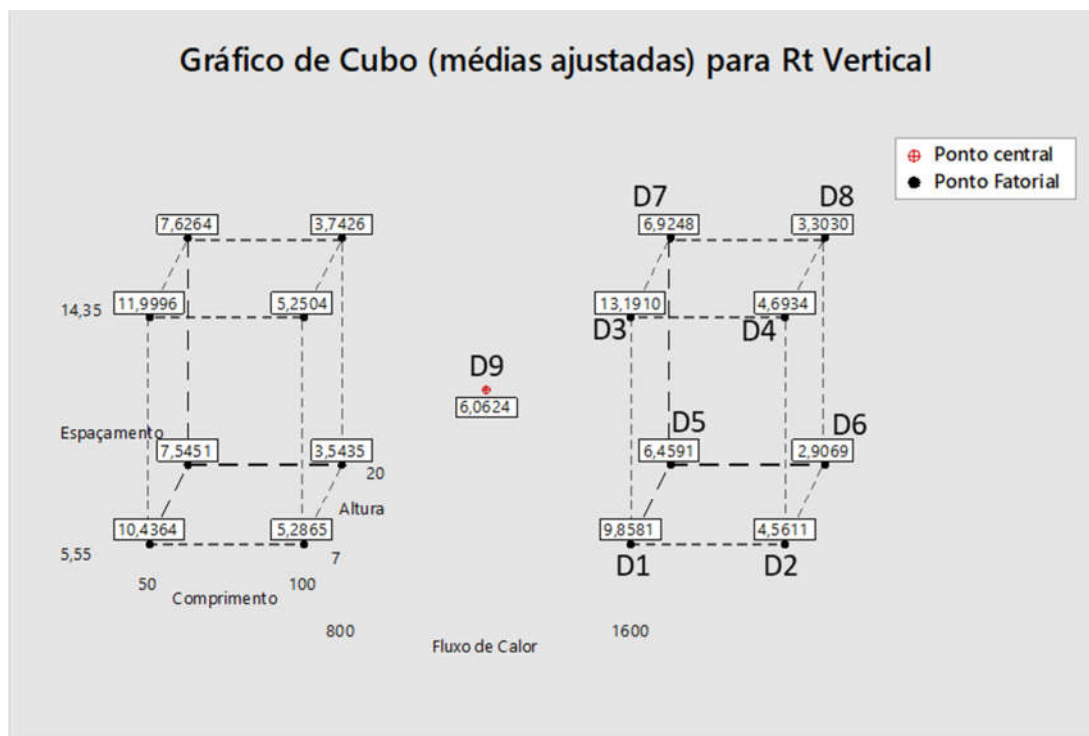
Fonte: Minitab.

No gráfico de interações mostrado na Figura 5.27 observa-se que todas as interações são significativas conforme já mostrado na Tabela 5.9. Nota-se que as médias para os níveis dos fatores representadas pelas linhas, não são paralelas em nenhuma interação, representando assim efeitos significativos sobre a resposta  $R_t$ . Como exemplo da interação com maior efeito significativo tem-se o comprimento com a altura das aletas, onde para os menores níveis do comprimento, aumentando-se a altura, ocorre uma diminuição da  $R_t$ . Entretanto para os maiores níveis do comprimento, aumentando-se a altura ocorre uma diminuição, porém em menor grau, da resistência térmica  $R_t$ . Ainda na Figura 5.27 pode-se observar que a interação entre os fatores espaçamento e fluxo de calor obteve um menor valor para  $R_t$  quando se observa o nível médio do fluxo de calor (1200 W/m<sup>2</sup>°C), reforçando o que foi observado no gráfico de efeitos principais. Analisando o fluxo de calor, verifica-se que este apresentou interações estatisticamente significativas com o comprimento e com a altura. Em ambas as interações, o

aumento do fluxo implicou em uma diminuição na resistência térmica, porém esta diminuição foi mais acentuada para os maiores níveis das variáveis. Da mesma maneira analisando o espaçamento, pode-se entender que as interações entre este fator com comprimento e altura apresentam o mesmo comportamento, ou seja, para os menores níveis do comprimento e da altura houve um efeito mais acentuado no aumento da resistência térmica com o aumento do espaçamento. No estudo de Mehrtash e Tari (2013), os autores identificaram que para ensaios na vertical de dissipadores com 180,00 x 180,00 mm com alturas e espaçamentos variando de 5 mm a 25 mm e 5,75 mm a 85,5 mm respectivamente, o espaçamento ideal encontrado foi de 11,75 mm. Os autores ainda reforçam que é recomendável usar o espaçamento ideal das aletas na posição vertical, quando há a possibilidade de utilização dessa posição do dissipador de calor.

Através do gráfico de cubo mostrado na Figura 5.28 é possível verificar quais os dissipadores e sob quais fluxos apresentam menores e maiores valores de resistência térmica. Lembrando que os dados mostrados em cada ponta do cubo são baseados nas médias ajustadas, ou seja, levam em conta também os valores de resposta obtidos com os experimentos da réplica.

Figura 5.28 – Gráfico de Cubo dos experimentos na vertical.



Fonte: Minitab.

