

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

Gustavo Paul Exel

**DESENVOLVIMENTO DE CORRELAÇÕES DE TROCA DE CALOR EM
DISSIPADORES DE PLACAS RETANGULARES**

FLORIANÓPOLIS

2024

Gustavo Paul Exel

**DESENVOLVIMENTO DE CORRELAÇÕES DE TROCA DE CALOR EM
DISSIPADORES DE PLACAS RETANGULARES**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado
ao Departamento de Engenharia Mecânica da
Universidade Federal de Santa Catarina, como
parte dos requisitos para a obtenção do título de
Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. César José Deschamps
Coorientador: Aron Martins Ferreira Milagres

FLORIANÓPOLIS

2024

Ficha catalográfica gerada por meio de sistema automatizado gerenciado pela BU/UFSC.
Dados inseridos pelo próprio autor.

Exel, Gustavo Paul

Desenvolvimento de correlações de troca de calor em dissipadores / Gustavo Paul Exel ; orientador, César José Deschamps, coorientador, Aron Martins Ferreira Milagres, 2024.

36 p.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2024.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Gerenciamento térmico. 3. PCBs. 4. Convecção. 5. Correlações. I. Deschamps, César José. II. Milagres, Aron Martins Ferreira. III. Universidade Federal de Santa Catarina. Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

GUSTAVO PAUL EXEL

**DESENVOLVIMENTO DE CORRELAÇÕES DE TROCA DE CALOR EM
DISSIPADORES DE PLACAS RETANGULARES**

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para a obtenção do Título de Engenheiro Mecânico e aprovado em sua forma final pela Comissão Examinadora e pelo Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina.



Documento assinado digitalmente

Antonio Carlos Valdiero

Data: 30/03/2026 16:42:39-0300

CPF: ***.227.377-**

Verifique as assinaturas em <https://v.ufsc.br>

Prof. Antonio Carlos Valdiero, Dr. Eng.
Coordenador do Curso

Comissão Examinadora:



Documento assinado digitalmente

Cesar Jose Deschamps

Data: 30/03/2026 16:05:32-0300

CPF: ***.377.159-**

Verifique as assinaturas em <https://v.ufsc.br>

Prof. César José Deschamps, Ph.D.
Orientador

Aron Martins Ferreira Milagres, M.Sc.
Coorientador

Prof. Saulo Güths, Dr.

Prof. Thiago Dutra, Dr. Eng.

Florianópolis, 09 de julho de 2024.

À minha família, pelo carinho, incentivo e apoio inestimável ao longo desta jornada.

AGRADECIMENTOS

A conclusão do curso de engenharia mecânica foi um percurso possível devido a muitas pessoas que estiveram ao meu lado, e que conheci pelo caminho.

Sou imensamente grato aos meus pais por tanto me incentivar e proporcionar um estudo de qualidade desde sempre, ao custo de muito sacrifício e com muito amor. Agradeço também aos demais familiares que estiveram sempre do meu lado, acompanhando a caminhada, e com quem eu posso contar com meu coração, em especial meus irmãos e avós.

Agradeço ao professor Deschamps pela oportunidade, paciência e compreensão, que ao longo do meu tempo no Polo proporcionou um ambiente tão favorável para a realização do trabalho e dos estudos, garantindo o acompanhamento do trabalho por pessoas tão capazes.

A realização deste trabalho não seria possível sem os engenheiros Aron Martins e Vitor Braga, que acompanharam o trabalho com tanto cuidado, e que foram fonte de tanto aprendizado dentro de toda a realização do projeto. A vocês meus mais profundos agradecimentos.

O trabalho também foi fortemente marcado pelos meus colegas do Polo, que acompanharam rotineiramente seu progresso, em altas e baixas. Em especial à Rafa pela parceria no projeto e na graduação, à Jamille ao Willian Freitas e ao Yogan pelos conselhos e companheirismo a altas horas no laboratório.

Um agradecimento especial aos meus amigos João, Caldeira, Gall, Giovanna, Arthur e Tárík que tornaram esta etapa acadêmica tão incrível, e que proporcionaram momentos tão felizes ao longo da graduação. Agradeço à Nat pelo apoio, companheirismo e carinho que trouxeram tanta leveza e determinação.

Por fim agradeço aos engenheiros Eduardo de Andrade e Venkat Durbha pelo pelas sugestões e acompanhamento do trabalho.

“A mente que se abre a uma nova ideia jamais volta ao seu tamanho original”

Albert Einstein

RESUMO

A expansão da indústria de dispositivos eletrônicos e a tendência à miniaturização destacam a importância de um gerenciamento térmico eficaz durante o projeto e controle desses dispositivos. Nesse contexto, a modelagem de ordem reduzida, como o uso de redes térmicas, emerge como uma ferramenta ágil que permite rápidas alterações no projeto. Para a construção deste tipo de ferramenta são necessárias correlações de troca de calor por convecção. Este trabalho compila correlações da literatura e desenvolve novas correlações para modelar esse fenômeno por meio de uma abordagem numérica. Os casos estudados incluem a troca de calor em dissipadores de placas contínuas com ventilação na direção longitudinal dos canais e sem ventilação, tanto na orientação horizontal quanto vertical. Utilizando o método dos volumes finitos, os resultados de Nusselt são coletados para diversos casos, e novas correlações são elaboradas com base nas correlações encontradas na literatura. Os níveis de concordância das correlações com os resultados numéricos encontrados apresentaram erros médios de 6,6%, 5,6% e 9,6% para os casos de convecção forçada, natural vertical e natural horizontal, respectivamente. Em comparação, os menores erros encontrados na literatura foram de 15,6%, 12,6% e 53,3%, respectivamente.

Palavras-chave: Gerenciamento térmico, PCBs, convecção, correlações térmicas.

ABSTRACT

The expansion of the electronic device industry and the trend towards miniaturization highlight the importance of effective thermal management during the design and control of these devices. In this context, reduced-order modeling, such as the use of thermal networks, emerges as a flexible tool that allows for rapid design changes. For the construction of this type of tool, convection heat transfer correlations are necessary. This work compiles correlations from the literature and develops new correlations to model this phenomenon through a numerical approach. The cases studied include heat transfer in continuous plate heat sinks with ventilation in the longitudinal direction of the channels and without ventilation, both in horizontal and vertical orientations. Using the finite volume method, Nusselt numbers are collected for various cases, and new correlations are developed based on the correlations found in the literature. The levels of agreement between the correlations and the numerical results showed average errors of 6.6%, 5.6%, and 9.6% for the cases of forced convection, vertical natural convection, and horizontal natural convection, respectively. In comparison, the smallest errors found in the literature were 15.6%, 12.6%, and 53.3%, respectively.

Keywords: Thermal management, PCBs, convection, thermal correlations.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1: Dissipador de calor de placas planas contínuas.	19
Figura 3.1: Domínio computacional.	28
Figura 3.2: Malha computacional.	33
Figura 3.3: Refino dos parâmetros na direção x da região interna da malha na convecção forçada.	34
Figura 3.4: Comparação de modelos de turbulência na convecção natural.....	35
Figura 3.5: Efeito da emissividade na troca por radiação.....	36
Figura 3.6: Efeito das forças de corpo na convecção forçada.	37
Figura 3.7: Efeito da altura da base no coeficiente de troca de calor (convecção forçada)	38
Figura 3.8: Métodos de amostragem.	39
Figura 3.9: Divisão do conjunto de dados em 4 <i>folds</i>	41
Figura 3.10: Curvas de erros da validação cruzada 4- <i>fold</i>	42
Figura 4.1: Comparação entre simulação e correlações da literatura para convecção forçada.	43
Figura 4.2: Comparação entre as correlações da literatura e os resultados numéricos na convecção forçada.	44
Figura 4.3: Desenvolvimento de correlação para convecção forçada e correlação de Teertstra <i>et al.</i> (1999).	45
Figura 4.4: Comparação das correlações da literatura com resultados numéricos para convecção natural vertical.	47
Figura 4.5: Comparação das correlações para convecção natural horizontal com resultados numéricos.	48

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1: Hipóteses assumidas para convecção natural horizontal.	24
Tabela 3.1: Condições de contorno para problemas de convecção forçada e convecção natural.	28
Tabela 3.2: Refino de malha do tamanho dos elementos para convecção forçada.	34
Tabela 3.3: Faixa de parâmetros solicitada pela Whirlpool.	39
Tabela 4.1: Comparação das correlações da literatura com resultados numéricos para convecção natural vertical.	46
Tabela 4.2: Coeficientes das correlações para convecção natural vertical.....	47
Tabela 4.3: Formato das correlações para convecção natural horizontal adotadas na literatura.	48

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABINEE	Associação Brasileira da Indústria Elétrica e Eletrônica
MEOE	<i>Minimum elements on edge</i>
MLH	<i>Mixing length hypothesis</i>
MSR	<i>Maximum size ratio</i>
PCB	<i>Printed circuit board</i>
RANS	<i>Reynolds averaged Navier Stokes equations</i>
SST	<i>Shear stress transport</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos gerais

A	Área de troca de calor	m^2
$\vec{A}$	Vetor área da superfície de controle	m^2
c_p	Calor específico a pressão constante	$J/kg \cdot K$
C_i	Coeficiente i da correlação	-
CH	Altura do túnel de vento	m
CW	Largura do túnel de vento	m
d_h	Diâmetro hidráulico	m
El	Número de Elenbaas	-
f	Correlação ou função	-
F_{ij}	Fator de forma	-
g	Módulo da aceleração da gravidade local	m/s^2
$\vec{g}$	Vetor aceleração da gravidade	m/s^2
Gr	Número de Grashof	-
h	Coeficiente de troca de calor por convecção	$W/m^2 \cdot K$
H	Altura da aleta	m
k	Condutividade térmica	$W/m \cdot K$
L	Comprimento do canal	m
ℓ_c	Comprimento característico	m
m_i	Expoente da correlação	-
n	Fator assintótico	-
N	Número de aletas	-
N_{Total}	Número de casos do conjunto	-
Nu	Número de Nusselt	-
p	Pressão local	Pa
Pr	Número de Prandtl	-
q'''	Geração volumétrica de calor	W/m^3
r	Distância entre superfícies	m
Ra	Número de Rayleigh	-
Re	Número de Reynolds	-

Re^*	Número de Reynolds modificado	-
Ri	Número de Richardson	-
s	Espaçamento do canal	m
t	Tempo	s
t_b	Altura da base	m
t_f	Espessura da aleta	m
T	Temperatura, conjunto de treinamento	K, -
T^*	Temperatura adimensionalizada	-
T_{amb}	Temperatura de referência para a radiação	K
T_∞	Temperatura de corrente livre	K
T_s	Temperatura da superfície	K
u^*	Velocidade local adimensionalizada	-
u_o	Velocidade característica	m/s
U_∞	Velocidade de corrente livre	m/s
V	Conjunto de validação	-
$\vec{V}$	Vetor velocidade	m/s
$\vec{V}^*$	Vetor velocidade adimensionalizado	-
$\forall$	Volume	m ³
W	Largura do dissipador	m
$\vec{x}_i$	Vetor com os parâmetros do caso i	-
X_{DS}	Conjunto de dados simulado	-

Símbolos do alfabeto grego

α	Difusividade térmica	m ² /s
β	Coeficiente de expansão térmica	1/K
ε	Emissividade, erro	-
η_{fin}	Eficiência da superfície estendida	-
μ	Viscosidade dinâmica	Pa·s
ν	Viscosidade cinemática	m ² /s
Π	Grupo adimensional	-
ρ	Densidade	kg/m ³
τ	Subgrupo de validação	-

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	17
1.1	Contexto e motivação	17
1.2	Gerenciamento térmico	17
1.3	Dissipadores de calor	18
1.4	Modelagem por redes térmicas	19
1.5	Objetivos do trabalho	20
1.6	Estrutura do trabalho	20
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	22
2.1	Convecção forçada	22
2.2	Convecção natural.....	23
2.2.1	Orientação horizontal	23
2.2.2	Orientação vertical	24
2.3	Síntese das contribuições	26
3	METODOLOGIA	27
3.1	Grupos adimensionais.....	28
3.1.1	Convecção forçada	28
3.1.2	Convecção natural	30
3.2	Solução numérica	32
3.2.1	Malha computacional	32
3.2.2	Turbulência.....	34
3.2.3	Radiação térmica.....	35
3.2.4	Forças de corpo.....	37
3.2.5	Esquema de interpolação.....	37
3.3	Definição dos casos de estudo.....	38
3.3.1	Método de amostragem	39
3.3.2	Tamanho do conjunto de dados	40
4	RESULTADOS	43
4.1	Convecção forçada	43
4.1.1	Comparação com a literatura	43
4.1.2	Desenvolvimento da correlação	44
4.2	Convecção natural vertical.....	45

4.3	Convecção natural horizontal	47
4.3.1	Comparação com a literatura	47
4.3.2	Desenvolvimento da correlação	48
4.4	Síntese das correlações para dissipadores.....	49
5	CONCLUSÕES	50
	REFERÊNCIAS	51

1 INTRODUÇÃO

1.1 Contexto e motivação

A indústria de eletrônicos se encontra em constante expansão, impulsionada pela crescente demanda por dispositivos e soluções tecnológicas inovadoras. Esse cenário é evidente tanto no mercado global quanto no brasileiro, com projeções promissoras para os próximos anos. Estima-se que o mercado global de serviços de fabricação de eletrônicos atinja US\$ 773,22 bilhões até 2029 (Mordor Intelligence, 2024). A Associação Brasileira da Indústria Elétrica e Eletrônica (ABINEE) projeta um crescimento de 5% no faturamento da indústria eletroeletrônica em 2023, alcançando R\$ 231 bilhões (ABINEE, 2023).

