



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO OESTE DA BAHIA
CENTRO MULTIDISCIPLINAR DE BOM JESUS DA LAPA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

MAURÍCIO FERNANDES DE OLIVEIRA ASSIS

**SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR
CONJUGADA COM O OPENFOAM EM PLACAS PLANAS INCLINADAS**

BOM JESUS DA LAPA

2025

MAURÍCIO FERNANDES DE OLIVEIRA ASSIS

**SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR
CONJUGADA COM O OPENFOAM EM PLACAS PLANAS INCLINADAS**

Monografia apresentada ao curso de Engenharia Mecânica do Centro Multidisciplinar de Bom Jesus da Lapa da Universidade Federal do Oeste da Bahia, como parte das exigências para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. André Issao Sato

BOM JESUS DA LAPA

2025

FICHA CATALOGRÁFICA

A848

Assis, Maurício Fernandes de Oliveira

Simulação computacional da transferência de calor conjugada com o OpenFOAM em placas planas inclinadas. / Maurício Fernandes de Oliveira Assis. – 2025.

124f.: il.

Orientador: Prof. Dr. André Issao Sato

TCC - Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Oeste da Bahia. Centro Multidisciplinar de Bom Jesus da Lapa - BA, 2025.

1. Transferência de calor. 2. Energia solar. I. Sato, André Issao. II. Universidade Federal do Oeste da Bahia – Centro Multidisciplinar de Bom Jesus da Lapa - BA. III. Título.

CDD 536.2


Biblioteca Universitária de Bom Jesus da Lapa – UFOB




UNIVERSIDADE FEDERAL DO OESTE DA BAHIA
Centro Multidisciplinar de Bom Jesus da Lapa
Colegiado de Engenharia Mecânica

ATA DE DEFESA PÚBLICA DO TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO


Aos quatro dias do mês de abril de dois mil e vinte e cinco, às dezessete horas, em sessão pública, **no formato remoto**, por meio da plataforma Google Meet, na presença da Banca Examinadora presidida pelo Professor André Issao Sato e composta pelos examinadores: 1- Tony Silva Almeida, da Instituição: Universidade Federal do Oeste da Bahia. 2- Vicente Luiz Scalon, da Instituição: Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”. O estudante Maurício Fernandes de Oliveira Assis apresentou o Trabalho de Conclusão de Curso intitulado “SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR CONJUGADA COM O OPENFOAM EM PLACAS PLANAS INCLINADAS”, como requisito curricular indispensável para a integralização do Curso de Graduação em Engenharia Mecânica. Após reunião em sessão pública, a Banca Examinadora deliberou e decidiu pela **Aprovação** do referido trabalho, divulgando o resultado formalmente ao estudante e demais presentes, e eu, na qualidade de Presidente da Banca, lavrei a presente ata que será assinada por mim, pelos demais examinadores e pelo estudante.

Documento assinado digitalmente
 **ANDRE ISSAO SATO**
Data: 04/04/2025 18:29:41-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>


Prof. Dr. André Issao Sato
Orientador e Presidente da Banca Examinadora

Documento assinado digitalmente
 **TONY SILVA ALMEIDA**
Data: 07/04/2025 11:15:26-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Dr. Tony Silva Almeida
Examinador

Documento assinado digitalmente
 **VICENTE LUIZ SCALON**
Data: 05/04/2025 19:08:20-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Dr. Vicente Luiz Scalon
Examinador

Documento assinado digitalmente
 **MAURICIO FERNANDES DE OLIVEIRA ASSIS**
Data: 07/04/2025 14:57:51-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Maurício Fernandes de Oliveira Assis
Estudante

MAURÍCIO FERNANDES DE OLIVEIRA ASSIS

SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR
CONJUGADA COM O OPENFOAM EM PLACAS PLANAS INCLINADAS

Monografia apresentada ao curso de Engenharia Mecânica do Centro Multidisciplinar de Bom Jesus da Lapa da Universidade Federal do Oeste da Bahia, como parte das exigências para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Bom Jesus da Lapa, 04 de abril de 2025.

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta monografia:

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. André Issao Sato (Orientador)
Universidade Federal do Oeste da Bahia

Prof. Dr. Vicente Luiz Scalon
Universidade Estadual Paulista
"Júlio de Mesquita Filho"

Prof. Dr. Tony Silva Almeida
Universidade Federal do Oeste da Bahia

À minha família, por sempre acreditar e investir em mim. Meus pais Neuda e Noé cujo o cuidado e dedicação me deram a esperança necessária para seguir em frente. Algemiro (*in memoriam*) e Genelísio (*in memoriam*), que me inspiraram a valorizar o conhecimento e a buscar sempre o melhor.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente gostaria de agradecer a Deus pelos dias que pensei em desistir.