Pode-se observar pela Figura 5.28 que os dissipadores que apresentam maiores valores de resistência térmica, em ambos os níveis de fluxo de calor, são os dissipadores com comprimento de 50 mm x 50 mm, com o espaçamento aumentando a  $R_t$  à medida que aumenta de 5,55 mm para 14,35 mm. Como já mencionado anteriormente, nos dissipadores com base na vertical, o fluxo de ar de resfriamento atua em toda a área sujeita a convecção, melhorando o processo de troca de calor. Portanto o efeito do espaçamento nos dissipadores na vertical é o contrário do comportamento dos testes na horizontal. Sendo assim, conforme o espaçamento aumenta, a resistência também aumenta, como pode-se notar nos cubos de ambos os fluxos. Vale ressaltar que o aumento na altura dos dissipadores na vertical, promovem diminuição da  $R_t$ . Portanto o dissipador D3 é o que apresenta o maior valor de  $R_t$ , com 50 mm x 50 mm de comprimento, altura de 20 mm, espaçamento de 14,35 mm e utilizando o fluxo de calor de 1600 W/m<sup>2</sup>.

Os dissipadores com menores valores de  $R_t$  em ambos os níveis de fluxo de calor, são os dissipadores de comprimento 100 mm x 100 mm, altura 20 mm, com espaçamento aumentando de forma suave a  $R_t$  à medida que aumenta seu nível. Portanto, sob ambos os fluxos, o dissipador D6 foi o que apresentou menor  $R_t$ .

O gráfico de cubo é uma ferramenta que possibilita uma outra forma de visualizar os resultados dos experimentos, implicando em uma melhor capacidade de análise de dados e consequentemente melhoria da capacidade de tomada de decisão.

## 6. CONCLUSÕES

Com o trabalho desenvolvido foi possível abordar tópicos relacionados ao processo de transferência de calor em dissipadores e à área de soldagem de termopares, relacionada ao equipamento desenvolvido e aprimorado ao longo do trabalho.

Com os dados obtidos dos experimentos foi possível concluir que a inclusão do fator de forma na metodologia de cálculo implica em uma visão mais realista da perda de calor por radiação, o que representou um aumento na perda de calor por convecção,  $q_{conv}$ , provocando um aumento no  $\bar{h}$  e conseqüente diminuição da  $R_t$ . Isso se confirma através dos cálculos referentes ao ganho de resistência térmica obtidos, que mostram a diferença entre o ganho levando-se em consideração o fator de forma e desconsiderando o mesmo. Com a inclusão do fator de forma, existe uma parcela do calor emitido por radiação que é absorvido pela região dos canais aletados dos dissipadores. Com isso chega-se à conclusão de que se deve sempre incluir os fatores de forma nos cálculos de radiação para que os erros sejam os menores possíveis.

A resistência térmica de convecção obtida nos cálculos é uma combinação do coeficiente  $\bar{h}$  com a área sujeita a convecção nos dissipadores. Sendo assim para os dissipadores com maiores áreas, foram observados menores valores de resistência térmica, ou seja, o dissipador consegue dissipar melhor o calor para determinado fluxo de calor aplicado. Entretanto não se pode concluir que com os maiores valores de área sob convecção haverá um alto valor do coeficiente  $\bar{h}$ , que além do espaçamento, depende do fluxo de calor aplicado ao dissipador e da diferença de temperatura entre a superfície em contato com o fluido e sua temperatura. Vale ressaltar que o coeficiente  $\bar{h}$  é influenciado pelo fluxo de calor por convecção, que por sua vez é combinado aos outros fluxos de calor por condução e radiação simultaneamente.

Como mencionado ao longo do trabalho, os dissipadores de calor apresentam características distintas no processo de troca de calor por convecção natural dependendo da posição em que são ensaiados, sendo assim foram feitas as análises da resistência térmica para ambas as posições. Para o caso em que os dissipadores foram ensaiados na posição horizontal, a  $R_t$  apresentou valores entre 3,42 (K/W) e 13,52 (K/W) e na posição vertical apresentou valores entre 2,90 (K/W) e 13,29 (K/W). A influência de cada posição bem como a análise de cada parâmetro geométrico e sua influência no processo de transferência de calor e conseqüentemente na  $R_t$  foi discutida ao longo da apresentação de resultados.

Do ponto de vista estatístico e de acordo com as especificações dos objetivos do presente trabalho, foram obtidos os modelos de resposta para a característica de interesse avaliada. Para o caso dos experimentos feitos na posição horizontal, o modelo de resposta, estimado através da análise de variância, apontou ótima explicação da variabilidade dos dados, apresentando coeficientes de determinação  $SD = 0,2195$ ,  $R2 = 99,75\%$ ,  $R2_{aj} = 99,51\%$  e  $R2_{pred} = 98,99\%$ . Para o caso dos experimentos feitos na posição vertical, o modelo de resposta apresentou coeficientes de determinação  $SD = 0,1080$ ,  $R2 = 99,94\%$ ,  $R2_{aj} = 99,87\%$  e  $R2_{pred} = 99,74\%$ . Um excelente ajuste dos dados foi obtido, com baixo desvio padrão e R2 chegando perto de 100%, representando muito bem a resposta.