As placas de circuito impresso (PCBs) são fundamentais para a construção de diversos dispositivos eletrônicos, como smartphones, computadores, eletrodomésticos e carros. Feitas de materiais não condutores como fibra de vidro, as PCBs contêm trilhas de cobre que conectam componentes eletrônicos, como resistores, capacitores, transistores e circuitos integrados, permitindo o funcionamento dos dispositivos.

A versatilidade e capacidade de miniaturização das PCBs permitem sua aplicação em diferentes formatos e tamanhos para atender às necessidades específicas de cada dispositivo. Esta flexibilidade as torna indispensáveis em uma ampla gama de aplicações, desde produtos eletrônicos simples até sistemas embarcados complexos.

A utilização de PCBs traz diversos benefícios para a indústria eletrônica, permitindo a criação de dispositivos menores e mais compactos, garantindo interconexões precisas e confiáveis entre os componentes eletrônicos. Elas também facilitam a produção em massa de dispositivos eletrônicos, otimizando custos e tornando-os mais acessíveis aos consumidores, além de promoverem a inovação tecnológica, possibilitando o desenvolvimento de novos produtos e funcionalidades.

1.2 Gerenciamento térmico

O gerenciamento térmico é crucial para o desempenho e funcionamento dos dispositivos eletrônicos, pois a geração de calor pelos componentes é inevitável. Sem um gerenciamento térmico adequado, a eficiência dos componentes diminui mais rapidamente, reduzindo sua vida útil e o desempenho geral do sistema. Além disso, o calor desigual pode gerar tensões mecânicas

na PCB, resultando em rachaduras e falhas nas soldas, danificando a placa e levando a falhas catastróficas.

Uma técnica de controle utilizada para evitar altas temperaturas é o *throttling* térmico, que reduz a velocidade do *clock* e, conseqüentemente, a potência dissipada, mas também sacrifica a performance do equipamento. Portanto, é necessário um projeto térmico adequado para prevenir a necessidade de *throttling* e garantir a eficiência e longevidade dos componentes.

1.3 Dissipadores de calor

No gerenciamento térmico de PCBs, a utilização de dissipadores de calor é uma prática essencial para manter a temperatura dos componentes eletrônicos dentro de níveis seguros e operacionais. Dissipadores de calor são dispositivos metálicos, geralmente feitos de alumínio ou cobre, projetados para aumentar a área de superfície disponível para a dissipação de calor. Eles funcionam redirecionando o calor gerado pelos componentes e dispersando-o no ambiente, reduzindo a temperatura dos componentes e prevenindo superaquecimento.

Os dissipadores de calor são particularmente importantes em componentes de alta potência, como processadores e transistores de potência, que geram grandes quantidades de calor. Ao instalar dissipadores de calor nestes componentes, é possível melhorar significativamente a eficiência térmica da PCB.

Existem diferentes tipos de dissipadores de calor, como os de perfil extrudado, que são comuns devido ao seu baixo custo e alta eficácia, e os de aletas, que aumentam ainda mais a área de superfície para maximizar a dissipação de calor. Além disso, a utilização de ventiladores em conjunto com dissipadores de calor pode melhorar a circulação do ar, aumentando ainda mais a capacidade de resfriamento.

O tipo de dissipador que será objeto de estudo deste trabalho é o dissipador com aletas de placas planas e contínuas, ilustrado na Figura 1.1. Sua geometria é descrita por sua largura W , comprimento dos canais L , altura das aletas H , altura da base t_b , espessura das aletas t_f e espaçamento entre os canais s , ou número de aletas N .

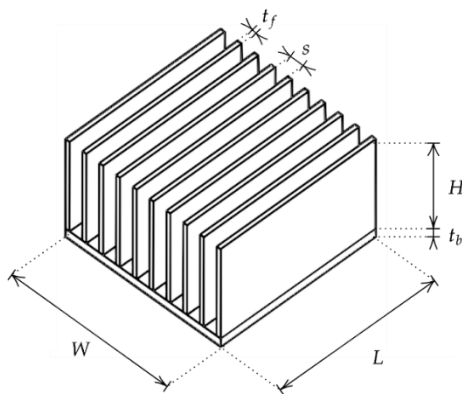


Figura 1.1: Dissipador de calor de placas planas contínuas (Fonte: Altium).

A correta seleção e instalação de dissipadores de calor é crucial. Eles devem ser adequadamente dimensionados para o componente específico e fixados de maneira segura, frequentemente utilizando pastas térmicas para garantir a melhor transferência de calor possível entre o componente e o dissipador. Dessa forma, os dissipadores de calor desempenham um papel vital na manutenção da eficiência e longevidade dos dispositivos eletrônicos, prevenindo falhas por superaquecimento e mantendo o desempenho ideal dos componentes.

1.4 Modelagem por redes térmicas

O projeto de placas eletrônicas pode ser composto por diversas etapas. No contexto do projeto térmico, incluem-se a modelagem numérica e a validação experimental. A modelagem numérica normalmente envolve a análise elétrica e térmica da placa e, em alguns casos, a previsão das trocas de calor por condução, convecção e radiação. O cálculo da convecção, que normalmente emprega o método dos volumes finitos, é uma etapa computacionalmente custosa, demandando bastante tempo e dificultando processos iterativos e de otimização, especialmente com o aumento do número de parâmetros de interesse.

Uma solução adotada na literatura é a modelagem de PCBs por redes térmicas, que consiste na modelagem e previsão das resistências térmicas entre os elementos da placa. As resistências de radiação são calculadas a partir dos fatores de forma entre superfícies, enquanto as resistências de condução são calculadas com base na lei de condução de Fourier e, eventualmente, em condutividades efetivas. As resistências de convecção são modeladas a partir de correlações de troca de calor convectiva, expressas na forma do número de Nusselt como uma função dos parâmetros geométricos e do escoamento do fluido de trabalho.

A modelagem por redes térmicas permite a redução do tempo computacional para a previsão do perfil térmico da placa em algumas ordens de grandeza. Embora introduza uma incerteza adicional, essa abordagem, dada a significativa redução do tempo de computação, revela-se uma excelente ferramenta na etapa de projeto e controle das PCBs, possibilitando iterações rápidas, versões iniciais de otimizações e estudos de sensibilidade de parâmetros.

Milagres (2021) desenvolveu uma ferramenta de rede térmica utilizando a linguagem Modelica e correlações de convecção desenvolvidas por Andrade (2021), feitas para a placa e componentes eletrônicos. O presente trabalho consiste na continuação do desenvolvimento dessa ferramenta, visando ampliar sua capacidade na simulação de problemas envolvendo troca de calor por convecção forçada e natural.

1.5 Objetivos do trabalho

Tendo em vista a importância do gerenciamento térmico de placas eletrônicas, as vantagens trazidas pela abordagem de redes térmicas e sua necessidade de calibração com correlações de troca de calor, há a necessidade da busca de correlações de troca de calor por convecção de dissipadores de calor em diversas condições. As principais condições listadas como prioridade são dissipadores com convecção forçada e convecção natural.

O objetivo geral deste trabalho é o desenvolvimento de correlações da troca de calor de dissipadores de calor sob os modos de convecção forçada e convecção natural nas orientações horizontal e vertical, através dos seguintes objetivos específicos:

1. Refino de malha, validação das hipóteses simplificativas e validação do tamanho da amostra.
2. Simulação numérica diferencial dos trocadores determinados nas faixas de interesse.
3. Comparação com os modelos encontrados na literatura.
4. Determinação dos grupos adimensionais e desenvolvimento de correlação para prever troca de calor nos dissipadores sob os diferentes modos.

1.6 Estrutura do trabalho

Este documento é dividido em 5 capítulos: introdução, revisão bibliográfica, metodologia, resultados e conclusões. Na introdução apresenta-se a motivação do trabalho, bem como a definição de seus objetivos. Na revisão bibliográfica são apresentadas investigações

disponíveis na literatura para problemas similares e que podem servir de base para o trabalho. No capítulo de metodologia descreve-se a proposta formulada para atingir os objetivos supracitados, enquanto o capítulo de resultados descreve os resultados obtidos neste trabalho. Por fim, o capítulo de conclusão apresenta uma síntese dos principais resultados do trabalho, propondo sugestões de melhoria e próximos passos.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O desenvolvimento de correlações de troca de calor é uma tarefa comumente abordada na literatura, podendo fornecer ideias importantes para a condução deste trabalho. Este capítulo está dividido em revisões da literatura para cada um dos casos a serem abordados no trabalho.

2.1 Convecção forçada

Teertstra *et al.* (1999) mostram que até o final dos anos 90, nenhuma correlação havia sido proposta para dissipadores sob convecção forçada tanto para escoamento totalmente desenvolvido como para escoamento em desenvolvimento. Assim os autores utilizaram o método das assíntotas proposto por Churchill e Usagi (1972) para encontrar uma correlação para a troca de calor em canais entre estes dois limites. Dessa análise surge o parâmetro adimensional $Re_s^* = (s/L) Re_s$ denominado número de Reynolds modificado, que leva em consideração o espaçamento e comprimento dos canais s e L . A correlação proposta é expressa na eq. 2.1 na qual Teertstra *et al.* (1999) aproximam o parâmetro n por 3. Para o caso do escoamento totalmente desenvolvido ($Re_s^* \rightarrow 0$) é adotada a solução de Bejan e Sciubba (1992), já para o escoamento em desenvolvimento ($Re_s^* \gg 0$), com as placas suficientemente afastadas, a correlação de Sparrow (1955) é utilizada.

$$Nu_s = \left[\left(\underbrace{\frac{1}{2} Re_s^* Pr}_{\substack{\text{Bejan e Sciubba (1992)} \\ \text{Totalmente desenvolvido}}} \right)^{-n} + \left(\underbrace{0,664 \sqrt{Re_s^*} Pr^{\frac{1}{3}} \sqrt{1 + \frac{3,65}{\sqrt{Re_s^*}}}}_{\substack{\text{Sparrow (1955)} \\ \text{Em desenvolvimento}}} \right)^{-n-1/n} \right]^{-1/n} \quad (2.1)$$

Jonsson e Moshfegh (2001) desenvolveram correlações para dissipadores em convecção forçada baseando-se em experimentos realizados em túnel de vento. Embora essas correlações e dados sejam úteis para a validação dos resultados numéricos, a utilização da geometria do túnel de vento limita sua aplicação em modelos de PCB com ventilação.

Sato *et al.* (2020) propuseram uma correlação baseada na solução de Jonsson e Moshfegh (2001), porém adaptada para uma configuração em que o topo das aletas é coberto por uma placa. Embora útil para comparação, essa correlação apresenta diferenças consideráveis em sua aplicação. Kim *et al.* (2008) compararam experimentalmente a correlação

proposta por Jonsson e Moshfegh (2001), validando seu erro e comparando-a com outros dados da literatura.