Agradeço aos meus pais, Neuda Fernandes e Noé de Oliveira, que se privaram de muitos luxos, em momentos de aperto financeiro, para me ajudar nos estudos. Obrigado por confiarem nessa trajetória mesmo sem terem feito o ensino superior.

Agradeço também a minha família que sempre me apoiou nos estudos. Em especial, meus avós, Eduvirgens e Algemiro (*in memoriam*), Floriza e Genelísio (*in memoriam*) que foram os principais apoiadores quando me mudei para Bom Jesus da Lapa.

Agradeço ao meu orientador, o prof. Dr. André Issao Sato, por ser o primeiro a acreditar em mim na UFOB, quando me selecionou para participar da IC. Além disso, por todas as dicas, pelos conselhos, pelo conhecimento compartilhado entre outras coisas. Obrigado pela amizade, paciência e sabedoria ao guiar o projeto e o TCC.

A equipe de Assistência Estudantil da UFOB-Lapa, em nome da Fabricia e Lorena. Por me orientar a ser mais organizado e me ajudar a decidir coisas importantes.

Aos colegas e amigos, meu agradecimento a todos que contribuíram de alguma forma para minha formação acadêmica e profissional.

Agradeço também a sociedade brasileira que por meio de impostos contribuiu para minha formação. Se não fosse o auxílio e a bolsa CNPq eu jamais teria condições de dedicar-me aos estudos 100%.

“É necessário sempre acreditar que o sonho é possível Que o céu é o limite e você, truta, é imbatível Que o tempo ruim vai passar, é só uma fase Que o sofrimento alimenta mais a sua coragem Que a sua família precisa de você Lado a lado se ganhar pra te apoiar se perder”

(Racionais MC)

RESUMO

A energia solar, a mais abundante no mundo, é classificada em fototérmica e fotovoltaica. A eficiência dos módulos fotovoltaicos, geralmente entre 13 e 20%, depende de fatores como temperatura e irradiância solar, mas raramente alcança o desempenho nominal em condições reais, reduzindo-se com o aumento da temperatura da placa. Análises térmicas baseadas no método de volumes finitos, utilizando softwares especializados, possibilitam avanços nesse campo. Este estudo investiga a convecção natural em uma placa inclinada com e sem aletas, focando na eficiência de dissipadores de calor. Para tanto, será realizado um estudo numérico com o *software* OpenFOAM, especificamente o solucionador *chtMultiRegionSimpleFoam*, adequado para simulações de transferência de calor conjugada em múltiplas regiões. A placa será modelada com fluxo de calor constante, simulando condições térmicas típicas de aplicação industrial. O estudo incluirá três configurações distintas: uma placa sem aletas, um dissipador com aletas convencionais e outro com aletas segmentadas. O objetivo é comparar o desempenho térmico dessas configurações, considerando a eficácia das aletas na dissipação de calor, avaliando a temperatura média da placa e a distribuição dos campos de temperatura e velocidade ao redor das aletas. Para garantir a confiabilidade dos resultados, os valores de temperatura média serão comparados com dados da literatura. Essa comparação validará o modelo adotado e assegurará que as simulações replicam com precisão as condições reais. Além disso, o estudo buscará compreender como diferentes configurações de aletas influenciam o comportamento do fluxo de ar e a eficiência na transferência de calor. A temperatura média no modelo de validação teve uma diferença de temperatura de 2,37 K e um desvio de 3,62% para o coeficiente convectivo. Os resultados do sistema aletado indicam que a inclusão de aletas melhora a dissipação térmica da placa. O Modelo A foi o mais eficiente, reduzindo a temperatura média para 347,84 K, com coeficiente convectivo de $h = 12,80 \text{ W/m}^2\text{K}$, enquanto o Modelo B apresentou 354,60 K e $h = 12,11 \text{ W/m}^2\text{K}$. Comparado à placa sem aletas, que obteve 364,42 K e $h = 9,31 \text{ W/m}^2\text{K}$, o Modelo A mostrou maior eficiência térmica, apesar de sua massa ligeiramente superior (2,83 kg contra 2,56 kg do Modelo B).

