



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

EDUARDO CAMILO MARQUES DE ANDRADE

**DESENVOLVIMENTO DE CORRELAÇÕES DE TRANSFERÊNCIA DE
CALOR PARA COMPONENTES DE PLACAS ELETRÔNICAS**

FLORIANÓPOLIS

2021

Eduardo Camilo Marques de Andrade

**DESENVOLVIMENTO DE CORRELAÇÕES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR
PARA COMPONENTES DE PLACAS ELETRÔNICAS**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Cesar José Deschamps, Ph.D.
Coorientador: Eng. Victor Henrique Pereira da Rosa, Ph.D.

Florianópolis

2021

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Andrade, Eduardo Camilo Marques de
Desenvolvimento de correlações de transferência de calor
para componentes de placas eletrônicas / Eduardo Camilo
Marques de Andrade ; orientador, César José Deschamps,
coorientador, Victor Henrique Pereira da Rosa, 2021.
102 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2021.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Gerenciamento térmico. 3.
Convecção natural. 4. Correlação de transferência
convectiva de calor. 5. Placa de circuito impresso. I.
Deschamps, César José. II. Rosa, Victor Henrique Pereira
da. III. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa
de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

Eduardo Camilo Marques de Andrade
Desenvolvimento de correlações de transferência de calor para componentes de placas eletrônicas

O presente trabalho em nível de mestrado foi avaliado e aprovado por banca examinadora composta pelos seguintes membros:

Prof. Cesar José Deschamps, Ph.D.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Thiago Dutra, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Vicente de Paulo Nicolau, Dr.
Universidade Federal de Santa Catarina

Certificamos que esta é a **versão original e final** do trabalho de conclusão que foi julgado adequado para obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica.

Prof. Paulo de Tarso Rocha de Mendonça, Ph.D.
Coordenador do Programa

Prof. Cesar José Deschamps, Ph.D.
Orientador

Florianópolis, 24 de setembro de 2021.

Aos meus pais, Aylton e Rosane

AGRADECIMENTOS

À Deus pelo dom da vida.

Ao professor César José Deschamps pela oportunidade e pela orientação durante todo o mestrado.

Ao engenheiro Victor Henrique da Rosa por todos os brilhantes conselhos e excelentes discussões durante a produção da pesquisa.

Ao engenheiro da Whirlpool, Fernando Ribas Jr por todo o aprendizado, suporte e paciência ao longo do desenvolvimento do trabalho.

Ao engenheiro Aron Martin Milagres pela parceria e emoções compartilhadas durante o projeto.

Ao engenheiro Arthur Sanchez de Almeida por dividir um apartamento e experiências comigo, fazendo parte de todas as etapas desse mestrado.

À UFSC, especialmente ao Laboratório Polo e ao Posmec, estendido aos seus funcionários, por proporcionar toda a estrutura e condições necessárias para a realização desse mestrado.

Aos vários amigos que o mestrado me proporcionou, em especial ao Thiago Gomes, Bhertrand Gomes e ao Matheus Protasio que me acompanharam em boa parte das matérias.

À pastoral universitária da UFSC e ao Centro Cultural Navegantes pelo apoio espiritual e amigos que tornaram essa caminhada mais leve.

À CAPES, à EMBRAPPII e à Whirlpool pelo apoio financeiro prestado para o desenvolvimento do trabalho.

Ao meu tio Rodrigo Camilo, pelo exemplo de dedicação à academia e pelos conselhos de vida.

Por fim, agradeço a minha família por todo amor e suporte na minha formação, e a minha companheira Larayane Sabbi, pela paciência, companheirismo e carinho fundamentais para conclusão deste trabalho.

Não há lugar para sabedoria onde não há paciência

(Santo Agostinho)

RESUMO

O gerenciamento térmico em placas de circuito impresso (PCB) tem o intuito de evitar falhas devido a temperaturas elevadas de operação de seus componentes. Modelos de parâmetros concentrados são uma alternativa para minimizar o tempo e custo necessários para esse tipo de análise, especialmente nas fases iniciais de projeto. No entanto, a simulação térmica baseada nesses modelos de ordem reduzida necessita de correlações de transferência de calor para placas e seus componentes dissipadores calor, muitas das quais não estão disponíveis na literatura. Assim, considerando a necessidade de correlações para aplicações de gerenciamento térmico de PCBs, esta dissertação possui dois objetivos principais: (i) avaliar a aplicabilidade de correlações disponíveis na literatura para analisar a transferência de calor por convecção natural em PCBs em conjunto com seus componentes; (ii) desenvolver correlações para as situações não contempladas pela literatura. Para alcançar esses objetivos, a convecção natural em placas e canais com componentes dissipando calor foi resolvida numericamente, a partir de um método de volumes finitos, com as placas nas disposições horizontal, vertical e inclinada. Números de Nusselt médio e local foram calculados a partir da solução numérica, comparados com correlações da literatura e, quando necessário, novas correlações foram propostas utilizando um algoritmo genético de otimização. Em algumas situações, o desenvolvimento das novas correlações necessitou novas definições para os números de Nusselt e de Rayleigh de forma a melhor representar os aspectos físicos do problema. Correlações da literatura se mostraram adequadas em algumas situações simples de placas e canais, porém novas correlações foram necessárias para canais formados por placas horizontais, canais com uma das placas sem componente gerador de calor e para prever a transferência de calor local em placas e canais verticais. Além disso, correlações foram desenvolvidas para componentes sobre placas horizontais, verticais e inclinadas, considerando o efeito da interação térmica com outros componentes na placa. As correlações selecionadas na literatura e desenvolvidas no presente trabalho foram consideradas satisfatórias para aplicações em modelos de parâmetros concentrados, sendo que a diferença média entre os valores das correlações desenvolvidas e seus respectivos valores das simulações numéricas não ultrapassaram 15% nos casos analisados.

Palavras-chave: Gerenciamento térmico; convecção natural, correlação de transferência convectiva de calor; placa de circuito impresso.

ABSTRACT

The thermal management of printed circuit boards (PCB) aims to prevent failures due to high operating temperatures in electronic components. Lumped-models are an alternative to minimize the time and cost needed for this type of analysis, especially in the early design phases. This type of simulation needs heat transfer correlations, but the actual conditions found in electronic boards with components dissipating heat locally are generally different from the conditions analyzed in the literature, so that the existing correlations may not be suited for the simulation of PCBs. Aiming to provide correlations for PCB thermal management applications, this master's thesis has two main objectives: (i) to assess the applicability of correlations available in the literature to predict the heat transfer by natural convection in PCBs, considering their components; (ii) to develop correlations for situations not covered by the literature. To meet these objectives, the natural convection in plates and channels with heat-dissipating components was solved numerically using a code based on the finite volume method, with the plates in horizontal, vertical and inclined arrangements. The average or local Nusselt number was calculated from the numerical solution, compared to correlations available in the literature, and when necessary, new correlations were proposed using a genetic optimization algorithm. In some situations, the development of new correlations required modifications in the formulation of the Nusselt and Rayleigh numbers in order to better represent the physical aspects of the problem. Correlations from the literature were considered suitable for engineering applications in some simple situations of plates and channels, although new correlations were needed in the following cases: horizontal channels, channels where one of the plates has no heated component, and local heat transfer in vertical plates and channels. Regarding the components, three correlations were developed: one for components on horizontal plates and two for components on vertical and inclined plates taking into account the effect of other components on the PCB. The Nusselt correlations available in the literature and those developed in the present work were considered satisfactory for applications in lumped-models, with the mean difference between their values and the numerical predictions was below 15%.

Keywords: Thermal management; printed circuit board; natural convection; convection heat transfer correlation.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Exemplo de placa eletrônica utilizada em eletrodoméstico.....	15
Figura 3.1 - Camada limite em placa vertical aquecida. Adaptado de Bergman <i>et al.</i> (2013).	40
Figura 4.1 – Nusselt médio em placa vertical estudada por Fujii e Imura (1972).....	51
Figura 4.2 – Dimensões da placa e do componente simulado.....	52
Figura 4.3 – Placa horizontal com componente (a) na face superior ou (b) na face inferior. ..	53
Figura 4.4 – Nusselt médio numa placa horizontal: (a) componente na face superior e face inferior adiabática; (b) componente na face inferior e face superior adiabática.	54
Figura 4.5 – Pluma térmica gerada por uma placa horizontal: (a) Com fundo adiabático; (b) Sem fundo adiabático	54
Figura 4.6 – Nusselt médio nas faces de uma placa com um componente na face superior e face inferior não adiabática.	55
Figura 4.7 – (a) Placa vertical, (b) placa inclinada.....	55
Figura 4.8 – Perfil de temperatura para uma placa vertical com um componente no centro. ..	56
Figura 4.9 – Número de Nusselt médio em uma placa vertical: (a) apenas a face com o componente trocando calor; (b) ambas as faces trocando calor.	57
Figura 4.10 – Número de Nusselt médio em uma placa inclinada: (a) componente na face superior e (b) componente na face inferior.....	57
Figura 4.11 – Placa vertical dividida em dez segmentos.....	58
Figura 4.12 – Número de Nusselt local ao longo de placas verticais e inclinadas.	59
Figura 4.13 – Pluma térmica de um canal Horizontal.	60
Figura 4.14 – Canal horizontal: (a) Ambas as placas aquecidas; (b) apenas a placa inferior aquecida; (c) apenas a placa superior aquecida.	60
Figura 4.15 – Nusselt médio da placa superior de um canal horizontal com ambas as placas aquecidas, distâncias de até 200 mm.	61
Figura 4.16 – Nusselt médio na placa inferior em um canal horizontal com ambas as placas aquecidas.	62
Figura 4.17 – Nusselt médio nas faces internas de canais com apenas a placa inferior aquecida: (a) placa superior; (b) placa inferior.	63
Figura 4.18 – Nusselt médio nas faces internas de canais com apenas a placa superior aquecida: (a) placa inferior; (b) placa superior.	64
Figura 4.19 – (a) Canal vertical com ambas as placas aquecidas, (b) canal inclinado com ambas as placas aquecidas, (c) canal vertical com apenas uma placa aquecida.	65

Figura 4.20 – Nusselt médio para as duas placas de canal vertical. Correlações de (a) Bar-Cohen e Rohsenow (1984) e (b) Fujii e Imura (1972).....	66
Figura 4.21 – Perfil de temperatura de canais verticais.....	66
Figura 4.22 – Nusselt médio para as duas placas em canais inclinados (30°, 45° e 60°). Correlações de (a) Bar-Cohen e Rohsenow (1984) e (b) Fujii e Imura (1972).....	67
Figura 4.23 – Nusselt médio para as superfícies internas de canais verticais. (a) placa sem aquecimento, nova correlação; (b) placa aquecida, correlação de Bar-Cohen e Rohsenow (1984).....	68
Figura 4.24 – Nusselt local para canal vertical para diferentes distâncias entre as placas.....	69
Figura 4.25 – Correlação de Nusselt local desenvolvida para placas verticais comparada com resultados numéricos para diferentes distâncias entre as placas.....	69
Figura 4.26 – Previsão para o número de Nusselt em um prisma retangular sobre uma placa comparado à correlação para prisma retangular imerso no escoamento.	71
Figura 4.27 – Perfil de temperatura em placa horizontal com componente dissipando calor. .	71
Figura 4.28 – Configuração de dois componentes sobre placa horizontal	72
Figura 4.29 – Número de Nusselt do componente com dimensões variadas: (a) placa com fundo adiabático; (b) placa com fundo não adiabático.	73
Figura 4.30 – Nusselt médio nos dois componentes com distanciamentos diferentes: (a) placa com fundo adiabático; (b) placa com fundo não adiabático.....	73
Figura 4.31 – Configurações de três componentes sobre placa horizontal, com um dos componentes tendo sua posição variada.....	74
Figura 4.32 – Nusselt médio no componente com posições variadas (ver Figura 4.31): (a) placa com fundo adiabático; (b) placa com fundo não adiabático.....	74
Figura 4.33 – Nusselt médio em componentes prismático-retangulares.	75
Figura 4.34 – Nusselt médio em componentes cilíndricos de diferentes alturas (h) e raios (r) comparado à correlação para componentes prismático-retangulares.	76
Figura 4.35 – (a) Um componente em placa vertical, (b) um componente em placa inclinada, e (c) dois componentes em placa vertical.....	77
Figura 4.36 – Nusselt médio para componentes prismáticos de diferentes dimensões.	77
Figura 4.37 – Número de Nusselt médio para componentes prismáticos de diversas alturas em placa com várias inclinações: (a) sem cosseno da inclinação; (b) com cosseno da inclinação.	78
Figura 4.38 – Perfil térmico de uma placa vertical com dois componentes.....	79

Figura 4.39 – Previsões numéricas do número de Nusselt médio para o componente inferior em placa com dois componentes comparados à correlação para um componente na placa.....	80
Figura 4.40 – Resultados numéricos do número de Nusselt médio do componente superior em placa com dois componentes, comparados com a correlação para placa com único componente.	81
Figura 4.41 – Nusselt médio no componente superior de uma placa com dois componentes para diversas razões de potência. Número de Rayleigh: (a) sem modificação e (b) com modificação.	81
Figura 4.42 – Resultados numéricos para Nusselt médio no componente superior da placa com dois componentes comprados as correlações: (a) Equação (4.18) e (b) Equação (4.19).	83
Figura 4.43 – Resultados de número de Nusselt médio para o componente superior em placa com várias distâncias entre dois componentes: (a) sem modificação; (b) com a modificação da Equação (4.20).....	84

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Síntese de estudos sobre correlações para placas e canais.	22
Tabela 2.2 – Trabalhos que estudaram transferência de calor em placas com fontes de calor.	25
Tabela 2.3 – Trabalhos que propuseram correlações para placas eletrônicas.	29
Tabela 2.4 – Trabalhos revisados que avaliaram códigos CFD para simulação de eletrônicos	30
Tabela 4.1 – Estudo de convergência de malha utilizando <i>upwind</i> de primeira ordem.	50
Tabela 4.2 – Estudo de convergência de malha utilizando <i>upwind</i> de segunda ordem.....	50
Tabela 4.3 – Diferença média entre correlação e previsão numérica para diferentes ângulos e alturas de componentes, com área transversal fixada em 15x15 mm.....	78
Tabela 4.4 – Diferenças médias entre a correlação e resultados numéricos de acordo com a distância, com e sem a modificação para a distância.	84
Tabela 4.5 – Números adimensionais empregados nas correlações.....	85
Tabela 4.6 – Correlações da literatura para placas e canais.	85
Tabela 4.7 – Correlações desenvolvidas para placas.....	86
Tabela 4.8 – Correlações desenvolvidas para canais.....	86
Tabela 4.9 – Correlações desenvolvidas para componentes.....	87

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CAD	<i>Computer Aided Design</i>
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
GCI	<i>Grid Convergence Index</i>
IGBT	<i>Insulated Gate Bipolar Transistor</i>
PCB	<i>Printed Circuit Board</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos gerais

A	Área exposta do componente	m^2
A_*	Área total do componente	m^2
A_t	Área transversal do componente	m^2
b	Distância entre placas de um canal	m
Bi	Número de Biot	-
d	Distância entre dois componentes em uma placa	m
F_s	Fator de segurança	-
g	Aceleração da gravidade	m/s^2
h	Coeficiente local de transferência de calor por convecção	$W/m^2 K$
\bar{h}	Coeficiente médio de transferência de calor por convecção	$W/m^2 K$
H	Altura da placa	m
h	Entalpia específica	J/kg
k_f	Condutividade térmica do fluido	$W/m K$
L	Comprimento característico	m
N	Número de faces	-
Nu	Número de Nusselt	-
p	Ordem de convergência de malha	-
p	Pressão	Pa
Pr	Número de Prandtl	-
q''_c	Fluxo de calor por convecção	W/m^2
q'''_{ger}	Geração térmica por unidade de volume.	W/m^3
q''_k	Fluxo de calor por condução	W/m^2
Q	Calor dissipado	W
Q_y	Calor dissipado localmente	W
Q_i	Calor dissipado pelo componente inferior	W
Q_s	Calor dissipado pelo componente superior	W
$Q_{t,i}$	Calor total dissipado na placa inferior de um canal horizontal	W
$Q_{t,s}$	Calor total dissipado na placa superior de um canal horizontal	W
r	Razão refinamentos de malha	-

r_Q	Razão de dissipação de calor entre componente inferior e superior	-
R	Taxa de convergência	-
Ra	Número de Rayleigh	-
T	Temperatura	°C
T_s	Temperatura da superfície da placa	°C
T_∞	Temperatura do ambiente	°C
u	Velocidade média na direção x	m/s
\vec{u}	Vetor velocidade média	m/s
V	Volume	m ³
v	Velocidade média na direção y	m/s
y	Posição na placa vertical	m

Símbolos do alfabeto grego

α	Difusividade térmica	m ² /s
β	Coefficiente de expansão térmica do fluido	1/K
Γ_ϕ	Coefficiente de difusão da propriedade ϕ	-
δ_T	Camada limite térmica	m
η_Q	Razão geração entre placas em um canal horizontal	-
θ	Ângulo da placa em relação a vertical	°
μ	Viscosidade dinâmica do fluido	Kg/m s
ξ_d	Modificação de distância para correlação de componentes	-
ρ	Densidade	Kg/m ³
ρ_0	Densidade de referência	Kg/m ³
$\bar{\tau}$	Tensor de tensões viscosas	Pa
ν	Viscosidade dinâmica	m ² /s
ϕ	Propriedade genérica	-

Subscritos

f	Face
i	Identificação do refino da malha
n	Direção normal
p	Volume de controle p

v Volume de controle vizinhos

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1	APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA	15
1.2	OBJETIVOS.....	17
1.3	ESTRUTURA DO TRABALHO	17
2	REVISÃO DA LITERATURA	18
2.1	CORRELAÇÕES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	18
2.1.1	Placas	18
2.1.2	Canais	20
2.2	TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM PLACAS COM FONTES DE CALOR.....	23
2.3	CORRELAÇÕES PARA PLACAS ELETRÔNICAS.....	26
2.4	ANÁLISE NUMÉRICA.....	29
2.5	SÍNTESE E CONTRIBUIÇÕES.....	31
3	FORMULAÇÃO MATEMÁTICA E SOLUÇÃO NUMÉRICA	34
3.1	FORMULAÇÃO MATEMÁTICA	34
3.2	PROCEDIMENTO DE SOLUÇÃO NUMÉRICA	35
3.3	PARÂMETROS ADIMENSIONAIS EM CONVECÇÃO NATURAL	40
3.3.1	Correlações para placas	44
3.3.2	Correlações para canais.....	46
3.3.3	Correlações para componentes	47
4	RESULTADOS	49
4.1	VALIDAÇÃO DO MÉTODO NUMÉRICO	49
4.1.1	Erro de truncamento e esquema de interpolação.....	49
4.1.2	Comparação com correlação	50
4.2	ANÁLISE E CORRELAÇÕES PARA PLACAS.....	51
4.2.1	Placas horizontais	52
4.2.2	Placas verticais ou inclinadas	55

4.2.3	Canais horizontais	59
4.2.4	Canais verticais ou inclinados	64
4.3	ANÁLISE E CORRELAÇÕES PARA COMPONENTES	70
4.3.1	Componentes em placas horizontais.....	70
4.3.2	Componentes em placas verticais ou inclinadas.....	76
4.4	RESUMO DAS CORRELAÇÕES ESTUDADAS.....	84
5	CONCLUSÕES	88
5.1	PRINCIPAIS CONCLUSÕES	88
5.2	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	91

1 INTRODUÇÃO

1.1 APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

A aplicação de circuitos eletrônicos tem aumentado significativamente nas últimas duas décadas, tanto em celulares e computadores por excelência, como também em eletrodomésticos e até mesmo automóveis. Esse aumento tem proporcionado novas funcionalidades a esses equipamentos, possibilitando uma experiência mais satisfatória para o usuário.

A parte principal desses equipamentos eletrônicos são as placas de circuito impresso (PCB), que são utilizadas para fixação e organização dos vários componentes de circuitos eletrônicos. A Figura 1.1 mostra o exemplo de uma placa utilizada em um eletrônico, ficando evidente que essas placas são compostas por componentes de diversas dimensões. Ademais, esses componentes apresentam diferentes taxas de geração de calor e propriedades termofísicas, resultando em uma complexa interação térmica entre os mesmos.

A complexidade dessas placas e o aumento da capacidade de processamento de circuitos eletrônicos trouxeram diversos desafios de engenharia. Um dos desafios é a necessidade de gerenciamento térmico desses equipamentos. De fato, Anandan e Ramalingam (2008) indicam que a evolução da capacidade de processamento ao longo dos anos é acompanhada pelo aumento do calor gerado em chips em termos absolutos e em densidade de potência.



Figura 1.1 - Exemplo de placa eletrônica utilizada em eletrodoméstico.

Desse modo, há um grande interesse no desenvolvimento de técnicas específicas para auxiliar no gerenciamento térmico dessas placas e dos equipamentos nas quais as mesmas são montadas. O gerenciamento térmico tem como objetivo principal de garantir que os componentes operem em temperaturas abaixo de limites estabelecidos para efeito de confiabilidade. A análise de soluções de gerenciamento térmico requer a identificação e a investigação dos aspectos que influenciam a temperatura dos componentes eletrônicos, o que pode ser feito com o emprego, por exemplo, de modelos de simulação numérica.

Os modelos de simulação adotam diversas formulações matemáticas, podendo ser classificados em modelos de parâmetros distribuídos e modelos de parâmetros concentrados. Modelos de parâmetros distribuídos descrevem as variações espaciais das grandezas físicas a partir das equações diferenciais governantes do problema, enquanto que modelos de parâmetros concentrados não avaliam variações espaciais e são formulados a partir de equações algébricas. Pode-se acrescentar duas diferenças fundamentais entre os dois grupos: os modelos de parâmetros distribuídos são mais acurados, enquanto os modelos de parâmetros concentrados têm menor custo computacional e maior simplicidade na sua implementação numérica.

No entanto, a modelagem da troca térmica por convecção nos modelos de parâmetros concentrados requer correlações para o coeficiente de transferência convectiva de calor. Tradicionalmente, essas correlações são desenvolvidas a partir de medições da troca de calor em geometrias simplificadas. Então, a validade dessas correlações não é garantida para geometrias complexas como aquelas de placas eletrônicas com componentes, os quais são distribuídos na placa, gerando calor e criando uma complexa interação térmica.

Para contornar as limitações das correlações atualmente disponíveis, pode-se empregar modelos de parâmetros distribuídos para prever a transferência de calor e desenvolver novas correlações para geometrias típicas de componentes de placas eletrônicas.

1.2 OBJETIVOS

O objetivo geral deste trabalho é o desenvolvimento de correlações de transferência de calor por convecção natural para modelar as interações térmicas de componentes em placas eletrônicas e que possam ser empregadas em modelos de parâmetros concentrados.

Para alcançar esse objetivo, definiram-se os seguintes objetivos específicos:

- Simular numericamente a transferência de calor por convecção natural em placas eletrônicas com o emprego do método dos volumes finitos;
- Validar os resultados numéricos através de comparações com correlações e dados experimentais da literatura;
- Identificar quais correlações de transferência de calor por convecção natural disponíveis na literatura são adequadas para placas eletrônicas;
- Desenvolver correlações de transferência de calor para placas eletrônicas e seus componentes que não são contemplados por correlações existentes.

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

Após esta introdução sucinta, o Capítulo 2 apresenta uma revisão da literatura sobre transferência de calor em componentes eletrônicos e desenvolvimento de correlações de convecção natural. O Capítulo 3 apresenta detalhes do modelo de simulação desenvolvido com o método dos volumes finitos, além de derivar os parâmetros adimensionais relevantes para convecção natural a partir das equações de transporte. O Capítulo 4 apresenta a discussão dos resultados das simulações e as correlações desenvolvidas para diferentes geometrias. Finalmente, o Capítulo 5 apresenta as principais conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO DA LITERATURA

Este capítulo apresenta uma revisão da literatura utilizada como embasamento do objeto de estudo desta dissertação. A atenção é direcionada para correlações de transferência de calor em placas e canais, análise da troca de calor em placas eletrônicas e desenvolvimento de correlações de transferência de calor para seus componentes. No final do capítulo, apresenta-se uma síntese dessa revisão, evidenciando as contribuições deste trabalho.

2.1 CORRELAÇÕES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

2.1.1 Placas

Fisheden e Saunders (1950) apresentaram correlações de transferência convectiva de calor obtidas através de experimentos utilizando placas retangulares em contato com o ar. Os autores analisaram a relação funcional entre o número de Nusselt e o número de Rayleigh, $Nu = C Ra^n$, mostrando que em regime laminar a relação mais adequada é para $n = 1/4$, enquanto para regime turbulento n tende a $1/3$. Assim os autores propuseram correlações diferentes para os regimes laminar e turbulento do escoamento em placas horizontais viradas tanto para cima quanto para baixo e para placas verticais. O comprimento característico utilizado para os cálculos foi a média dos lados para as placas horizontais e o comprimento na direção vertical para placas verticais.

Churchill e Usagi (1972) desenvolveram uma correlação abrangente a partir de soluções assintóticas para pequenos e altos valores dos parâmetros independentes. Este desenvolvimento foi motivado pela diferença de comportamento entre os regimes laminar e turbulento, normalmente observado tanto em convecção quanto em outros fenômenos de transporte. Um exemplo de aplicação foi apresentado para convecção natural em uma placa vertical.

Fujii e Imura (1972) analisaram experimentalmente duas placas retangulares, uma de 15 cm x 30 cm e outra de 10 cm x 5 cm, com fluxo de calor uniforme e em contato com água. Os autores verificaram o efeito de diferentes inclinações da placa na transferência de calor por convecção natural. Novas correlações foram apresentadas para disposição horizontal, com a superfície que troca calor virada para cima e para baixo, e para disposição vertical. Para placas

inclinadas, a correlação para placa vertical pôde ser adotada a partir da multiplicação do número de Rayleigh pelo cosseno do ângulo de inclinação da placa em relação à orientação vertical.

Lloyd e Moran (1974) estudaram experimentalmente a transferência de massa por convecção natural em superfícies circulares, quadradas, retangulares e triangulares dispostas na horizontal. Utilizando a analogia entre transferência de massa e de calor, os autores empregaram medições da transferência de massa para o desenvolvimento de correlações de transferência de calor nos regimes laminar e turbulento. A boa concordância apresentada pelas correlações para todas as formas estudadas foi atribuída à escolha pertinente do comprimento característico definido como a razão entre a área e o perímetro da superfície.

Churchill e Chu (1975) seguiram o mesmo procedimento de análise desenvolvido por Churchill e Usagi (1972) para propor uma correlação para o Nusselt médio em uma placa vertical. A correlação desenvolvida a partir de dados experimentais e soluções analíticas das equações de camada limite, mostrou-se aplicável tanto para situações de aquecimento uniforme quanto para situações de temperatura uniforme na placa. Além disso, a correlação pode ser usada para uma extensa faixa de números de Rayleigh e Prandtl, devido a sua forma funcional mais complexa do que a forma usual $Nu = C Ra^n$. Essa correlação também pode ser aplicada para transferência de massa, convecção promovida por escoamentos de fluidos não-newtonianos, e placas inclinadas.