2.2 Convecção natural

2.2.1 Orientação horizontal

Harahap e McManus (1967) realizaram uma análise inicial de dissipadores horizontais, menos frequente na literatura devido à falta de um tratamento analítico simples. Os autores caracterizaram os diferentes padrões de escoamento ascendente nos dissipadores horizontais, observando que dissipadores com aletas mais baixas tendem a ter múltiplas colunas de ar quente ascendentes, enquanto aqueles com aletas mais altas geralmente apresentam uma única coluna de ar quente. Correlações por partes foram propostas para diferentes faixas de Ra_L .

Jones e Smith (1970) geraram correlações para dissipadores horizontais utilizando um interferômetro para observar os efeitos de chaminé. Apesar de terem verificado a influência da altura e da largura do dissipador na taxa de transferência de calor, não incluíram esses efeitos em sua análise devido a elevados erros de medição e limitação do aparato experimental, respectivamente. Eles também apontaram que os resultados de Harahap e McManus (1967) apresentam distorções em altas temperaturas, devido à avaliação das propriedades termofísicas na temperatura da base em vez da temperatura de filme.

Baskaya *et al.* (2000) utilizaram um código numérico para simular metade de um canal de um dissipador, propondo uma correlação no mesmo formato de Harahap e McManus (1967), mas unificando os dois domínios de solução utilizados por eles. A formulação laminar sem radiação foi empregada, utilizando propriedades termofísicas variáveis. Gray e Giorgini (1976) mostraram que, para diferenças de temperatura abaixo de $28,6^{\circ}\text{C}$, a aproximação de Boussinesq gera erros menores que 10% no coeficiente de troca de calor. Suas simulações foram validadas com os resultados experimentais de Harahap e McManus (1967), e Jones e Smith (1970).

Tari e Mehrtash (2013) realizaram um estudo numérico utilizando o modelo de turbulência de comprimento de mistura e o modelo de radiação *surface-to-surface* (S2S), empregando um formato de correlação similar ao de Harahap e McManus (1967).

Shen *et al.* (2014) foram os primeiros a considerar os efeitos da base e das laterais dos dissipadores, tendo os trabalhos anteriores focado somente na troca de calor nos canais. Em seu estudo numérico, utilizaram a formulação laminar com a aproximação de Boussinesq e o método das ordenadas discretas para a radiação. Eles também construíram um aparato experimental, fornecendo comparações entre seus resultados numéricos, experimentais e os

disponíveis na literatura. Shen *et al.* (2014) propuseram uma correlação sem incluir os efeitos da largura e altura do dissipador.

Tabela 2.1: Hipóteses assumidas para convecção natural horizontal.

Autor	Turbulência	Propriedades	Radiação
Harahap e McManus (1967)		Experimental	
Jones e Smith (1970)		Experimental	
Baskaya <i>et al.</i> (2000)	Laminar	Propriedades constantes, exceto $\rho(T)$	Desconsiderada
Tari e Mehrtash (2013)	MLH	Gás ideal	<i>Surface-to-surface</i>
Shen <i>et al.</i> (2014)	Laminar	Boussinesq	Ordenadas discretas

2.2.2 Orientação vertical

Elenbaas (1942) foi o primeiro a propor uma correlação de convecção natural para dissipadores verticais. Sua correlação é do tipo analítico-experimental e assume hipóteses de escoamento bidimensional nos canais e dissipação de calor apenas pelas placas aletadas. Sparrow e Bahrami (1980) demonstraram que essas hipóteses fornecem bons resultados para grandes valores de s/L , em que as perdas viscosas são reduzidas e o fluxo de ar provém principalmente da parte inferior dos canais, com a alta efetividade das superfícies aletadas fazendo com que o fluxo de calor saia predominantemente delas. Contudo, para espaçamentos menores, a solução mostra menor acurácia devido à entrada de ar pelas laterais dos canais e às perdas de calor nas outras superfícies se tornando relevantes. A correlação de Elenbaas (1942) também introduziu um importante parâmetro adimensional, posteriormente batizado de número de Elenbaas (eq. 2.2), extensamente utilizado para descrever a troca de calor em dissipadores.

$$El = \frac{s}{L} Ra_s = \frac{g\beta(T_\infty - T_s)s^4/L}{\nu\alpha} \quad (2.2)$$

Bar-Cohen e Rosenow (1984) resolveram o problema apontado por Sparrow e Bahrami (1980) na correlação de Elenbaas (1942) e propuseram correlações para convecção natural em placas verticais utilizando o método das assíntotas de Churchill e Usagi (1972). Primeiramente, determinaram as soluções assintóticas limites e formaram a solução generalizada por meio da equação:

$$Nu = (Nu_0^{-n} + Nu_\infty^{-n})^{-1/n} \quad (2.3)$$

Neste caso, o limite $s/L \rightarrow 0$ corresponde ao escoamento totalmente desenvolvido, cuja solução foi proposta por Elenbaas (1942),

$$Nu_s = \frac{1}{24} El \left[1 - e^{-\frac{35}{El}} \right]^{3/4} \sim \frac{1}{24} El \quad (2.4)$$

para $El \rightarrow 0$. Já o limite $s/L \rightarrow \infty$ corresponde às placas verticais isoladas, cuja solução é dada por $Nu_s = 0,59 El^{1/4}$ segundo McAdams (1954). Utilizando o método das assíntotas, a solução assume a forma

$$Nu_s = \left[\left(\frac{1}{24} El \right)^{-n} + (0,59 El^{1/4})^{-n} \right]^{-1/n} \quad (2.5)$$

em que n é um parâmetro ajustado para melhor descrever a transição entre os regimes de escoamento totalmente desenvolvido e placas isoladas. Bar-Cohen e Rosenow (1984) determinaram n como aproximadamente 2 para o caso de placas isotérmicas e propuseram uma correlação utilizando o método das assíntotas para dissipadores verticais.

Iyengar e Bar-Cohen (1998) determinaram uma correlação para placas não isotérmicas, expressa como:

$$Nu_s = \left[\frac{576}{(\eta_{fin} El)^2} + \frac{3,77}{(\eta_{fin} El)^{1/2}} \right]^{-1/2} \quad (2.6)$$

Para o conjunto de casos considerados no contexto de empacotamento térmico de eletrônicos foram encontradas eficiências de aleta acima de 98%, o que indica que a hipótese de superfícies isotérmicas é bastante razoável no contexto de dissipadores de calor para PCBs do tamanho e dissipação de interesse.

Brucker e Majdalani (2003) utilizam uma correlação de Churchill e Chu (1975) para o dissipador, corrigindo-a com uma condutividade térmica efetiva, correlacionada por partes com os parâmetros térmicos e geométricos.

Do *et al.* (2012) observa, assim como Sparrow e Bahrami (1980), que a correlação de Elenbaas (1984) utilizada por Bar-Cohen (1984) falha exatamente no intervalo em que foi adotada (escoamento totalmente desenvolvido $s/L \rightarrow 0$), e por isso apresenta grandes erros em

seus dados experimentais na faixa de pequenos espaçamentos. Além disso, Do *et al.* (2012) também propõe correlações para dissipadores inclinados, que falham devido às hipóteses de escoamento bidimensional (entrada de ar apenas no início do canal) assumida pelos autores em correlações analítico-experimentais. Este trabalho encontra diferenças consideráveis em relação às correlações da literatura, propondo assim uma correlação ajustada com seus dados experimentais assumindo o formato apresentado em Churchill e Usagi (1972).

Tari *et al.* (2013) analisaram correlações da literatura, propondo correlações por partes, cortando os intervalos com mais alto erro segundo sua análise numérica.

Bahrami *et al.* (2015) propuseram uma solução analítico-experimental utilizando o método integral, comparando com correlações anteriores da literatura.

2.3 Síntese das contribuições

Diversos trabalhos da literatura modelam o problema de interesse do presente estudo. Contudo, a maioria deles aborda geometrias significativamente maiores (na ordem de 250 mm) do que as consideradas aqui (na ordem de 50 mm), focando em faixas de dissipação maiores. Embora as correlações sejam dependentes de números adimensionais, julgou-se relevante compará-las numericamente para assegurar que suas previsões para geometrias maiores estejam de acordo com suas previsões para geometrias menores.

3 METODOLOGIA

As correlações de troca de calor por convecção foram geradas com a partir de resultados de simulações numéricas e comparadas com dados da literatura sempre que disponíveis. Este capítulo apresenta a metodologia para a solução numérica do problema de convecção em dissipadores, os casos de estudo, a comparação com dados da literatura e, por fim, o procedimento para a geração das correlações.

A análise numérica da troca de calor em dissipadores é realizada a partir das equações de conservação da conservação de massa, quantidade de movimento e energia, indicadas pelas equações (3.1) - (3.3), respectivamente.

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_{C.V.} \rho dV + \oint_{S.C.} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} = 0 \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_{C.V.} \rho \vec{V} dV - \oint_{S.C.} \vec{V} (\rho \vec{V} \cdot d\vec{A}) = \oint_{S.C.} p d\vec{A} - \oint_{S.C.} \mu (\vec{\nabla} \vec{V} + \vec{\nabla} \vec{V}^T) \cdot d\vec{A} + \iiint_{C.V.} \rho \vec{g} dV \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_{C.V.} \rho c_p T dV + \oint_{S.C.} \rho c_p T \vec{V} \cdot d\vec{A} = - \oint_{S.C.} k \vec{\nabla} T \cdot d\vec{A} + \iiint_{C.V.} \rho q''' dV \quad (3.3)$$

Nessas equações, ρ é a densidade do fluido, $\vec{V}$ é o vetor velocidade, t é o tempo, p é a pressão local, μ é a viscosidade dinâmica, $\vec{g}$ representa o vetor do gravitacional, c_p é o calor específico do fluido sob pressão constante, T é a temperatura, k é a condutividade térmica e q''' denota uma taxa de geração volumétrica de calor. As equações de (3.1) - (3.3) são válidas para fluidos newtonianos e foram empregadas com a hipótese de gás ideal, e considerando desprezíveis as variações da energia potencial e da energia cinética entre a entrada e a saída do domínio de solução. Além dessas hipóteses, considera-se também a condição de regime permanente e escoamento com número de Mach $M \leq 0,3$.

As condições de contorno adotadas na solução do problema se encontram na Figura 3.1 e Tabela 3.1. A solução numérica das equações (3.1) - (3.3) foi feita com o emprego do software ANSYS Icepak, que possui ferramentas de pré-processamento para a simulação de problemas de transferência de calor em sistemas eletrônicos, e utiliza o ANSYS Fluent para resolver as equações governantes.

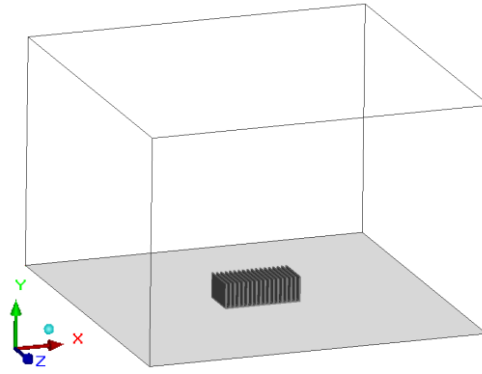


Figura 3.1: Domínio computacional.

Tabela 3.1: Condições de contorno para problemas de convecção forçada e convecção natural.

	Convecção forçada		Convecção natural	
$z_{\min}$	Velocidade prescrita	$\vec{V} = (0, 0, U_{\infty})$	Pressão prescrita	$p = 0$
$z_{\max}$	Pressão prescrita	$p = 0$	Pressão prescrita	$p = 0$
$y_{\max}, x_{\max}, x_{\min}$	Pressão prescrita	$p = 0$	Pressão prescrita	$p = 0$
$y_{\min}$	Não-eskorregamento	$\vec{V} = \vec{0}$	Não-eskorregamento	$\vec{V} = \vec{0}$

3.1 Grupos adimensionais

A adimensionalização das equações na forma integral permite a extração de grupos adimensionais importantes para a análise dos problemas de convecção forçada e convecção natural, com mostrado a seguir.