Palavras-chave: Transferência de calor conjugada. Placas inclinadas. Dissipadores de calor. Convecção natural. OpenFOAM.

ABSTRACT

Solar energy, the most abundant in the world, is classified into solar thermal and photovoltaic. The efficiency of photovoltaic modules, generally ranging from 13% to 20%, depends on factors such as temperature and solar irradiance. However, they rarely achieve nominal performance under real conditions, as their efficiency decreases with increasing panel temperature. Thermal analyses based on the finite volume method, using specialized software, allow for advances in this field. This study investigates natural convection on an inclined plate with and without fins, focusing on the efficiency of heat sinks. For this purpose, a numerical study will be carried out using the OpenFOAM software, specifically the *chtMultiRegionSimpleFoam* solver, which is suitable for simulating conjugate heat transfer in multiple regions. The plate will be modeled with a constant heat flux, simulating typical thermal conditions found in industrial applications. The study will include three distinct configurations: a plate without fins, a heat sink with conventional fins, and another with segmented fins. The objective is to compare the thermal performance of these configurations, considering the effectiveness of the fins in dissipating heat by evaluating the average plate temperature and the distribution of temperature and velocity fields around the fins. To ensure the reliability of the results, the average temperature values will be compared with data from the literature. This comparison will validate the adopted model and ensure that the simulations accurately replicate real conditions. Additionally, the study will seek to understand how different fin configurations influence airflow behavior and heat transfer efficiency. In the validation model, the average temperature showed a temperature difference of 2.37 K and a deviation of 3.62% for the convective coefficient. The results of the finned system indicate that the inclusion of fins improves the plate's thermal dissipation. Model A was the most efficient, reducing the average temperature to 347.84 K, with a convective coefficient of $h = 12.80 \text{ W/m}^2\text{K}$, while Model B presented 354.60 K and $h = 12.11 \text{ W/m}^2\text{K}$. Compared to the plate without fins, which obtained 364.42 K and $h = 9.31 \text{ W/m}^2\text{K}$, Model A demonstrated higher thermal efficiency, despite its slightly higher mass (2.83 kg versus 2.56 kg for Model B).

Keywords: Conjugate heat transfer. Inclined plates. Heat sinks. Natural convection. OpenFOAM

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Desenvolvimento da camada-limite de velocidade	23
Figura 2 – Desenvolvimento da camada-limite térmica	24
Figura 3 – Acoplamento Monolítica	26
Figura 4 – Acoplamento Particionada	26
Figura 5 – Nomenclatura para discretização	30
Figura 6 – Nomenclatura para discretização 3D	31
Figura 7 – Ilustração do de problema advectivo 1D	34
Figura 8 – Fluxograma do algoritmo SIMPLE	39
Figura 9 – Estrutura do OpenFOAM	42
Figura 10 – Distribuição de arquivos de um caso chtMultiRegionSimpleFoam	44
Figura 11 – Domínio Computacional	50
Figura 12 – Modelando a geometria no Salome	51
Figura 13 – Ambiente do módulo <i>Mesh</i>	51
Figura 14 – Processo de exportação da malha	52
Figura 15 – Dissipador convencional	56
Figura 16 – Dissipador Modelo B	57
Figura 17 – Processo de independência de malha	59
Figura 18 – Resumo da metodologia	60
Figura 19 – Malha do domínio computacional	62
Figura 20 – Gráfico de Resíduos	62
Figura 21 – Campo de velocidade em linhas	63
Figura 22 – Campo de temperatura no plano XZ	64
Figura 23 – Distribuição de temperatura da placa	64
Figura 24 – Campo de temperatura no plano YZ	65
Figura 25 – Distribuição de temperatura da placa x Comprimento	66
Figura 26 – Distribuição do coeficiente convectivo	66
Figura 27 – Malha do Modelo A	67
Figura 28 – Gráfico de resíduos do Modelo A	68
Figura 29 – Campo de velocidade do Modelo A em linhas	69
Figura 30 – Campo de temperatura do modelo A no plano XZ	70
Figura 31 – Distribuição de temperatura na placa do Modelo A	70