Chen et al. (1986) resolveram as equações de camada limite utilizando o método de diferenças finitas com o intuito de analisar a transferência de calor por convecção natural em placas horizontais, inclinadas e verticais em contato com ar ou água. Os autores observaram que a tensão de cisalhamento e a taxa de transferência de calor locais cresciam com o aumento da inclinação da placa em relação à orientação horizontal. Além disso, o número de Nusselt médio na placa também aumentou com a inclinação nos casos investigados. Por fim, correlações de números de Nusselt local e médio foram desenvolvidas para condições de placas isotérmicas e de fluxo de calor uniforme.

Radziemska e Lewandowski (2000) realizaram um estudo teórico e experimental acerca da transferência de calor na superfície inferior de placas horizontais isotérmicas. Os autores verificaram que as correlações disponíveis na literatura apresentam diferenças de até

50% entre si, atribuindo essas diferenças à modelagem utilizada para avaliar a transferência de calor. Uma nova correlação foi proposta com base nos resultados teóricos, numéricos e experimentais obtidos pelos autores para um disco plano de 0,07 m de diâmetro, ficando todos os resultados da correlação dentro de um intervalo de 10%. Visualizações experimentais do escoamento em torno da placa e os resultados numéricos mostraram grande estabilidade da camada limite, sendo sua espessura mínima observada nas bordas da placa e a máxima no centro.

2.1.2 Canais

Eleenbas (1942) analisou a convecção natural em um canal vertical formado por duas placas planas com fluxo de calor uniforme, verificando que a interação entre as placas do canal é fortemente influenciada pela distância entre as duas placas. Analisando placas quadradas de lado 5,95 cm e 12 cm, o autor observou que não há interação entre as placas quando o espaçamento entre elas é maior que 1,5 cm, recaindo em um problema de transferência de calor em placas verticais. Uma correlação foi desenvolvida para um canal simétrico e validada a partir de comparações com dados experimentais.

Aung et al. (1972) avançaram o estudo da transferência de calor em canais buscando correlações para canais com placas em temperaturas diferentes. A partir de uma modificação no número de Rayleigh utilizado por Eleenbas (1942), adotaram a razão entre as temperaturas das placas para condições de temperatura uniforme e a razão entre as taxas de dissipação de calor para condições de fluxo de calor uniforme. Soluções numéricas foram obtidas para ambas as condições de contorno com o objetivo de analisar o desenvolvimento da camada limite. A utilização das razões de temperatura ou taxa de calor permitiu descrever a transferência de calor nas placas assimétricas, especialmente para o caso do uso da razão entre temperaturas.

Bar-Cohen e Rohsenow (1984) examinaram a transferência de calor por convecção natural em canais verticais com placas simétricas ou assimétricas, isotérmicas ou de fluxo de calor uniforme. Os autores desenvolveram correlações a partir de soluções assintóticas da transferência de calor em canais, superpostas pelo procedimento apresentado por Churchill e Usagi (1972) e validadas por dados experimentais disponíveis na literatura. Com as correlações desenvolvidas foi possível definir a distância que maximiza a dissipação de calor nas placas e

calcular a taxa de transferência de calor ótima para cada uma das quatro configurações estudadas.

Azevedo e Sparrow (1985) investigaram a transferência de calor por convecção natural e o campo de velocidade em canais com inclinações de 0° , 30° e 45° em relação à orientação vertical. Os autores estudaram três modos de aquecimento: ambas as placas aquecidas, apenas a placa superior aquecida e apenas a placa inferior aquecida. Verificaram que parâmetros adimensionais baseados na distância entre as placas, em conjunto com a multiplicação da magnitude da gravidade pelo cosseno do ângulo de inclinação — como feito por Rich (1953) para placas verticais — possibilitam a descrição do fenômeno físico para as situações estudadas, possibilitando o desenvolvimento de uma nova correlação para a transferência de calor em canais inclinados. Das três configurações estudadas, a situação com apenas a placa inferior aquecida foi a única que não foi satisfatoriamente descrita pela correlação, pois, de acordo com os autores, nessa situação houve o descolamento da camada limite e aparecimento de vórtices.

Manca e Nardini (1999) estudaram a transferência de calor em um canal inclinado com placas aquecidas simetricamente e assimetricamente em três modos de aquecimento: ambas as placas aquecidas, apenas placa superior aquecida e apenas placa inferior aquecida. Avaliando inclinações de até 85° em relação à orientação vertical, os autores utilizaram dados experimentais de Manca et al. (1994) para propor correlações de transferência de calor para canais. Os parâmetros dessas correlações variavam com a inclinação, modo de aquecimento e emissividade de radiação, considerando efeitos de convecção natural e radiação. Por fim, uma correlação geral para canais foi proposta, obtendo diferença de menos de 15% em relação aos resultados experimentais para 90% dos resultados. As maiores discrepâncias observadas para essa correlação ocorreram nas maiores inclinações, ou seja, próximas da orientação horizontal.

A Tabela 2.1 apresenta uma síntese das geometrias e métodos de análise adotados nos trabalhos revisados nesta seção para correlações em placas e canais, bem como algumas observações relevantes.

Tabela 2.1 – Síntese de estudos sobre correlações para placas e canais.

Referência	Geometria	Método	Observações
Placas			
Fisheden e Saunders (1950)	Placa horizontal e vertical	Experimental	Diferença de inclinações de curva entre regime laminar e turbulento.
Churchill e Usagi (1972)	Placa vertical	Dados experimentais da literatura.	Expressão analítica para criação de correlações.
Fujii e Imura (1972)	Placa horizontal, inclinada e vertical	Experimental	Correlação vertical pode ser usada para inclinada com uso do cosseno.
Lloyd e Moran (1974)	Placas de diversas formas na horizontal	Experimental	Experimento de transferência de massa utilizado, novo comprimento característico proposto.
Churchill e Chu (1975)	Placa vertical	Dados experimentais da literatura.	Aplicável a extensa faixa de Ra e Pr, incluindo fluidos não-newtonianos.
Chen <i>et al.</i> (1986)	Placa horizontal, inclinada e vertical	Numérico	Correlações de Nusselt médio e local, uso de diferenças finitas.
Radziemska e Lewandowski (2001)	Placa horizontal virada para baixo	Numérico e experimental.	Revisão da literatura.
Canais			
Eleenbas (1942)	Canal vertical	Experimental	Aquecimento simétrico em regime laminar, primeiro a estudar o problema.
Aung <i>et al.</i> (1972)	Canal vertical	Numérico e experimental.	Aquecimento assimétrico, criação de relação entre as placas.
Bar-Cohen e Rohsnow (1984)	Canal vertical	Modelagem analítica e dados experimentais da literatura.	Desenvolver correlações para diferentes condições de contorno e relações de otimização da distância entre placas.
Azevedo e Sparrow (1985)	Canal vertical e inclinado	Experimental	Três modos de aquecimento estudados.
Manca e Nardini (1999)	Canal inclinado	Experimental	Inclinação até quase a horizontal, leva em consideração a radiação.

2.2 TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM PLACAS COM FONTES DE CALOR

Dehghan e Behnia (1996) simularam numericamente a convecção natural em uma placa vertical com duas fontes de calor paralela a outra placa vertical, formando uma cavidade com fundo fechado adiabático e abertura no topo. Os autores observaram que a condutividade térmica da placa afeta significativamente a transferência de calor na mesma e que o aumento da distância entre as fontes de calor reduz a temperatura média da placa. Utilizando o número de Nusselt médio na superfície exposta das duas fontes de calor, verificaram que para pequenas distâncias entre as fontes de calor, o número de Nusselt na fonte inferior é maior que na fonte superior. Porém, para distâncias suficientemente maiores, o número de Nusselt médio da fonte superior passa a ser maior do que aquele na inferior. Isso ocorre principalmente devido ao aumento da velocidade do escoamento de ar frio passando próximo à fonte superior. Essa diferença no número de Nusselt das fontes de calor em função da distância foi menos aparente com o aumento da taxa de geração de calor das duas fontes.

Chuang et al. (2003) resolveram numericamente a convecção natural tridimensional em regime laminar em uma placa plana com três chips dispostos em cinco diferentes configurações, todos enclausurados em uma cavidade. Os resultados numéricos se mostraram bem próximos dos dados experimentais da literatura (BEAK et al., 1997). Os autores verificaram que a posição relativa entre os chips possui grande influência sobre a temperatura dos mesmos, com as maiores temperaturas ocorrendo quando os chips estão alinhados verticalmente, sendo possível verificar o efeito de pluma térmica. Por outro lado, na disposição de alinhamento horizontal houve uma maior uniformidade das temperaturas dos chips.

Silva et al. (2004) realizaram simulações numéricas para estudar o efeito da distribuição de *chips* (fontes de calor) em uma placa vertical sobre a transferência calor por convecção natural. O estudo objetivou maximizar a condutância global entre a parede e o fluido e minimizar a temperatura nos pontos mais quentes em situações em que a geração e as dimensões são especificadas. A partir de simulações com placas em uma cavidade ou aberta ao ambiente, os autores verificaram que a distribuição ótima de uma série de *chips* se caracteriza por uma distância vertical pequena para os primeiros chips na parte inferior da placa, mas que deve aumentar ao longo da placa.

Tseng et al. (2007) utilizaram o método das ordenadas discretas para estimar o efeito da radiação térmica de várias fontes de calor em diferentes disposições de uma placa de circuito impresso. Os autores concluíram que, além da convecção natural, a radiação deve ser considerada em análises de gerenciamento térmico de componentes eletrônicos já que a mesma representa, em geral, cerca de 20% do total da transferência de calor. Esse percentual pode chegar a 65% para chips alinhados verticalmente e com grande espaçamento. Em geral a temperatura da placa tende ser menor ao se considerar a radiação e a diferença é maior quanto maior for a potência dissipada nos componentes. Os autores também concluíram que quanto menor a proximidade entre os componentes, maior a importância da radiação.

Dungam et al. (2017) estudaram a convecção natural e forçada de um conjunto de fontes de calor montadas em uma placa disposta na vertical e na horizontal. Análises numéricas e experimentais foram utilizadas com o objetivo de verificar a influência da condução da placa sobre a transferência de calor e de encontrar a disposição das fontes de calor que minimizassem a temperatura máxima na placa. Com base em um parâmetro de distância adimensional para a posição das fontes de calor sobre a placa, os autores apresentaram a configuração ótima dos elementos na placa. Os resultados forneceram algumas diretrizes para o arranjo de componentes em uma placa como, por exemplo, os componentes de maior geração devem ser posicionados na parte inferior de placas verticais. Observaram que a condutividade possui influência na troca de calor e, conseqüentemente, na temperatura máxima da placa.

Sarper et al. (2018) realizaram um estudo numérico e experimental acerca da transferência de calor por convecção natural em um canal vertical, com uma das placas possuindo quatro fontes de calor. Demonstraram que essas fontes de calor influenciam as camadas limite térmica e hidrodinâmica devido à geração de calor e à espessura dos componentes. Utilizando uma razão de bloqueio para relacionar a espessura da fonte de calor com a distância entre as placas do canal, o efeito de bloqueio das camadas limite foi analisado a partir da variação da espessura das fontes de calor, permitindo quantificar como o escoamento de ar e o resfriamento da placa são influenciados pela espessura das fontes de calor. Recirculações do escoamento foram encontrados a jusante das fontes de calor, as quais são intensificadas com o aumento da razão de bloqueio e do número de Grashoff.

Thepsut e Pratinthong (2019) investigaram experimentalmente e numericamente a transferência de calor por convecção natural e forçada em um arranjo de cinco a sete placas eletrônicas dentro de um gabinete, cada placa com dezesseis fontes de calor. O arranjo de placas foi estudado na horizontal com as fontes de calor viradas para cima, horizontal com as fontes

de calor viradas para baixo, e na disposição vertical. Os autores verificaram que o aumento do número de placas na disposição vertical não aumenta significativamente a temperatura máxima do arranjo, enquanto no arranjo horizontal o aumento do número de placas aumenta consideravelmente a temperatura máxima do arranjo. O aumento da distância entre o arranjo de placas e a parede do gabinete aumentou a efetividade da transferência de calor, reduzindo a temperatura das placas. Ao se aplicar convecção forçada nos arranjos, a desvantagem da disposição horizontal no que diz respeito a transferência de calor diminui consideravelmente. Os resultados numéricos mostraram boa concordância com os resultados experimentais.

A Tabela 2.2 apresenta um resumo das geometrias, métodos e objetivos dos trabalhos revisados na presente seção.

Tabela 2.2 – Trabalhos que estudaram transferência de calor em placas com fontes de calor.

Referência	Tipo Geometria	Método	Objetivo
Dehghan e Behnia (1996)	Placa vertical com duas fontes de calor.	Numérico	Efeito da condutividade e da distância entre fontes.
Chuang <i>et al.</i> (2003)	Placa horizontal e vertical com chips	Dados numéricos e experimentais da literatura.	Estudar a influência da orientação da placa e posição dos chips.
Silva <i>et al.</i> (2004)	Placa na vertical com fontes de calor.	Numérico	Estudar o efeito da distribuição das fontes de calor sobre a placa.
Tseng <i>et al.</i> (2007)	Placa na vertical e na horizontal com 5 fontes de calor.	Numérico	Estudar o efeito da radiação térmica de fontes de calor.
Dungam <i>et al.</i> (2017)	Placa na vertical e na horizontal com fontes de calor	Numérico e experimental	Analisar a influência da condução da placa e da disposição das fontes.
Sarper <i>et al.</i> (2018)	Canal vertical, do qual uma das placas possui quatro fontes de calor.	Numérico e experimental	Analisar como as fontes de calor influenciam as camadas limite térmica e de velocidade do canal.
Thepsut e Pratinthong (2019)	Arranjo de sete placas paralelas na vertical e na horizontal.	Numérico e experimental.	Estudar as possíveis influências na transferência de calor em um arranjo de placas.

2.3 CORRELAÇÕES PARA PLACAS ELETRÔNICAS

Poletini et al. (1993) realizaram experimentos para analisar a convecção natural em um arranjo de nove fontes de calor discretas montadas em uma placa vertical, considerando efeitos da distância entre as fontes, da interação entre as plumas térmicas da placa e das fontes, e da inclinação da placa. Ao utilizar as definições usuais dos números de Rayleigh e Nusselt para placa vertical, os autores verificaram que o número de Nusselt varia de acordo com a posição na placa, sendo máximo nas fontes inferiores e mínimo nas fontes superiores. Os autores definiram parâmetros adimensionais baseados na posição de cada fonte de calor na direção vertical, o que permitiu o uso de uma única correlação para todas as fontes de calor. Além disso, conforme foram inclinando o aparato experimental, observaram um aumento da transferência de calor no caso da face aquecida virada para baixo, pelo fato do escoamento se tornar instável e tridimensional.

Ortega e Law (1996) desenvolveram experimentos para medir o coeficiente de transferência de calor de uma fonte de calor quadrada no meio de uma placa horizontal fabricada com material típico de placas eletrônicas e enclausurada. Análises foram realizadas para disposições com a fonte na parte superior e inferior da placa, variando também o tamanho da fonte de calor. Os autores destacaram a dificuldade do desenvolvimento de correlações para essa aplicação, tendo em vista a influência de diversos parâmetros e múltiplas escalas de comprimento envolvidas. Por exemplo, discutiram como a razão entre a altura do enclausuramento e o comprimento da fonte de calor influencia na transferência de calor. Por fim, os autores verificam que nenhuma das correlações baseadas em paredes uniformemente aquecidas fornece valores em concordância com dados experimentais para enclausuramentos horizontais, tendo em vista a natureza discreta do aquecimento nas situações estudadas.

Nakanishi e Shimohashi (2002) desenvolveram uma correlação utilizando os números de Grashoff e Nusselt para o sistema de resfriamento de uma placa de circuito impresso de alta densidade de fluxo de calor. Simulações numéricas foram realizadas e validadas com resultados de experimentos. Algumas propriedades de uma placa com um componente gerando calor foram variadas para verificar suas influências sobre a dissipação de calor. Os resultados mostraram que a transferência de calor é afetada por vários parâmetros, tais como, a espessura e a quantidade de cobre da placa, a distribuição de temperatura e a área de troca calor. Por fim,

os autores reforçaram a importância da definição de parâmetros adimensionais para representar adequadamente a física complexa da transferência de calor por convecção em uma placa de circuito impresso.

Teertstra et al. (2004) desenvolveram uma correlação para convecção natural em uma placa isotérmica vertical dentro de uma cavidade de geometria de prisma retangular, tipicamente encontrada em equipamentos eletrônicos. A correlação foi baseada em três soluções analíticas independentes: condução pura, convecção natural laminar e convecção natural na transição entre os regimes laminar e turbulento. As três soluções foram então combinadas em uma única expressão a partir de coeficientes de ponderação calibrados experimentalmente, formando uma correlação válida para uma ampla variedade de geometrias e números de Rayleigh. Os resultados foram validados através de comparações com previsões de simulações realizadas com os códigos comerciais Flotherm e ANSYS Icepak, apresentando um desvio médio de 10% para a maioria das configurações.

Raciti e Cristaldi (2013) desenvolveram um modelo térmico equivalente para um circuito eletrônico de alimentação utilizando os métodos de elementos finitos e matrizes de resistência para determinar os valores das resistências e capacitâncias necessários em um modelo de rede térmica. O procedimento consistiu em aplicar uma certa potência em um nó do modelo e avaliar o aumento da temperatura nos outros pontos em análise, gerando uma curva de resistência térmica. Os autores observaram que os valores de resistência e capacitância dependem bastante da geometria, propriedades físicas dos materiais e das condições de contorno. Para o caso de um modelo com mais de uma fonte de calor, os autores perceberam que é necessário considerar as contribuições da geração de calor, interações entre os componentes e influência da temperatura ambiente.

Tari e Mehrtash (2013) investigaram a transferência de calor por convecção natural em dissipadores de calor instalados em uma placa inclinada aquecida, empregando um modelo numérico validado através da comparação com resultados de correlações disponíveis na literatura para placas verticais. A placa foi inclinada com os dissipadores virados para cima e para baixo. A partir da análise do escoamento formado nas aletas e a distribuição de temperatura no dissipador de calor, os autores sugeriram uma correlação de transferência de calor baseada

em uma forma modificada do número de Grashof adequado à geometria do problema. A correlação foi aplicada a diferentes inclinações, com resultados satisfatórios para inclinações, em relação a vertical, de até 80° com as fontes viradas para baixo e de até 60° com as fontes viradas para cima.

Baïri (2016) utilizou um modelo numérico de volumes finitos para determinar os coeficientes de transferência de calor por convecção natural de uma placa com um *chip* disposta em diferentes inclinações e condições de calor dissipado no *chip*. Correlações foram determinadas para calcular a convecção natural em cinco regiões da placa, sendo as relações válidas para uma faixa de calor dissipado no chip entre 0,1 e 1,0 W e para inclinações da placa entre 0° e 90° . A correlação permitiu entender como a potência dissipada e a inclinação influenciam na convecção natural do circuito eletrônico. O autor argumentou que as correlações desenvolvidas são úteis para estudos com modelos de simulação de ordem reduzida, permitindo a diminuição significativa do tempo de processamento computacional.

Bahaman et al. (2016) desenvolveram um modelo de rede térmica tridimensional para prever o perfil térmico de um IGBT (*Insulated Gate Bipolar Transistor*), com atenção especial ao efeito do calor gerado pelo próprio componente e do acoplamento entre os vários chips dentro do componente. As correlações utilizadas para modelar as iterações entre os componentes da rede foram avaliadas para diferentes condições de carga e resfriamento a partir de soluções numéricas obtidas com o código ANSYS Icepak. O modelo resultante foi validado a partir da comparação dos resultados com dados experimentais, mostrando ser apropriado para a simulação térmica do transistor em diferentes condições de operação.

A Tabela 2.3 apresenta um resumo das informações mais relevantes dos trabalhos revisados nessa seção.

Tabela 2.3 – Trabalhos que propuseram correlações para placas eletrônicas.

Referência	Tipo Geometria	Observação	Método
Polentini <i>et al.</i> (1993)	Placa vertical com nove chips.	Proposta de correlação baseada na posição da fonte.	Experimental
Ortega e Law (1996)	Placa horizontal dentro de cavidade com uma fonte de calor.	Analisaram influência da disposição da fonte, dificuldade para propor correlações.	Experimental
Nakanishi e Shimohashi (2002)	Placa com fontes de calor	Influência da espessura da placa e quantidade de cobre na transferência de calor.	Numérico e experimental
Teertstra <i>et al.</i> (2004)	Placa vertical dentro de uma cavidade.	Correlação baseada em três soluções analíticas.	Analítico e numérico
Raciti e Cristaldi (2013)	Placa horizontal com um ou mais componentes.	Visou gerar curvas de resistência térmica para uso em modelo de rede térmicas	Numérico e matrizes de resistência.
Tari e Mehrtash (2013)	Placa inclinada com dissipadores de calor	Modelo validado por correlações da literatura, correlação para inclinações até 80°.	Numérico
Baïri (2016)	Placa horizontal, vertical e inclinada com um chip.	Correlações para cinco regiões da placa baseadas na potência de e na inclinação.	Numérico
Bahaman <i>et al.</i> (2016)	Placa horizontal com módulos IGBT	Correlações para serem utilizadas em modelo de rede térmica de IGBT.	Numérico e experimental

2.4 ANÁLISE NUMÉRICA

Tucker (1997) adotou oito códigos comerciais para simulação numérica do escoamento e da transferência de calor em situações relevantes para a eletrônica. O autor concluiu que os resultados desses códigos possuem acurácia aceitável quando comparados a resultados experimentais das situações estudadas, mostrando serem úteis em análises de gerenciamento térmico de eletrônicos. O autor ainda destaca que ao se modelar uma placa eletrônica, dois níveis de modelagem devem ser levados em consideração, um do domínio como um todo, e outro próximo dos componentes/placa onde é requerido um maior refino de malha. Entre as opções analisadas, o código Flotherm apresentou a melhor concordância para a maioria das aplicações.

Zahn (1998) adotou os códigos de fluidodinâmica computacional Icepak e Flotherm para simular as trocas de calor em uma placa eletrônica com dissipador de calor, comparando os seus resultados com dados experimentais. Em geral os resultados de ambos os códigos foram satisfatórios, com o Icepak fornecendo resultados de temperatura de maior acurácia.

Monier-Vinard *et al.* (2016) analisaram ferramentas computacionais mais recentes para a modelagem da transferência de calor de uma placa de circuito impresso com um componente eletrônico. Nesse sentido, quatro códigos CFD foram testados (Icepak, Flotherm, SC-Stream, 6-Sigma-Et) e seus resultados comparados com dados experimentais. O autor verificou diferenças médias menores que 2% dos resultados numéricos em relação aos dados experimentais para várias condições de contorno. Como já havia sido observado por Zahn (1998), o código Icepak apresentou os resultados de maior acurácia.

Oliveira (2019) realizou uma comparação de desempenho entre os códigos Icepak e Flotherm na simulação das trocas de calor em um inversor de frequência. O autor observou que ambos os códigos podem importar uma geometria CAD (*Computer Aided Design*), possuem bibliotecas de componentes geométricos comuns em eletrônicos e permitem a geração automática de malhas de discretização. O código Icepak demandou o maior tempo para a geração de malha, mas menor tempo de processamento computacional para a solução numérica do problema. Em geral, ambos os programas apresentaram resultados satisfatórios quando comparados a dados experimentais. A Tabela 2.4 apresenta um resumo dos principais aspectos dos estudos revisados nesta seção.

Tabela 2.4 – Trabalhos revisados que avaliaram códigos CFD para simulação de eletrônicos

Referência	Geometria	Método	Observação
Tucker (1997)	Situações relevantes para a eletrônica.	Numérico e experimental	Comparação entre diversos programas, todos com acurácia aceitável, vantagem para Flotherm.
Zahn (1998)	Placa eletrônica com dissipador de calor	Numérico e experimental	Comparação entre Flotherm e Icepak, ambos adequados, vantagem para Icepak
Monier-Vinard et al (2016)	Placa de circuito impresso com um componente eletrônico	Numérico e dados experimentais.	Comparação entre quatro programas, todos adequados, vantagem para Icepak
Oliveira (2019)	Placa de um inversor de frequência.	Numérico e experimental	Comparação entre Flotherm e Icepak, ambos adequados, vantagem para Icepak

2.5 SÍNTESE E CONTRIBUIÇÕES

Correlações de transferência de calor para placas têm sido desenvolvidas para auxiliar análises térmicas com modelos simplificados. Essas correlações são comumente desenvolvidas a partir da análise de dados experimentais ou numéricos em conjunto com a utilização de parâmetros adimensionais, tais como os números de Nusselt e de Rayleigh para convecção natural. Essas correlações podem depender do intervalo de aplicação, podendo ser restritas ao regime laminar ou turbulento, ou ainda serem válidas nos dois regimes.

De forma geral, depreendeu-se da literatura que a transferência de calor tende a ser maior em placas verticais do que em placas horizontais. Para placas inclinadas, verificou-se que é necessário considerar explicitamente o ângulo de inclinação da placa, uma vez que a inclinação em relação à direção do vetor do campo gravitacional influencia fortemente o escoamento e, por consequência, a transferência de calor por convecção natural. Além disso, identificou-se uma controvérsia nos trabalhos revisados quanto à definição do comprimento característico apropriado na análise da transferência de calor em placas. Nos trabalhos mais recentes, nota-se uma tendência em definir a altura da placa como comprimento característico para placas verticais e inclinadas, enquanto para placas horizontais o comprimento característico mais utilizado é a razão entre a área e o perímetro da placa.

Para canais, a revisão da literatura mostra a importância de se considerar a interação entre as camadas limites das duas placas que formam o canal. Essa interação tem efeitos sobre a transferência de calor para placas próximas, mas que diminuem conforme a distância entre as placas aumenta. Os estudos anteriores indicam que essa influência pode ser capturada por adaptações na formulação dos números adimensionais utilizados para placas planas. Assim como em placas, o efeito da inclinação em canais foi amplamente estudado, observando-se que pode ser previsto através da correlação para canal vertical com o número de Rayleigh ajustado pelo cosseno do ângulo de inclinação da placa.

Em placas e canais verticais o escoamento é paralelo à placa e, então, a pluma térmica que se forma na parte inferior da placa tem influência sobre a transferência de calor na parte superior. Nesses casos, torna-se importante o uso de correlações que levem em consideração a posição local de interesse.

A revisão mostrou que correlações mesmo para as mesmas situações (orientação, faixa de número de Rayleigh, etc.) diferem na formulação, notadamente no valor dos coeficientes empíricos de ajuste. As causas principais dessas diferenças são atribuídas a diferenças nos procedimentos de medição e nas geometrias estudadas.

A maioria das correlações disponíveis na literatura foram desenvolvidas para situações de placa isotérmica ou placa com fluxo de calor uniforme. Essas condições não são comumente encontradas em placas eletrônicas, caracterizadas pela presença de fontes concentradas de calor que geram considerável estratificação de temperatura na placa. Assim, estudos adicionais são necessários para verificar se as correlações da literatura podem ser usadas para a simulação térmica de placas eletrônicas e, caso negativo, desenvolver novas correlações adequadas.