3.1.1 Convecção forçada

A equação (3.2) pode ser expressa na forma diferencial, destacando apenas sua componente x , através das adimensionalizações

$$\vec{V}^* = u_0^{-1} \vec{V} \quad , \quad \vec{\nabla}^* = \ell_c \vec{\nabla} \quad \text{e} \quad (3.4)$$

$$T^* = \frac{T - T_{\infty}}{T_s - T_{\infty}} \quad , \quad (3.5)$$

onde T_s é a temperatura da parede, ℓ_c é um comprimento característico, e u_0 é uma velocidade característica. No caso da convecção forçada as forças de corpo são desprezíveis, e a equação da quantidade de movimento na direção x pode ser escrita na seguinte forma adimensional:

$$(\vec{V}^* \cdot \vec{\nabla}^*)u^* = -\frac{1}{\rho u_0^2} \frac{\partial p}{\partial x^*} + \frac{1}{Re_{\ell_c}} \nabla^{*2} u^* \quad (3.6)$$

O número de Reynolds Re_{ℓ_c} que aparece nessa equação é definido pela seguinte expressão:

$$Re_{\ell_c} = \frac{u_0 \ell_c}{\nu} \quad . \quad (3.7)$$

Através do teorema dos Π 's de Buckingham, pode-se selecionar os grupos adimensionais de interesse para a elaboração de correlações, considerando que o coeficiente de troca de calor h é função dos parâmetros $U_\infty, \rho, \mu, k, c_p, L, W, H, t_f$ e s . Aplicando o teorema dos Π 's de Buckingham, resultam oito grupos adimensionais:

$$Nu_{\ell_c} = \frac{h \ell_c}{k} \quad , \quad (3.8)$$

$$Re_{\ell_c} = \frac{\rho U_\infty \ell_c}{\mu} \quad , \quad (3.9)$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad , \quad (3.10)$$

$$L^* = \frac{L}{\ell_c} \quad W^* = \frac{W}{\ell_c} \quad H^* = \frac{H}{\ell_c} \quad t_f^* = \frac{t_f}{\ell_c} \quad s^* = \frac{s}{\ell_c} \quad (3.11)$$

De forma que o número de Nusselt é uma função de sete variáveis, ou seja,

$$Nu_{\ell_c} = f(Re_{\ell_c}, Pr, L^*, W^*, H^*, t_f^*, s^*) \quad . \quad (3.12)$$

Deve ser mencionado que a temperatura de filme não mostrou variação significativa na presente análise e, assim, o número de Prandtl Pr não foi incluído como variável independente.

3.1.2 Convecção natural

Já no caso da convecção natural, a força de corpo devido ao campo gravitacional,

$$\frac{F_g}{\Delta V} = -\rho g \quad , \quad (3.13)$$

é considerada. Assim, a taxa da variação de pressão devido à gravidade é dada por

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{dp_\infty}{dx} = -\rho_\infty g \quad . \quad (3.14)$$

O coeficiente de expansão térmica pode ser aproximado por

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \approx -\frac{1}{\rho} \frac{\rho_\infty - \rho}{T_\infty - T} \quad . \quad (3.15)$$

Dessa forma, agregando a soma das forças de corpo com as forças de pressão e substituindo a aproximação para o coeficiente de expansão térmica, a equação da quantidade de movimento se torna:

$$(\vec{V}^* \cdot \vec{\nabla}^*) u^* = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)\ell_c}{u_0^2} T^* + \frac{\nu}{u_0 \ell_c} \nabla^{*2} u^* \quad . \quad (3.16)$$

Definindo uma velocidade característica como

$$u_0 = \sqrt{g\beta(T_s - T_\infty)\ell_c} \quad , \quad (3.17)$$

a equação 3.16 se torna:

$$(\vec{V}^* \cdot \vec{\nabla}^*) u^* = T^* + \frac{1}{Gr_{\ell_c}^{1/2}} \nabla^{*2} u^* \quad , \quad (3.18)$$

em que o número de Grashof

$$Gr_{\ell_c} = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)\ell_c^3}{\nu^2} \quad , \quad (3.19)$$

representa a razão entre as forças de empuxo e as forças viscosas.

Caso a velocidade característica seja escolhida como U_∞ , a equação 3.16 assume a seguinte forma:

$$(\vec{V}^* \cdot \vec{\nabla}^*)u^* = Ri_{\ell_c}T^* + \frac{1}{Re_{\ell_c}}\nabla^{*2}u^* \quad , \quad (3.20)$$

em que o número de Richardson

$$Ri_{\ell_c} = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)\ell_c}{U_\infty^2} \quad , \quad (3.21)$$

representa a razão entre as forças de empuxo e as forças inerciais.

Por fim, a equação da energia adimensionalizada pode ser expressa por

$$(\vec{V}^* \cdot \vec{\nabla}^*)T^* = \frac{1}{Ra_{\ell_c}}\nabla^{*2}T^* \quad (3.22)$$

em que o número de Rayleigh é dado por

$$Ra_{\ell_c} = Gr_{\ell_c}Pr \quad . \quad (3.23)$$

O emprego desses grupos adimensionais permite a elaboração de correlações de troca de calor para convecção forçada e convecção natural. No caso da convecção natural, a força motriz se deve ao empuxo, o qual por unidade mássica equivale a

$$g\beta(T_s - T_\infty) \quad , \quad (3.24)$$

$$h = f(g\beta\Delta T, \rho, \mu, k, c_p, L, W, H, t_f, s) \quad , \quad (3.25)$$

gerando os seguintes grupos adimensionais,

$$Nu_{\ell_c} = \frac{h\ell_c}{k} \quad , \quad (3.26)$$

$$Gr_{\ell_c} = \frac{g\beta\Delta T\rho^2\ell_c^3}{\mu^2} \quad , \quad (3.27)$$

$$Pr = \frac{c_p\mu}{k} \quad , \quad (3.28)$$

$$L^* = \frac{L}{\ell_c} \quad W^* = \frac{W}{\ell_c} \quad H^* = \frac{H}{\ell_c} \quad t_f^* = \frac{t_f}{\ell_c} \quad s^* = \frac{s}{\ell_c} \quad (3.29)$$

De forma que o número de Nusselt é uma função de sete variáveis, ou seja,

$$Nu_{\ell_c} = f(Ra_{\ell_c}, Pr, L^*, W^*, H^*, t_f^*, s^*) \quad . \quad (3.30)$$

Do mesmo modo como verificado para a convecção forçada, as variações de temperatura de filme analisadas não mostraram variações significativas e, dessa forma, o número de Prandtl Pr não foi considerado na análise.

3.2 Solução numérica

As soluções dos campos de temperatura e velocidade foram obtidas utilizando o código comercial ANSYS Icepak. Além das hipóteses já mencionadas, testaram-se diferentes modelos de turbulência (RANS), procedimentos para o cálculo da radiação térmica, relevância das forças de corpo e esquemas de interpolação, conforme detalhado nas seções a seguir.

3.2.1 Malha computacional

O método dos volumes finitos envolve a discretização das equações de conservação na forma integral (conservativa), o cálculo dos gradientes a partir de funções de interpolação e a solução numérica dos campos utilizando métodos iterativos. Nesse procedimento de solução,

uma malha computacional é utilizada, conforme ilustrado na Figura 3.2, permitindo o cálculo das propriedades em cada um dos volumes formados.

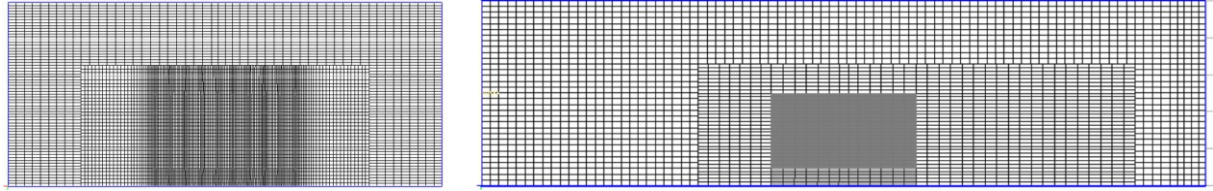


Figura 3.2: Malha computacional.

A malha computacional foi gerada utilizando o gerador cartesiano do ANSYS Icepak. Essa malha não conformal é dividida em duas regiões: uma com elementos maiores distantes do dissipador e outra mais refinada próxima ao dissipador. A malha na região distante é controlada pelas dimensões máximas atribuídas aos elementos em cada direção do sistema de coordenadas (Δx_{ext} , Δy_{ext} e Δz_{ext}). Por outro lado, a malha na região próxima é controlada pelas dimensões máximas dos elementos apenas nas direções y e z (Δy_{int} e Δz_{int}), pelo número mínimo de elementos em cada aleta (*Minimum Elements on Edge* / MEOE) e pelo fator de crescimento dos elementos (*Maximum Size Ratio* / MSR). Além desses sete parâmetros, o tamanho da região refinada próxima ao dissipador e o tamanho do domínio computacional também influenciam a configuração final da malha, somando mais seis parâmetros.

Um estudo de independência de malha foi realizado, variando os onze parâmetros mencionados para assegurar a independência dos resultados em relação à malha computacional. A Tabela 3.2 e Figura 3.3 mostram alguns desses refinamentos. Cada parâmetro foi ajustado até que a variação da temperatura média da superfície do dissipador fosse inferior a $0,05^\circ\text{C}$ entre diferentes malhas, com o objetivo de garantir a acurácia dos resultados, mas procurando também minimizar o custo computacional.

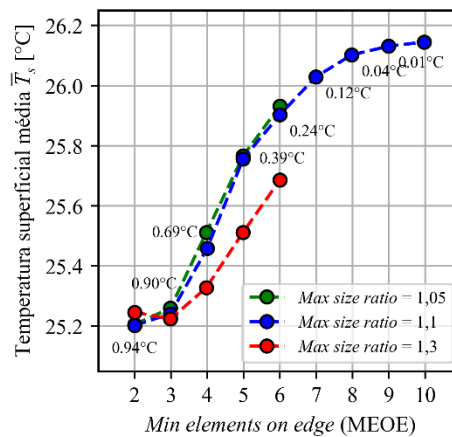
O estudo de independência de malha foi realizado para um dissipador com dimensões de 2 cm de altura, largura e profundidade. Para outras geometrias, os tamanhos máximos dos elementos (Δx_i) foram definidos pela relação

$$\Delta x_i(L, W, H) = \Delta x_i(2 \text{ cm}, 2 \text{ cm}, 2 \text{ cm}) \frac{\max(L, W, H)}{2 \text{ cm}}, \quad (3.31)$$

mantendo a proporcionalidade entre o tamanho dos volumes e evitando distorções na malha.

Tabela 3.2: Refino de malha do tamanho dos elementos para convecção forçada.

Região do escoamento livre						Região refinada					
Δx_{out}			Δy_{out}			Δz_{out}			Δy_{in}		
Δx_{out} [mm]	T [°C]	ΔT [°C]	Δy_{out} [mm]	T [°C]	ΔT [°C]	Δz_{out} [mm]	T [°C]	ΔT [°C]	Δy_{in} [mm]	T [°C]	ΔT [°C]
2	25,29	-	1	25,30	-	2	25,29	-	0,50	25,27	-
4	25,29	0,00	2	25,37	0,07	4	25,29	0,00	1,25	25,28	0,01
6	25,29	0,00	4	25,41	0,11	6	25,29	0,00	2,50	25,30	0,03
8	25,30	0,01	6	25,41	0,11	8	25,30	0,01			
10	25,30	0,01				12	25,30	0,01			

Figura 3.3: Refino dos parâmetros na direção x da região interna da malha na convecção forçada.

3.2.2 Turbulência

A turbulência é uma característica do escoamento com estruturas turbulentas de diferentes escalas de comprimento, velocidade e tempo, que aumentando a difusão das propriedades do escoamento. Um método comum para modelar o escoamento turbulento em simulações computacionais é a abordagem *Reynolds Averaged Navier Stokes* (RANS), que separa o campo de velocidade instantâneo, $u_i(t)$, em uma média temporal, $\bar{u}_i$, e um campo de flutuações $u'_i(t)$, ou seja, $u_i(t) = \bar{u}_i + u'_i(t)$. Ao substituir essa decomposição nas equações da equação da quantidade movimento, surge o tensor de Reynolds $\overline{\rho u'_i u'_j}$ que requer algum modelo de fechamento. Existem diversos modelos de fechamento na literatura, cada um com suas aplicações, vantagens e desvantagens, e muitos deles estão implementados em softwares de simulação de escoamentos.