Com os modelos de resposta obtidos, foram mostrados os efeitos lineares e as interações entre todas as variáveis através dos gráficos obtidos da análise de variância feitos com o programa Minitab®. Com a análise estatística foi possível verificar que o comprimento ( $L$ ) foi a variável que exerceu maior influência sobre a resistência térmica  $R_t$ , apresentando efeito linear negativo, isto é, com o aumento do comprimento houve diminuição da resistência térmica. Isso ocorre devido ao aumento significativo da área superficial do dissipador sob efeito da convecção natural. Entretanto, nota-se que em muitas combinações entre fatores que exercem aumento da área, há um aumento na resistência térmica, isso se deve ao fato de a resistência térmica ser dependente do coeficiente  $\bar{h}$  e em muitos casos essa relação não ser linear.

O espaçamento entre aletas ( $S$ ) afeta de forma distinta a  $R_t$  nos dissipadores, exercendo efeito linear negativo nos dissipadores ensaiados na horizontal e positivo na vertical. Esse comportamento é esperado uma vez que na posição vertical há uma troca mais efetiva de calor devido ao contato direto do ar de resfriamento sobre toda a superfície do dissipador, aumentando assim o  $\bar{h}$ . Como citado em algumas referências utilizadas nesse trabalho, o espaçamento possui uma faixa de valores ótimos que varia entre 7 mm a 11,9 mm, o que coincide com o que foi encontrado nos experimentos na vertical para o dissipador de dimensões intermediárias D9, o qual apresentou menor resistência térmica quando analisada a variação do espaçamento entre aletas. Essa observação também foi notada na tabela de análise de variância quando foi observada a presença de curvatura como sendo significativa.

A altura ( $H$ ) e o fluxo de calor ( $q$ ) exercem efeitos lineares negativos, ou seja, quanto maiores os níveis destes fatores, menores os valores de resistência térmica. Com o aumento da altura das aletas há um aumento da área sob convecção e conseqüentemente a diminuição da

$R_t$ . Da mesma maneira, com o aumento do fluxo de calor há um aumento do  $\bar{h}$ , provocando uma diminuição da  $R_t$ .

Dentre os 9 dissipadores de calor utilizados nesse trabalho, na posição horizontal o dissipador que apresentou menor valor de  $R_t$  foi o D6 e o maior valor de  $R_t$  foi encontrado para o dissipador D1. Pode-se observar através das análises dos resultados que os dissipadores ensaiados na posição vertical apresentam melhor eficiência devido ao processo de troca de calor, sendo assim os menores valores de resistência térmica são obtidos para os ensaios na vertical e dentre os dissipadores, o que apresentou menor  $R_t$  foi o dissipador D6 com  $R_t = 2,90 (K/W)$ . Para a mesma posição o dissipador que apresentou maior valor de resistência térmica foi o D3 com  $R_t = 13,29 (K/W)$ .

Com os resultados mostrados nesse estudo, tem-se uma capacidade melhor de análise da característica principal em estudo, ou seja, pode-se ter uma melhor tomada de decisão através da análise dos gráficos de interações e também dos gráficos de cubo mostrados ao longo dos resultados apresentados. Vários parâmetros foram analisados, entretanto uma definição absoluta de um dissipador com o melhor desempenho deve ser verificada através de critérios limitantes, por exemplo se o impedimento de escolha de um dissipador for o espaço disponível, deve-se levar em conta a viabilidade conforme o comprimento ou altura das aletas. Por outro lado, se o fator limitante for a disposição de funcionamento, deve-se basear então na melhor resistência térmica para trabalho na horizontal ou na vertical. As ferramentas estatísticas ajudam a obter dados e representar de forma gráfica o comportamento das características analisadas, com isso torna-se ferramenta usual não só em estudos acadêmicos, mas também de relevância no ambiente industrial.

Uma das principais contribuições deste trabalho foram o estudo da resistência térmica convectiva sob o ponto de vista da transferência de calor e também sob análise estatística. Outra importante contribuição foi o aprimoramento do dispositivo de solda por descarga capacitiva, que fora feito depósito de patente em 2015 e que até então vem sendo aprimorado e atualmente já possui outro depósito de patente feito em 2020 com as devidas atualizações. Outra contribuição importante desse trabalho foi a realização de atividades de extensão envolvendo experimentos para medição de condutividade térmica para pesquisas em universidades e empresas, visando melhorias de seus processos e produtos.

## 6.1 Propostas Futuras

Como propostas para trabalhos futuros, podem ser citadas:

- Utilização do programa COMSOL Multiphysics® para o uso do DOE junto ao estudo numérico do processo de troca de calor em dissipadores de variadas geometrias e sob condições diversas de operação;
- Análise estatística de outros parâmetros como temperatura e fluxos de calor por condução e radiação à que os dissipadores estão sujeitos, bem como a interação desses fluxos com o  $\bar{h}$ .
- Utilização do posicionamento dos dissipadores como fatores a serem analisados estatisticamente.
- Utilização de RSM para obtenção de modelos quadráticos e otimização, visto que os fatores de controle considerados são quantitativos.
- Inserção da convecção forçada em estudos com dissipadores.