Alguns trabalhos focados na análise da convecção natural em placas com fontes de calor concentradas foram encontrados na literatura. Esses trabalhos avaliaram principalmente a influência do posicionamento dessas fontes em placas que emulam placas eletrônicas. Outros parâmetros de placas com fontes de calor que já tiveram suas influências estudadas de forma extensiva são: quantidade de fontes de calor; dimensão das fontes; condutividade da placa; distância entre as fontes; e inclinação da placa.

Uma série de análises de cunho fundamental para placas eletrônicas propuseram correlações de transferência de calor para os componentes posicionados nas placas. Dado o grande número de parâmetros com influência significativa nesses casos, em geral, observou-se a dificuldade de se propor correlações suficientemente genéricas para aplicações de engenharia. Nesse aspecto, conclui-se que ainda são necessários estudos para a proposição de correlações mais genéricas para componentes de placas eletrônicas, visando especialmente o uso em modelos de parâmetros concentrados.

A simulação numérica tem sido amplamente utilizada para estudar a transferência de calor em eletrônicos, com o desenvolvimento de códigos computacionais específicos para essas aplicações. Os algoritmos empregados e a evolução da capacidade de processamento computacional têm permitido uma alternativa relevante para a análise térmica de placas eletrônicas. Destaca-se também a conveniência de elementos pré-configurados para representarem componentes eletrônicos e a geração automática de malhas disponíveis nesses códigos. Entre as opções disponíveis, o código Icepak se destaca tanto pela facilidade de uso, performance computacional e acurácia dos resultados. Naturalmente, apesar dos avanços recentes, simulações da transferência de calor em componentes eletrônicos com esses códigos computacionais ainda demandam custo computacional significativo, dificultando o seu emprego na otimização de produtos.

Considerando os objetivos geral e específicos definidos no capítulo 1 e a presente revisão da literatura, destacam-se as seguintes contribuições deste trabalho:

- Análise da transferência de calor em placas eletrônicas com o emprego de simulações numéricas de modelos desenvolvidos com o código ANSYS Icepak.
- Avaliação da aplicabilidade de correlações da literatura (de placas isotérmicas, isoladas ou em canais, nas disposições horizontal, vertical e inclinada) na caracterização da transferência de calor em placas eletrônicas com componentes geradores de calor.
- Propostas de novas definições para os números de Rayleigh e Nusselt a fim de melhor representar a transferência de calor em placas e componentes eletrônicos.
- Desenvolvimento de correlações de transferência de calor para placas eletrônicas e seus componentes a partir de resultados numéricos, suficientemente genéricas para serem usadas em modelos de parâmetros concentrados.

3 FORMULAÇÃO MATEMÁTICA E SOLUÇÃO NUMÉRICA

Este capítulo apresenta a formulação matemática do problema de transferência de calor por convecção natural objeto deste trabalho, bem como detalhes do procedimento de solução numérica das equações governantes. Ademais, detalham-se também os parâmetros adimensionais relevantes para análise dos resultados e desenvolvimento de correlações apropriadas para uso em modelos de parâmetros concentrados.

3.1 FORMULAÇÃO MATEMÁTICA

A análise da transferência de calor por convecção sobre uma superfície sólida requer a solução dos campos de velocidade e temperatura do escoamento. As condições de troca de calor previstas para o escopo deste trabalho indicam um número de Rayleigh característico de escoamentos laminares. Considerando a inerente tridimensionalidade das geometrias dos problemas de interesse, adota-se então uma formulação de escoamento laminar incompressível e tridimensional. Os resultados são avaliados em regime permanente.

Os sistemas estudados neste trabalho não possuem ventilação forçada e, assim, a movimentação do ar é promovida unicamente pela convecção natural. Em situações como esta, as forças de empuxo no fluido são originadas pela estratificação da densidade do fluido devido às diferenças entre as temperaturas do fluido e das superfícies sólidas.

A solução deste problema é obtida a partir das seguintes equações diferenciais: (i) equação da conservação da massa, (ii) equação da quantidade de movimento, e (iii) equação da energia térmica.

Para um escoamento incompressível, a equação da conservação da massa é expressa por

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{u} = 0 \quad (3.1)$$

onde \vec{u} é o vetor velocidade do escoamento de fluido.

A equação da quantidade de movimento é escrita da seguinte forma:

$$\rho_0 \vec{\nabla} \cdot (\vec{u}\vec{u}) = -\vec{\nabla} p + \vec{\nabla} \cdot \vec{\tau} - \rho \vec{g} \quad (3.2)$$

onde ρ_0 é a densidade de referência do fluido, ρ é a densidade local do fluido considerando a estratificação de temperatura, p é a pressão, \vec{g} é o vetor representando a força do campo gravitacional e $\vec{\tau}$ é o tensor de tensões viscosas, o qual pode ser escrito da seguinte forma para fluidos newtonianos incompressíveis:

$$\vec{\tau} = \mu [\vec{\nabla} \vec{u} + (\vec{\nabla} \vec{u})^T] \quad (3.3)$$

onde μ é a viscosidade dinâmica do fluido.

A aproximação de Boussinesq é adotada na Equação (3.2) para avaliar o efeito da força de empuxo devido à estratificação de densidade originada pelo campo de temperatura, ou seja:

$$\rho(\vec{x}) = \rho_0 [1 - \beta(T(\vec{x}) - T_0)] \quad (3.4)$$

onde ρ_0 é a densidade de referência, β é o coeficiente de expansão térmica do fluido, $T(\vec{x})$ é campo de temperatura e T_0 é a temperatura de referência.

A equação da energia térmica em regime permanente para um fluido homogêneo, isotrópico e sem geração é dada por

$$\rho_0 \vec{\nabla} \cdot (\vec{u}h) = k \nabla^2 T \quad (3.5)$$

onde h é a entalpia específica, k é a condutividade térmica e T é a temperatura.

3.2 PROCEDIMENTO DE SOLUÇÃO NUMÉRICA

As equações governantes do problema, apresentadas na seção anterior, são resolvidas numericamente com o código ANSYS Icepak. Esse código foi desenvolvido especificamente para a simulação de problemas de transferência de calor, apresentando ferramentas que facilitam a geração de malhas e geometrias normalmente encontradas em sistemas eletrônicos.

De fato, deve ser mencionado que a função código ANSYS Icepak é essencialmente o pré-processamento do problema (caracterização da geometria, geração de malha, aplicação de condições de contorno, etc.), enquanto a solução propriamente dita é realizada com o programa ANSYS Fluent que é acionado automaticamente pelo ANSYS Icepack.

O ANSYS Fluent utiliza o método dos volumes finitos, muito difundido em problemas de mecânica dos fluidos devido a duas principais vantagens (LOMAX *et al.*, 2003). A primeira vantagem diz respeito à integração das equações da conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia térmica na forma de balanços para volumes discretos. A segunda vantagem se refere à possibilidade do uso de malhas não-estruturadas para a discretização adequada de geometrias complexas.

No método dos volumes finitos, as equações de transporte do problema são integradas nos volumes originados da discretização do domínio, gerando um sistema de equações algébricas que é resolvido numericamente. Esse procedimento pode ser demonstrado para uma equação de transporte de uma variável genérica ϕ em regime permanente,

$$\oint \rho \phi \vec{u} \cdot d\vec{A} = \oint \Gamma_{\phi} \vec{\nabla} \phi \cdot d\vec{A} + \int_V S_{\phi} dV \quad (3.6)$$

onde $d\vec{A}$ é o vetor área da superfície do volume, Γ_{ϕ} é o coeficiente de difusão para ϕ , $\vec{\nabla} \phi$ é o gradiente de ϕ , e S_{ϕ} é um termo de geração de ϕ por unidade de volume. O termo do lado esquerdo diz respeito ao transporte advectivo, enquanto o primeiro termo do lado direito representa o transporte difusivo e o último termo representa uma eventual geração da propriedade ϕ .

As integrais presentes na Equação (3.6) são realizadas em cada volume formado pela malha de discretização, gerando assim a seguinte equação algébrica para cada volume de controle:

$$\sum_f^N \rho \phi_f \vec{u}_f \cdot \vec{A}_f = \sum_f^N \Gamma_{\phi} (\vec{\nabla} \phi)_n \cdot \vec{A}_f + S_{\phi} V \quad (3.7)$$

onde N é o número de faces da superfície do volume, ϕ_f é o valor da variável genérica ϕ transportado por advecção através da face em questão, \vec{A}_f é o vetor área das faces, $(\vec{\nabla} \phi)_n$ é o gradiente da variável genérica ϕ na face f , e V é o volume do volume de controle.

Dependendo da variável ϕ em questão, a Equação (3.7) pode ser linear ou não-linear. Notadamente em problemas de mecânica dos fluidos, a equação é não-linear quando a variável ϕ se refere ao vetor velocidade (\vec{u}_f). Nesse caso, um passo importante no procedimento de solução é a linearização da Equação (3.7) através da seguinte formulação:

$$a_p \phi_p = \sum_v a_v \phi_v + b \quad (3.8)$$

onde a_p e a_v são os coeficientes linearizados relativos ao valor ϕ_p no centro de dado volume e aos valores ϕ_v , dos seus volumes vizinhos. Uma equação nesse formato é criada para cada volume da malha, originando um sistema de equações algébricas lineares que podem ser escritas na forma de uma matriz de coeficientes esparsa.

No presente trabalho, esse sistema de equações é resolvido pelo método de Gauss-Seidel em conjunto com um método *multigrid* para acelerar a convergência do procedimento de solução. O método *multigrid* utiliza malhas grosseiras para remover erros globais, conhecidos como erros de baixa frequência, uma vez que o método numérico de Gauss-Seidel tem facilidade para eliminar os erros locais (de alta frequência), mas com dificuldades para remover erros globais.

No ANSYS Fluent, todas as variáveis são calculadas no centro de cada volume de controle, um arranjo denominado malha colocalizada. Porém, os termos de transporte advectivo e difusivo das equações de transporte discretizadas necessitam dos valores das propriedades nas faces desses volumes, o que é feito através de interpolações entre os valores disponíveis nos centros dos volumes. O esquema *upwind* de primeira ordem é utilizado no presente trabalho para o cálculo da temperatura e velocidade. Nesse esquema o valor da propriedade no centro do volume a montante é atribuído à interface do volume, utilizando como base a direção e o sentido local do vetor velocidade.

Para a interpolação da pressão, adota-se um esquema de segunda ordem que utiliza os coeficientes das equações de quantidade de movimento para avaliar a pressão na face do volume da seguinte forma:

$$p_f = \frac{\frac{p_{p,0}}{a_{p,0}} + \frac{p_{p,1}}{a_{p,1}}}{\frac{1}{a_{p,0}} + \frac{1}{a_{p,1}}} \quad (3.9)$$

onde p_f equivale à pressão na interface de dois volumes, denotados por 0 e 1.

Para garantir o acoplamento entre os campos de pressão e velocidade no procedimento de solução numérica, utiliza-se o método de acoplamento pressão-velocidade SIMPLE que combina a equação da quantidade de movimento com a equação da conservação da massa.

Nesse método, um campo de pressão estimado a cada iteração é substituído na equação da quantidade de movimento e do campo de velocidade resultante é calculado uma correção para o campo de pressão. Esse procedimento é repetido até que se alcancem os critérios de convergência definidos.

O domínio de solução utilizado no presente trabalho tem em seus limites a condição de contorno *opening*, onde o fluido é livre para escoar em qualquer direção, baseados em uma pressão estática externa e uma temperatura ambiente pré-definida. Para definir o tamanho do domínio são realizados estudos de sensibilidade para utilizar o menor domínio que possibilite uma convergência em que o resultado não seja afetado pelo tamanho do domínio.

A análise dos erros da solução numérica é uma etapa importante da validação dos resultados. Esses erros numéricos podem ser divididos em três categorias: erro de arredondamento, erro iterativo de convergência e erro de discretização (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007). O primeiro tipo de erro, também conhecido como erro de truncamento de máquina, resulta da representação de números reais através de um número com uma quantidade de algarismos significativos. Esse tipo de erro tem se tornado negligenciável, em face aos outros dois, pela adoção de dupla precisão e uso de sistemas de 64-bits.

O erro iterativo de convergência é resultado do processo iterativo utilizado para linearizar as equações parciais não-lineares do problema. Se o problema está bem posto, o procedimento iterativo de solução tenderá a convergir, e o resultado a cada iteração apresenta uma diferença em relação ao resultado da iteração anterior, que tende a diminuir conforme o procedimento iterativo avança. Porém, como essa diferença tende assintoticamente a zero, deve-se definir um valor para essa diferença abaixo do qual considera-se a solução convergida. Assim, o critério de convergência implica em um erro entre o resultado numérico assim obtido e a solução assintótica.

No código ANSYS Icepak utilizado neste trabalho, o critério de convergência é definido pela especificação de tolerâncias para os resíduos globais de massa, quantidade de movimento e energia. O código calcula o resíduo utilizando um fator de escala, conforme observado na Equação (3.10).

$$R\phi = \frac{\sum_{volumes} |\sum_v a_v \phi_v + b - a_p \phi_p|}{\sum_{volumes} |a_p \phi_p|} \quad (3.10)$$

As iterações do procedimento de solução são finalizadas quando esses resíduos são menores que o valor predefinido. O código ANSYS Icepak propõe valores padrões de

tolerâncias que são considerados aceitáveis para uma ampla gama de fenômenos, mas que foram ajustados no presente trabalho para garantir a convergência adequada do procedimento iterativo, para isso, a fim de eliminar a influência desses critérios no resultado das simulações, foram realizados testes de convergência variando os critérios até que seu valor não alterasse significativamente o resultado das simulações.

Por fim, os erros de discretização estão relacionados à discretização das derivadas parciais no espaço e no tempo. A solução tende a ser menos sensível aos erros de discretização à medida que as dimensões dos volumes da malha computacional são reduzidas, tendendo também assintoticamente a um resultado sem erros de truncamento. No entanto, deve-se buscar uma relação adequada entre custo e acurácia, uma vez que malhas mais refinadas requerem maior custo computacional.

Em função do exposto, percebe-se que a qualidade da malha de discretização é indispensável para se alcançar a acurácia dos resultados. A avaliação quantitativa da qualidade da malha pode ser realizada com o emprego do método baseado no índice de convergência de malha (*Grid Convergence Index* – GCI) proposto por Roache (1994). Por sua vez, esse método se baseia no método de extrapolação de Richardson (1911) para estimar os erros de discretização, com o GCI representando uma média percentual do quão afastado o resultado de uma simulação está em relação à solução assintótica prevista por Richardson (1911).

O GCI para uma malha i é calculado utilizando o resultado de uma malha mais grosseira $i+1$ a partir da expressão:

$$GCI_{i+1,i} = F_s \left| \frac{\phi_{i+1} - \phi_i}{\phi_i (1 - r^p)} \right| \quad (3.11)$$

onde ϕ representa a solução numérica para uma propriedade tomada como referência, F_s é um fator de segurança (comumente dado por 1,25 para estudos com três ou mais malhas), r é a razão entre os refinamentos de malha e p é a ordem de convergência da solução, a qual pode ser estimada a partir dos resultados numéricos de três malhas, ou seja,

$$p = \frac{\ln\left(\frac{\phi_{i+2} - \phi_{i+1}}{\phi_{i+1} - \phi_i}\right)}{\ln(r)} \quad (3.12)$$

A análise da malha com base no GCI consiste então em calcular o GCI para dois pares de malha ($i+2, i+1$ e $i+1, i$). De acordo com Roache (1994), para que a malha intermediária ($i+1$) esteja na região de solução assintótica, a razão de GCI deve respeitar a seguinte condição:

$$\frac{GCI_{i+2,i+1}}{r^p GCI_{i+1,i}} \cong 1 \quad (3.13)$$

O cálculo de GCI e sua aplicação na forma apresentada é apropriado apenas para casos de convergência monotônica, ou seja, quando a taxa de convergência R se encontra entre 0 e 1. Esta taxa de convergência é calculada da seguinte forma:

$$R = \frac{\phi_{i+1} - \phi_i}{\phi_{i+2} - \phi_{i+1}} \quad (3.14)$$

3.3 PARÂMETROS ADIMENSIONAIS EM CONVECÇÃO NATURAL

As equações de conservação de massa, da quantidade de movimento e da energia térmica (Equações (3.1) a (3.5)) regem o problema acoplado de mecânica dos fluidos e transferência de calor. Essas equações podem ser simplificadas para uma situação clássica de convecção natural ao longo de uma superfície vertical aquecida, ilustrada na Figura 3.1.

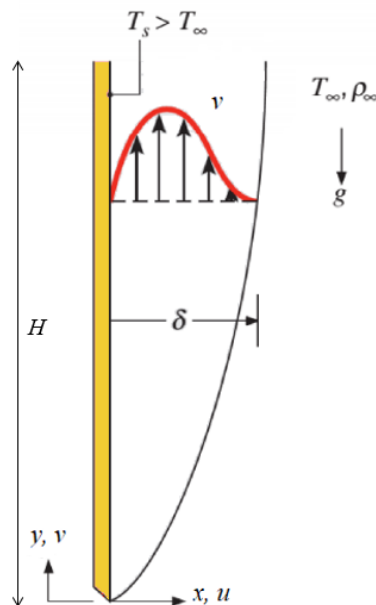


Figura 3.1 - Camada limite em placa vertical aquecida. Adaptado de Bergman *et al.* (2013).

De forma geral, essa situação simplificada não representa bem aplicações de engenharia, mas a manipulação e adimensionalização das equações governantes resulta em grupos adimensionais que são úteis no desenvolvimento de correlações empíricas de transferência de calor.

Na situação descrita na Figura 3.1, o movimento do fluido é induzido pelas forças de empuxo resultantes da diferença entre a temperatura da placa (T_s) e do fluido na temperatura ambiente (T_∞). Para essa situação de escoamento bidimensional, as equações de conservação da massa, da quantidade de movimento nas direções horizontal (x) e vertical (y), e da energia térmica apresentam, respectivamente, as seguintes formas:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3.15)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \nabla^2 u \quad (3.16)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \nabla^2 v - \rho g \quad (3.17)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \nabla^2 T \quad (3.18)$$

No restante desta seção, essas quatro equações são manipuladas e convenientemente simplificadas de forma a chegar-se à definição de dois grupos adimensionais importantes em problemas de convecção natural: o número de Rayleigh e o número de Nusselt.

Uma primeira simplificação do problema é considerar que não há variação de pressão na direção x ($\partial p / \partial x = 0$) e que o meio é quiescente fora da camada limite. Desse modo, a variação da pressão em relação à direção y dentro da camada limite deve ser igual à variação da pressão na mesma direção fora da camada limite, a qual é resultante do campo gravitacional, ao seja:

$$\frac{\partial p}{\partial y} = \frac{dp_\infty}{dy} = -\rho_\infty g \quad (3.19)$$

A equação da quantidade de movimento na direção vertical (Equação (3.17)) possui o termo de força de empuxo que origina o movimento do fluido nesse problema. Esse termo é modelado a partir da aproximação de Boussinesq, conforme já apresentado na Equação (3.4). Assume-se que as forças viscosas são relevantes apenas na direção horizontal (x), uma vez que

na vertical (y) são negligenciáveis em comparação à advecção e ao empuxo. Com essas considerações, a equação da quantidade de movimento na direção vertical torna-se

$$\underbrace{u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y}}_{\text{forças inerciais}} = \underbrace{-v \frac{\partial^2 v}{\partial x^2}}_{\text{forças viscosas}} + \underbrace{g\beta(T - T_\infty)}_{\text{forças de empuxo}} \quad (3.20)$$

onde ν é a viscosidade cinemática. As forças inerciais, viscosas e de empuxo ficam evidentes nessa equação.

Pode-se realizar uma análise dimensional da Equação (3.20) a fim de se obter os principais parâmetros adimensionais utilizados para descrever a convecção natural. Com esse objetivo, definem-se a escala de comprimento em y como a altura da placa (H), a escala de comprimento em x como a espessura da camada limite térmica (δ_T), e a escala de comprimento da temperatura como a diferença de temperatura entre a placa e o ambiente (ΔT). Assim, realizando uma análise da ordem de grandeza dos termos da Equação (3.20):

$$\underbrace{u \frac{v}{\delta_T} + v \frac{v}{H}}_{\text{forças inerciais}} \sim \underbrace{-v \frac{v}{\delta_T^2}}_{\text{forças viscosas}} + \underbrace{g\beta\Delta T}_{\text{forças de empuxo}} \quad (3.21)$$

Realizando uma análise dimensional da equação da continuidade (Equação (3.15)), com as mesmas definições de escala, chega-se a

$$\frac{u}{\delta_T} \sim \frac{v}{H} \quad (3.22)$$

Assim, conclui-se que os dois termos de forças inerciais são da mesma ordem de grandeza e podem ser representados por v^2/H na sequência desta análise.

Dividindo o termo de forças inerciais e de forças viscosas pelo termo de forças de empuxo e, após manipulação algébrica, obtém-se

$$\underbrace{\left(\frac{H}{\delta_T}\right)^4 Ra_H^{-1} Pr^{-1}}_{\text{forças inerciais}} \sim \underbrace{\left(\frac{H}{\delta_T}\right)^4 Ra_H^{-1}}_{\text{forças viscosas}} \underbrace{1}_{\text{forças de empuxo}} \quad (3.23)$$

onde Pr é o número de Prandtl, que representa a razão entre as difusividades de quantidade de movimento e térmica de um dado fluido. Por outro lado, o número de Rayleigh, Ra_H , representa o produto entre o número de Grashof, Gr , que indica a relação entre as forças de empuxo e as forças viscosas, e o número de Prandtl, assumindo a seguinte forma:

$$Ra_H = \frac{g\beta\Delta TH^3}{\alpha\nu} \quad (3.24)$$

O efeito do número de Prandtl apenas no termo de forças inerciais é decisivo para o balanceamento entre as forças inerciais e viscosas. Se Pr for muito maior que 1, a camada limite térmica vai ser regida pelas forças viscosas e de empuxo, enquanto para Pr muito menor que 1, a camada limite térmica será também balanceada pelas forças de inércia. Mais comum em engenharia são casos com $Pr \sim 1$, em que tanto as forças inerciais quanto as forças viscosas são significativas para balancear as forças de empuxo.

Outro parâmetro relevante no desenvolvimento de correlações de transferência de calor é o número de Nusselt, Nu , o qual pode ser interpretado como a relação entre as transferências de calor por convecção e por condução.

Uma expressão para a transferência de calor por convecção junto a uma superfície sólida é obtida da lei de resfriamento de Newton:

$$q''_c = h(T_s - T_\infty) \quad (3.25)$$

onde q''_c é o fluxo de calor por convecção e h é o coeficiente de transferência de calor por convecção.

Por outro lado, a condução de calor na superfície da placa pode ser descrita pela lei de Fourier, que indica a proporcionalidade entre o fluxo de calor em uma dada direção com a projeção do gradiente de temperatura na mesma direção. Introduzindo a condutividade térmica (k_f) como o coeficiente de proporcionalidade, o fluxo de calor por condução na direção x é dado por:

$$q''_k = k_f \left(\frac{dT}{dx} \right) \quad (3.26)$$

A obtenção do número de Nusselt é realizada através da análise dimensional dos fluxos de calor por convecção e condução (Equações (3.25) e (3.26)) para a situação apresentada na Figura 3.1, obtendo-se os seguintes termos:

$$\underbrace{h\Delta T}_{\text{fluxo por convecção}} \sim \underbrace{k_f \frac{\Delta T}{\delta_T}}_{\text{fluxo por condução}} \quad (3.27)$$

Ao realizar a razão entre os dois fluxos, é encontrado o número de Nusselt, tipicamente utilizado para descrever a transferência de calor por convecção:

$$Nu_{\delta_T} = \frac{h\Delta T}{k_f \frac{\Delta T}{\delta_T}} = \frac{h\delta_T}{k_f} \quad (3.28)$$

Os comprimentos característicos do número de Nusselt (Equação (3.28)) e do número Rayleigh (Equação (3.24)) são a espessura da camada limite térmica (δ_T) e o comprimento da placa (H), mas podem variar dependendo da geometria em análise. Dessa forma, deve-se sempre explicitar o comprimento característico em uso. Definições mais genéricas do número de Nusselt indicam o comprimento característico L , ou seja,

$$Nu_L = \frac{hL}{k_f} \quad (3.29)$$

sendo necessário definir L de acordo com a geometria em análise.

A transferência de calor representada pelo número de Nusselt depende de vários fatores, tais como propriedades físicas do fluido (viscosidade, condutividade e densidade, por exemplo), velocidade do escoamento junto à superfície que troca calor e dimensões da superfície. Dada a complexidade dessa dependência, a solução analítica das equações governantes não é possível na grande maioria dos casos práticos. Dessa forma, a transferência de calor é muitas vezes investigada experimentalmente ou numericamente com o emprego de parâmetros adimensionais.

3.3.1 Correlações para placas

Em problemas de troca de calor por convecção natural na superfície de placas, a correlação para o número de Nusselt médio é tipicamente expressa como uma função do número de Rayleigh:

$$\overline{Nu}_L \equiv \frac{\bar{h}L}{k_f} = C Ra_L^n \quad (3.30)$$

onde \bar{h} é o coeficiente médio transferência de calor por convecção. O comprimento característico, L , difere de acordo com a disposição da placa. Para placas verticais e inclinadas esse comprimento é o comprimento da placa, enquanto para placas horizontais o comprimento característico é dado pela relação entre a área da placa e o seu perímetro. De acordo com Goldstein *et al.* (1973), o comprimento característico de placas horizontais representa uma distância percorrida pelo fluido ao se mover das bordas para o interior da placa.

O número de Rayleigh da placa, normalmente interpretado como a razão entre as forças de empuxo e forças viscosas multiplicada pelo número de Prandtl (razão entre a difusividade de quantidade de movimento e térmica), pode ser baseado tanto na diferença de temperatura quanto no fluxo de calor. Para o caso de placas considerado neste trabalho, a seguinte expressão é adotada:

$$Ra_L = \frac{g\beta\Delta TL^3}{\alpha\nu} \quad (3.31)$$

onde g é a magnitude do campo gravitacional, β é o coeficiente de expansão volumétrica, ΔT é a diferença entre a temperatura média da placa e a temperatura ambiente, α é a difusividade térmica e ν é a viscosidade cinemática (difusividade de quantidade de movimento) do fluido.

Em correlações utilizadas para calcular o Nusselt local em casos de placas verticais ou inclinadas, o comprimento característico que representa a placa como todo, L , é substituído pela posição local, y , onde se deseja estimar a transferência de calor. Do mesmo modo, os outros parâmetros, como a temperatura e o coeficiente de transferência por convecção (h), são obtidos localmente ao invés de possuir um valor médio para a placa. Assim, os números de Nusselt e de Rayleigh locais tomam as seguintes formas:

$$Nu_y \equiv \frac{hy}{k_f} = C Ra_y^n \quad (3.32)$$

$$Ra_y = \frac{g\beta(T_y - T_\infty)y^3}{\alpha\nu} \quad (3.33)$$

onde T_y é a temperatura na posição y .

3.3.2 Correlações para canais

As correlações para canais levam em consideração o efeito da interação entre as duas placas, introduzindo por exemplo a distância entre as placas, b , que aparece tanto no número de Nusselt quanto no número de Rayleigh:

$$\overline{Nu}_b \equiv \frac{\bar{h}b}{k_f} \quad (3.34)$$

$$Ra_b^* = \frac{g\beta Qb^5}{k_f\alpha\nu L^3} \quad (3.35)$$

onde Q [W] é o calor dissipado na placa pelos componentes.