Para modelar a convecção forçada, o modelo de turbulência k- ω SST (Menter, 1992) foi selecionado, por oferecer um bom equilíbrio entre acurácia e custo computacional moderado. De fato, esse modelo é robusto, aplicável a diversos escoamentos, com e sem gradientes de

pressão adversos, em uma ampla faixa de números de Reynolds. O modelo $k-\omega$ SST é formado pela combinação do modelo $k-\varepsilon$ (Launder e Sharma, 1974), que fornece boa acurácia no escoamento livre, com o modelo $k-\omega$ (Wilcox *et al.*, 1998.) que prevê bem o escoamento - próximo da parede. A partir da consulta de trabalhos da literatura, verificou-se que os resultados do modelo $k-\omega$ SST apresentaram a maior concordância com os dados de Teertstra (1999) e um dos menores tempos computacionais dentre os modelos testados.

Para a convecção natural, a literatura sugere a formulação de regime laminar (Baskaya *et al.*, 2000; Shen *et al.*, 2014) o emprego do modelo de turbulência do comprimento de mistura (Tari e Mehrtash, 2013). Os resultados dessas duas abordagens e do modelo $k-\omega$ SST obtidos neste trabalho para a troca de calor no dissipador foram muito próximos, como ilustrado na Figura 3.4, o que foi corroborado pela intensidade turbulenta máxima de 0,6% próxima ao dissipador, calculada com o modelo $k-\omega$ SST. Portanto, a abordagem laminar foi utilizada para a simulação dos casos de convecção natural.

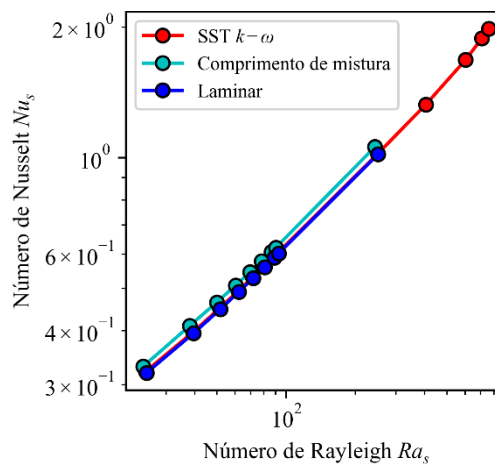


Figura 3.4: Comparação de modelos de turbulência na convecção natural

3.2.3 Radiação térmica

A modelagem adequada da radiação térmica no contexto da convecção natural é essencial para a previsão correta das temperaturas, pois a perda de calor por radiação contribui significativamente para a diminuição da temperatura superficial do dissipador, que é a força motriz da troca convectiva. O calor dissipado por radiação é calculado pela lei de Stefan-Boltzmann:

$$\dot{Q} = \sum \varepsilon_i A_i F_{ij} (T_{s,i}^4 - T_{amb,j}^4) \quad (3.32)$$

onde ε_i é a emissividade, A_i é a área, T_{si} é a temperatura superficial da superfície i , $T_{amb,j}$ é a temperatura das superfícies j do ambiente, e F_{ij} é o fator de forma entre uma superfície i do dissipador e uma superfície j do ambiente. O somatório indicado na equação (3.32) é feito entre todos os pares de superfícies i do dissipador e superfícies j do ambiente.

Os fatores de forma F_{ij} são calculados utilizando o método *surface-to-surface* (S2S) de acordo com a relação:

$$F_{ij} = \frac{1}{A_i} \iint_{A_i} \iint_{A_j} \frac{\cos \theta_i \cos \theta_j \delta_{ij}}{\pi r^2} dA_i dA_j \quad (3.33)$$

onde $\delta_{ij} = 1$ se A_i é visível a A_j , e $\delta_{ij} = 0$ caso contrário. O uso desse modelo impede a aplicação de condições de simetria para reduzir o custo computacional, ou seja, mesmo que o escoamento ser representado pela condição de simetria, o cálculo dos fatores de forma não suporta essa simplificação.

Para um dissipador em convecção natural horizontal com dimensões de $2 \times 2 \times 2$ cm de largura, altura e profundidade, e uma taxa de dissipação de 1 W, a troca de calor por radiação representar até 31,6% da troca total de calor (Figura 3.5a). Deve ser também mencionado que a especificação correta da emissividade é crucial para a acurácia da previsão da temperatura superficial (Figura 3.5b). Para a mesma geometria e taxa de dissipação, a variação da emissividade de 0,2 a 1,0 resulta em uma diferença de 9,5 °C na temperatura superficial e uma mudança de 7,8% no coeficiente de transferência de calor por convecção como mostrado na Figura 3.5.

Já no caso da convecção forçada, resultados mostraram que a radiação térmica não representa uma parcela significativa da troca de calor e, portanto, foi desprezada nas simulações numéricas.

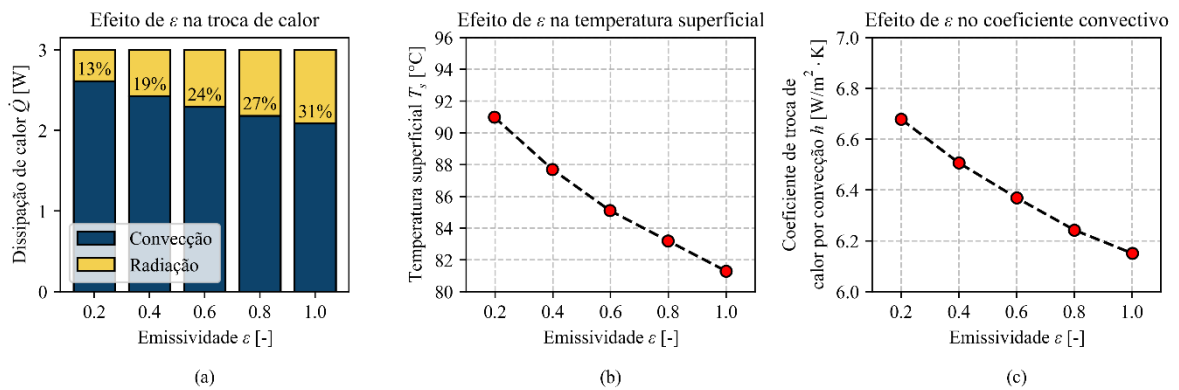


Figura 3.5: Efeito da emissividade na troca por radiação.

3.2.4 Forças de corpo

Um estudo foi realizado para determinar a relevância das forças de corpo no caso de convecção forçada, de forma a assegurar que não houvesse escoamento misto nas menores velocidades consideradas nas simulações. Para isso, foram selecionadas amostras de 8 percentis do logaritmo do número de Richardson ($\log Ri_L$) como ilustrado na Figura 3.6a. O número de Richardson (Ri_L) representa a razão entre as forças de gravidade e as forças inerciais, sendo dado por:

$$Ri_L = \frac{Gr_L}{Re_L^2} = \frac{g\beta\Delta TL}{U_\infty^2} \quad (3.34)$$

O termo da gravidade pode ser desprezado quando $Ri_L \ll 1$. Os casos considerados para análise variaram no intervalo $Ri_L \in [10^{-3}, 10^{-1}]$, distribuídos aproximadamente de forma uniforme nessa escala logarítmica. Comparando o número de Richardson com a diferença no número de Nusselt entre as simulações com e sem o termo da gravidade, não foram encontradas correlações significativas, com diferenças inferiores a 6% no número de Nusselt como corroborado na Figura 3.6. Dessa forma, as forças de corpo foram negligenciadas no estudo de convecção forçada.

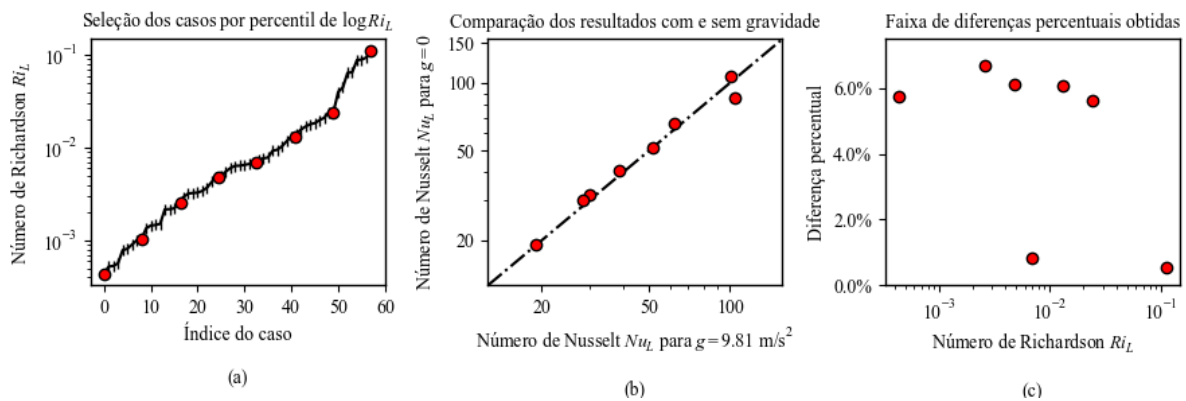


Figura 3.6: Efeito das forças de corpo na convecção forçada.

3.2.5 Esquema de interpolação

Um esquema de interpolação de primeira ordem foi utilizado para todas as variáveis. Embora o esquema de segunda ordem seja recomendado quando há desalinhamento significativo do vetor velocidade do escoamento em relação à malha computacional (Maliska, 2017), isso não foi verificado nas simulações realizadas neste trabalho. A diferença entre os

resultados de temperatura superficial do dissipador obtidos com os esquemas de primeira e segunda ordem foi inferior a 0,1 °C, justificando o uso do esquema de primeira ordem.

3.3 Definição dos casos de estudo

Para a criação de uma correlação de troca de calor, um conjunto significativo de casos deve ser simulado, definindo adequadamente os dados de entrada, e coletando os dados de saída das simulações. As informações relevantes de entrada de um caso são compostas pela geometria do dissipador (L, W, H, N, t_f, t_b) e pelos dados de operação (potência dissipada $\dot{Q}$ e velocidade de entrada U_∞). Nenhum trabalho foi encontrado na literatura descrevendo o efeito da altura da base do dissipador, portanto esse parâmetro foi descartado como uma variável da presente análise. Para tanto variou-se a altura da base de uma geometria até que não houvesse mudança significativa no coeficiente de troca de calor, como mostrado na Figura 3.7. Seguindo esse procedimento, uma altura constante de $t_b = 1$ mm foi utilizada para todos os casos analisados.

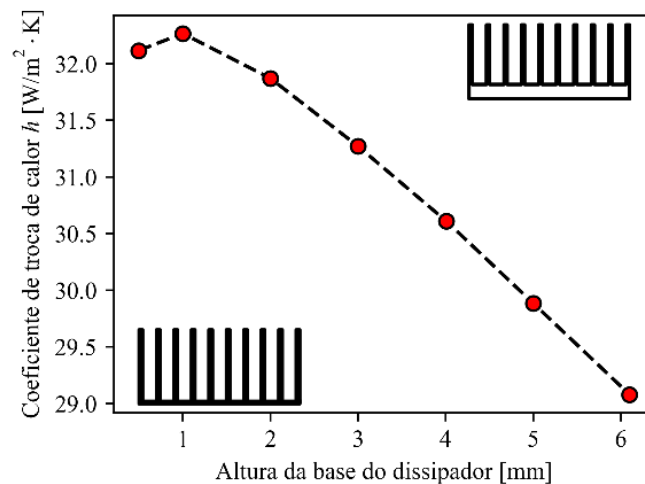


Figura 3.7: Efeito da altura da base no coeficiente de troca de calor (convecção forçada)

O intervalo proposto para o restante das variáveis é mostrado na Tabela 3.3, observando que a velocidade de entrada não nula é apenas usada para o caso de convecção forçada. A partir dos limites de interesse de cada parâmetro, pode-se gerar um conjunto de dados suficientes para o treinamento, de acordo com o método selecionado para a amostragem dos casos usado no desenvolvimento das correlações de transferência de calor no dissipador, conforme detalhamento apresentado a seguir.

Tabela 3.3: Faixa de parâmetros solicitada pela Whirlpool.

	U_{∞} [m/s]	Q [W]	L [mm]	W / L	H / L	t_f [mm]	t_f / s
Mínimo	1	1	20	50%	33%	1	20%
Máximo	3	5	100	200%	100%	2	50%

3.3.1 Método de amostragem

A metodologia utilizada para a escolha dos dados de treinamento foi a amostragem por hipercubo latino (McKay *et al.*, 1979). Esse algoritmo reúne vantagens de outras técnicas de amostragem de comum uso, como grade e aleatória.