## 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABDULLAH, M. K.; ISMAIL, N. C.; ABDUL MUJEEBU, M.; et al. Optimum tip gap and orientation of multi-piezofan for heat transfer enhancement of finned heat sink in microelectronic cooling. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 55, n. 21–22, p. 5514–5525, 2012.

AHMADI, M.; FAKOOR-PAKDAMAN, M.; BAHRAMI, M. Natural Convection from Vertical Parallel Plates: An Integral Method Solution. **Journal of Thermophysics and Heat Transfer**, v. 29, n. 1, 2015.

AIHARA, T.; MARUYAMA, S.; KOBAYAKAWA, S. Free Convective/Radiative Heat Transfer from Pin Fin Arrays with a Vertical Base Plate (General Representation of Heat Transfer Performance). **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 33, n. 6, p. 1223–1232, 1990.

ANTONY, J. Some key things industrial engineers should know about experimental design. **Logistics Information Management**, v. 6, p. 386–392, 1998.

AZARKISH, H.; SARVARI, S. M. H.; BEHZADMEHR, A. Optimum design of a longitudinal fin array with convection and radiation heat transfer using a genetic algorithm. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 49, n. 11, p. 2222–2229, 2010.

BAHADUR, R.; BAR-COHEN, A. Thermal design and optimization of natural convection polymer pin fin heat sinks. **IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies**, v. 28, n. 2, p. 238–246, 2005.

BASKAYA, S.; SIVRIOGLU, M.; OZEK, M. Parametric study of natural convection heat transfer from horizontal rectangular fin arrays. **International journal of thermal sciences**, v. 0729, p. 797–805, 2000.

BOX, G. E. P.; HUNTER, J. S.; HUNTER, W. G. **Statistics for Experimenters**. New Jersey, 1978.

CALAMAS, D.; DANIELLEY, D. Average view factors for extended surfaces with fractal perforations. **Case Studies in Thermal Engineering**, v. 12, n. January, p. 701–710, 2018.

CHEN, H.-T.; LAI, S.-T.; HAUNG, L.-Y. Investigation of heat transfer characteristics in plate-fin heat sink. **Applied Thermal Engineering**, v. 50, n. 1, p. 352–360, 2013.

CHIANG, K. T. Optimization of the design parameters of Parallel-Plain Fin heat sink module cooling phenomenon based on the Taguchi method. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 32, n. 9, p. 1193–1201, 2005.

CHIANG, K. T.; CHOU, C. C.; LIU, N. M. Application of response surface methodology in describing the thermal performances of a pin-fin heat sink. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 48, n. 6, p. 1196–1205, 2009.

COMMITTEE, A. I. H. **ASM Handbook – Properties and Selection: Nonferrous Alloys and Special-Purpose Materials**. 1990.



- COX, D. R.; REID, N. **The Theory of the Design of Experiments**. Oxford, 2000.
- DEVOR, R. E.; CHANG, T.; SUTHERLAND, J. Statistical Quality Design and Control – Contemporary Concepts and methods. **Prentice Hall, Inc**, p. 503–744, 1992.
- DOGAN, M.; SIVRIOGLU, M.; YILMAZ, O. Numerical analysis of natural convection on a horizontal plate—a conjugate analysis.pdf. **Energy Conversion and Management**, v. 77, p. 78–88, 2014.
- ELLISON, G. N. Generalized Computations of the Gray Body Shape Factor for Thermal Radiation from a Rectangular U-Channel. **IEEE Transactions on Components, Hybrids, and Manufacturing Technology**, v. 2, n. 4, p. 517–522, 1979.
- GROOVER, M. P. **Fundamentals of Modern Manufacturing – Materials, Processes, and Systems**. 3<sup>o</sup> ed ed. INC, 2007.
- GUNNASEGARAN, P.; MOHAMMED, H. A.; SHUAIB, N. H.; SAIDUR, R. The effect of geometrical parameters on heat transfer characteristics of microchannels heat sink with different shapes. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 37, n. 8, p. 1078–1086, 2010.
- HAGHIGHI, S. S.; GOSHAYESHI, H. R.; SAFAEI, M. R. Natural convection heat transfer enhancement in new designs of plate-fin based heat sinks. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 125, p. 640–647, 2018. Elsevier Ltd.
- HARAHAP, F.; LESMANA, H. Measurements of heat dissipation from miniaturized vertical rectangular fin arrays under dominant natural convection conditions. **Heat and Mass Transfer**, v. 42, n. 11, p. 1025–1036, 2006.
- HARAHAP, F.; MCMANUS, H. N. Natural Convection Heat Transfer From Horizontal Rectangular Fin Arrays. **Journal of Heat Transfer**, v. 89, p. 32–38, 1967.
- HARAHAP, F.; RUDIANTO, E. Measurements of steady-state heat dissipation from miniaturized horizontally-based straight rectangular fin arrays. **Heat and Mass Transfer**, p. 280–288, 2005.
- HARAHAP, F.; SETIO, D. Correlations for heat dissipation and natural convection heat-transfer from horizontally-based, vertically-finned arrays. **Applied Energy**, v. 69, p. 29–38, 2001.
- HOSSEINPOUR, V.; KAZEMEINI, M.; RASHIDI, A. Developing a metamodel based upon the DOE approach for investigating the overall performance of microchannel heat sinks utilizing a variety of internal fins. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 149, 2020.
- INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**. 4<sup>o</sup> ed. Rio de Janeiro, 1998.
- JANG, D.; PARK, S. J.; YOON, S. J.; LEE, K. S. The orientation effect for cylindrical heat sinks with application to LED light bulbs. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 71, p. 496–502, 2014.
- JEON, D.; BYON, C. Thermal performance of plate fin heat sinks with dual-height fins subject to natural convection. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 113, p.