A opção de expressar o número de Rayleigh Ra_b^* com o emprego do calor dissipado no, Q , se justifica pela vantagem da aplicação desse tipo de correlação em modelos de ordem reduzida para canais em comparação à definição do número de Rayleigh baseado na diferença de temperatura (ΔT). A opção pela definição de Rayleigh baseada em um fluxo de calor é comum na literatura (TEERTRTRA *et al*, 1997).

Para a análise da placa superior de canais horizontais, decidiu-se adotar o parâmetro η_Q , de forma similar ao realizado por Aung (1972) para placas verticais. Esse parâmetro quantifica a influência da placa inferior sobre a transferência de calor da placa superior em canais horizontais, comparando o calor total dissipado na placa superior ($Q_{t,s}$) com o calor dissipado na placa inferior ($Q_{t,i}$):

$$\eta_Q = \frac{Q_{t,s}}{Q_{t,i}} \quad (3.36)$$

Deve ser mencionado que o parâmetro η_Q é utilizado apenas para a placa superior de canais horizontais; o número de Rayleigh para canais apresentado na Equação (3.35) assume a então seguinte forma:

$$\frac{(1 + \eta_Q)}{2} Ra_b^* = \frac{(1 + \eta_Q)g\beta Qb^5}{2k_f\alpha\nu L^3} \quad (3.37)$$

Em canais em que apenas uma das placas possui componentes de geração de calor, o número de Nusselt da placa sem geração de calor é relacionado ao número de Rayleigh da placa com geração de calor, conforme representado pela Equação (3.35). Nesse caso, ao utilizar o número de Nusselt apresentado na Equação (3.34), a temperatura média da placa com fonte de

calor é usada como temperatura de referência para o cálculo de ΔT necessário para o cálculo do coeficiente de transferência de calor (\bar{h}).

Para uma abordagem local em canais verticais e inclinados, adotou-se um parâmetro adimensional alternativo que, de forma semelhante ao realizado para a placa vertical (Equação (3.33)), usa a posição y no lugar do comprimento característico L da placa na Equação (3.35). Além disso, o calor total dissipado Q que entrava na placa através dos componentes foi substituído pelo calor dissipado localmente na placa, Q_y . Assim, o parâmetro adimensional resultante para canais verticais e inclinados fica escrito da seguinte forma:

$$Ra_b^{**} = \frac{g\beta Q_y b^5}{k_f \alpha \nu L y^2} \quad (3.38)$$

Em relação ao número de Nusselt, o parâmetro Q é também trocado por Q_y no cálculo do coeficiente de troca convectiva de calor h da Equação (3.34), mas mantendo a distância entre as placas b para representar o comprimento característico, ou seja,

$$Nu_b \equiv \frac{hb}{k_f} \quad (3.39)$$

3.3.3 Correlações para componentes

Os parâmetros utilizados na caracterização da troca de calor em componentes têm origem na abordagem utilizada para número de Nusselt e Rayleigh em corpos imersos (Yovanovich, 1987). Esses parâmetros levam em consideração a raiz quadrada da área total do corpo imerso ($\sqrt{A_*}$) como comprimento característico, resultando nas seguintes definições para os números de Nusselt e de Rayleigh:

$$\overline{Nu}_{\sqrt{A}} \equiv \frac{\bar{h}\sqrt{A_*}}{k_f} \quad (3.40)$$

$$Ra_{\sqrt{A}}^* = \frac{g\beta\Delta T\sqrt{A_*}^3}{\alpha\nu} \quad (3.41)$$

Esses parâmetros adimensionais foram modificados no presente trabalho para componentes que estão sobre uma placa. Assim, o comprimento característico adotado passou a ser a raiz quadrada da área superficial do componente efetivamente exposta à troca de calor com o fluido (\sqrt{A}), ignorando-se assim a área do componente em contato com a placa, ou seja,

$$\overline{Nu}_{\sqrt{A}} \equiv \frac{\bar{h}\sqrt{A}}{k_f} \quad (3.42)$$

Outra mudança está relacionada com a adição da área transversal (A_t) do componente no denominador do número de Rayleigh

$$Ra_{\sqrt{A}} = \frac{g\beta\Delta T\sqrt{A}^5}{\alpha\nu A_t} \quad (3.43)$$

a fim de melhorar a caracterização do fenômeno com esse parâmetro adimensional.

Para placas verticais e inclinadas com mais de um componente, o parâmetro de Rayleigh para o componente superior precisa representar também o efeito da influência do componente inferior. Para contemplar esse efeito, considera-se na Equação (3.43) a modificação da razão de potência (r_Q), que relaciona os calores dissipados no componente superior (Q_s) e no componente inferior (Q_i):

$$\begin{aligned} r_Q &= Q_i/Q_s \quad \text{se } Q_i > Q_s, \\ r_Q &= 1 \quad \text{se } Q_i \leq Q_s, \end{aligned} \quad (3.44)$$

Além disso, inclui-se também a influência da distância (ξ_d) entre os componentes, definida por

$$\xi_d = 0,6916 + \gamma d \quad (3.45)$$

sendo $\gamma = 16,81 \text{ m}^{-1}$ e d a distância entre os componentes. Assim, o número de Rayleigh para esses componentes toma a seguinte forma:

$$\frac{2\xi_d}{(1+r_Q)} Ra_{\sqrt{A}} = \frac{2\xi_d g\beta\Delta T\sqrt{A}^5}{\alpha\nu A_t(1+r_Q)} \quad (3.46)$$

4 RESULTADOS

Este capítulo apresenta os principais resultados obtidos no presente estudo visando o desenvolvimento de correlações de transferência de calor para placas eletrônicas e seus componentes. Primeiramente, os resultados numéricos do modelo de simulação são validados partir da comparação com dados experimentais e de correlações da literatura. Na sequência, apresentam-se análises da transferência de calor em placas e componentes eletrônicos. A partir dessas análises são então verificadas a adequação de correlações de transferência de calor disponíveis na literatura. Para os casos em que as correlações da literatura não são adequadas, desenvolvem-se novas correlações a partir dos resultados numéricos. Por fim, apresenta-se uma tabela resumindo as correlações disponíveis na literatura e aquelas desenvolvidas neste trabalho.

4.1 VALIDAÇÃO DO MÉTODO NUMÉRICO

Os resultados numéricos do modelo de simulação utilizado neste trabalho foram validados em duas etapas: (i) avaliação do erro de discretização pela metodologia de GCI descrita na Seção 3.2 e do esquema de interpolação para temperatura e velocidade, e (ii) verificação da acurácia dos resultados através de comparações com medições e a correlação de Fujii e Imura (1972).

4.1.1 Erro de discretização e esquema de interpolação.

O erro de truncamento da solução numérica foi avaliado utilizando-se o índice de convergência de malha (GCI) proposto por Roache (1994). Na aplicação desse procedimento, escolheu-se o número de Nusselt médio como parâmetro de interesse. Foram realizados dois estudos, um utilizando método de interpolação *upwind* de primeira ordem e outro utilizando *upwind* de segunda ordem para temperatura e velocidade. Os resultados de ambos os estudos são apresentados nas tabelas 4.1 e 4.2 contendo o número de elementos e o número de Nusselt previstos para cada malha. Os índices GCI para ambos estudos foram calculados usando a Equação (3.11), a partir deles critério de análise de convergência apresentado na Equação (3.13) foi verificado e seus resultados são também apresentados nas tabelas.

Tabela 4.1 – Estudo de convergência de malha utilizando *upwind* de primeira ordem.

Número de elementos	Número de Nusselt
513.570	26,89
1.140.972	26,70
2.096.600	26,68
Critério Equação (3.13)	0,999

Tabela 4.2 – Estudo de convergência de malha utilizando *upwind* de segunda ordem.

Número de elementos	Número de Nusselt
1.140.972	26,17
2.096.600	26,21
4.177.800	26,22
Critério Equação (3.13)	1,0003

O valor de aproximadamente igual a 1 atende ao critério definido por Roache (1994) para que a malha seja considerada convergida, ou seja, que os erros de truncamento são suficientemente pequenos. Desse modo ambos os estudos atingiram a convergência de malha, porém com resultados ligeiramente diferentes decorrentes do uso de esquemas de interpolação distintos. É esperado que resultados utilizando métodos de segunda ordem sejam mais precisos, porém essas simulações possuem uma maior dificuldade de convergência e maior custo computacional. Desse modo, dado que a diferença entre os esquemas de interpolação foi de aproximadamente 2%, optou-se por utilizar o esquema *upwind* de primeira ordem para a sequência do trabalho.

4.1.2 Comparação com correlação

A acurácia do modelo em prever a transferência de calor foi avaliada a partir da comparação de suas previsões do Nusselt médio em uma placa vertical com as medições e correlação obtidas por Fujii e Imura (1972), apresentada na Equação (4.1). A geometria estudada por Fujii e Imura (1972) consiste em uma placa de latão com altura de 5 cm e largura de 10 cm.

$$\overline{Nu}_L = 0,56 Ra_L^{1/4} \quad (4.1)$$

Nove simulações foram realizadas, variando-se a magnitude do fluxo de calor uniforme na superfície da placa, resultando em uma ampla faixa de Ra_L . Como pode ser verificado na Figura 4.1, existe boa concordância entre as previsões, os dados experimentais e a correlação, com diferenças menores que 4%.

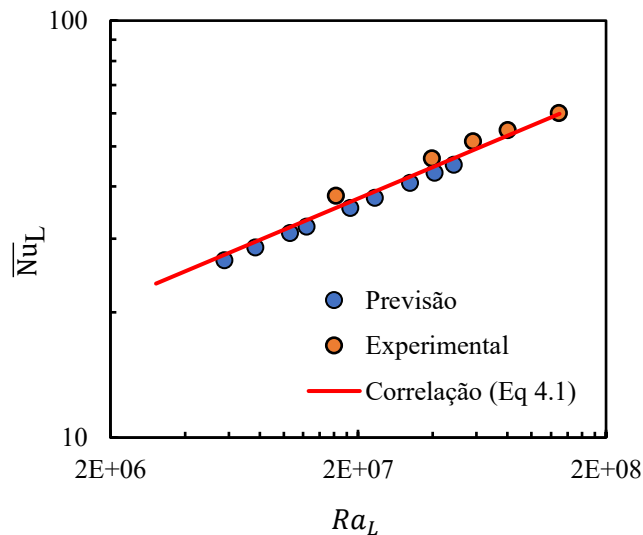


Figura 4.1 – Nusselt médio em placa vertical estudada por Fujii e Imura (1972).

4.2 ANÁLISE E CORRELAÇÕES PARA PLACAS

Correlações de transferência de calor disponíveis na literatura para placas e canais formados por duas placas foram testadas para verificar se podem ser empregadas em placas eletrônicas. A maioria dessas correlações foram desenvolvidas para placas isotérmicas ou de fluxo de calor uniforme, condições diferentes das encontradas em placas eletrônicas onde há componentes que geram calor de forma localizada em diversas posições da placa.

Conforme representação na Figura 4.2, a placa eletrônica simulada no presente trabalho tem forma quadrada com dimensões laterais de 100 mm e espessura de 1 mm, condutividade térmica de 20 W/(m K) nas direções do plano e 0,4 W/(m K) na direção normal ao plano. O componente gerador de calor tem dimensões laterais de 20 mm e espessura de 1 mm. Dada sua pequena espessura, em placas horizontais, o componente não foi modelado explicitamente na simulação, sendo aproximado pela imposição de um fluxo de calor na

superfície da placa. O componente foi montado sobre a placa, possuindo condutividade térmica de 100 W/(m K) ; este componente visa representar componentes comumente encontrados em placas, tais como diodos, transistores, *chips* e capacitores. O calor dissipado nesses componentes varia de 0,25 a 4,0 W.

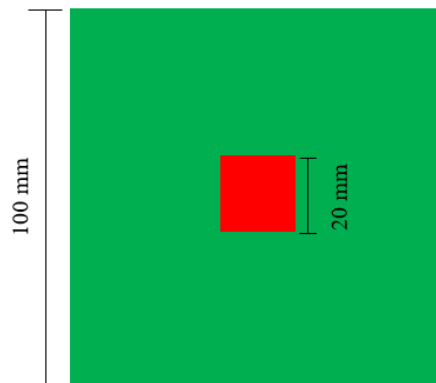


Figura 4.2 – Dimensões da placa e do componente simulado.

4.2.1 Placas horizontais

Para orientação horizontal, placas foram estudadas com componente na face superior ou inferior, conforme mostra a Figura 4.3, que são configurações possivelmente encontradas em placas eletrônicas. Além dessas configurações, estuda-se também o efeito da face oposta ao componente ser ou não adiabática. Assim, três situações de placa horizontal são analisadas com o intuito de cobrir possíveis aplicações práticas: (i) componente na face superior e face inferior adiabática; (ii) componente na face inferior e face superior adiabática, (iii) componente na face superior e face inferior não adiabática.

Para a análise de uma placa horizontal com um componente na superfície superior e a superfície inferior adiabática, diferentes correlações da literatura para placa horizontais viradas para cima foram avaliadas: Fujii e Imura (1972), Lloyd e Moran (1974), Al-Arabi e El-Riedy (1976), Cheng et al. (1986), e Lewandowski *et al.* (2000). Dentre as correlações avaliadas, verificou-se que aquela que melhor representou os resultados das simulações foi a de Cheng *et al.* (1986):

$$\overline{Nu}_L = 0,638 Ra_L^{1/5} \quad (4.2)$$



Figura 4.3 – Placa horizontal com componente (a) na face superior ou (b) na face inferior.

A comparação entre o resultado das simulações e a previsão pela correlação da Equação (4.2) é mostrada na Figura 4.4a, verificando-se uma diferença média de 2,6% entre os resultados das simulações e a correlação. Essa diferença é considerada pequena o suficiente para permitir o uso dessa correlação em aplicações de interesse deste trabalho.

Para placas horizontais com um componente gerador de calor na face inferior e face superior considerada adiabática, a correlação de Radziemska e Lewandowski (2001),

$$\overline{Nu}_L = 0,52 Ra_L^{1/5} \quad (4.3)$$

mostrou ser a mais adequada. A Figura 4.4b mostra boa concordância entre a correlação e os resultados da simulação, apresentando uma diferença média menor que 9%.

As duas situações contempladas pelas Equações (4.2) e (4.3) em que apenas uma das faces da placa troca calor com o ambiente, em situação conforme apresentada na Figura 4.5a, são as mais próximas da maioria das configurações adotadas em estudos de transferência de calor. Para se aproximar mais de uma aplicação prática de placas eletrônicas, novas simulações foram realizadas para uma placa onde tanto a face superior quanto a inferior trocam calor com o meio, e que possui um componente na face superior, conforme apresentado na Figura 4.5b.

A Figura 4.6a mostra que correlação de Radziemska e Lewandowski (2001), Equação (4.3), continua apresentando boa concordância com os resultados numéricos para a superfície inferior sem a presença do componente, com uma diferença média de 14%.

Entretanto, a correlação de Cheng *et al.* (1986), Equação (4.2), não se mostrou satisfatória para a face superior que conta com a presença do componente, apresentando um desvio médio de 59% em relação ao resultado numérico. Atribui-se essa perda de representatividade da correlação à influência da pluma térmica originada na superfície inferior, a qual reduz a transferência de calor por convecção na superfície superior.

O algoritmo genético desenvolvido por Schmidt e Lipson (2009) visa encontrar as expressões matemáticas que melhor se ajustam aos dados informados, em um processo também conhecido como regressão simbólica. Este algoritmo foi utilizado a fim de se desenvolver a seguinte correlação apropriada para a face superior de uma placa com duas faces trocando calor.

$$\overline{Nu}_L = 0,234 Ra_L^{1/4} \quad (4.4)$$

A Figura 4.6b mostra as previsões numéricas comparadas a nova correlação, com um desvio médio de 1%.

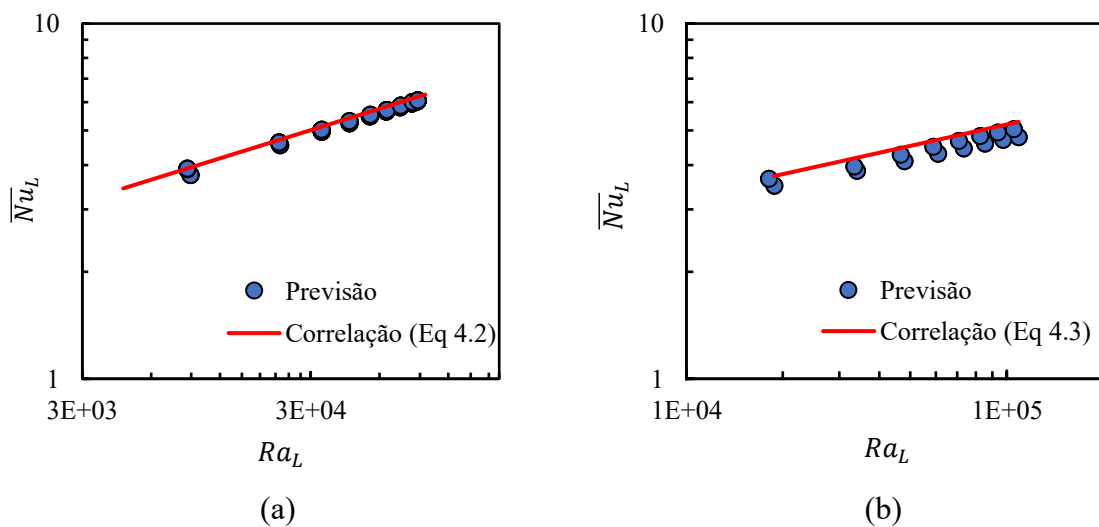


Figura 4.4 – Nusselt médio numa placa horizontal: (a) componente na face superior e face inferior adiabática; (b) componente na face inferior e face superior adiabática.

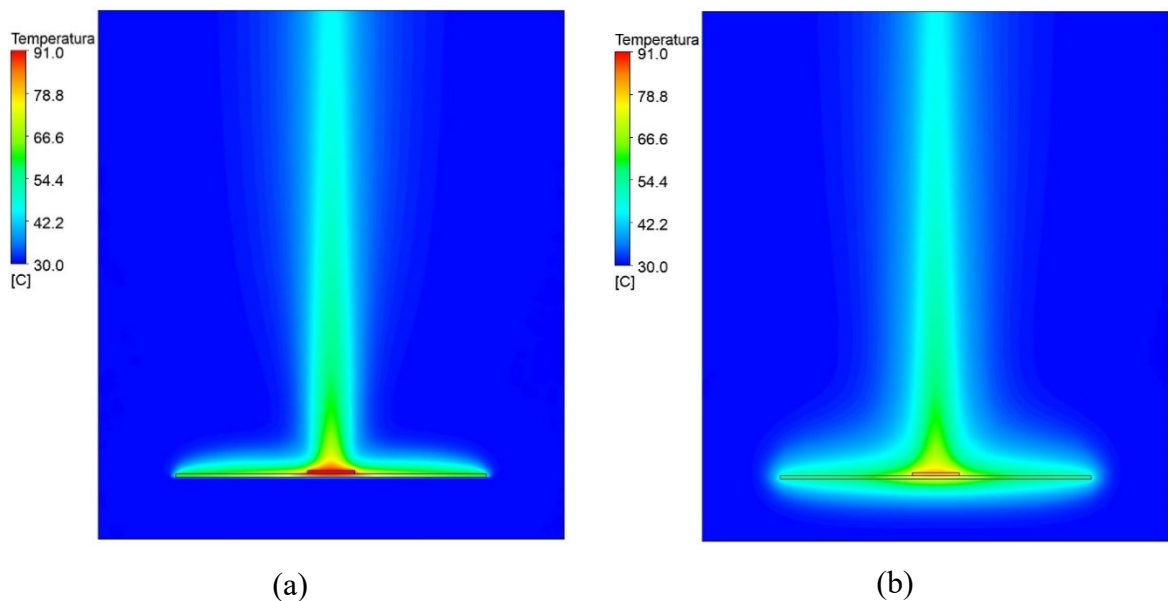


Figura 4.5 – Pluma térmica gerada por uma placa horizontal: (a) Com fundo adiabático; (b) Sem fundo adiabático

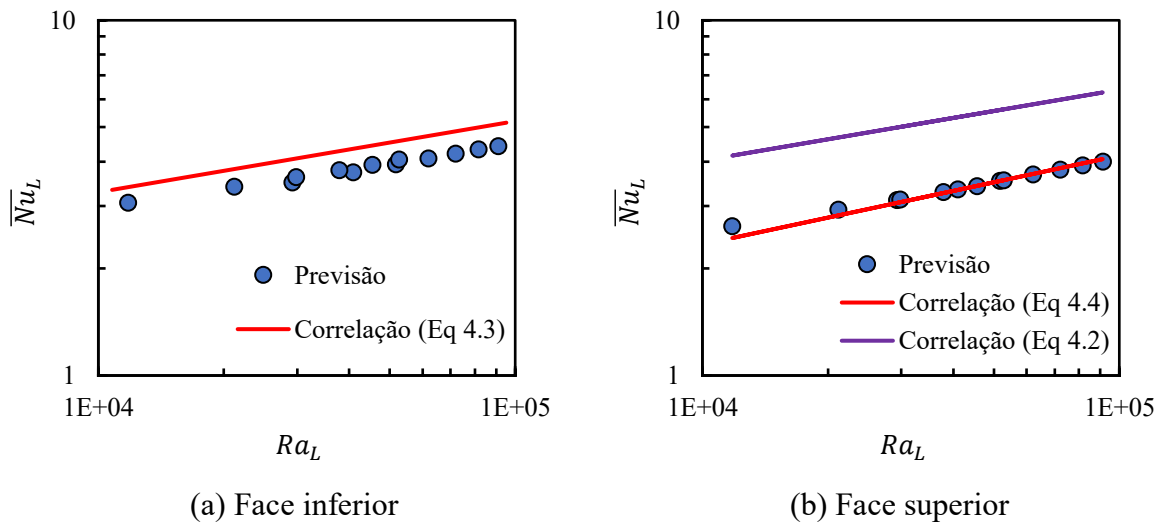


Figura 4.6 – Nusselt médio nas faces de uma placa com um componente na face superior e face inferior não adiabática.

4.2.2 Placas verticais ou inclinadas

Em placas verticais ou inclinadas, como as representadas na Figura 4.7, a pluma térmica que se desenvolve sobre a superfície da placa afeta de forma significativa a transferência de calor, de modo com o perfil de temperatura da placa não seja simétrico mesmo que o componente gerador esteja no centro da placa, conforme pode ser observado no perfil de temperatura da Figura 4.8. Assim, pode ser vantajoso para esses casos utilizar correlações baseadas no Nusselt local ao invés de correlações baseadas no Nusselt médio. Esta seção apresenta uma análise das duas formas de tratar o problema para placas verticais.

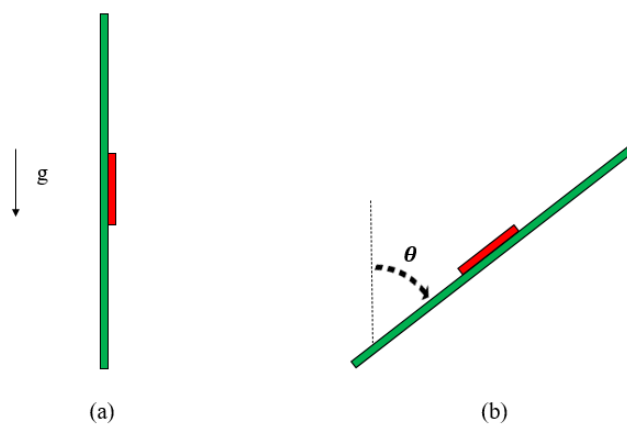


Figura 4.7 – (a) Placa vertical, (b) placa inclinada.

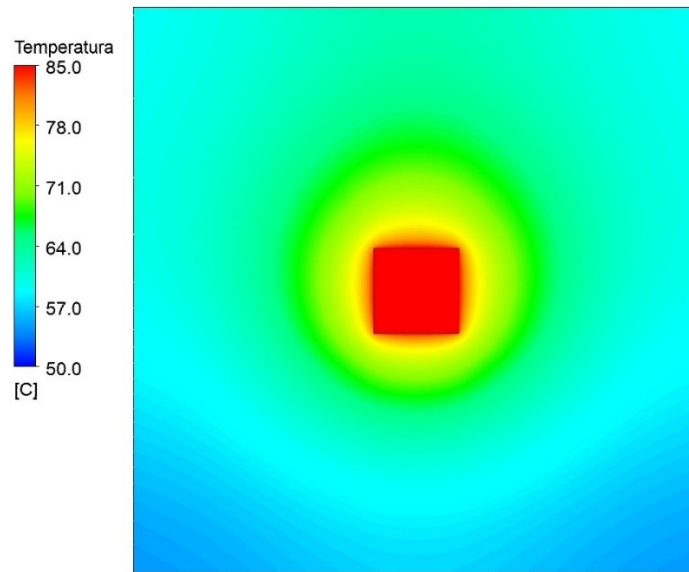


Figura 4.8 – Perfil de temperatura para uma placa vertical com um componente no centro.

Rich (1953) sugeriu que correlações para placas verticais poderiam ser utilizadas para placas inclinadas se o número de Rayleigh fosse multiplicado pelo cosseno da inclinação do ângulo em relação à direção vertical. Assim, seguindo a sugestão de Rich (1953), utilizou-se a correlação de Fujii e Imura (1972) para o Nusselt médio em placas verticais ou inclinadas, que pode ser escrita na forma

$$\overline{Nu}_L = 0,56 (Ra_L \cos \theta)^{1/4} \quad (4.5)$$

onde θ é o ângulo de inclinação da placa em relação à direção vertical.

Essa correlação é avaliada em três situações: (i) placa vertical com uma das faces com componente e a outra face adiabática, (ii) placa vertical com uma das faces com componente e a outra face não adiabática, (iii) placa inclinada com uma das faces com componente e a outra face adiabática.

A Figura 4.9a mostra a comparação entre a correlação e os resultados numéricos para uma placa com componente disposta na direção vertical, mostrando uma diferença média de 3%. Nesse caso a face da placa aposta à face com componente é adiabática.

Testou-se também a configuração de uma placa vertical com as duas superfícies trocando calor e com um componente em apenas uma delas. Como se observa na Figura 4.9b, a correlação de Fujii e Imura (1972) continua adequada para avaliar a transferência de calor desse problema, apresentando uma diferença de 10% para o lado com componente e 1% para o

outro lado. Conclui-se assim que a correlação fornece bons resultados independente da condição de contorno da face sem a presença de componentes geradores de calor.

A hipótese de Rich (1953) foi confirmada a partir de simulações de placas com ângulos de 45° e 60° em duas configurações: uma com o componente na superfície superior (Figura 4.10a) e a outra com o componente na superfície inferior da placa (Figura 4.10b). A diferença média entre a correlação e os resultados da simulação foi de 3% para 60° e 4% para 45° .