Figura 32 – Campo de temperatura do modelo A no plano YZ	71
Figura 33 – Distribuição de temperatura no plano	72
Figura 34 – Distribuição do coeficiente convectivo do Modelo A	73
Figura 35 – Malha do Modelo B no plano YZ	73
Figura 36 – Gráfico de resíduos do Modelo B	74
Figura 37 – Campo de velocidade do Modelo B em linhas	75
Figura 38 – Campo de temperatura do Modelo B no Plano XZ	76
Figura 39 – Campo de temperatura da placa e aletas no Modelo B	76
Figura 40 – Campo de temperatura do Modelo B no plano YZ	77
Figura 41 – Distribuição de temperatura no plano do Modelo B	78
Figura 42 – Distribuição do coeficiente convectivo do Modelo B	79
Figura 43 – Distribuição da temperatura ao longo da placa entre os modelos	79
Figura 44 – Distribuição da temperatura ao longo da placa entre os modelos	80
Figura 45 – Alinhamento por título	115
Figura 46 – Total de citações de cada trabalho	115
Figura 47 – Publicações por ano	116
Figura 48 – Publicações por países	117
Figura 49 – Publicações por periódicos	118
Figura 50 – Publicações por autores	119
Figura 51 – Análise de rede com palavras-chave	120

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Legenda das distâncias Ito (2020)	30
Tabela 2 – Coeficientes da discretização do termo difusivo	32
Tabela 3 – Valores das constantes	41
Tabela 4 – Resumo da revisão	48
Tabela 5 – Propriedades dos materiais	49
Tabela 6 – Diferença de temperatura e tempo em relação ao número de elementos	61
Tabela 7 – Comparação de parâmetros entre a placa sem aletas e os modelos A e B.	80
Tabela 8 – Resultados da busca no Banco de Dados	114

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Condições de contorno	53
--	----

LISTA DE CÓDIGOS

Código 1 – Configuração do diretório 0 - 0/dominio/alphat	87
Código 2 – Configuração do diretório 0 - 0/dominio/k	88
Código 3 – Configuração do diretório 0 - 0/dominio/nut	89
Código 4 – Configuração do diretório 0 - 0/dominio/omega	90
Código 5 – Configuração do diretório 0 - 0/dominio/p	91
Código 6 – Configuração do diretório 0 - 0/dominio/prgh	92
Código 7 – Configuração do diretório 0 - 0/dominio/T	93
Código 8 – Configuração do diretório 0 - 0/dominio/U	94
Código 9 – Configuração do diretório 0 - 0/aletas/p	95
Código 10 – Configuração do diretório 0 - 0/aletas/T	96
Código 11 – Configuração do diretório 0 - 0/placa/p	97
Código 12 – Configuração do diretório 0 - 0/placa/T	98
Código 13 – Configuração do constant - constant/aletas/thermophysicalProperties	99
Código 14 – Configuração do constant - constant/dominio/thermophysicalProperties	100
Código 15 – Configuração do constant - constant/dominio/turbulenceProperties . .	101
Código 16 – Configuração do constant - /constant/placa/thermophysicalProperties	102
Código 17 – Configuração do diretório system - system/aletas/fvSchemes	103
Código 18 – Configuração do diretório system - system/aletas/fvSolution	104
Código 19 – Configuração do diretório system - system/dominio/fvSchemes	105
Código 20 – Configuração do diretório system - system/dominio/fvSolution	106
Código 21 – Configuração do diretório system - system/placa/fvSchemes	107
Código 22 – Configuração do diretório system - system/placa/fvSolution	108
Código 23 – Configuração do diretório system - system/placa/fvOptions	109
Código 24 – Script para gerar o gráfico de resíduos no GNUplot.	110
Código 25 – Script para gerar o gráfico de temperatura ao longo da placa	111
Código 26 – Script para geração da malha	112

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CFD	Dinâmica dos Fluidos Computacional
CHT	<i>Conjugate Heat Transfer</i>
DNS	<i>Direct Numerical Simulation</i>
EDP	Equação Diferencial Parcial
GPL	Licença Pública Geral
L	Comprimento Característico
LES	<i>Large Eddy Simulation</i>
MVF	Método dos Volumes Finitos
OpenFOAM	<i>Open source Field Operation And Manipulation</i>
PCM	<i>Phase Change Material</i>
PMPP	Ponto de Potência Máxima
Proknow-C	<i>Knowledge Development Process – Constructivist</i>
PV	Painel Fotovoltaico
PVT	<i>Photovoltaic-Thermal</i>
RANS	Navier-Stokes média de Reynolds
RAS	Navier-Stokes média de Reynolds
SIMPLE	<i>Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations</i>
VOC	Foto-voltagem de Circuito Aberto