A amostragem por grade consiste na escolha de valores (normalmente igualmente espaçados) dentro do intervalo paramétrico especificado. A tabela de valores de entrada é então construída por todas as combinações entre os valores considerados para cada parâmetro, como ilustrado na Figura 3.8a. O método de grade destaca-se por cobrir uniformemente o espaço amostral. Contudo, quanto maior for o número de parâmetros que descrevem o problema mais esparsa será a amostragem, de forma que com o mesmo número total de parâmetros, o número de valores únicos assumidos por cada parâmetro decresce exponencialmente. Caso o número de parâmetros seja p , e o número total de amostras selecionadas seja N_{total} , o número de valores únicos de cada parâmetros será na ordem de $\sqrt[p]{N_{total}}$.

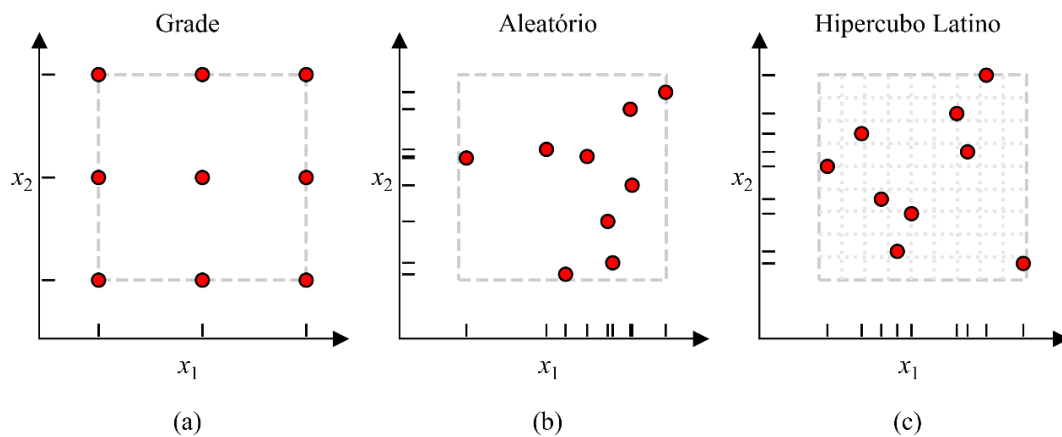


Figura 3.8: Métodos de amostragem.

Para solucionar o problema do número reduzido de valores únicos assumidos por cada parâmetro, o método da amostragem aleatória seleciona aleatoriamente o valor de cada

parâmetro (Figura 3.8b) com uma distribuição que pode ser uniforme, com o número de valores únicos de cada parâmetro sendo exatamente N_{total} . A desvantagem desse método é a sua natureza aleatória, podendo surgir regiões no espaço amostral densamente povoadas e regiões esparsas, podendo enviesar os resultados obtidos.

Da necessidade de valores únicos para cada parâmetro (fornecida pela amostragem aleatória, mas não de grade) com uma cobertura mais uniforme do espaço amostral (fornecida pela amostragem de grade, mas não aleatória), McKay *et al.* (1979) propuseram a amostragem hipercubo latino (Figura 3.8c), que consiste na subdivisão de cada intervalo paramétrico em N_{total} regiões de mesmo tamanho, e a escolha aleatória de um valor paramétrico dentro de cada uma dessas regiões. Dessa forma, se garante que todos os parâmetros serão selecionados ocupando todo o intervalo desejado com uma grande variedade de valores paramétricos, como ilustrado na Figura 3.8c.

3.3.2 Tamanho do conjunto de dados

A amostragem por hipercubo latino requer a seleção prévia do número de casos desejados. Para garantir que o número de amostras é suficiente, utilizou-se a técnica de validação cruzada *k-fold* (Fushiki, 2009), em que um tamanho amostral é selecionado e a técnica é utilizada para garantir que o número de casos seja suficiente para generalizar a dinâmica observada.

O método consiste em gerar correlações com um número crescente de dados de treinamento, até que o erro deixe de diminuir significativamente. Um conjunto de treinamento T é definido pelo conjunto com todos os casos $\vec{x}_i$ usados para a geração da correlação. Utilizando uma notação matemática, o i -ésimo caso pode ser representado por um vetor com todos os seus parâmetros de entrada, $\vec{x}_i = (L_i, W_i, H_i, N_i, t_{f,i}, t_{b,i}, \dot{Q}_i, U_{\infty,i})^T$.

Já o conjunto de validação V é um conjunto de casos que não pertencem ao conjunto de treinamento, de forma que a correlação $f(\vec{x})$ é gerada com base nos dados do conjunto de treinamento T , mas o erro da correlação é medido com o conjunto de validação.

No caso da correlação de troca de calor, $\vec{x}_i$ contém os dados de entrada de uma simulação, Nu_i corresponde ao número de Nusselt calculado pela simulação numérica, e a correlação desenvolvida é uma função dos dados de entrada que busca aproximar o número de Nusselt $f(\vec{x}_i) \approx Nu_i$. O erro baseado no conjunto de validação é então dado por

$$\bar{\varepsilon}_V = \frac{1}{|V|} \sum_{\vec{x}_i \in V} \frac{|Nu_i - f(\vec{x}_i)|}{Nu_i} \quad (3.35)$$

mas a correlação f é calculada utilizando um método de otimização com o objetivo

$$\min_f \frac{1}{|T|} \sum_{\vec{x}_i \in T} \frac{|Nu_i - f(\vec{x}_i)|}{Nu_i} \quad (3.36)$$

O método da validação cruzada k -fold consiste na construção de um conjunto de dados $X_{DS} = \{\vec{x}_i\}_{i=1}^{N_{total}}$, no presente caso utilizando o método de amostragem por hipercubo latino, e selecionando um número inicial da amostragem N_{total} . Este trabalho utiliza o método da validação cruzada 4-fold, com $k = 4$, e segundo o algoritmo, o conjunto X_{DS} será dividido $k = 4$ vezes entre um conjunto de validação V^j e um conjunto de treinamento T^j , de forma que $X_{DS} \in V^j \cup T^j$ para $j = 1, 2, 3, 4$. Em cada divisão, o conjunto de validação deve representar aproximadamente 1/4 do conjunto X_{DS} , e em cada *fold* (j -ésima divisão) o conjunto de validação deve ser único ($V^a \cap V^b = \emptyset$ se $a \neq b$). A Figura 3.9 ilustra as 4 divisões do conjunto X_{DS} .

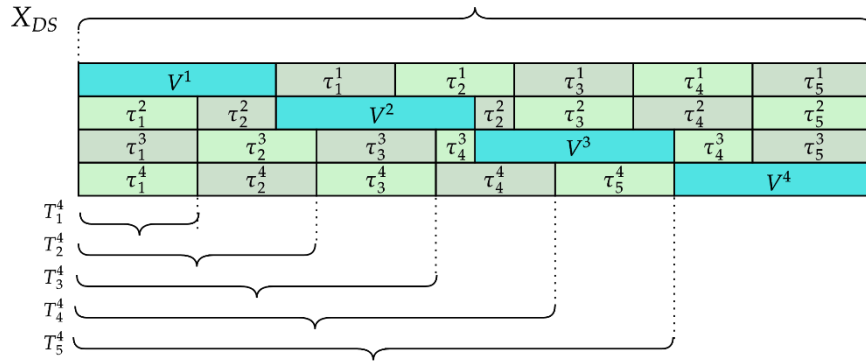


Figura 3.9: Divisão do conjunto de dados em 4 *folds*.

O j -ésimo conjunto de treinamento por sua vez é dividido em $k + 1 = 5$ conjuntos aproximadamente do mesmo tamanho $T^j = \tau_1^j \cup \tau_2^j \cup \tau_3^j \cup \tau_4^j \cup \tau_5^j$. Finalmente, para cada *fold* são geradas 5 correlações, treinadas com um conjunto de treinamento de tamanho crescente, $T_n^j = \cup_{i=1}^n \tau_i^j$. A curva de erros para um número de dados de treinamento crescente pode ser enviesada pelos conjuntos de treinamento e validação escolhidos, e para isso foram criadas 4

cópias de cada um. Uma média da curva de erros é extraída para cada *fold*, de forma que se pode analisar a suficiência do tamanho do conjunto de dados como ilustrado na Figura 3.10.

Portanto, pode-se observar na Figura 3.10 como um tamanho crescente do conjunto de dados faz com que o erro inicialmente decresça abruptamente, mas conforme o conjunto de treinamento cresce mais, não se observa uma queda considerável do erro da correlação. Pelo contrário, a curva média mostra uma estabilização do erro e tendendo a um valor assintótico. Dessa forma, o tamanho do conjunto inicialmente escolhido, $|X_{DS}| = 232$ foi validado como suficientemente representativo para o desenvolvimento das correlações.

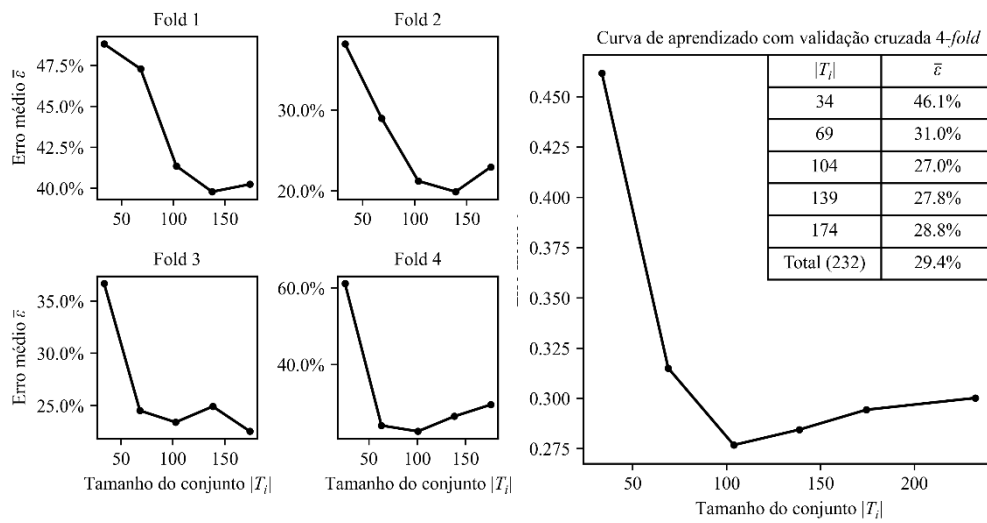


Figura 3.10: Curvas de erros da validação cruzada 4-fold.

4 RESULTADOS

Este capítulo apresenta as correlações desenvolvidas para convecção forçada e convecção natural em dissipadores de calor. Os resultados numéricos das simulações dos casos definidos na seção anterior são comparados com correlações da literatura e, quando o erro encontrado é alto, uma nova correlação é proposta a partir dos resultados numéricos. Mesmo em alguns casos com baixos erros, uma correlação otimizada é também proposta.

4.1 Convecção forçada

4.1.1 Comparação com a literatura

Os resultados numéricos foram validados com correlações disponíveis na literatura. No caso da convecção forçada, as principais correlações da literatura são aquelas desenvolvidas por Teertstra *et al.* (1999) e Jonsson e Moshfegh (2001). A correlação de Jonsson e Moshfegh (2001) não pode ser utilizada em simulações de rede térmica de PCBs, pois leva em consideração a geometria do túnel de vento em que o dissipador está inserido, mas pode ser utilizada para a validação do modelo de simulação. No entanto, deve ser mencionado que a vasta maioria dos casos considerados nas simulações estão fora dos limites paramétricos recomendados por Jonsson e Moshfegh (2001). A Figura 4.1 apresenta a comparação entre as correlações e os resultados obtidos das simulações para a troca de calor em um dissipador com as seguintes especificações: $W = 5$ cm, $H = 3$ cm, $N = 10$, $t_f = 1$ mm, $Q = 10$ W e $U \in [0,4; 2,8]$ m/s.