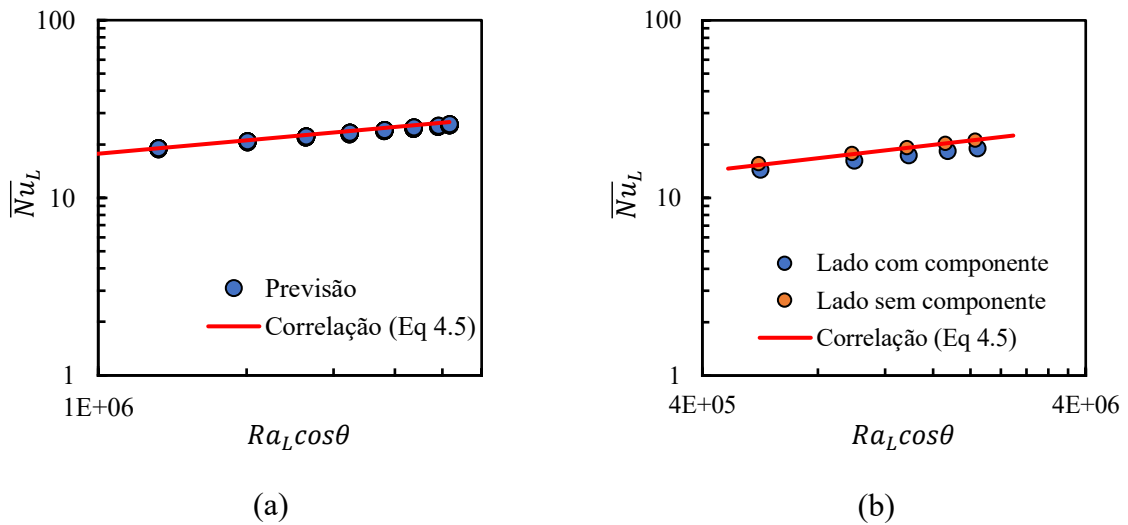


Figura 4.9 – Número de Nusselt médio em uma placa vertical: (a) apenas a face com o componente trocando calor; (b) ambas as faces trocando calor.

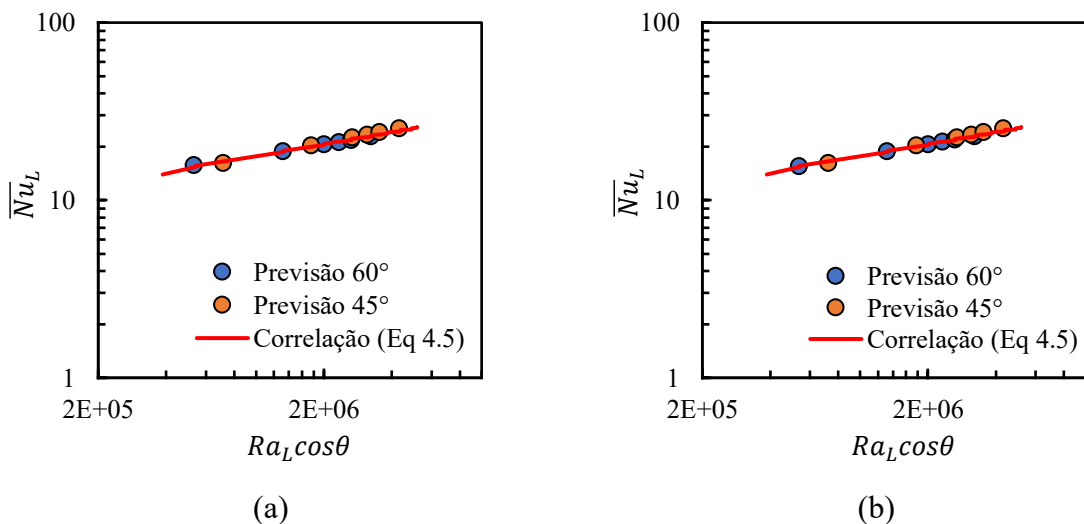


Figura 4.10 – Número de Nusselt médio em uma placa inclinada: (a) componente na face superior e (b) componente na face inferior.

Para melhor caracterizar o perfil térmico da placa, ou seja, sua transferência de calor localmente, uma correlação baseada no Nusselt local é indicada. Naturalmente, esse tipo de correlação é ainda mais afetado pela presença de uma fonte de calor concentrada que altera significativamente a distribuição de temperatura na placa. A fim de desenvolver essa correlação para placas verticais com um componente no centro, a placa foi dividida em dez segmentos na direção vertical, conforme indicado na Figura 4.11, e a transferência de calor prevista em cada uma delas.

Primeiramente, correlações da literatura foram testadas, entre as quais a de Churchill e Usagi (1972):

$$Nu_y = 0,503 Ra_y^{1/4} / \left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{4/9} \quad (4.6)$$

Porém, essa correlação não apresentou um desempenho satisfatório para a previsão do perfil de temperatura. Então, optou-se por desenvolver uma nova correlação, com o emprego dos resultados numéricos e de um algoritmo genético, que assume a seguinte forma:

$$Nu_y = 0,444 Ra_y^{1/4} \quad (4.7)$$

A nova correlação se adequa melhor à presença de um componente, como comprovado pela boa concordância entre a correlação e os resultados das simulações observada na Figura 4.12. Além de resultados para placa vertical, apresentam-se também na mesma figura resultados numéricos e da correlação para a placa inclinada de 60° em relação à vertical. A concordância verificada para essa situação demonstra que a correlação de transferência de calor local é bem representada pela proposta de Rich (1953), que visa aplicar correlações de placas verticais para placas inclinadas com a introdução do cosseno do ângulo formado com a direção vertical.

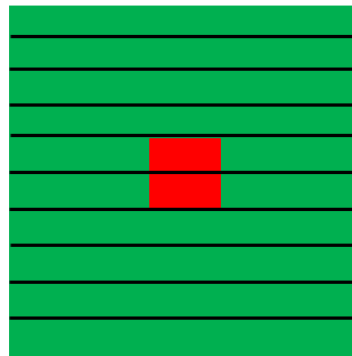


Figura 4.11 – Placa vertical dividida em dez segmentos.

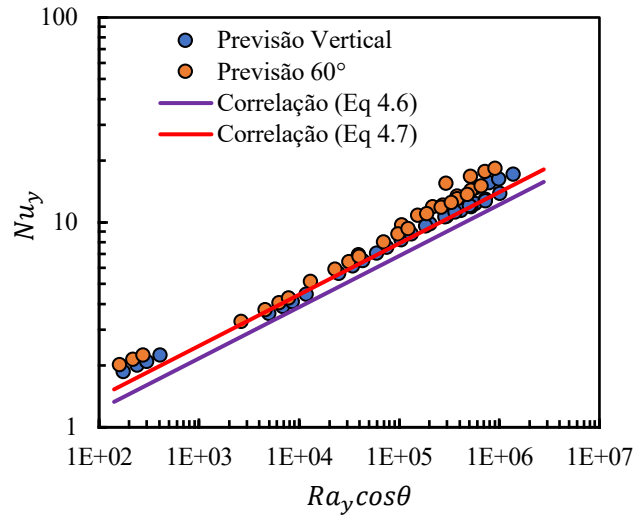


Figura 4.12 – Número de Nusselt local ao longo de placas verticais e inclinadas.

4.2.3 Canais horizontais

Em canais horizontais, conforme pode ser observado na Figura 4.13, a pluma térmica é bloqueada pela placa superior do canal, o que torna a convecção natural nessa configuração menos efetiva do que em canais verticais. Dessa forma, em canais horizontais adota-se comumente convecção forçada para o resfriamento e, assim, existem poucos estudos considerando convecção natural. Configurações com a presença de fontes de calor concentradas, tais como de componentes eletrônicos, são problemas ainda mais complexos e de aplicação mais restrita. Portanto, não se encontraram na literatura correlações adequadas para um canal horizontal com componente no centro.

O canal horizontal pode possuir componentes gerando calor nas duas placas, conforme ilustra a Figura 4.14a, ou apresentar uma das placas passiva, ou seja, sendo aquecidas pela outra placa do canal (Figuras 4.14b e 4.14c). Deve ser mencionado que a face oposta da superfície da placa com a fonte de calor foi considerada adiabática, enquanto as duas faces das placas sem fontes de calor foram assumidas não adiabáticas. Para esses canais, a transferência de calor é sempre analisada nas faces internas das duas placas que formam o canal.

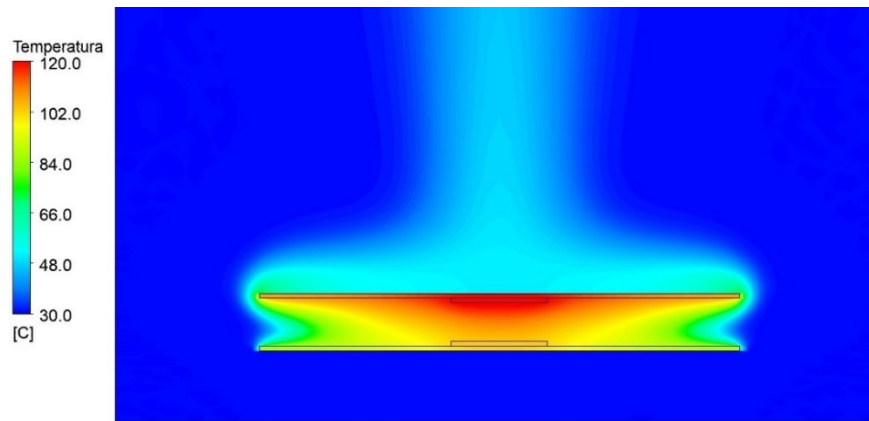


Figura 4.13 – Pluma térmica de um canal Horizontal.

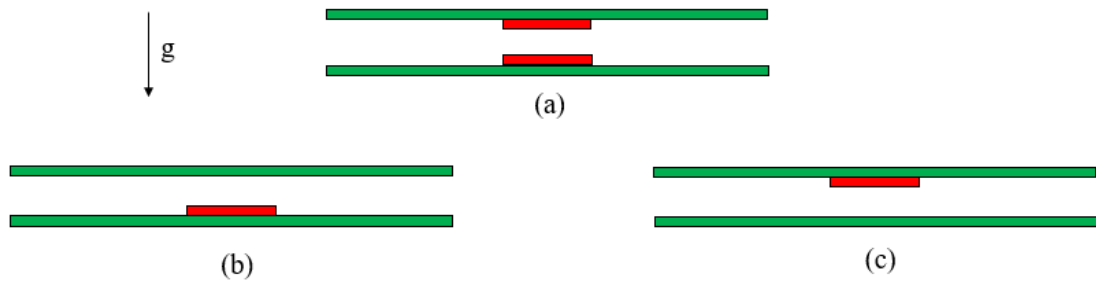


Figura 4.14 – Canal horizontal: (a) Ambas as placas aquecidas; (b) apenas a placa inferior aquecida; (c) apenas a placa superior aquecida.

Resultados de simulações e um algoritmo genético (Schmidt e Lipson, 2009) foram empregados para o desenvolvimento de correlações para as superfícies superior e inferior em diferentes condições de transferência de calor: (i) superfície da placa superior com ambas as placas com geração, (ii) superfície da placa inferior com ambas as placas com geração, (iii) superfície da placa superior com apenas a placa inferior com geração, (iv) superfície da placa inferior com apenas a placa superior com geração, e (v) superfície da placa superior com apenas a placa superior com geração.

A correlação para a placa superior do canal foi desenvolvida com base na correlação para placas verticais de Churchill e Usagi (1972), com o objetivo de incluir duas curvas de inclinações diferentes da seguinte forma:

$$\overline{Nu}_b = \left\{ 18659 \left[\frac{(1 + \eta_Q)}{2} Ra_b^* \right]^{-0,9} + 55,24 \left[\frac{(1 + \eta_Q)}{2} Ra_b^* \right]^{-0,516} \right\}^{-0,403} \quad (4.8)$$

A placa superior sofre influência da placa inferior e isso motivou o uso da razão de taxas de troca de calor, η_Q , definida na Equação (3.36) como a razão entre os calores dissipados

nas placas superior e inferior. A correlação representada pela Equação (4.8) foi validada para distâncias entre as placas de até 200 mm, conforme mostra a Figura 4.15, com uma diferença média entre previsões e correlação de 6,6%.

Por sua vez, para a superfície interna da placa inferior foi proposta a seguinte correlação:

$$\overline{Nu}_b = (16750 Ra_b^{*-0,98} + 4,784 Ra_b^{*-0,335})^{-0,482} \quad (4.9)$$

A correlação (4.9) representou bem a transferência de calor para distâncias entre as placas de até 15 mm, como mostra a Figura 4.16a, apresentando uma diferença média de 4%. Observa-se da Figura 4.16b que para distâncias maiores que 15 mm a correlação desenvolvida para placas horizontais viradas para cima, apresentada na Equação (4.2), pode ser utilizada.

Por outro lado, a placa superior sofre influência da pluma térmica gerada na placa inferior qualquer que seja a distância entre ambas, impossibilitando o uso da correlação de placa horizontal virada para baixo indicada pela Equação (4.3).

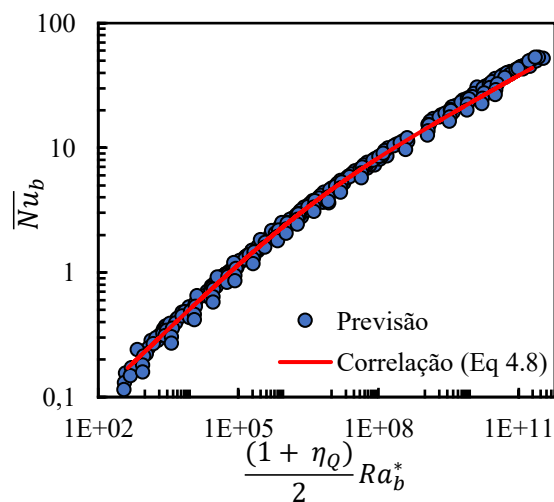


Figura 4.15 – Nusselt médio da placa superior de um canal horizontal com ambas as placas aquecidas, distâncias de até 200 mm.

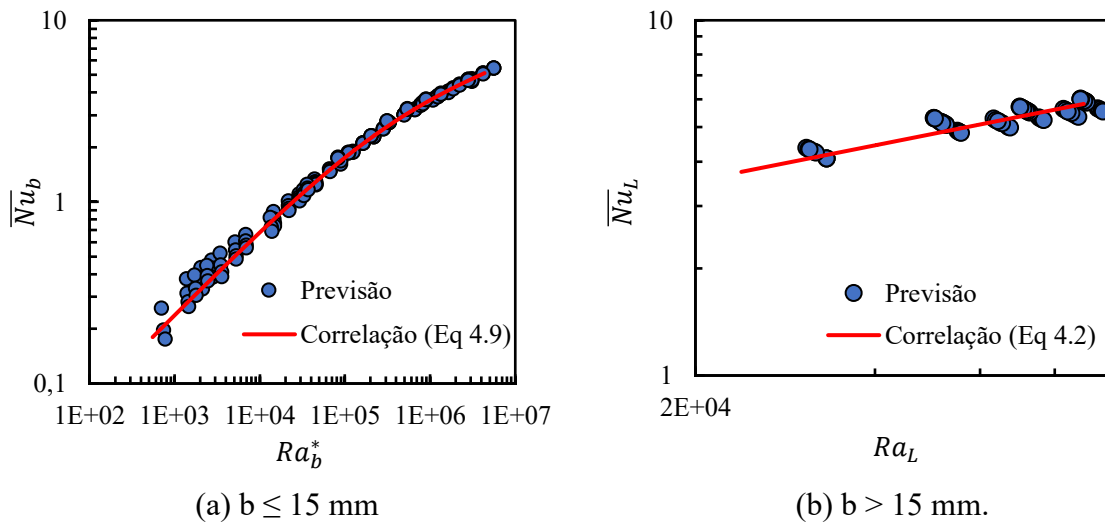


Figura 4.16 – Nusselt médio na placa inferior em um canal horizontal com ambas as placas aquecidas.

É possível que um canal tenha uma das placas aquecida exclusivamente pelo calor dissipado pela outra placa; para esses casos foram desenvolvidas correlações que consideram a influência da placa ativa no aquecimento. A análise das previsões nessas circunstâncias é diferente comparada a situações onde ambas as placas geram calor, pois o número de Nusselt médio \overline{Nu}_b da placa sem componentes geradores de calor é relacionado com o número de Rayleigh Ra_b^* da placa com geração de calor. Outra diferença, é que a temperatura de referência para o cálculo de Nusselt da placa sem geração de calor é a temperatura média da placa com geração de calor, ao invés da temperatura ambiente.

Para a situação em que apenas a placa inferior contém elementos geradores de calor, a seguinte correlação foi desenvolvida para a placa superior passiva:

$$\overline{Nu}_b = 0,473 Ra_b^{*-0,7} \quad (4.10)$$

A Figura 4.17a evidencia a boa concordância entre essa correlação e as previsões numéricas, com uma diferença média de 3,4%. De fato, a troca de calor na placa inferior para essa configuração continua sendo relativamente bem representada pela correlação em que as duas placas possuem geração (Equação (4.9)) apesar de alguns pontos apresentarem diferenças da ordem de 40%, como mostra a Figura 4.17b.

Por outro lado, em um canal com apenas a placa superior contendo elementos geradores de calor, uma nova correlação foi desenvolvida para a placa inferior passiva:

$$\overline{Nu}_b = (14,12 Ra_b^{*-0,27} + 414,9 Ra_b^{*-0,784})^{2,03} \quad (4.11)$$

A Figura 4.18a apresenta a comparação das previsões numéricas com essa correlação, indicando uma concordância satisfatória, com uma diferença média de 10%. Para distâncias acima de 18 mm, a placa inferior deixa de ser afetada pela placa superior. Nessas situações, a temperatura da placa inferior é praticamente igual à temperatura ambiente, pois não há troca calor com o meio.

No caso do canal em que apenas a placa superior possui elemento gerador de calor, uma nova correlação foi necessária para placa superior que deixa de sentir a influência da placa inferior. A nova correlação assume a seguinte forma:

$$\overline{Nu}_b = 0,088 Ra_b^{*-1/4} \quad (4.12)$$

A Figura 4.18b mostra que a diferença média entre essa correlação e os resultados das simulações é inferior a 2%.

Pode-se verificar a diferença entre as transferências de calor nas placas passivas do canal através da análise das Figuras 4.17a e 4.18a. No primeiro caso em que apenas a placa inferior possui geração de calor, podemos perceber que a sua influência sobre a placa superior é constante e independe da distância entre ambas, uma vez que a gravidade faz com que a pluma térmica alcance a placa superior. Já quando a placa inferior é passiva, a influência da placa superior cai continuamente à medida que a distância entre as placas é aumentada, como mostra a Figura 4.18a, até não sofrer mais a influência da placa aquecida e a sua temperatura ser igual à temperatura ambiente.

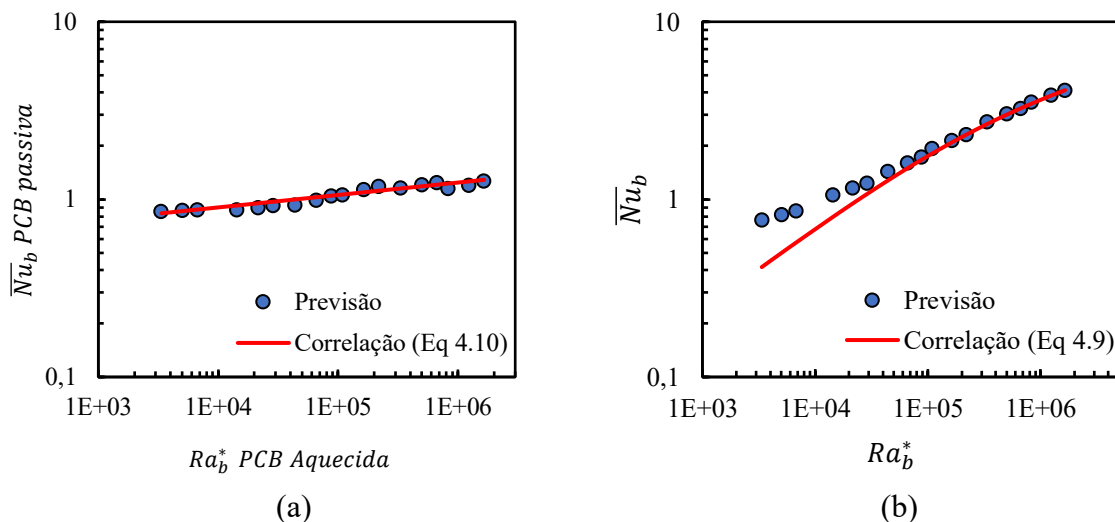


Figura 4.17 – Nusselt médio nas faces internas de canais com apenas a placa inferior aquecida: (a) placa superior; (b) placa inferior.

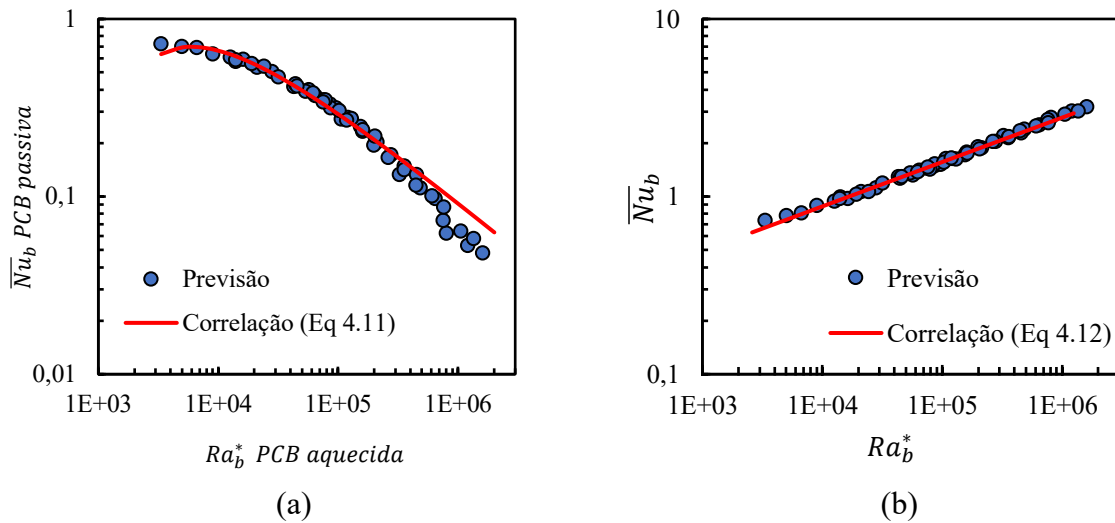


Figura 4.18 – Nusselt médio nas faces internas de canais com apenas a placa superior aquecida: (a) placa inferior; (b) placa superior.

4.2.4 Canais verticais ou inclinados

Assim como nas situações de placas verticais, observa-se importância significativa da estratificação de temperatura nas placas de canais verticais ou inclinados, ilustrados na Figura 4.19, devido ao desenvolvimento da pluma térmica ao longo da direção vertical. Desse modo, seguindo o mesmo procedimento realizado para placas verticais, analisou-se a aplicabilidade de correlações para Nusselt médios da literatura para canais com duas placas que possuem um componente gerador de calor em seu centro.

Deve ser mencionado que o interesse dessa análise são as faces internas das placas que formam os canais. A face externa é considerada adiabática, salvo nas situações em que a placa em questão não possui elementos de geração de calor. Quando ambas as placas possuem geração de calor e estão na orientação vertical, a transferência de calor em ambas é idêntica por uma questão de simetria. Quando as placas com geração de calor estão inclinadas em até 60° , observou-se uma diferença insignificante entre as transferências de calor nas duas placas, apesar da quebra dessa simetria.

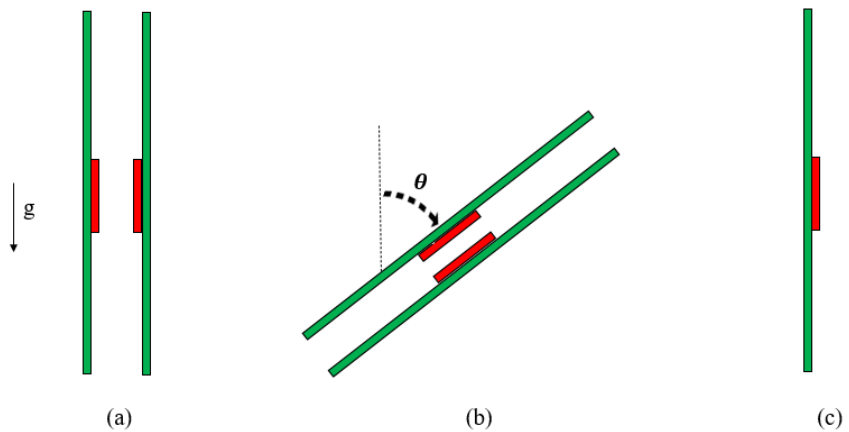


Figura 4.19 – (a) Canal vertical com ambas as placas aquecidas, (b) canal inclinado com ambas as placas aquecidas, (c) canal vertical com apenas uma placa aquecida.

A análise considerou as seguintes situações de canais verticais e inclinados: (i) canais verticais com ambas as placas aquecidas (Figura 4.19a), (ii) canais inclinados com ambas as placas aquecidas (Figura 4.19b), (iii) e canal vertical com apenas uma placa com geração (Figura 4.19c).

Para canais verticais, a correlação de Bar-Cohen e Roshenow (1984) usando os parâmetros adimensionais de \overline{Nu}_b e Ra_b^* foi a que melhor se adequou para distâncias entre as placas de até 10 mm. Essa correlação tem a seguinte forma:

$$\overline{Nu}_b = \left(\frac{12}{Ra_b^* \cos \theta} + \frac{1,88}{(Ra_b^* \cos \theta)^{0,4}} \right)^{-0,5} \quad (4.13)$$

A Figura 4.20a mostra a comparação entre os resultados das simulações e a correlação, com uma diferença média de 11%.

Para distâncias entre as placas maiores que 10 mm, a influência da pluma térmica de uma placa sobre a outra é muito pequena e, assim, a correlação de placa vertical (Equação (4.5)) pode ser utilizada para ambas as placas. De fato, os resultados indicados na Figura 4.20b comprovam que a correlação para placa pode ser utilizada, observando-se uma diferença média de 3% entre a correlação e as previsões numéricas. A Figura 4.21 mostra o efeito que a proximidade entre as placas possui na temperatura dentro do canal, sendo que com o afastamento das placas a temperatura no canal diminui. No canal com distância de 11 mm, Figura 4.21b, é possível descrever a transferência de calor pela correlação para placa vertical,

por mais que visualmente as camadas limite das duas placas não sejam totalmente independentes.

Dentre todas as inclinações estudadas para canais, destacam-se aqui as inclinações de 30° , 45° e 60° . A Figura 4.22 demonstra que as correlações para canais verticais podem ser aplicadas para canais inclinados se o número de Rayleigh for multiplicado pelo cosseno do ângulo de inclinação θ em relação à direção vertical, resultado em diferenças médias de 11% para $b < 10$ mm e 2% para $b \geq 10$ mm.