1086–1092, 2017.

JOO, Y.; KIM, SU. J. Comparison of thermal performance between plate-fin and pin-fin sinks in natural convection. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 83, p. 345–356, 2015. Daejeon.

JUNIOR, L. P. N. Otimização de um Processo de Solda MIG/MAG para Aplicação na Indústria Automobilística através da Utilização da Técnica do Projeto e Análise Experimentos. **Med Sci (Paris)**, v. 25, n. 12, p. 1155–1158, 2009.

KARLPALEM, V.; RATH, S.; DASH, S. K. Orientation effects on laminar natural convection heat transfer from branching-fins. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 142, n. September 2018, p. 89–105, 2019.

KASZA, K.; MALINOWSKI, Ł.; KRÓLIKOWSKI, I. Optimization of Pin Fin Heat Sink by Application of CFD Simulations and Doe Methodology with Neural Network Approximation. **International Journal of Applied Mechanics and Engineering**, v. 18, n. 2, p. 365–381, 2013.

KHOR, Y. K.; HUNG, Y. M.; LIM, B. K. On the role of radiation view factor in thermal performance of straight-fin heat sinks. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 37, n. 8, p. 1087–1095, 2010.

KHUDHEYER, A. F.; HASAN, Z. H. I NTERNATIONAL J OURNAL OF transfer experimentally and numerically. **INTERNATIONAL JOURNAL OF ENERGY AND ENVIRONMENT**, v. 6, n. 6, p. 607–628, 2015.

KIM, D. K. Thermal optimization of plate-fin heat sinks with variable fin thickness. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 53, n. 25–26, p. 5988–5995, 2012.

KIM, T. H.; KIM, D.-K.; DO, K. H. Correlation for the fin Nusselt number of natural convective heat sinks with vertically oriented plate-fins. **Heat and Mass Transfer**, v. 49, n. 3, p. 413–425, 2013.

KOBUS, C. J.; OSHIO, T. Predicting the thermal performance characteristics of staggered vertical pin fin array heat sinks under combined mode radiation and mixed convection with impinging flow. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 48, n. 13, p. 2684–2696, 2005.

KOTCIOGLU, I.; KHALAJI, M. N.; CANSIZ, A. Heat transfer analysis of a rectangular channel having tubular router in different winglet configurations with Taguchi method. **Applied Thermal Engineering**, v. 132, p. 637–650, 2018.

KREITH, F.; BOHN, M. S. **Princípios de Transferência de Calor**. São Paulo, 2003.

KWAK, D. BIN; NOH, J. H.; LEE, K. S.; YOON, S. J. Cooling performance of a radial heat sink with triangular fins on a circular base at various installation angles. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 120, p. 377–385, 2017.

LEE, M.; KIM, H. J.; KIM, D. K. Nusselt number correlation for natural convection from vertical cylinders with triangular fins. **Applied Thermal Engineering**, v. 93, p. 1238–1247, 2016.

LEE, S. Optimum Design and Selection of Heat Sinks. **IEEE Transactions on Components**