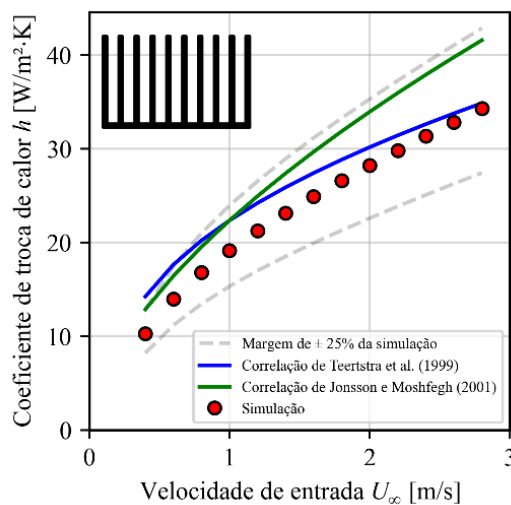


Figura 4.1: Comparação entre simulação e correlações da literatura para convecção forçada.

Para esses casos, os erros médios em relação às correlações de Teertstra *et al.* (1999) e Jonsson e Moshfegh (2001) foram 10,7% e 16,3%, respectivamente, e os erros máximos foram 27,9% e 20,2%. Apesar da concordância razoável dos resultados numéricos com essas correlações, observam-se erros significativamente maiores para o restante das geometrias, como ilustrado na Figura 4.2, havendo a necessidade do desenvolvimento de uma nova correlação para convecção forçada em dissipadores em uma faixa mais larga de dimensões e número de Reynolds. Por exemplo, a correlação de Teertstra *et al.* (1999) fornece resultados satisfatórios para $Nu_{s,corr} \gtrsim 5$ que equivale a aproximadamente $(s/L)Re_s \gtrsim 50$. Para menores valores de Reynolds contudo a correlação subestima os valores de temperatura superficial com relação aos resultados da simulação.

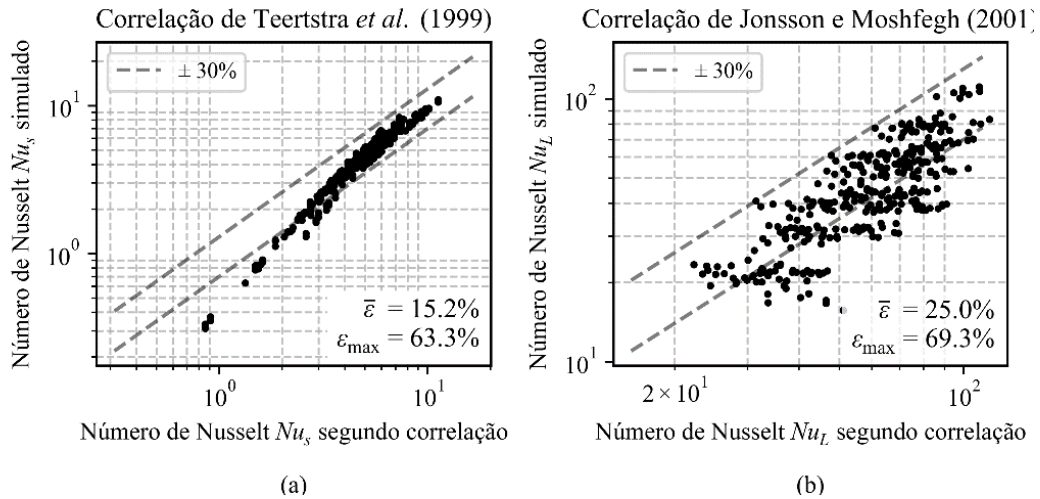


Figura 4.2: Comparação entre as correlações da literatura e os resultados numéricos na convecção forçada.

4.1.2 Desenvolvimento da correlação

Apesar de fornecer erros maiores para as menores faixas de $Re_s^* = (s/L)Re_s$, a correlação de Teertstra *et al.* (1999) fornece um bom agrupamento para $Nu_s = f(Re_s^*)$. Diversas combinações de comprimentos característicos ℓ_1 e ℓ_2 foram testados para Nu_{ℓ_1}, Re_{ℓ_2} , mas os que forneceram o melhor agrupamento foram os parâmetros propostos por Teertstra *et al.* (1999). Além disso, a correlação assintótica pode ser claramente observada plotando Re_s^* em função de Nu_s , como ilustrado na Figura 4.3. Assim, os coeficientes da correlação assintótica foram ajustados através de um algoritmo de otimização com o objetivo de minimizar o erro percentual médio do coeficiente de troca de calor, resultando na seguinte correlação:

$$Nu_s = \left[(0,105 Re_s^{*1,2989})^{3,01} + (0,761 Re_s^{*0,4653})^{3,01} \right]^{-1/3,01} \quad (4.1)$$

A correlação proposta (eq. 4.1) uma concordância bem maior que Teertstra (1999) com os resultados numéricos para as menores faixas de Re_s^* , conforme a Figura 4.3a, resultando em um erro médio de 6,6% comparado com 15,6% de diferença percentual média com relação aos casos simulados.

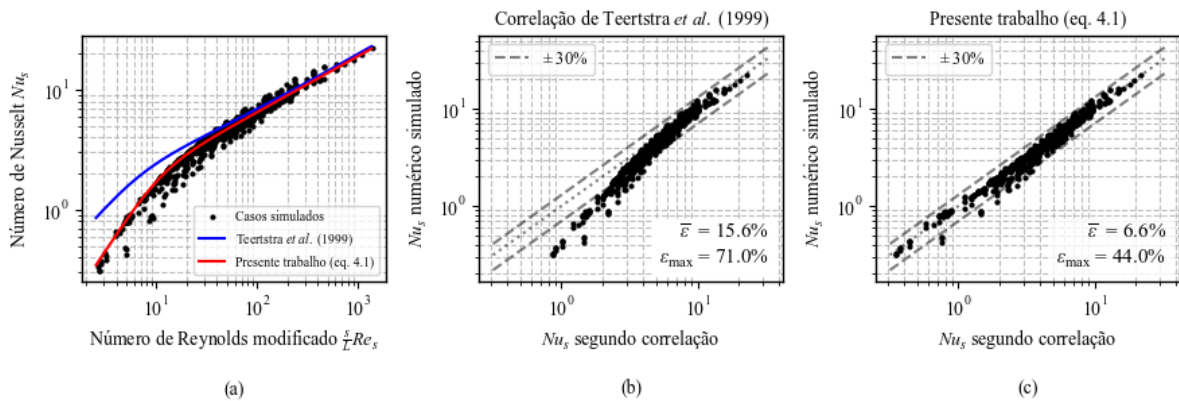


Figura 4.3: Desenvolvimento de correlação para convecção forçada e correlação de Teertstra *et al.* (1999).

4.2 Convecção natural vertical

Comparando os resultados numéricos com as correlações propostas na literatura, erros bastante aceitáveis foram encontrados, mostrando que essas correlações poderiam ser utilizadas, conforme mostram a Figura 4.4 e a Tabela 4.1.

A Figura 4.4 mostra que as correlações de Elenbaas (1942), Bar-Cohen e Rosenow (1983), Do *et al.* (2012) apresentam boa concordância com os resultados numéricos para valores maiores do número de Elenbaas (eq. 2.2). Já para a faixa de baixos números de Elenbaas, a correlação de Elenbaas (1942) tem uma maior divergência, pois nessa faixa as maiores forças viscosas implicam na entrada de ar pelas laterais dos canais, violando a hipótese de escoamento bidimensional assumida na sua dedução. As correlações de Tari e Mehrtash (2013) e Ahmadi *et al.* (2015) não expressam Nu_s em função de El , ou seja, $Nu_s = f(El)$, mas através de $Nu_s = f(Ra_s, \text{geometria})$, o que causa dispersão dos seus valores na Figura 4.4, que abrange diversas geometrias.

Dentre todas as correlações consideradas, a que apresentou o menor erro foi a correlação de Do *et al.* (2012), com um erro médio de 12,6% (Tabela 4.1), mostrando o seguinte formato assintótico proposto por Churchill e Usagi (1972):

$$Nu_{s,fin} = [(C_1 El^{m_1})^{-n} + (C_2 El^{m_2})^{-n}]^{-1/n} \quad (4.2)$$

$$R_{th} = [(\eta hA)_{fin} + (hA)_{base}]^{-1} \quad (4.3)$$

onde η_{fin} é a eficiência da aleta (nos casos considerados neste trabalho $\eta_{fin} \approx 1$), e $(hA)_{base}$ corresponde à condutância das superfícies na base, entre as aletas. Apesar de a correlação de Do *et al.* (2012) apresentar uma boa concordância com os resultados dos casos simulados, novos coeficientes para a correlação assintótica foram propostos, visando aproximar ainda mais a correlação utilizada para aplicação em rede térmica com as outras correlações desenvolvidas. Os novos coeficientes da correlação foram obtidos a partir de um algoritmo de otimização e são apresentados na Tabela 4.2, lado a lado com os coeficientes originais de Do *et al.* (2012).

Tabela 4.1: Comparação das correlações da literatura com resultados numéricos para convecção natural vertical.

Autor	Desvio numérico	
	Médio	Máximo
Elenbaas (1942)	29,4%	72,4%
Bar-Cohen e Rosenow (1983)	20,0%	45,0%
Iyvengar e Bar-Cohen (1998)	32,1%	72,4%
Do <i>et al.</i> (2012)	12,6%	47,7%
Tari e Mehrtash (2013)	27,4%	55,8%
Ahmadi <i>et al.</i> (2015)	43,0%	127,0%

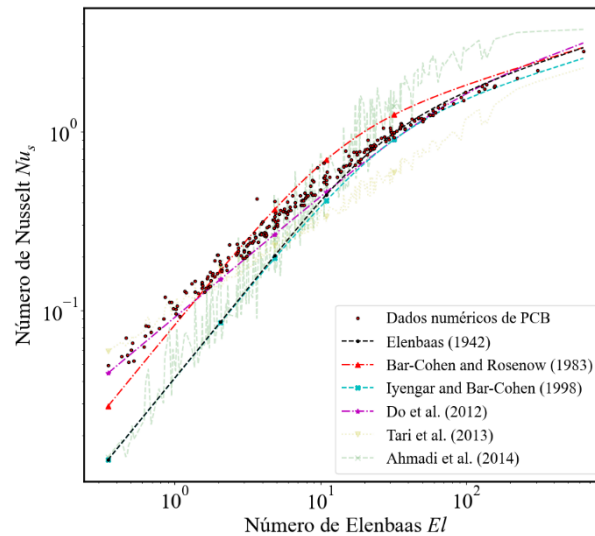


Figura 4.4: Comparação das correlações da literatura com resultados numéricos para convecção natural vertical.

Tabela 4.2: Coeficientes das correlações para convecção natural vertical.

Coeficientes	Do <i>et al.</i> (2012)	Presente trabalho
C_1	0,517	0,485
C_2	0,0911	0,101
m_1	0,2813	0,27
m_2	0,6822	0,74
n	3,5	2,72

4.3 Convecção natural horizontal

4.3.1 Comparação com a literatura

A Figura 4.5 apresenta uma comparação entre os resultados numéricos e de correlações da literatura para o caso de convecção natural sob com a gravidade perpendicular à base do dissipador. A Tabela 4.3 mostra que poucas correlações dependem apenas do número de Rayleigh Ra_s , ou seja $Nu_s = f(Ra_s)$. As correlações de Harahap e McManus (1967), Baskaya *et al.* (2000), e Tari e Mehrtash (2013) dependem de parâmetros geométricos, sendo caracterizadas por diferentes curvas caso sejam expressas por $Nu_s = f(Ra_s)$. Mesmo assim, indicaram-se os valores fornecidos do número de Nusselt para cada geometria de forma que se possa visualizá-los na faixa de parâmetros geométricos adotados no presente trabalho.

Um aspecto interessante foi observar que resultados de simulação com o ANSYS Icepak de geometrias com $L \sim 250$ mm informadas pela literatura, muito maiores do que os considerados neste trabalho ($L \sim 50$ mm), apresentaram concordância com os valores no faixa de troca de calor previstos pelas correlações da literatura. Contudo, os casos de dissipadores

com tamanhos específicos para PCBs ficaram fora desta região (Figura 4.5), motivando a criação de uma correlação para convecção natural horizontal.

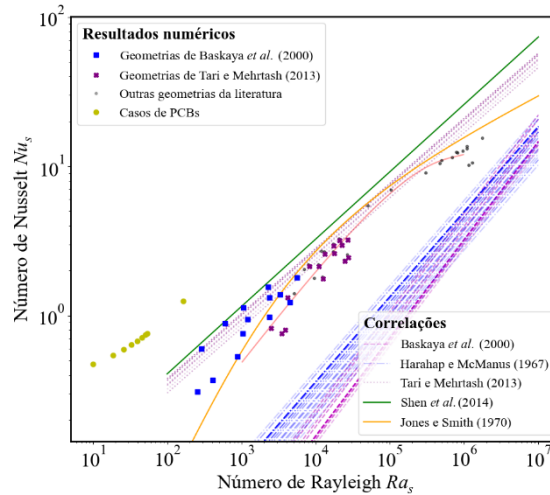


Figura 4.5: Comparação das correlações para convecção natural horizontal com resultados numéricos.