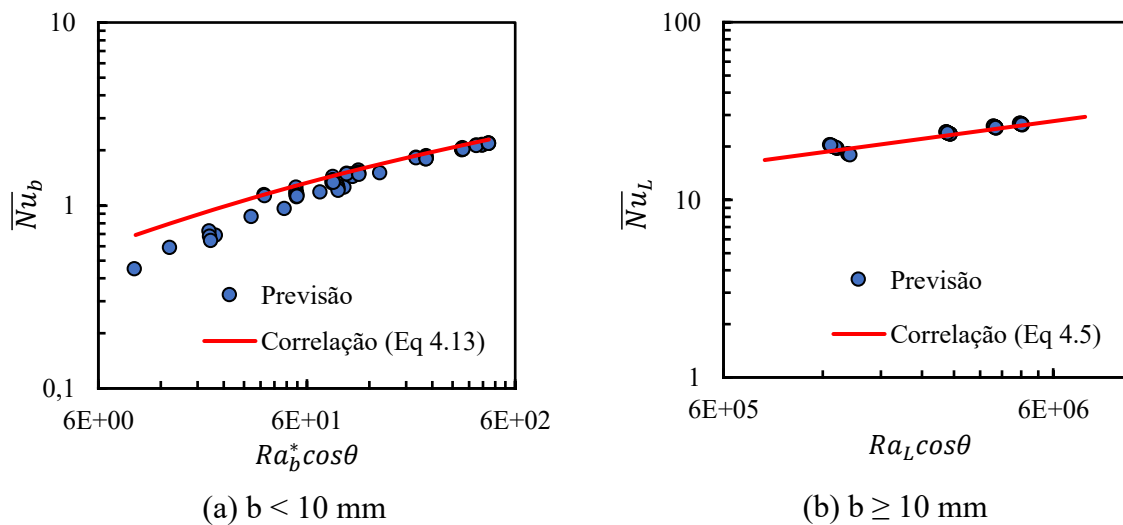


Figura 4.20 – Nusselt médio para as duas placas de canal vertical. Correlações de (a) Bar-Cohen e Rohsenow (1984) e (b) Fujii e Imura (1972).

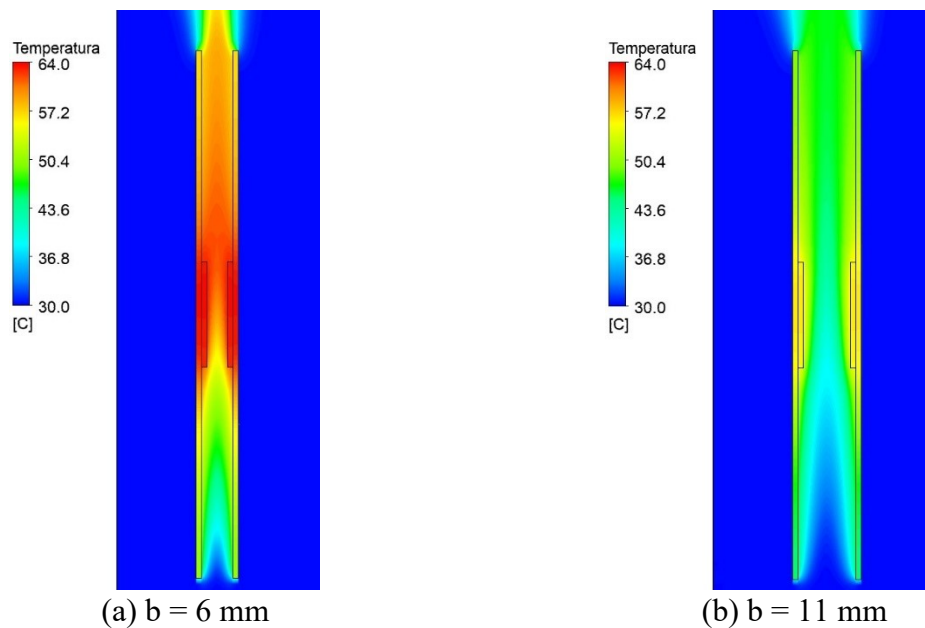


Figura 4.21 – Perfil de temperatura de canais verticais.

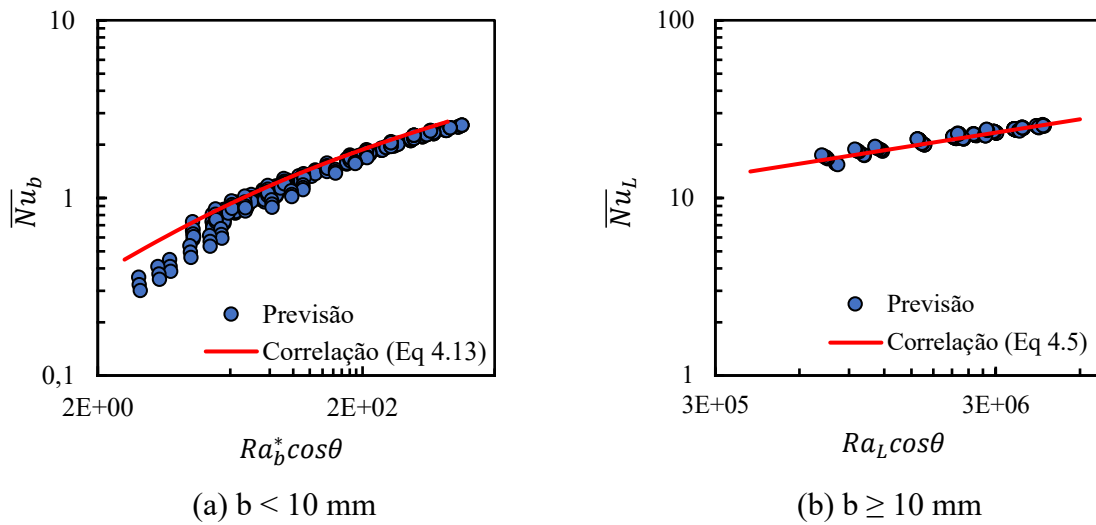


Figura 4.22 – Nusselt médio para as duas placas em canais inclinados (30° , 45° e 60°). Correlações de (a) Bar-Cohen e Rohsenow (1984) e (b) Fujii e Imura (1972).

Estudou-se também a situação em que uma das placas não possui geração de calor, mas é aquecida pela pluma térmica da placa com uma fonte de calor. Assim, da mesma forma como em canais horizontais, uma nova correlação foi desenvolvida para essa placa sem elemento de geração de calor. A correlação foi desenvolvida a partir do número de Rayleigh, Ra_b^* , da placa com componente gerador de calor, assumindo a seguinte forma:

$$\overline{Nu}_b = 2,48 Ra_b^{*-0,469} \quad (4.14)$$

A correlação mostrou boa concordância com as previsões conforme mostra a Figura 4.23a, com uma diferença média de 11,3% entre previsões e correlação. Para distâncias entre as placas acima de 12 mm a placa passiva deixa de ser influenciada pela placa com a fonte calor, podendo ser considerada na temperatura ambiente caso não haja nenhuma outra influência nas redondezas. Para a placa com a geração de calor, a Figura 4.23b mostra que as correlações de canal vertical apresentadas anteriormente continuam sendo adequadas.

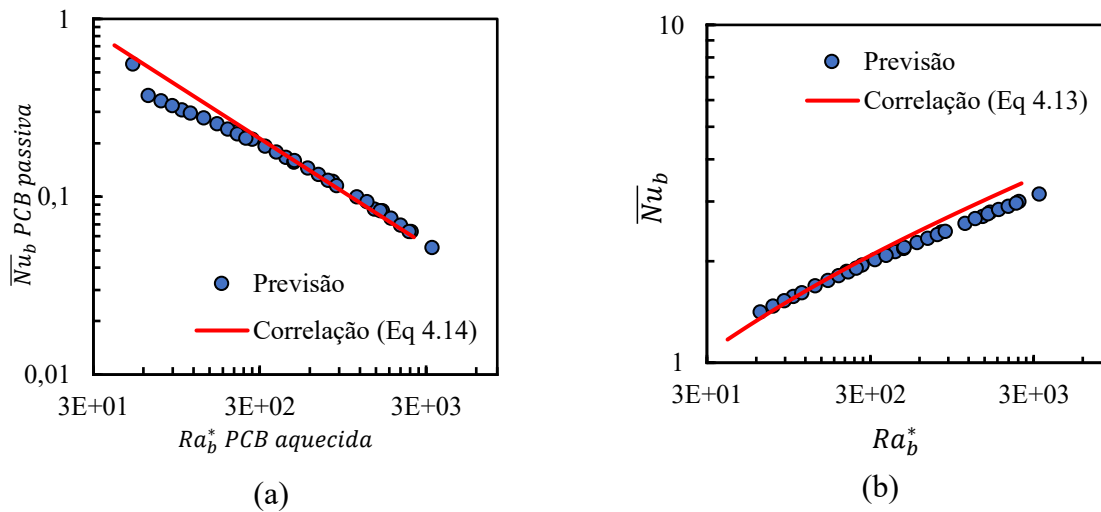


Figura 4.23 – Nusselt médio para as superfícies internas de canas verticais. (a) placa sem aquecimento, nova correlação; (b) placa aquecida, correlação de Bar-Cohen e Rohsenow (1984).

As placas do canal vertical da Figura 4.19a foram subdivididas em 10 segmentos para verificar o uso de correlações locais para canais verticais, prática análoga à realizada para placas verticais apresentada na Figura 4.11. As correlações da literatura que utilizam parâmetros locais para canais verticais não são adequadas para essa situação, devido à presença da fonte de calor concentrada nas placas. Assim, novos parâmetros adimensionais foram propostos (Equações (3.38) e (3.39)) visando caracterizar a transferência de calor local em canais.

Os resultados obtidos com o emprego dos novos parâmetros adimensionais são apresentados na Figura 4.24. Além disso, os resultados para diferentes distâncias entre as placas permitem identificar a mudança da transferência de calor na placa em duas tendências: (i) especialmente nas menores distâncias entre placas, a transferência de calor em uma das placas é fortemente influenciada pela pluma da outra placa do canal, resultando em maior declividade para a curva de Nu_b ; (ii) para distâncias maiores, as placas não sofrem influência considerável da outra placa do canal, permitindo o emprego da abordagem local de placa simples a partir de certa distância.

Verificou-se que todas as previsões com distância entre placas maior ou igual a 11 mm apresentam essa segunda tendência e, como nessa distância a influência da outra placa não se mostra considerável, pode-se utilizar a correlação de Nusselt local para placas simples (Equação (4.7)), conforme mostra a Figura 4.25 onde as previsões com distância de 11 mm são as únicas bem descritas pela correlação.

A seguinte correlação foi desenvolvida para prever as duas tendências supracitadas:

$$Nu_b = (5,97 Ra_b^{** -1,09} + 1,33 Ra_b^{** -0,25})^{-0,696} \quad (4.15)$$

Essa correlação apresenta uma diferença média de 8,6% em relação aos resultados numéricos.

Uma vez que o número de Rayleigh definido na Equação (3.38) é inversamente proporcional ao quadrado da posição y na direção vertical, com a apresentação da Figura 4.24 pode-se observar que a transferência de calor é menor na parte superior das placas do canal (menor Ra_b^{**}). Essa redução é devida à pluma térmica gerada pela transferência de calor das placas no interior do canal e pela fonte de calor posicionada no centro das duas placas.

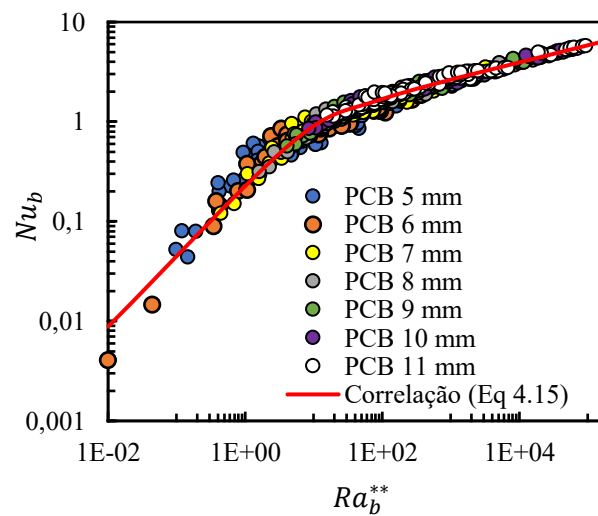


Figura 4.24 – Nusselt local para canal vertical para diferentes distâncias entre as placas.

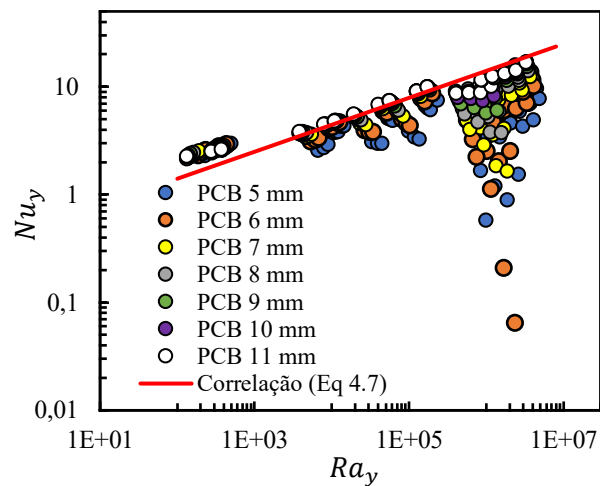


Figura 4.25 – Correlação de Nusselt local desenvolvida para placas verticais comparada com resultados numéricos para diferentes distâncias entre as placas.

4.3 ANÁLISE E CORRELAÇÕES PARA COMPONENTES

A temperatura dos componentes é o parâmetro mais crítico em uma placa eletrônica, já que os componentes podem ser danificados devido a operação em temperaturas excessivas. Portanto, as correlações de transferência de calor para esses componentes devem prever possíveis influências da placa e de outros componentes.

Conforme será visto na seção 4.3.1, a interação térmica entre componentes instalados em placas horizontais se dá principalmente por condução, não havendo forte influência da proximidade entre componentes. A seção 4.3.2 mostra que esse aspecto é diferente para componentes instalados em placas verticais, os quais são mais influenciados pela pluma térmica originada pela placa e pela presença de outros componentes.

4.3.1 Componentes em placas horizontais

Nesta seção, analisam-se placas horizontais com componentes posicionados em apenas uma das faces, e com a face oposta adiabática ou não. De modo a englobar geometrias típicas de componentes eletrônicos, componentes prismático-retangulares e cilíndricos são incluídos na análise.

Inicialmente, as simulações consideraram um componente prismático-retangular sobre uma placa horizontal com a face oposta adiabática. Os resultados foram comparados com a correlação para prisma imerso proposta por Yovanovich (1987),

$$\overline{Nu}_{\sqrt{A}}^* = 3,388 + 0,489 Ra_{\sqrt{A}}^{*1/4} \quad (4.16)$$

Os resultados na Figura 4.26 demonstram que essa correlação sobrestima o número de Nusselt quando os componentes prismáticos estão acoplados sobre uma placa. De fato, a redução do número de Nusselt é resultado da influência da pluma térmica gerada na placa, conforme mostra a Figura 4.27. Esse fenômeno reduz a transferência de calor no componente em relação à situação do componente totalmente imerso no escoamento. A diferença entre a correlação para prisma imerso e a simulação para um prisma acoplado a uma placa, mostrada na Figura 4.26, evidencia a necessidade de uma correlação específica para prismas fixados em uma placa eletrônica.

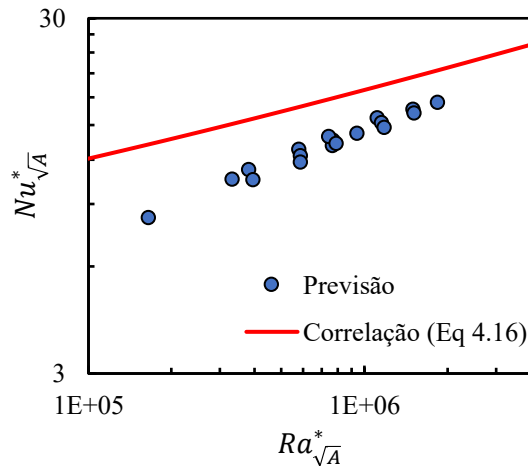


Figura 4.26 – Previsão para o número de Nusselt em um prisma retangular sobre uma placa comparado à correlação para prisma retangular imerso no escoamento.

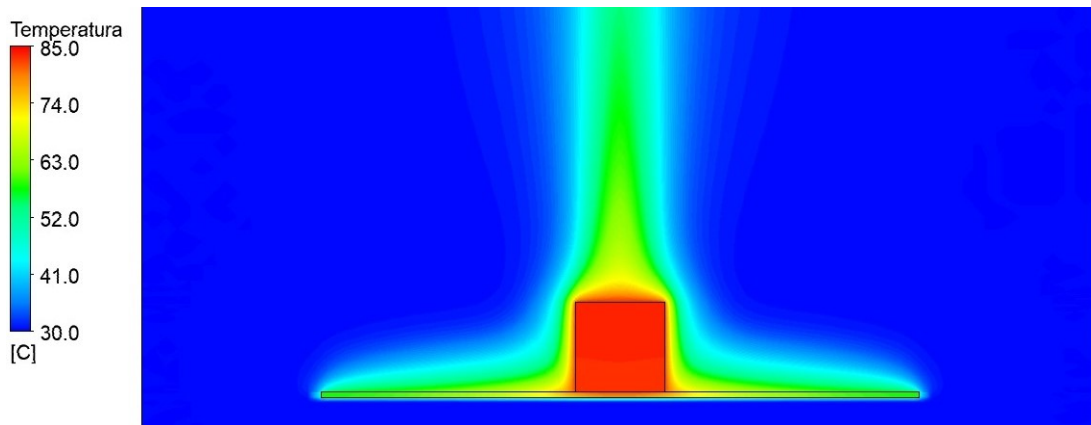


Figura 4.27 – Perfil de temperatura em placa horizontal com componente dissipando calor.

Com o objetivo desenvolver uma correlação para componentes prismáticos fixados em placas, analisou-se a influência de alguns de seus parâmetros na transferência de calor nas situações: (i) dimensões e distância entre dois componentes (Figura 4.28); (ii) posição relativa de um terceiro componente em relação aos dois primeiros (Figura 4.31). Em todas as situações, analisou-se também o efeito da face oposta da placa ser adiabática ou não.

A primeira situação considerou inicialmente um prisma retangular com diferentes dimensões (cor cinza claro) colocado ao lado de outro componente (cor vermelha) de dimensões fixas (15 mm x 15 mm x 1 mm) em uma placa horizontal de dimensões 100 mm x 100 mm x 1 mm, conforme ilustrado na Figura 4.28. O componente de dimensões fixas no centro da placa assume três valores de geração de calor (1, 3 e 5 W), enquanto para o prisma retangular de

dimensão variável prescreve-se valores de geração de calor de 0, 1 e 2 W. Os resultados para prismas com diferentes dimensões são apresentados na Figura 4.29a (fundo da placa adiabático) e 4.29b (fundo não adiabático).

Os resultados da Figura 4.29 demonstram que a utilização das definições de números de Nusselt e de Rayleigh apresentadas nas Equações (3.42) e (3.43) correlacionam satisfatoriamente os resultados das simulações, ou seja, representam bem os fenômenos físicos envolvidos. No entanto, buscou-se avaliar a relevância dessas definições de grupos adimensionais para outras situações semelhantes antes de propor uma correlação.

Nesse sentido, analisou-se também a influência da distância entre os dois componentes, indicados na Figura 4.28, sobre o número de Nusselt nas superfícies expostas de ambos. Nessa análise, as arestas do componente de dimensões variáveis (componente cinza claro) foram fixadas em 17 mm x 17 mm x 25 mm. Observou-se pequena influência da distância para placas com fundo adiabático (Figura 4.30a) e não adiabático (Figura 4.30b), havendo assim a possibilidade da utilização de uma única correlação para descrever a transferência de calor nesses componentes.

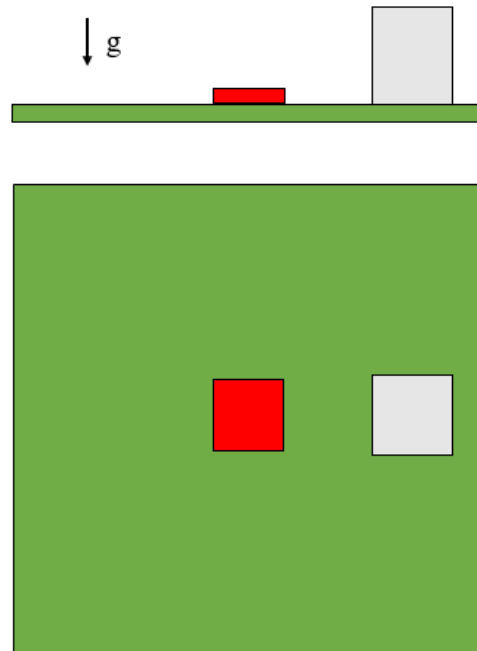


Figura 4.28 – Configuração de dois componentes sobre placa horizontal

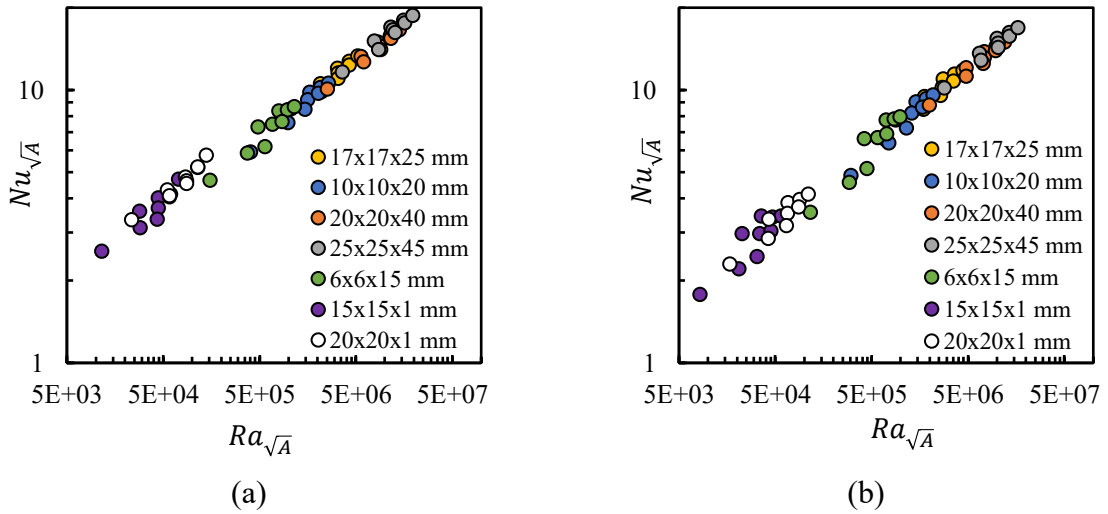


Figura 4.29 – Número de Nusselt do componente com dimensões variadas: (a) placa com fundo adiabático; (b) placa com fundo não adiabático.

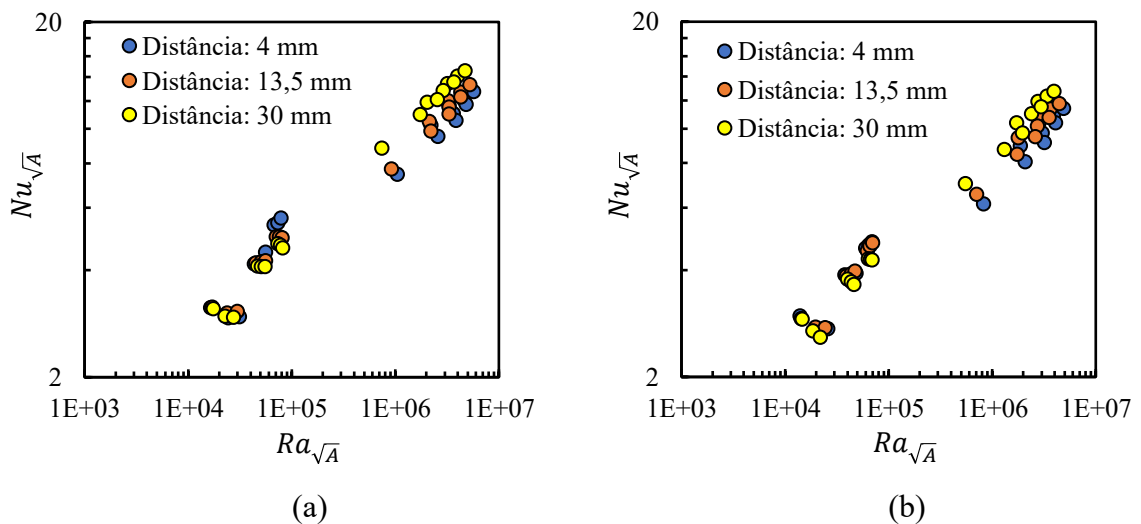


Figura 4.30 – Nusselt médio nos dois componentes com distanciamentos diferentes: (a) placa com fundo adiabático; (b) placa com fundo não adiabático.

Buscando uma abrangência maior da correlação a ser desenvolvida, simulações foram também realizadas com a presença de mais um componente, além dos dois simulados até então. Nesse caso, um novo componente (azul) de dimensões 17 mm x 17 mm x 25 mm é colocado em uma das três posições mostradas na Figura 4.31, representando várias configurações práticas. Os resultados da transferência de calor para esse novo componente, apresentados na Figura 4.32, evidenciam que nem a presença de três componentes na placa nem a variação de suas posições reduzem a aplicabilidade dos grupos adimensionais das Equações (3.42) e (3.43). Isso foi observado tanto para placas com fundo adiabático quanto não adiabático.

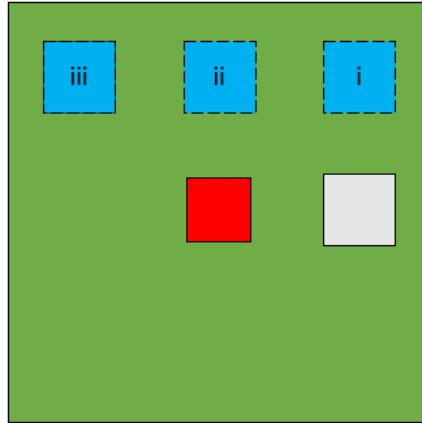


Figura 4.31 – Configurações de três componentes sobre placa horizontal, com um dos componentes tendo sua posição variada.