- Packaging and Manufacturing Technology Part A**, v. 18, n. 4, p. 812–817, 1995.
- LEUNG, C. W.; PROBERT, S. D. Heat-exchanger performance: Effect of orientation. **Applied Energy**, v. 33, n. 4, p. 235–252, 1989.
- LEUNG, C. W.; PROBERT, S. D.; SHILSTON, M. J. Heat exchanger design: Thermal performances of rectangular fins protruding from vertical or horizontal rectangular bases. **Applied Energy**, v. 20, n. 2, p. 123–140, 1985.
- LI, B.; BYON, C. Investigation of natural convection heat transfer around a radial heat sink with a concentric ring. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 89, p. 159–164, 2015.
- LIENHARD IV, J. H. LIENHARD V, J. H. **A Heat Transfer Textbook**. 3th ed ed. Cambridge: Phlogiston Press, 2006.
- MATWEB (2017), Alumínio 6063-T5, Disponível em: <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=79875d1b30c94af39029470988004fb6&ckck=1>, Data de acesso: 22/10/17
- MEHRTASH, M.; TARI, I. A Correlation for Natural Convection Heat Transfer from Inclined Plate-Finned Heat Sinks. **Applied Thermal Engineering**, v. 51, n. 1–2, p. 1067–1075, 2013.
- MICHELI, L.; REDDY, K. S.; MALLICK, T. K. General correlations among geometry, orientation and thermal performance of natural convective micro-finned heat sinks. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 91, p. 711–724, 2015.
- MOHAMED, M.; MESSAOUD, L.; ZOUBIR, A. Statistical design of experiments as a tool for investigation for the influence of porous coating on the critical heat flux. **Energy Procedia**, v. 119, p. 1003–1011, 2017. Elsevier B.V.
- MONTGOMERY, D. C. **Design and Analysis of Experiments**. Eighth edi ed. 2013.
- NAIA, F. R.; LIMA E SILVA, A. L. F.; LIMA E SILVA, S. M. M. Análise da Transferência de Calor por Convecção Natural em Aletas Planas Retangulares. **V Congresso Nacional de Engenharia Mecânica**, 2008.
- PARK, S. J.; LEE, K. S. Orientation effect of a radial heat sink with a chimney for LED downlights. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 110, p. 416–421, 2017.
- RAFAEL, F. H.; SILVA, V. A.; ANSELMO, B. C. S.; LIMA E SILVA, S. M. M. Numerical and analytical study of the influence of thermal radiation on heat sinks. **25th International Congress of Mechanical Engineering**, 2019. Uberlândia.
- RAO, V. D.; NAIDU, S. V.; RAO, B. G.; SHARMA, K. V. Heat transfer from a horizontal fin array by natural convection and radiation—A conjugate analysis. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 49, n. 19–20, p. 3379–3391, 2006.
- RAO, V. R.; VENKATESHAN, S. P. Experimental study of free convection and radiation in horizontal fin arrays. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 39, n. 4, p. 779–789, 1996.
- SELMA, B.; DÉSILETS, M.; PROULX, P. Optimization of an industrial heat exchanger using an open-source CFD code. **Applied Thermal Engineering**, v. 69, n. 1–2, p. 241–250,

2014.

SEVERINO, G. **Otimização do torneamento vertical de anéis de pistão de ferro fundido cinzento martensítico utilizando ferramenta de metal duro com geometria especial**, 2011. Universidade Federal de Itajubá.

SHABANY, Y. Radiation Heat Transfer from Plate-Fin Heat Sinks. **Technology Leadership Group**, 2008.

SHEN, Q.; SUN, D.; XU, Y.; JIN, T.; ZHAO, X. Orientation effects on natural convection heat dissipation of rectangular fin heat sinks mounted on LEDs. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 75, p. 462–469, 2014.

SILVA, V. A. Análise Experimental da Influência dos Parâmetros Geométricos de Dissipadores na Convecção Natural. **Dissertação do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica**, p. 100, 2015.

SILVA, V. A.; ANSELMO, B. C. S.; SILVA, A. L. F. L.; SILVA, S. M. M. L. Experimental Analysis of the Influence of Heat Sink Geometric Parameters on Natural Convection. **Revista de Engenharia Térmica**, v. 15, n. 1, p. 26, 2016.

SILVA, V. A.; GOMES, L. A. C. N.; RIBEIRO, C. A. C.; LIMA E SILVA, A. L. F.; LIMA E SILVA, S. M. M. Análise da Convecção Natural em Dissipadores de Aletas Retangulares em Superfícies Horizontais. **VII Congresso Nacional de Engenharia Mecânica**, 2012.

STARNER, K. E.; MACMANUS, H. N. An Experimental Investigation of Free-Convection Heat Transfer From Rectangular-Fin Arrays. **Journal of Heat Transfer**, v. 85, p. 273–278, 1963.

SUNDAR, S.; SONG, G.; ZAHIR, M. Z.; JAYAKUMAR, J. S.; YOOK, S. J. Performance investigation of radial heat sink with circular base and perforated staggered fins. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 143, p. 118526, 2019.

TARI, I.; MEHRTASH, M. Natural convection heat transfer from inclined plate-fin heat sinks. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 56, p. 574–593, 2013.

WALUNJ, A. A.; PALANDE, D. D. Experimental Analysis of Inclined Narrow Plate-Fins Heat Sink under Natural. , v. 2, n. 6, p. 8–13, 2014.

WANG, H.; CHEN, Z.; GAO, J. Influence of geometric parameters on flow and heat transfer performance of micro-channel heat sinks. **Applied Thermal Engineering**, v. 107, p. 870–879, 2016.

YANG, L.; CHEN, W.; LUO, L.; ZHAO, X. Calculation of radiation heat transfer view factors among fuel rod bundles based on CFD method. **Annals of Nuclear Energy**, v. 71, p. 462–466, 2014.

YAZICIOGLU, B.; YÜNCÜ, H. A Correlation for Optimum Fin Spacing of Vertically-Based Rectangular Fin Arrays Subjected to Natural Convection Heat Transfer. **Journal of Thermal Science and Technology**, v. 29, p. 99–105, 2009.

YAZICIOĞLU, B.; YÜNCÜ, H. Optimum fin spacing of rectangular fins on a vertical base in free convection heat transfer. **Heat and Mass Transfer**, v. 44, n. 1, p. 11–21, 2007.

YU, S. H.; JANG, D.; LEE, K. S. Effect of radiation in a radial heat sink under natural convection. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 55, n. 1–3, p. 505–509, 2012.

YU, S. H.; LEE, K. S.; YOON, S. J. Optimum design of a radial heat sink under natural convection. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 54, n. 11–12, p. 2499–2505, 2011.