Tabela 4.3: Formato das correlações para convecção natural horizontal adotadas na literatura.

Autor	Formato da correlação
Harahap e McManus (1967)	$Nu_L = C_1 \left[\frac{s(N-1)}{H} Ra_L \right]^{m_1} \left(\frac{H}{L} \right)^{m_2} \left(\frac{S}{L} \right)^{m_3}$
Jones e Smith (1970)	$Nu_s = C_1 Ra_s [1 - \exp(C_2 Ra_s^{m_1})]^{m_2}$
Baskaya <i>et al.</i> (2000)	$Nu_L = C_1 \left[\frac{S}{H} Ra_L \right]^{m_1} \left(\frac{H}{L} \right)^{m_2} \left(\frac{S}{L} \right)^{m_3}$
Tari e Mehrtash (2013)	$Nu_s = C_1 Ra_s^{m_1} \left(\frac{H}{L} \right)^{m_2} \left(\frac{S}{H} \right)^{m_3}$
Shen <i>et al.</i> (2014)	$Nu_s = C_1 Ra_s^{m_1}$

4.3.2 Desenvolvimento da correlação

No desenvolvimento da nova correlação, testaram-se todos os formatos de correlação cobertos pela literatura (Tabela 4.3), e seus coeficientes ajustados para minimizar o erro em relação aos resultados numéricos das simulações. A partir desta análise, erros elevados foram encontrados, com a correlação de Tari e Mehrtash (2013) apresentando o menor erro, mas ainda sim bastante significativos ($\bar{\epsilon} = 26,9\%$ e $\epsilon_{\max} = 86,9\%$). A redução de erros foi obtida com o emprego a forma da função proposta por Do *et al.* (2012) também adotada no presente trabalho

para a orientação vertical. A nova correlação, expressa pela equação 4.3, apresentou erros médio e máximo de, $\bar{\varepsilon} = 9,6\%$ e $\varepsilon_{\max} = 38\%$.

$$Nu_s = [(3,95 \times 10^7 El^{3,78})^{-0,0906} + (0,79 El^{0,213})^{-0,0906}]^{-1/0,0906} \quad (4.3)$$

4.4 Síntese das correlações para dissipadores

Neste trabalho foram identificadas correlações da literatura aplicáveis para a previsão da transferência de calor em dissipadores usados no gerenciamento térmico de PCBs. Além disso, novas correlações foram propostas, a partir de resultados de simulações numéricas do escoamento e da transferência de calor empregando o código comercial ANSYS Icepak. Essas correlações se mostraram de maior acurácia quando comparadas com as correlações da literatura. A Tabela 4.4 apresenta uma síntese das correlações disponíveis na literatura e desenvolvidas neste trabalho, com seus respectivos erros em relação aos resultados das simulações numéricas. Vale notar que os elevados erros nas correlações da literatura refletem suas elaborações para dissipadores grandes, mas comparação com dissipadores pequenos (e consequente diferente faixa de números de Reynolds e Rayleigh), evidenciando a lacuna na literatura, e motivando o desenvolvimento das correlações apresentadas.

Tabela 4.4: Correlações compiladas no trabalho.

Convecção	Autor	Correlação	Erro médio	Erro máximo
Forçada	Teertstra <i>et al.</i> (1999)	$Nu_s = \left[\left(\frac{Re_s^* Pr}{2} \right)^{-3} + \left(0,664 Re_s^{*1/2} Pr^{\frac{1}{3}} \sqrt{1 + \frac{3,65}{Re_s^{*1/2}}} \right)^{-3} \right]^{-1/3}$	15,6%	71,0%
Forçada	Presente trabalho	$Nu_s = \left[(0,105 Re_s^{*1,2989})^{3,01} + (0,761 Re_s^{*0,4653})^{3,01} \right]^{-1/3,01}$	6,6%	44,0%
Natural vertical	Do <i>et al.</i> (2012)	$Nu_s = [(0,517 El^{0,2813})^{-3,5} + (0,0911 El^{0,6822})^{-3,5}]^{-1/3,5}$	12,6%	47,7%
Natural vertical	Presente trabalho	$Nu_s = [(0,485 El^{0,27})^{-2,72} + (0,101 El^{0,74})^{-2,72}]^{-1/2,72}$	5,6%	38,8%
Natural horizontal	Tari e Mehrtash (2013)	$Nu_s = 0,0915 \left[Ra_s \left(\frac{H}{L} \right)^{0,5} \left(\frac{s}{H} \right)^{0,38} \right]^{0,436}$	53,3%	276,1%
Natural horizontal	Presente trabalho	$Nu_s = [(3,95 \times 10^7 El^{3,78})^{-0,0906} + (0,79 El^{0,213})^{-0,0906}]^{-1/0,0906}$	9,6%	38,0%

5 CONCLUSÕES

Dissipadores de calor são comumente empregados no gerenciamento térmico de PCBs, a fim de manter as temperaturas dos componentes eletrônicos em níveis seguros. Esses dispositivos são geralmente fabricados em alumínio ou cobre, e projetados para aumentar a área de superfície disponível para a remoção de calor de componentes de PCBs, evitando temperaturas excessivas.

O projeto térmico de placas eletrônicas envolve simulações numéricas, muitas vezes usando redes térmicas, de forma análoga a circuitos elétricos com a definição de resistências térmicas entre os elementos da placa. A modelagem por redes térmicas permite a simulação térmica de PCBs com custo computacional relativamente baixo, possibilitando a otimização do projeto e estudos de sensibilidade de parâmetros. No entanto, nesse tipo de abordagem há a necessidade de correlações de coeficientes de troca de calor de dissipadores de calor em diversas condições. Nesse sentido, o presente trabalho desenvolve correlações da troca convectiva de calor para dissipadores de calor, considerando convecção forçada e convecção natural.

Algumas correlações da literatura se mostraram adequadas na modelagem de rede térmica de dissipadores usados PCBs, mas novas correlações foram também desenvolvidas a partir de simulações numéricas em situações em que o erro numérico das correlações disponíveis era muito elevado.

Apesar o foco da aplicação de dissipadores de calor tenha sido o gerenciamento térmico de placas eletrônicas, a metodologia adotada pode ser estendida para o desenvolvimento de correlações para diferentes geometrias e regimes de escoamento.

Como possíveis tópicos de análise para a sequência deste trabalho, destaca-se o desenvolvimento de correlações para dissipadores sob convecção natural (com inclinação oblíqua, voltado para baixo e com enclausuramentos) e convecção forçada com diferentes ângulos de incidência do escoamento. Além disso, poderia também ser verificada a viabilidade das correlações para outras geometrias de dissipador, tais como placa interrompida e pinos, e de correlações para outros componentes da placa, com ou sem interação entre si.

REFERÊNCIAS

- ABINEE. Projeção da Indústria Eletroeletrônica Brasileira para 2023. Revista Abinee, n. 103, p. 48-49, jan./2023.
- AHMADI, Mehran; FAKOOR-PAKDAMAN, Mohammad; BAHRAMI, Majid. Natural convection from vertical parallel plates: an integral method solution. **Journal of thermophysics and heat transfer**, v. 29, n. 1, p. 140-149, 2015.
- ANÁLISE de tamanho e participação do mercado de serviços de fabricação eletrônica - Tendências e previsões de crescimento (2024 - 2029). **Mordor Intelligence**, 2024. Disponível em: < <https://www.mordorintelligence.com/pt/industry-reports/electronics-manufacturing-services-market>>. Acesso em: 23 de junho de 2024.
- BAR-COHEN, A.; ROHSENOW, W. M. Thermally optimum spacing of vertical, natural convection cooled, parallel plates. 1984.
- BASKAYA, Senol; SIVRIOGLU, Mecit; OZEK, Murat. Parametric study of natural convection heat transfer from horizontal rectangular fin arrays. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 39, n. 8, p. 797-805, 2000.
- BEJAN, Adrian; SCIUBBA, Enrico. The optimal spacing of parallel plates cooled by forced convection. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 35, n. 12, p. 3259-3264, 1992.
- CHURCHILL, S. W.; USAGI, R. A general expression for the correlation of rates of transfer and other phenomena. **AIChE Journal**, v. 18, n. 6, p. 1121-1128, 1972.
- DO, Kyu Hyung *et al.* General correlation of a natural convective heat sink with plate-fins for high concentrating photovoltaic module cooling. **Solar Energy**, v. 86, n. 9, p. 2725-2734, 2012.
- ELENBAAS, W. Heat dissipation of parallel plates by free convection. **Physica**, v. 9, n. 1, p. 1-28, 1942.
- FUSHIKI, T. Estimation of prediction error by using K-fold cross-validation. **Statistics and Computing**, v. 21, n. 2, p. 137-146, 10 out. 2009.
- GRAY, Donald D.; GIORGINI, Aldo. The validity of the Boussinesq approximation for liquids and gases. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 19, n. 5, p. 545-551, 1976.
- HARAHAP, F.; MCMANUS JR, H. N. Natural convection heat transfer from horizontal rectangular fin arrays. 1967.
- IYENGAR, Madhusudan; BAR-COHEN, Avram. Least-material optimization of vertical pin-fin, plate-fin, and triangular-fin heat sinks in natural convective heat transfer. In: **ITherm'98. Sixth Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems (Cat. No. 98CH36208)**. IEEE, 1998. p. 295-302.

- JONES, Charles D.; SMITH, Lester F. Optimum arrangement of rectangular fins on horizontal surfaces for free-convection heat transfer. 1970.
- JONSSON, Hans; MOSHFEGH, Bahram. Modeling of the thermal and hydraulic performance of plate fin, strip fin, and pin fin heat sinks-influence of flow bypass. **IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies**, v. 24, n. 2, p. 142-149, 2001.
- KIM, Sung Jin; KIM, Dong-Kwon; OH, Hwan Hee. Comparison of fluid flow and thermal characteristics of plate-fin and pin-fin heat sinks subject to a parallel flow. **Heat Transfer Engineering**, v. 29, n. 2, p. 169-177, 2008.
- LAUNDER, Brian Edward; SHARMA, Bahrat I. Application of the energy-dissipation model of turbulence to the calculation of flow near a spinning disc. **Letters in heat and mass transfer**, v. 1, n. 2, p. 131-137, 1974.
- MALISKA, Clovis Raimundo. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**. Grupo Gen-LTC, 2017.
- MCADAMS, William Henry; MCADAMS, William H. **Heat transmission**. New York: McGraw-hill, 1954.
- MCKAY, M. D.; BECKMAN, R. J.; CONOVER, W. J. Comparison of Three Methods for Selecting Values of Input Variables in the Analysis of Output from a Computer Code. **Technometrics**, v. 21, n. 2, p. 239-245, maio 1979.
- MENTER, Florian R. **Improved two-equation k-omega turbulence models for aerodynamic flows**. 1992.
- SATO, A. I.; ALTEMANI, C. A. C.; SCALON, V. L. Mean Nusselt number correlation for TISE heatsink thermal design. **Revista de Engenharia Térmica**, v. 19, n. 1, p. 24-31, 2020.
- SHEN, Qie *et al.* 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.
- SPARROW, E. M. **Analysis of laminar forced-convection heat transfer in entrance region of flat rectangular ducts**. 1955.
- SPARROW, E. M.; BAHRAMI, P. A. Experiments on natural convection from vertical parallel plates with either open or closed edges. 1980.
- TARI, Ilker; MEHRTASH, Mehdi. Natural convection heat transfer from horizontal and slightly inclined plate-fin heat sinks. **Applied Thermal Engineering**, v. 61, n. 2, p. 728-736, 2013.

TEERTSTRA, P.; YOVANOVICH, M. M.; CULHAM, J. R. Analytical forced convection modeling of plate fin heat sinks. **Journal of Electronics Manufacturing**, v. 10, n. 04, p. 253-261, 2000.

WILCOX, David C. *et al.* **Turbulence modeling for CFD**. La Canada, CA: DCW industries, 1998.