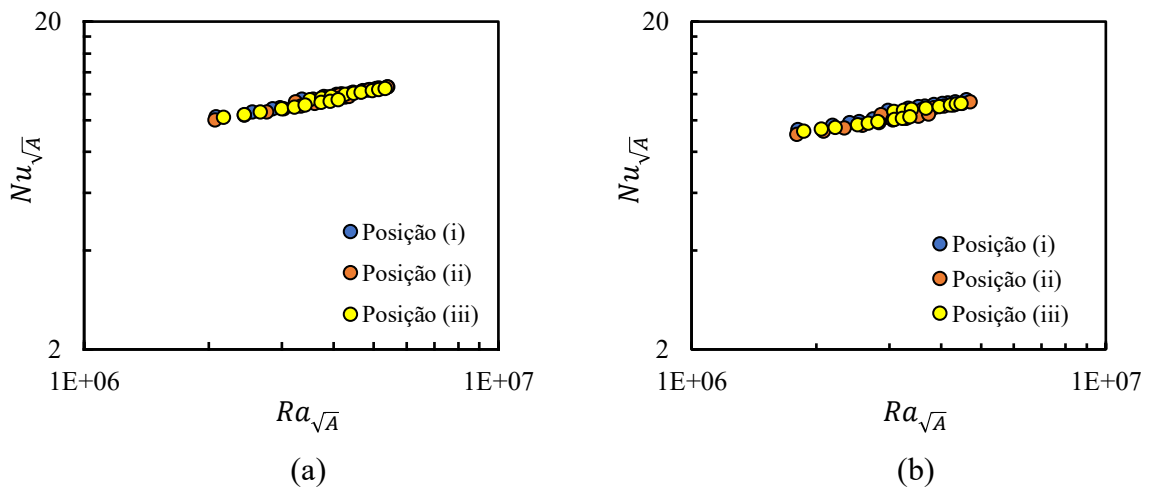


Figura 4.32 – Nusselt médio no componente com posições variadas (ver Figura 4.31): (a) placa com fundo adiabático; (b) placa com fundo não adiabático.

Os resultados das simulações para componentes prismático-retangulares em placas horizontais demonstraram a possibilidade de se propor uma única correlação para avaliar a troca de calor em um componente prismático, seja esta sobre placa com fundo adiabático ou não adiabático, como mostra a Figura 4.33 que agrupa todos os resultados obtidos até então. Para as várias configurações analisadas, uma única correlação foi desenvolvida:

$$\overline{Nu}_{\sqrt{A}} = 0,177 Ra_{\sqrt{A}}^{0,275} \quad (4.17)$$

Essa correlação apresenta uma diferença média de 6,7% em relação aos resultados das simulações para componentes sobre placa com fundo adiabático e de 7,3% para casos com

fundo não adiabático, sendo assim suficientemente pequenas para aplicações práticas. Os resultados semelhantes obtidos das simulações para placa com fundos adiabático e não adiabático eram esperados, pois em ambos os casos o componente está sujeito essencialmente a pluma térmica da parte superior da placa eletrônica, independente da condição de troca de calor na face inferior da placa.

Os parâmetros adimensionais desenvolvidos e testados para componentes prismático-retangulares podem em princípio ser utilizados para componentes de outros formatos, uma vez que são baseados na área exposta a troca de calor por convecção e na área da seção transversal do componente. Para verificar se de fato essa correlação é aplicável em componentes cilíndricos, simulações foram realizadas adotando a mesma disposição indicada na Figura 4.28, porém com um cilindro no lugar do componente prismático de cor cinza-claro.

Os resultados para cilindros de diversos raios e alturas são apresentados na Figura 4.34 junto com a correlação desenvolvida para prismas retangulares. Considerando a diferença média de 5,3% entre a correlação e os resultados da simulação, concluiu-se que de fato a correlação também é válida para componentes cilíndricos.

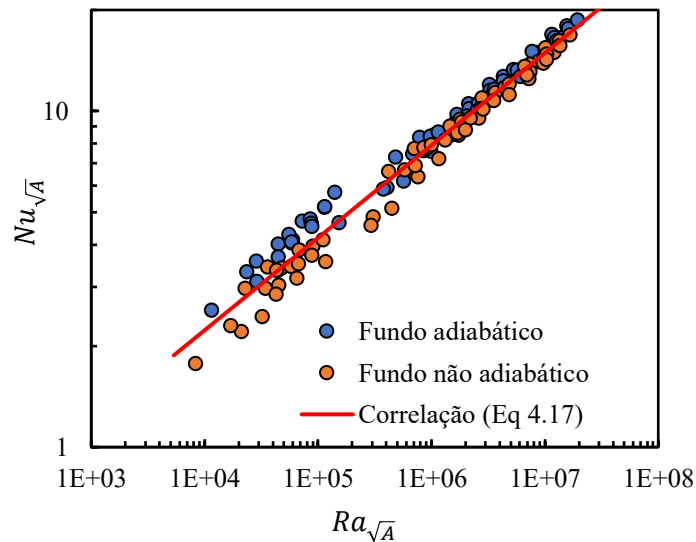


Figura 4.33 – Nusselt médio em componentes prismático-retangulares.

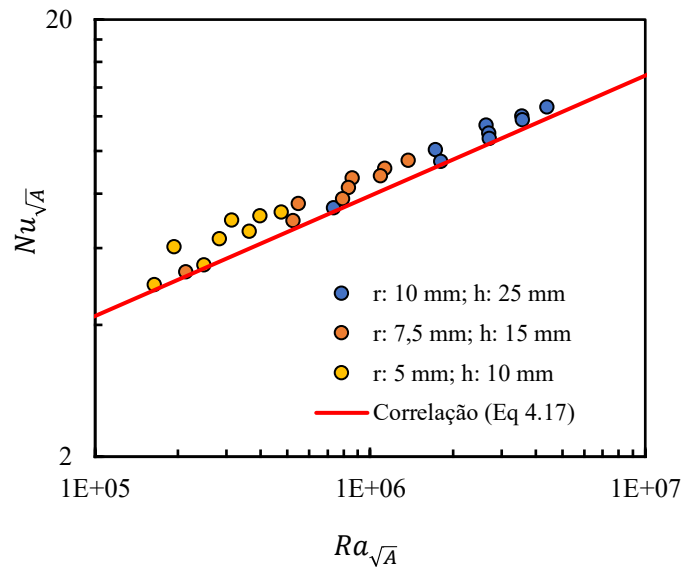


Figura 4.34 – Nusselt médio em componentes cilíndricos de diferentes alturas (h) e raios (r) comparado à correlação para componentes prismático-retangulares.

4.3.2 Componentes em placas verticais ou inclinadas

Os resultados numéricos mostraram que a transferência de calor em componentes é mais afetada pela presença de outros componentes em placas verticais do que em placas horizontais, devido à interação entre as suas plumas térmicas. Assim, há a necessidade de correlações que incluam efeitos de interação entre componentes para garantir acurácia aceitável nessas situações. Com este objetivo, a transferência de calor em componentes prismáticos-retangulares foi simulada em placas verticais para as situações indicadas na Figura 4.35.

A fim de desenvolver uma correlação para apenas um componente prismático-retangular em uma placa vertical (Figura 4.35a), simulações foram realizadas para componentes de diversas dimensões (lado e altura) com geração de calor variando de 0,5 a 3 W. A Figura 4.36 apresenta os resultados numéricos e da seguinte correlação desenvolvida para essa situação:

$$\overline{Nu}_{\sqrt{A}} = 1,15 Ra_{\sqrt{A}}^{1/6} \quad (4.18)$$

Observa-se que os números de Nusselt e de Rayleigh (Equações (3.42) e (3.43)) representam bem a transferência de calor desse caso, possibilitando o desenvolvimento de uma correlação com uma diferença média de 2,9% em relação aos resultados das simulações.

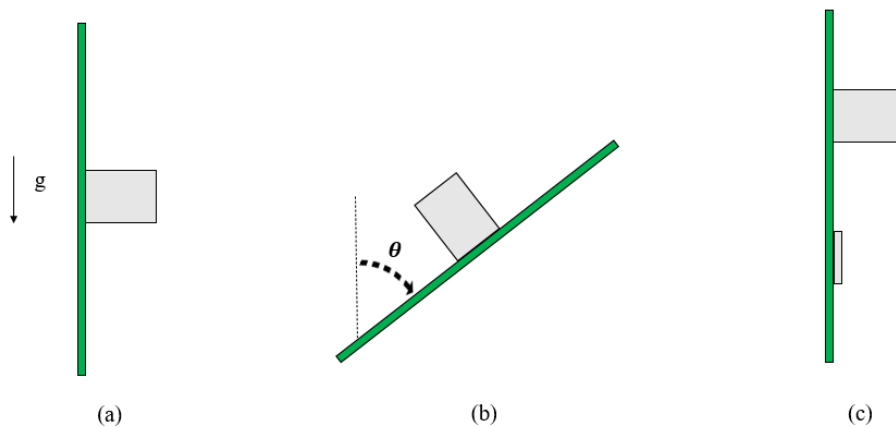


Figura 4.35 – (a) Um componente em placa vertical, (b) um componente em placa inclinada, e (c) dois componentes em placa vertical.

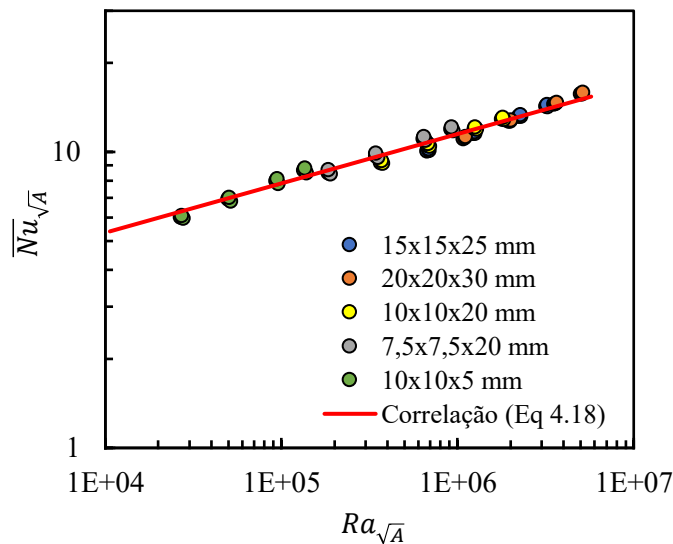


Figura 4.36 – Nusselt médio para componentes prismáticos de diferentes dimensões.

A mesma correlação aplicada para placas verticais (Equação (4.18)) foi usada para componentes em placas inclinadas (Figura 4.35b), mas com a multiplicação do número de Rayleigh pelo cosseno do ângulo de inclinação da placa. Esse procedimento proposto por Rich (1953) foi também adotado na seção 4.2.2 para a análise da transferência de calor em placas inclinadas.

Para realização desse estudo, fixou-se os lados do componente em 15 mm, variando-se sua altura de acordo com os seguintes valores: 1 mm, 5 mm, 10 mm e 20 mm. O ângulo em relação à vertical foi variado de 0° até 85° , enquanto a geração de calor nos componentes

considerou valores de 0,5; 1; 2 e 3 W. A Figura 4.37 apresenta resultados do número de Nusselt nos componentes em função do número de Rayleigh, em primeiro momento sem o cosseno da inclinação multiplicado ao Ra (Figura 4.37a) e depois com a multiplicação (Figura 4.37b).

As diferenças médias entre os resultados da simulação e da correlação são mostradas na Tabela 4.3 para diferentes inclinações e alturas dos componentes. Para ângulos menores que 45° não se notou efeito significativo da altura do componente sobre a acurácia da correlação, com um desvio menor que 4,1%. No entanto, notou-se uma tendência de aumento da diferença para os componentes de maior altura para ângulos maiores que 45° , no pior caso o desvio médio chegou a um máximo de 13,9% para o componente com 20 mm de altura na placa inclinada de 85° . Mesmo para esse caso extremo, em que a placa está quase na direção horizontal, considera-se que o desvio é suficientemente pequeno para permitir o uso da correlação em aplicações práticas. De fato, uma vez que o desvio médio da correlação em todas as inclinações simuladas é pequeno, a correlação é recomendada para qualquer inclinação entre 0° e 85° .

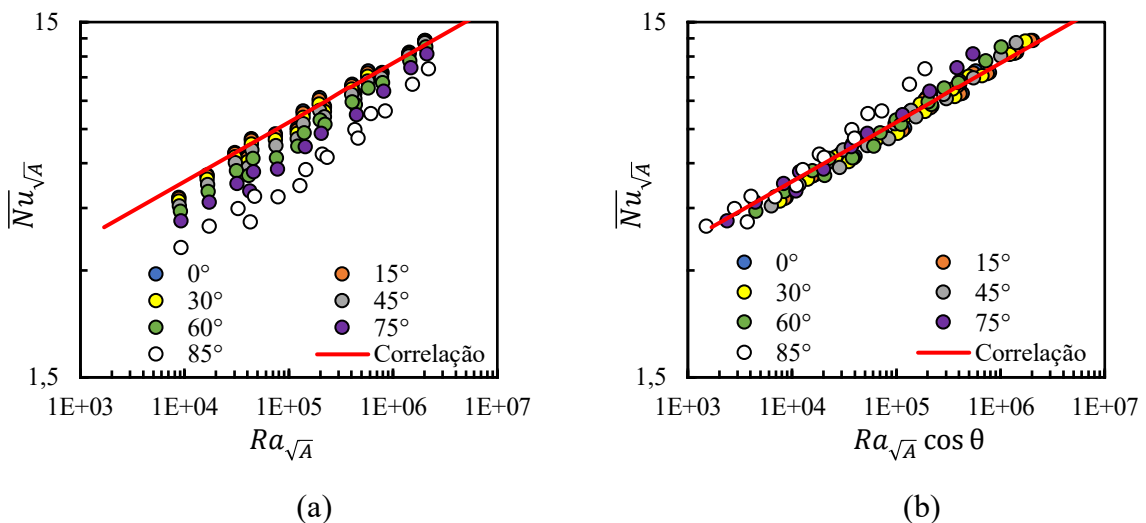


Figura 4.37 – Número de Nusselt médio para componentes prismáticos de diversas alturas em placa com várias inclinações: (a) sem cosseno da inclinação; (b) com cosseno da inclinação.

Tabela 4.3 – Diferença média entre correlação e previsão numérica para diferentes ângulos e alturas de componentes, com área transversal fixada em 15x15 mm.

Angulo	1 mm (%)	5 mm (%)	10 mm (%)	20 mm (%)
0°	4,0	4,1	3,8	2,9
15°	3,9	4,0	3,9	3,0
30°	3,9	3,9	3,9	3,4
45°	3,9	4,0	4,1	3,8
60°	2,9	4,6	4,3	5,1
75°	1,7	4,0	5,1	9,2
85°	2,9	6,2	8,4	13,9

Como já havia sido observado para placas sem componentes, verificou-se que a taxa de transferência de calor, e por consequência o número de Nusselt, em componentes tende a diminuir à medida que a placa é inclinada da vertical para a horizontal (Figura 4.37a). Essa redução ocorre porque placas verticais estão alinhadas com o vetor gravidade e a força de empuxo atua apenas para induzir a pluma na direção ascendente, aumentando as velocidades do fluido mais adjacente a placa. Em placas inclinadas, existe uma componente normal e uma paralela para o vetor gravidade em relação a placa, o que diminui as velocidades do fluido paralelo a superfície, e conseqüentemente a transferência de calor por convecção. Isso explica a preferência por se posicionar placas eletrônicas na direção vertical de forma a facilitar a transferência de calor por convecção natural nos componentes e na placa.

Em situações com mais de um componente em uma placa vertical (Figura 4.35c) é possível que haja interação térmica de um componente com o outro. Para verificar esse efeito, utilizou-se a simulação de uma placa vertical com as mesmas especificações de placa utilizadas até então, mas com dois componentes: um deles em posição inferior e com dimensões 15 mm x 15 mm x 1 mm e outro em posição superior com dimensões 15 mm x 15 mm x 25 mm. Situações foram analisadas para os componentes separados por distâncias de 5, 10, 20 e 40 mm, com o componente inferior dissipando calor de 1, 2 e 4 W e o superior dissipando 0,5, 1, 2 e 3 W. A Figura 4.38 apresenta o perfil térmico de um exemplo de placa vertical com dois componentes geradores de calor, ambos dissipando 1 W.

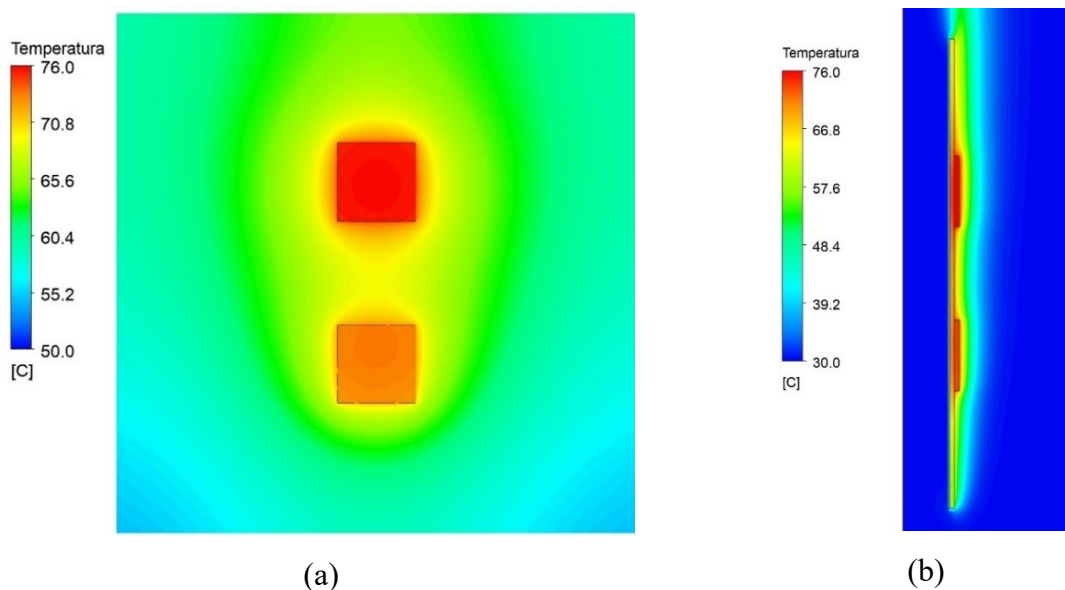


Figura 4.38 – Perfil térmico de uma placa vertical com dois componentes.

As Figuras 4.39 e 4.40 apresentam os resultados das simulações para os componentes inferior e superior, respectivamente, comparados aos valores da correlação desenvolvida para um componente único na placa (Equação (4.18)). Verifica-se boa concordância entre os resultados numéricos para o componente inferior e a correlação, com uma diferença média de 5,3%. Esse resultado evidencia que o componente inferior não é significativamente afetado pelo componente superior.

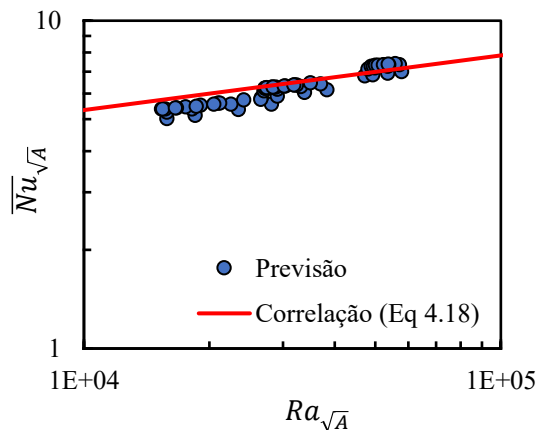


Figura 4.39 – Previsões numéricas do número de Nusselt médio para o componente inferior em placa com dois componentes comparados à correlação para um componente na placa.

Já para o componente superior, os resultados na Figura 4.40 indicam diferença média de 11%, sendo que para alguns casos os desvios foram maiores que 30%. Essa maior diferença demonstra a influência do componente inferior sobre componente superior. Para entender essa influência, os resultados da Figura 4.40 foram separados em função da razão entre o calor dissipado nos componentes inferior e superior (r_Q). A Figura 4.41a mostra que essa influência ocorre quando $r_Q > 1$.

A fim de incorporar essa influência na correlação, introduziu-se a razão r_Q no denominador do número de Rayleigh para os casos em que $r_Q > 1$. De fato, a Figura 4.41a mostra que os resultados são satisfatoriamente descritos pela correlação original para componentes isolados quando ($r_Q \leq 1$). Assim, a modificação para o número de Rayleigh definido na Equação (3.42) tem efeito apenas para $r_Q > 1$, sendo introduzida pela Equação (3.46).

Percebe-se da Figura 4.41b que o uso dessa modificação melhorou significativamente a concordância entre a correlação e os resultados numéricos, que agora apresentam diferença

média de 4,5% e diferença máxima de 12,7%, muito abaixo das diferenças observadas para a correlação sem uso da modificação.

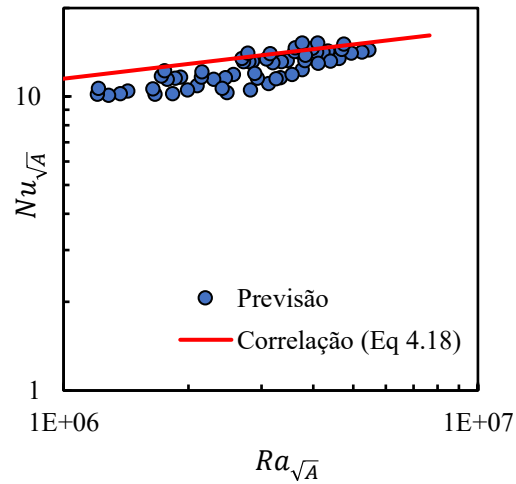


Figura 4.40 – Resultados numéricos do número de Nusselt médio do componente superior em placa com dois componentes, comparados com a correlação para placa com único componente.

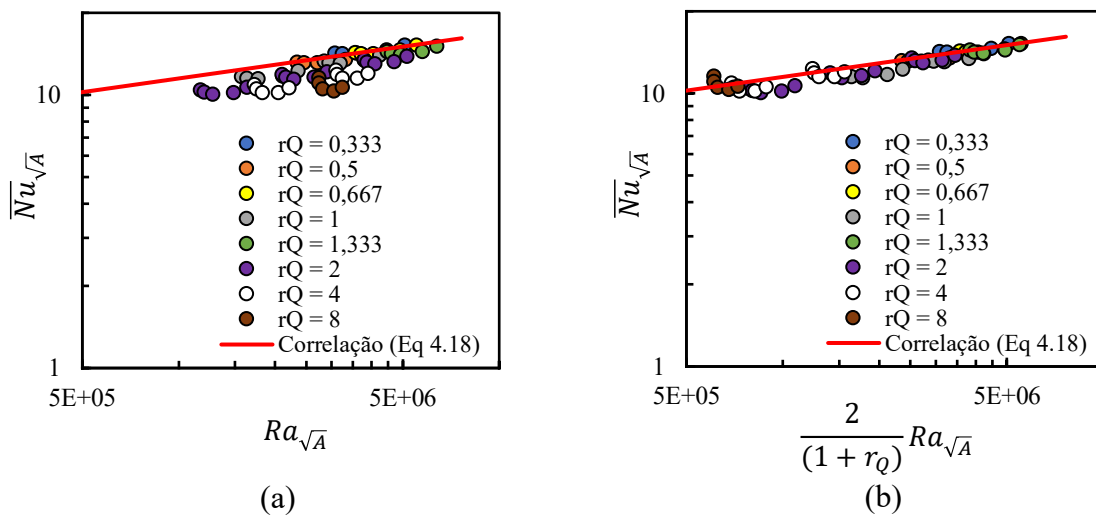


Figura 4.41 – Nusselt médio no componente superior de uma placa com dois componentes para diversas razões de potência. Número de Rayleigh: (a) sem modificação e (b) com modificação.

Utilizando essa modificação no número de Rayleigh, simulações mais abrangentes foram realizadas, variando-se as potências dissipadas em cada componente, a distância entre eles e a dimensões do componente superior. Os resultados para o componente superior apresentados na Figura 4.42a indicam que a correlação utilizada mesmo com a modificação no número de Rayleigh não é satisfatória, com diferença média de 27% para os componentes de dimensões 15 mm x 15 mm x 1 mm e 20 mm x 20 mm x 1 mm. Quanto menor a altura do componente, mais ele é afetado pela camada limite térmica da placa, pois a maior parte de sua área superficial é afetada pela pluma térmica do componente localizado inferiormente na placa eletrônica.

Optou-se então por propor uma nova correlação para o componente superior que permita a coexistência de duas inclinações para a curva, já incorporando a modificação devido ao efeito das razões de potência:

$$Nu_{\sqrt{A}} = \left\{ 4004 \left[\frac{2}{(1+r_Q)} Ra_{\sqrt{A}} \right]^{-1,21} + 0,46 \left[\frac{2}{(1+r_Q)} Ra_{\sqrt{A}} \right]^{-0,323} \right\}^{-0,47} \quad (4.19)$$

Usando essa correlação, a diferença média entre resultados numéricos e correlação para os componentes de dimensões de 15 mm x 15 mm x 1 mm e 20 mm x 20 x 1 mm é reduzida para 8,6%. Considerando todas as dimensões, a diferença média que era de 11,7% com a Equação (4.18) passa a ser 5,4% com a Equação (4.19). O excelente ajuste da correlação às previsões numéricas pode ser observado na Figura 4.42b.

Os resultados da Figura 4.42 englobam componentes com diversas dimensões e razões de calor dissipado (r_Q); nessas simulações as distâncias os componentes variaram entre 5 mm e 40 mm. Porém, é possível que para distâncias maiores a transferência de calor sofra uma maior influência do espaçamento entre componentes. Para avaliar esse efeito em configurações com maiores distâncias, simularam-se casos com distâncias verticais entre os componentes iguais a 10mm, 20 mm, 50 mm, 120 mm e 140 mm.

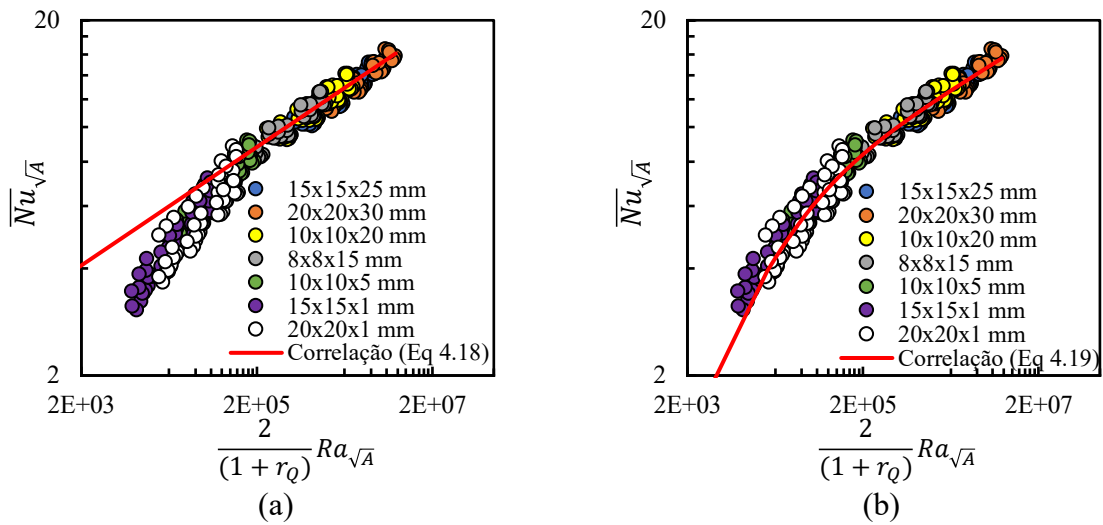


Figura 4.42 – Resultados numéricos para Nusselt médio no componente superior da placa com dois componentes comprados as correlações: (a) Equação (4.18) e (b) Equação (4.19).