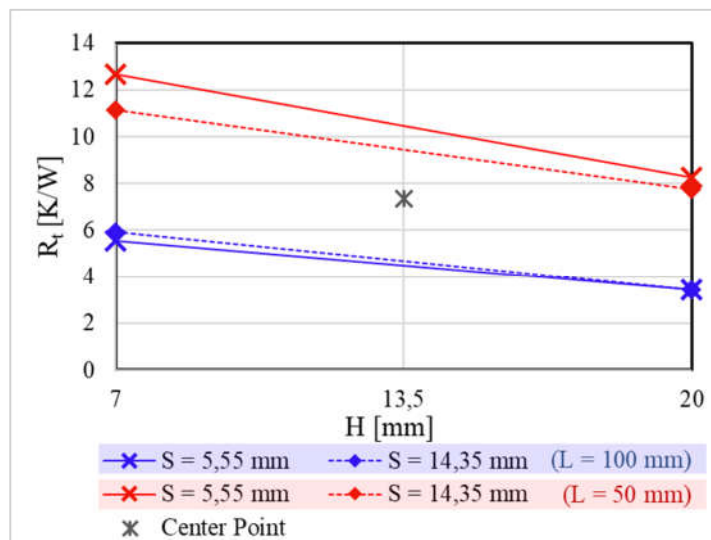
YÜNCÜ, H.; ANBAR, G. An Experimental Investigation on Performance of Rectangular Fins on a Horizontal Base in Free Convection Heat Transfer. **Heat and Mass Transfer**, v. 33, p. 507–514, 2001.

## 8. APÊNDICE

A seguir são mostrados os gráficos referentes ao comportamento da resistência térmica  $R_t$  para a condição de fluxo igual a  $1600 \text{ W/m}^2$ . Primeiramente os gráficos na posição horizontal, representados pelas Figura 8.1, Figura 8.2 e

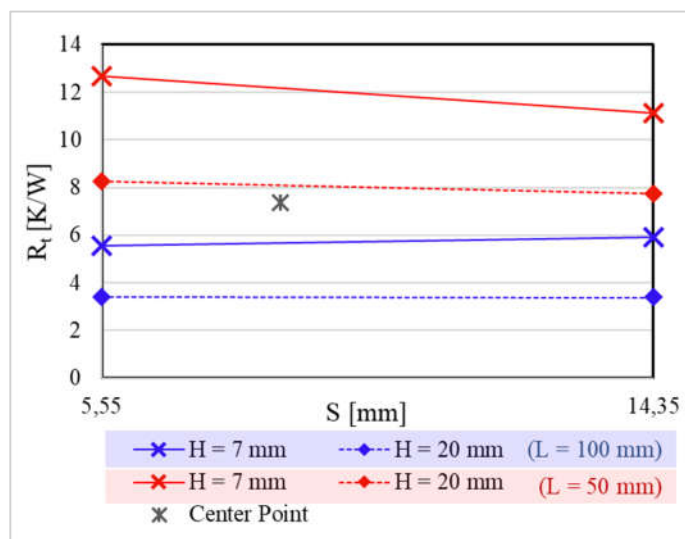
Figura 8.3.

Figura 8.1 – Gráfico de comparação da resistência térmica em relação à altura das aletas na posição horizontal sob fluxo de  $1600 \text{ W/m}^2$ .



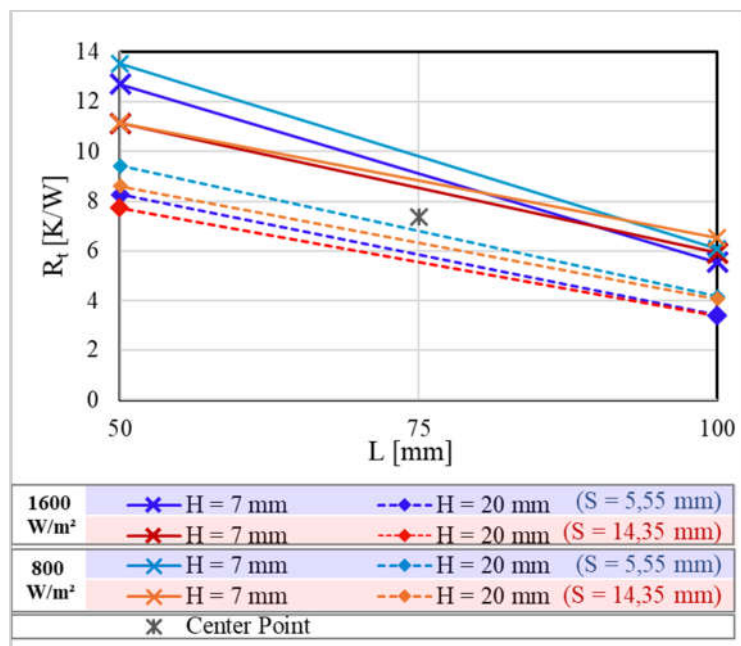
Fonte: O próprio autor.

Figura 8.2 – Gráfico de comparação da resistência térmica em relação ao espaçamento entre aletas na posição horizontal sob fluxo de  $1600 \text{ W/m}^2$ .