Neste estudo, analisaram-se componentes superiores com dimensões de 15 mm x 15 mm x 25 mm e 15 x 15 x 1 mm. Observa-se na Figura 4.43a que o número de Nusselt aumenta com a distância e se afasta do valor da correlação desenvolvida para distâncias menores que 40 mm (Equação (4.19)). Para prever esse efeito, introduziu-se a seguinte modificação no número de Rayleigh:

$$\xi_d = 0,6916 + \gamma d \quad (4.20)$$

sendo $\gamma = 16,81 \text{ m}^{-1}$. O uso dessa modificação melhora significativamente os resultados da correlação, como pode ser verificado na Figura 4.43b e na Tabela 4.4.

De acordo com as análises realizadas para o número de Nusselt médio de um ou dois componentes em placas verticais ou inclinadas, apresentam-se as seguintes recomendações: (i) aplicar a correlação indicada pela Equação (4.18) apenas para o primeiro componente, o mais inferior da placa; (ii) para os outros componentes, adotar as modificações de razão de potência e de distância ao número de Rayleigh e utilizar a correlação da Equação (4.19), com as modificações sendo calculadas entre o componente e aquele que esteja imediatamente abaixo dele; (iii) para componentes em placas inclinadas, empregar as mesmas correlações de

componentes em placas verticais (Equações (4.18) e (4.19)), com a aplicação do cosseno do ângulo de inclinação da placa em relação à vertical.

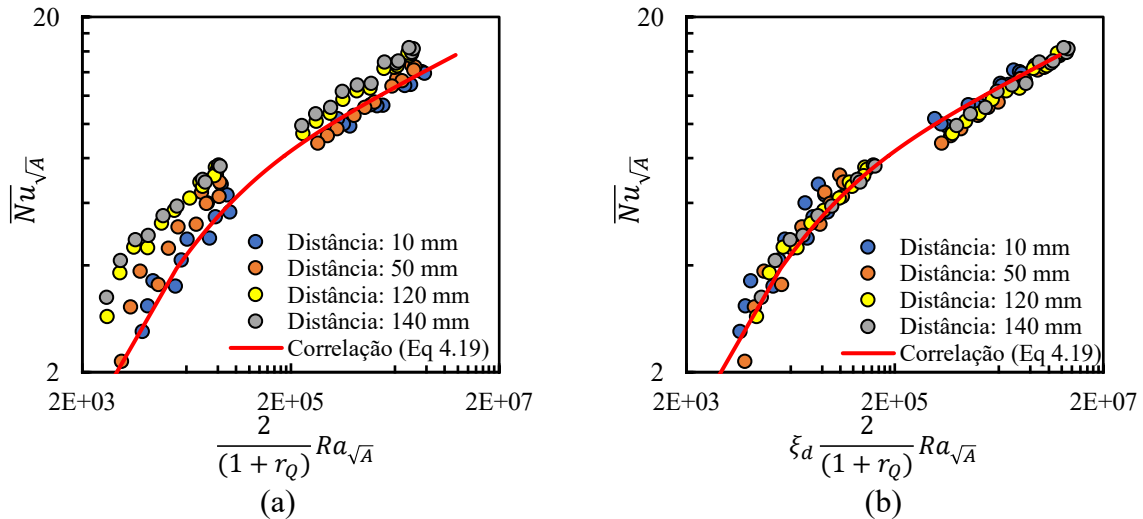


Figura 4.43 – Resultados de número de Nusselt médio para o componente superior em placa com várias distâncias entre dois componentes: (a) sem modificação; (b) com a modificação da Equação (4.20).

Tabela 4.4 – Diferenças médias entre a correlação e resultados numéricos de acordo com a distância, com e sem a modificação para a distância.

Distância	Sem a modificação	Com a modificação (Eq. 4.20)
10 mm	5,9%	6,2%
50 mm	10,8%	8,3%
120 mm	21,5%	4,5%
140 mm	23,7%	3,6%

4.4 RESUMO DAS CORRELAÇÕES ESTUDADAS

Por conveniência, um resumo de todas as correlações estudadas e desenvolvidas neste trabalho são apresentadas nesta seção. A Tabela 4.5 apresenta as definições dos números de Rayleigh e de Nusselt utilizados para descrever a transferência de calor nas diversas situações estudadas. A Tabela 4.6 mostra um resumo das correlações oriundas da literatura e validadas para uso em placas eletrônicas, enquanto as Tabelas 4.7, 4.8 e 4.9 apresentam as correlações desenvolvidas neste trabalho para placas, canais e componentes, respectivamente.

Tabela 4.5 – Números adimensionais empregados nas correlações.

Ra	Nu
$Ra_L = \frac{g\beta\Delta TL^3}{\alpha\nu}$	$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h}L}{k_f}$
$Ra_b^* = \frac{g\beta Q b^5}{k_f \alpha \nu L^2}$	$\overline{Nu}_b = \frac{\bar{h}b}{k_f}$
$Ra_y = \frac{g\beta(T_y - T_\infty)y^3}{\alpha\nu}$	$Nu_y = \frac{hy}{k_f}$
$Ra_{\sqrt{A}} = \frac{g\beta\Delta T\sqrt{A}^5}{\alpha\nu A_t}$	$\overline{Nu}_{\sqrt{A}} \equiv \frac{\bar{h}\sqrt{A}}{k_f}$
$Ra_b^{**} = \frac{g\beta Q_y b^5}{k_f \alpha \nu L y^2}$	$Nu_b = \frac{hb}{k_f}$

Tabela 4.6 – Correlações da literatura para placas e canais.

Referência	Geometria	Ra	Nu	Correlação
Placas				
Cheng <i>et al.</i> (1986)	Horizontal (superfície superior)	Ra_L	\overline{Nu}_L	$\overline{Nu}_L = 0,638 Ra_L^{1/5}$
Radziemska e Lewandowski (2001)	Horizontal (superfície inferior)	Ra_L	\overline{Nu}_L	$\overline{Nu}_L = 0,52 Ra_L^{1/5}$
Fujii e Imura (1972)	Vertical e inclinada (Nusselt médio)	Ra_L	\overline{Nu}_L	$\overline{Nu}_L = 0,56(Ra_L \cos \theta)^{1/4}$
Canais				
Cheng <i>et al.</i> (1986)	Horizontal, placa inferior; $b > 15$ mm	Ra_L	\overline{Nu}_L	$\overline{Nu}_L = 0,638 Ra_L^{1/5}$
Bar-Cohen e Roshenow (1984)	Vertical, $b < 10$ mm	Ra_b^*	\overline{Nu}_b	$\overline{Nu}_b = \left(\frac{12}{Ra_b^* \cos \theta} + \frac{1,88}{(Ra_b^* \cos \theta)^{0,4}} \right)^{-0,5}$
Fujii e Imura (1972)	Vertical, $b \geq 10$ mm	Ra_L	\overline{Nu}_L	$\overline{Nu}_L = 0,56(Ra_L \cos \theta)^{1/4}$

Tabela 4.7 – Correlações desenvolvidas para placas.

Geometria	Ra	Nu	Correlação
Placas			
Horizontal (superfície superior com face oposta não adiabático)	Ra_L	\overline{Nu}_L	$\overline{Nu}_L = 0,234 Ra_L^{1/4}$
Vertical e inclinada (Nusselt local)	Ra_y	Nu_y	$Nu_y = 0,444 Ra_y^{1/4}$

Tabela 4.8 – Correlações desenvolvidas para canais.

Geometria	Ra	Nu	Correlação
Horizontal, placa superior	$\frac{(1 + \eta_Q)}{2} Ra_b^*$	\overline{Nu}_b	$\overline{Nu}_b = (18659 Ra_b^{*-0,9} + 55,24 Ra_b^{*-0,516})^{-0,403}$
Horizontal, placa inferior; $b \leq 15$ mm	Ra_b^*	\overline{Nu}_b	$\overline{Nu}_b = (16750 Ra_b^{*-0,98} + 4,784 Ra_b^{*-0,335})^{-0,482}$
Horizontal placa superior, apenas a inferior aquecida	Ra_b^*	\overline{Nu}_b	$\overline{Nu}_b = 0,473 Ra_b^{*-0,7}$
Horizontal placa inferior, apenas a inferior aquecida	Ra_b^*	\overline{Nu}_b	$\overline{Nu}_b = (16750 Ra_b^{*-0,98} + 4,784 Ra_b^{*-0,335})^{-0,482}$
Horizontal placa superior, apenas a superior aquecida	Ra_b^*	\overline{Nu}_b	$\overline{Nu}_b = 0,088 Ra_b^{*-1/4}$
Horizontal placa inferior, apenas a superior aquecida, $b < 15$ mm	Ra_b^*	\overline{Nu}_b	$\overline{Nu}_b = (14,12 Ra_b^{*-0,27} + 414,9 Ra_b^{*-0,784})^{2,03}$
Vertical e inclinada, placa não aquecida, $b < 12$ mm.	Ra_b^*	\overline{Nu}_b	$\overline{Nu}_b = 2,48 Ra_b^{*-0,469}$
Vertical ou inclinada, $b < 10$ mm (Nusselt local)	Ra_b^{**}	Nu_b	$Nu_b = (5,97 Ra_b^{** -1,09} + 1,33 Ra_b^{** -0,25})^{-0,696}$
Vertical inclinada, $b \geq 10$ mm (Nusselt local)	Ra_y	Nu_y	$Nu_y = 0,444 Ra_y^{1/4}$

Tabela 4.9 – Correlações desenvolvidas para componentes.

Geometria	Ra	Nu	Correlação
Sobre placas horizontais	$Ra_{\sqrt{A}}$	$\overline{Nu}_{\sqrt{A}}$	$\overline{Nu}_{\sqrt{A}} = 0,177Ra_{\sqrt{A}}^{0,275}$
1° componente sobre placa vertical ou inclinada	$Ra_{\sqrt{A}}$	$\overline{Nu}_{\sqrt{A}}$	$\overline{Nu}_{\sqrt{A}} = 1,15Ra_{\sqrt{A}}^{1/6}$
Componentes superior placa vertical ou inclinada	$\xi_d \frac{2}{(1+r_Q)} Ra_{\sqrt{A}}$	$\overline{Nu}_{\sqrt{A}}$	$Nu_{\sqrt{A}} = (4004Ra_{\sqrt{A}}^{-1,21} + 0,46Ra_{\sqrt{A}}^{-0,323})^{-0,47}$

5 CONCLUSÕES

Componentes eletrônicos são cada vez mais importantes para o funcionamento de diversos produtos em função da evolução tecnológica. Essa evolução trouxe desafios do ponto de vista da engenharia, em especial para o gerenciamento térmico das placas de circuito impresso presentes em equipamentos eletrônicos, que é essencial para garantir que as temperaturas da placa e seus componentes estejam abaixo dos limites definidos no projeto.

Modelos de parâmetros concentrados utilizados nas fases iniciais do projeto para prever a temperatura de componentes necessitam de correlações de transferência de calor para modelar as trocas térmicas entre o ambiente e os componentes da placa. Essas correlações são usualmente desenvolvidas com base em dados experimentais, mas podem também ser elaboradas a partir de simulações numéricas de alta fidelidade como, por exemplo, modelos de parâmetros distribuídos.

A presente dissertação utilizou simulações numéricas da transferência de calor em placas eletrônicas para identificar correlações de transferência de calor existentes na literatura que podem ser empregadas na análise térmica de placas de circuito impresso (considerando os vários componentes eletrônicos na placa). A partir dessa verificação, novas correlações foram desenvolvidas para os casos não contemplados pelas correlações disponíveis na literatura.

Este capítulo sintetiza as principais conclusões obtidas ao longo do desenvolvimento desta dissertação, bem como apresenta sugestões para trabalhos futuros necessários para preencher algumas lacunas identificadas.

5.1 PRINCIPAIS CONCLUSÕES

As principais conclusões deste trabalho são divididas em cinco pontos principais:

i) Validação do modelo no ANSYS Icepak para aplicação em convecção natural.

O código ANSYS Icepak foi selecionado devido à sua acurácia e facilidade de uso para análise da transferência de calor em componentes eletrônicos. A qualidade da malha de discretização empregada nas simulações foi avaliada pela metodologia de *Grid-Convergence Index* (GCI) (ROACHE, 1994) e a acurácia dos resultados do modelo numérico comprovada através da comparação com dados experimentais e a correlação de Fujii e Imura (1972).

ii) Avaliação de correlações existentes de Nusselt médio para placas eletrônicas.

A maioria das correlações de transferência de calor para placas e canais disponíveis na literatura foram desenvolvidas para situações de placas isotérmicas ou com fluxo de calor uniforme. Simulações numéricas permitiram avaliar se essas correlações também são aplicáveis à transferência de calor em placas eletrônicas que possuem estratificação da temperatura devido à presença de fontes de calor concentradas. Correlações da literatura para número de Nusselt médio foram selecionadas para configurações de interesse e, em alguns casos, apresentaram diferença média menor que 15% em relação aos resultados das simulações. Para as configurações em que a diferença média ficou acima de 15%, novas correlações foram desenvolvidas.

iii) Desenvolvimento de correlações de Nusselt médio para placas e canais.

Para algumas configurações de placas e canais de interesse não foram encontradas correlações de transferência de calor satisfatórias. Exemplos de configurações que necessitam novas correlações são: (i) face superior de placas horizontais com a face superior e inferior trocando calor, devido à necessidade de incluir a influência da pluma térmica gerada pela face inferior; (ii) canal horizontal, com uma nova correlação baseada em parâmetros adimensionais semelhantes aos de canal vertical, porém com uma modificação para a placa superior; (iii) canais horizontais e verticais com uma das placas sem fonte de calor. Novas correlações foram desenvolvidas de forma a apresentarem boa concordância com os resultados das simulações.

iv) Desenvolvimento de correlações de Nusselt local para placas e canais verticais.

Em placas e canais verticais ou inclinados, a pluma térmica que se desenvolve na parte inferior da placa influencia a transferência de calor da parte superior, sendo necessárias correlações locais para a previsão do perfil térmico das placas. As alternativas encontradas na literatura para esses casos também não foram satisfatórias e correlações locais foram desenvolvidas tanto para placas quanto para canais, introduzindo uma nova definição para o número de Rayleigh para canais. As novas correlações

apresentaram diferenças menores do que 15% em relação aos resultados das simulações, tanto para placa na vertical quanto para placas inclinadas de 0° a 60° em relação à vertical.

v) **Desenvolvimento de correlações para componentes de placas eletrônicas.**

Uma vez que não foram encontradas na literatura correlações genéricas o suficiente para modelar a transferência de calor em componentes de placas eletrônicas, novas correlações foram desenvolvidas. Nesse sentido, novas definições de números de Rayleigh e de Nusselt foram adotadas, considerando a área exposta e a área da seção transversal do componente. Simulações da transferência de calor em placas horizontais, verticais e inclinadas, com um ou mais componentes localizados na placa, permitiram as seguintes conclusões:

- Em placas horizontais não se observou influência considerável da distância entre componentes nem efeito significativo da troca de calor na face oposta, sendo então possível propor uma correlação geral para componentes sobre placas horizontais.
- Devido à maior interação entre as plumas térmicas de placas verticais e inclinadas, correlações foram necessárias para incluir a interação entre os componentes. Propôs-se uma correlação para situações com apenas um componente na placa, que também é aplicável para o componente mais inferior de placas com vários componentes. Já para componentes superiores, uma correlação foi desenvolvida para incluir os efeitos da pluma térmica do componente imediatamente abaixo, com a necessidade de duas modificações para o número de Rayleigh: uma delas usando a razão entre os calores dissipados do componente superior e inferior e a outra fazendo referência à distância entre os dois componentes. Essas correlações mostraram boa concordância com os resultados das simulações.

5.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O presente trabalho se concentrou em situações simplificadas de convecção natural, não esgotando as situações encontradas em aplicações práticas de placas eletrônicas. De fato, perceberam-se algumas lacunas durante o desenvolvimento do trabalho que poderiam ser exploradas em trabalhos futuros:

- i) Análise de componentes de placas eletrônicas com menor condutividade térmica.**
Os componentes estudados apresentaram baixo número de Biot ($Bi \ll 0,1$) devido à alta condutividade térmica do material e moderada transferência de calor por convecção natural. Nessas condições, os componentes se comportam como um corpo quase isotérmico, motivando o desenvolvimento de correlações com base na temperatura média desses corpos. Entretanto, pode haver estratificação da temperatura em componentes com baixa condutividade térmica, sendo assim necessário o desenvolvimento de correlações locais para avaliar a transferência de calor nesses componentes.
- ii) Ampliar a análise da interação térmica entre componentes de placas verticais.**
Novas correlações foram desenvolvidas para caracterizar os principais efeitos térmicos sofridos por componentes de placas verticais. No entanto, a interação entre os componentes de placa verticais é bastante complexa, e há espaço para um estudo direcionado a essa configuração, com propostas de novas correlações. Um exemplo de parâmetro relevante é a altura dos componentes inferiores que podem bloquear o escoamento e afetar assim a transferência de calor nos componentes adjacentes.
- iii) Correlações de transferência de calor para placas eletrônicas em cavidades.**
As análises apresentadas nesta dissertação consideraram placas em um meio aberto infinito. Porém, sabe-se que placas eletrônicas são frequentemente encontradas em invólucros semelhantes a uma cavidade, gerando uma topologia de escoamento diferente daquele analisado neste trabalho. Assim, sugere-se a modificação do domínio de solução do problema de forma a considerar paredes próximas à placa que podem

alterar o desenvolvimento da pluma térmica e, possivelmente, requerendo modificações nas correlações desenvolvidas.

iv) Correlações de convecção forçada para placas eletrônicas.

A convecção natural estudada na presente dissertação é apenas um dos modos de transferência de calor encontrado em placas eletrônicas, não contemplando os casos de placas que são ativamente resfriadas pela aplicação de ventiladores e afins. Assim, o estudo de correlações de transferência de calor por convecção forçada pode ser realizado utilizando uma metodologia semelhante à empregada nesse trabalho.

v) Validação das correlações para placas eletrônicas a partir de comparação com dados experimentais.

O desenvolvimento de correlações a partir de simulações numéricas se mostrou bastante útil devido à sua versatilidade. Ainda assim, a comprovação experimental das correlações desenvolvidas nessa dissertação é uma etapa natural para suas aplicações de forma segura em aplicações de engenharia.

REFERÊNCIAS

- ANANDAN, S. S.; RAMALINGAM, V. **Thermal Management of Electronics: A Review of Literature**. Thermal Science, v. 12, n. 2, p. 5–25, 2008.
- ANSYS Inc., **ANSYS Icepak User's Guide**, USA, 2019.
- AZEVEDO, L. F. A.; SPARROW, E. M. **Natural Convection in Open-Ended Inclined Channels**. Journal of Heat Transfer, v. 107, p. 893-901, 1985.
- AUNG, W.; FLETCHER, L. S; SERNAS, V. **Developing Laminar Free Convection Between Vertical Flat Plates with Asymmetric Heating**. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 15, p. 2293-2308, 1972.
- BAHMAN, A. S.; MA, K.; GHIMIRE, P.; IANNUZZO, F.; BLAABJERG, F. **A 3-D-Lumped Thermal Network Model for Long-Term Load Profiles Analysis in High-Power IGBT Modules**. IEEE Journal of Emerging and Selected Topics in Power Electronics, v. 4, p. 1050-1063, 2016.
- BAÏRI, A. **Free Convective Heat Transfer Coefficient for High Powered and Tilted QFN64 Electronic Device**. Microelectronics Reliability, v. 66, p. 85-91, 2016.
- BAR-COHEN, A.; ROHSENOW. W. M. **Thermally Optimum Spacing of Vertical, Natural Convection Cooled, Parallel Plates**. Journal of Heat Transfer, v. 106, p. 116-123, 1984.
- BEAK, C. I.; LEE, K. S.; KIM, W. S. **Study of Combined Heat Transfer in a Three-Dimensional Enclosure with a Protruding Heat Source**, Numerical Heat Transfer, v. 32, p. 733-747, 1997.
- BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S.; INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos da Transferência de Calor e Massa**. Rio de Janeiro: LTC, 7 ed, 2013.
- CHEN, T. S.; TIEN, H. C.; ARMALY B. F. **Natural Convection on Horizontal, Inclined, and Vertical Plates with Variable Surface Temperature or Heat Flux**. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 29, p. 1465-1478, 1986.
- CHUANG, S. H.; CHIANG, J. S.; KUO, Y. M. **Numerical Simulation of Heat Transfer in a Three- Dimensional Enclosure with Three Chips in Various Position Arrangements**. Heat Transfer Engineering, v. 24, p. 42-59, 2003.
- CHURCHILL, S. W.; CHU, H.H.S. **Correlating Equations for Laminar and Turbulent Free Convection from a Vertical Plate**. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 18, p. 1323-1329, 1975.

CHURCHILL, S. W.; USAGI, R. **A General Expression for the Correlation of Rates of Transfer and Other Phenomena.** AIChE Journal, v. 18, p. 1121-1128, 1972.

DEHGHAN, A. A.; BEHNIA, M. **Numerical Investigation of Natural Convection in a Vertical Slot with Two Heat Source Elements.** Heat and Fluid Flow, v. 17, p. 474-482, 1996.

ELENBAAS, W. **Heat dissipation of parallel plates by free convection.** Physica, v. 9, p. 1-28, 1942

FISHENDEN, M.; SAUNDERS, O. A. **An Introduction to Heat Transfer.** Oxford: Clarendon Press, 1950.

FUJII, T.; IMURA, H. **Natural Convection Heat Transfer from Plate with Arbitrary Inclination.** International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 15, p. 755-767, 1972.

GOLDSTEIN, R. J.; SPARROW, E. M.; JONES, D. C. **Natural Convection Mass Transfer Adjacent to Horizontal Plates.** International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 16, p. 1025-1035, 1973.

LLOYD, J.; MORAN, W.R. **Natural Convection Adjacent to Horizontal Surfaces of Various Platforms.** Journal of Heat Transfer, v. 96, p. 443-447, 1974.

LOMAX, H.; PULLIAM, T. H., ZINGG, D. W. **Fundamentals of Computational Fluid Dynamics.** New York: Springer-Verlag, 2 ed, 2003.

DURGAM, S. P.; VENKATESHAN, S. P.; SUNDARARAJAN, T. **Experimental and Numerical Investigations on Optimal Distribution of Heat Source Array Under Natural and Forced Convection in a Horizontal Channel.** International Journal of Thermal Sciences, v. 115, p. 125-138, 2017.

MANCA, O.; NARDINI, S. **Composite Correlations for Air Natural Convection in Tilted Channels.** Heat Transfer Engineering, v. 20, p. 64-72, 1999.

MANCA, O.; NARDINI, S.; NASO, V. **Effect of Radiation on Natural Convection in Tilted Channels.** In: Thermal Managements of Electronic Systems. Dordrecht: Springer, p. 117-126, 1994.

MONIER-VINARD, E.; ROGIE, B.; BISSUEL, V.; LARAQI, N.; DANIEL, O.; KOTELON, M. **State of the Art of Numerical Thermal Characterization of Electronic Component.** In: 17 International Conference on Thermal Mechanical and Multi-Physics Simulation and Experiment in Microelectronics and Microsystems, EuroSimE, p. 19-21, 2016.

NAKANISHI, T.; SHIMOHASHI, K. **Development of Dimensionless Correlation for Natural Convection Cooling Board.** In: Inter Society Conference on Thermal Phenomena, 2002.

- OLIVEIRA, T. F. G. **Análise de Alternativas de Gerenciamento Térmico para Inversor de Frequência de um Compressor de Capacidade Variável**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2019.
- ORTEGA, A.; BALWANT, S. **Natural Convection Air Cooling of a Discrete Source on a Conducting Board in a Shallow Horizontal Enclosure**. In: Twelfth IEEE SEMI THERM Symposium, 1996.
- POLENTINI, M. S.; RAMADHYANI, S.; INCROPERA, F. P. **Single-phase Thermosyphon Cooling of an Array of Discrete Heat Sources in a Rectangular Cavity**. International Journal of Heat Mass and Transfer, v. 36, p. 3983-3996, 1993.
- RACITI, A.; CRISTALDI, D. **Thermal Modeling of Integrated Power Electronics Modules by a Lumped Parameter Circuit Approach**. In: AEIT Annual Conference, 2013, Mondello, Itália.
- RADZIEMSKA, E.; LEWANDOWSKI, W. M. **Heat Transfer by Natural Convection from an Isothermal Downward-Facing Round late in Unlimited Space**. Applied Energy, v. 68, p. 347–166, 2001.
- RICH, B. R. **An Investigation of Heat Transfer from an Inclined Flat Plate in Free Convection**. Transactions of ASME, v. 75, p. 489-498, 1953.
- RICHARDSON, L. F. **The Approximate Arithmetical Solution by Finite Differences of Physical Problems Involving Differential Equations, with an Application to the Stresses in a Masonry Dam**. Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, v. 210, p. 307-357, 1911.
- ROACHE, P. J. **Perspective: A Method for Uniform Reporting of Grid Refinement Studies**. Journal of Fluid Engineering, v. 116, p. 405-413, 1994.
- SARPER, B.; SAGLAM, M.; AYDIN, O. **Experimental and Numerical Investigation of Natural Convection in a Discretely Heated Vertical Channel: Effect of the Blockage Ratio of the Heat Sources**. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 126, p. 894-910, 2018.
- SCHMIDT, M; LIPSON, H. **Distilling Free-Form Natural Laws from Experimental Data**. Science, v. 324, p. 81-85, 2009.
- SILVA, A. K.; LORENTE, S.; BEJAN, A. **Optimal Distribution of Discrete Heat Sources on a Wall with Natural Convection**. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 47, p. 203-214, 2004.
- 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.

TEERTSTRA, P. M.; CULHAM, J. R.; YOVANOVICH, M. M. **Comprehensive Review of Natural and Mixed Convection Heat Transfer Models for Circuit Board Arrays.** Journal of Electronics Manufacturing. v. 7, p. 79-92, 1997.

TEERTSTRA, P. M.; YOVANOVICH, M. M.; CULHAM, J. R. **Modeling of Natural Convection in Electronic Enclosures.** Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems - Proceedings of the Intersociety Conference. v. 1, p. 140-149, 2004.

THEPSUT, W.; PRATINTHONG, N. **Numerical and Experimental Investigation on Heat Transfer of Multi-Heat Sources Mounted on an Array of Printed Circuit Boards in a Rectangular Case.** Applied Thermal Engineering, v. 156, p. 156-167, 2019.

TSENG, Y. S.; PEI, B. S.; HUNG, T. C. **Effects of Thermal Radiation for Electronic Cooling on Modified PCB Geometry under Natural Convection,** Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, v. 51, p. 195-210, 2007. DOI: 10.1080/10407780600762665

TUCKER, P. G. **CFD Applied to Electronic Systems: a Review.** IEEE Transactions on Components Packaging and Manufacturing Technology Part A, v. 20, n. 4, p. 518-529, 1997.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics.** Glasgow: Pearson Education Limited, 2 ed, 2007.

YOVANOVICH, M. M. **On the Effect of Shape, Aspect Ratio and Orientation upon Natural Convection from Isothermal Bodies of Complex Shape.** ASME Winter Annual Meeting, v. 82, p. 121-129, 1987.

ZAHN, B. A. **Evaluating Thermal Characterization Accuracy Using CFD Codes - A Package Level Benchmark Study of Icepak and Flotherm.** In: Proceedings of ITherm'98. Sixth Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems, p. 322-329, 1998.