Fonte: O próprio autor.

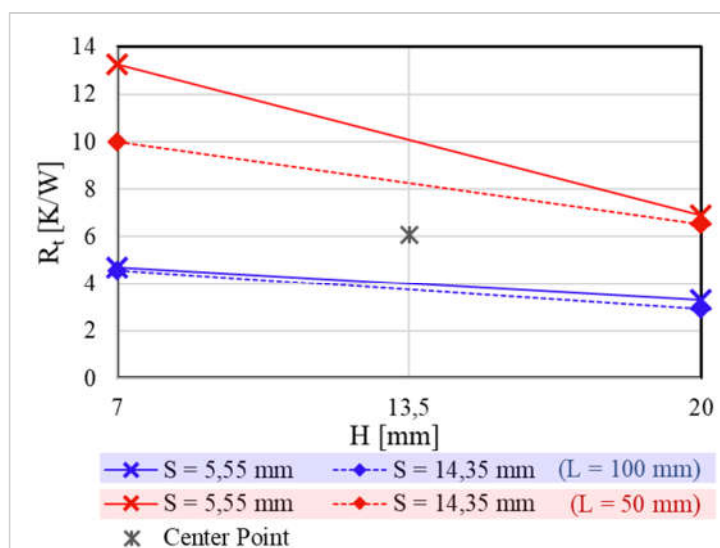
Figura 8.3 – Gráfico de comparação da resistência térmica em relação ao comprimento dos dissipadores na posição horizontal sob fluxo de  $1600 \text{ W/m}^2$ .



Fonte: O próprio autor.

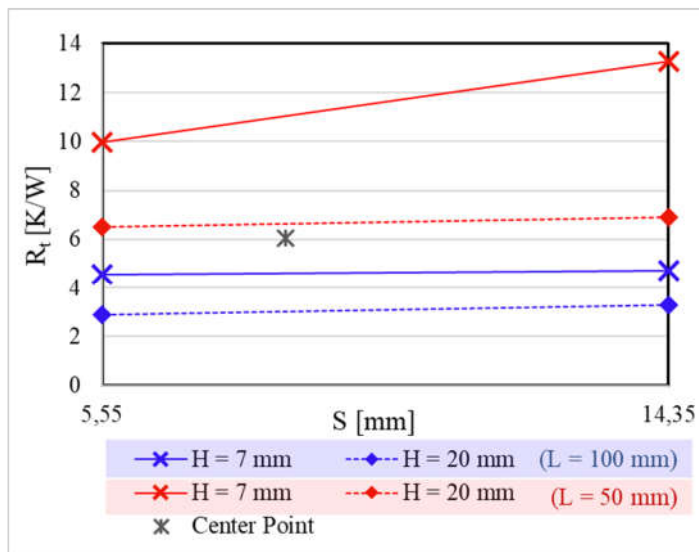
Da mesma maneira, são mostrados nas Figura 8.4, Figura 8.5 e Figura 8.6, como a resistência térmica varia com os parâmetros geométricos na posição vertical e sob um fluxo de calor de  $1600 \text{ W/m}^2$ .

Figura 8.4 – Gráfico de comparação da resistência térmica em relação à altura das aletas na posição vertical sob fluxo de  $1600 \text{ W/m}^2$ .



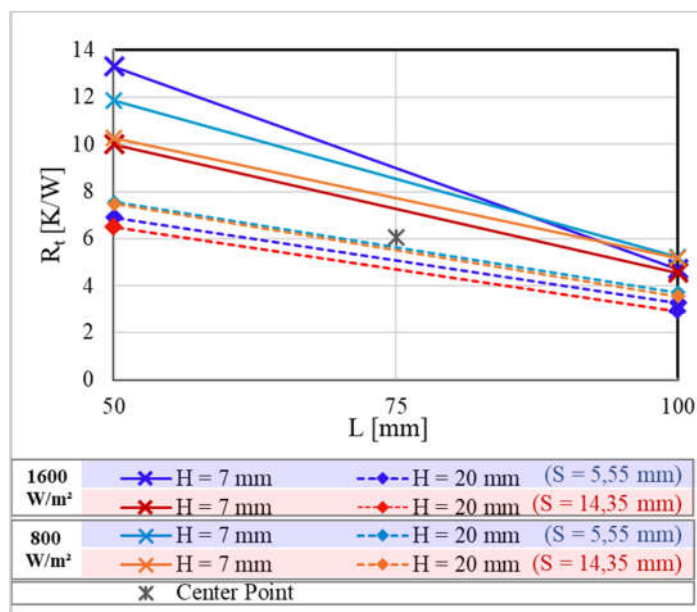
Fonte: O próprio autor.

Figura 8.5 – Gráfico de comparação da resistência térmica em relação ao espaçamento entre aletas na posição vertical sob fluxo de 1600 W/m<sup>2</sup>.



Fonte: O próprio autor.

Figura 8.6 – Gráfico de comparação da resistência térmica em relação ao comprimento dos dissipadores na posição vertical sob fluxo de 1600 W/m<sup>2</sup>.



Fonte: O próprio autor.