LISTA DE SÍMBOLOS

g	Aceleração da gravidade
A	Área de controle (superfície que delimita o volume de controle)
A_e	Área da superfície na face leste e
A_w	Área da superfície na face oeste w
h	Coefficiente convectivo
β	Coefficiente de expansão térmica do fluido
Γ_e	Coefficiente de difusão na face leste e
Γ_w	Coefficiente de difusão na face oeste w
Γ	Coefficiente de difusão da quantidade escalar ϕ
k	Condutividade térmica
v	Componente na direção Y
w	Componente na direção Z
u	Componente da velocidade do fluido na direção x
α	Difusividade térmica do fluido
δ_{PE}	Distância do ponto P ao ponto leste "E"
δ_{PW}	Distância do ponto P ao ponto oeste "W"
δ_{Pe}	Distância do ponto P à face leste "e"
δ_{Pw}	Distância do ponto P à face oeste "w"
ρ	Densidade do fluido
ρ_{ref}	Densidade de referência
i	Energia interna
S_ϕ	Fonte ou sumidouro da quantidade escalar ϕ (termo de geração ou consumo)
ψ	Função de dissipação
p	Pressão
T	Temperatura
T_a	Temperatura ambiente

T_s	Temperatura da superfície
T_∞	Temperatura do fluido
T_{ref}	Temperatura de referência
Q_{conv}	Transferência de calor por convecção
\mathbf{n}	Vetor normal à superfície A , apontando para fora do volume de controle
ϕ_E	Valor da quantidade escalar no ponto leste E
ϕ_P	Valor da quantidade escalar no ponto central P
ϕ_W	Valor da quantidade escalar no ponto oeste W
\mathbf{u}	Vetor de velocidade do fluido
ν	Viscosidade cinemática do fluido
μ	Viscosidade dinâmica do fluido

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	20
1.1	OBJETIVOS	21
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	22
2.1	MECANISMOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	22
2.1.1	Convecção Natural	22
2.1.2	Transferência de Calor Conjugada	25
2.2	FUNDAMENTOS DA DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL	27
2.3	MÉTODO DOS VOLUMES FINITOS	29
2.3.1	Termo Difusivo	31
2.3.2	Termo Advectivo	33
2.3.3	Termo Fonte	35
2.3.4	Termo Temporal	35
2.3.5	Acoplamento Pressão-Velocidade	37
2.4	MODELO DE TURBULÊNCIA	40
2.4.1	$k-\omega$ SST	40
2.5	OPENFOAM	42
2.5.1	Estrutura dos Arquivos do Caso	43
2.5.2	Pré-Processamento, Processamento e Pós-Processamento	45
2.6	DISSIPADORES DE CALOR	46
3	MATERIAIS E MÉTODOS	49
3.1	MODELO COMPUTACIONAL	50
3.2	MODELAGEM DA PLACA COM ALETAS	55
3.3	INDEPENDÊNCIA DE MALHA	57
3.4	ANÁLISE DOS RESULTADOS	59
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	61
4.1	VALIDAÇÃO NUMÉRICA	61
4.2	ANÁLISE DO SISTEMA ALETADO	67
4.2.1	Modelo Convencional (A)	67
4.2.2	Modelo Segmentado (B)	73
5	CONCLUSÃO	82

5.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	82
	REFERÊNCIAS	83
	APÊNDICE A - Códigos Utilizados no Openfoam e no Pós-processamento	87
	ANEXO A - Análise Bibliométrica	113
	ANEXO B - Trabalhos Publicados	122

1 INTRODUÇÃO

O consumo global de eletricidade aumenta à medida que a população aumenta. O consumo aumenta cerca de 3% ao ano para atender às necessidades das pessoas criar uma vida confortável. No entanto, o uso excessivo de combustíveis fósseis convencionais para atender à demanda causa impactos negativos. Por exemplo, o aquecimento global e as mudanças climáticas fizeram o mundo pensar na forma de produzir energia. Diante disso, as energias renováveis surgem como alternativas de mudar o cenário mundial e o conceito de sustentabilidade é amplamente adotado como parâmetro para práticas energéticas renováveis (DIDA *et al.*, 2021).

No Brasil, consoante a Empresa de Pesquisa Energética (2023), a participação de energias renováveis na matriz elétrica foi de 87,9% em 2022. Além disso, a geração solar fotovoltaica atingiu 30,1 TWh, crescendo 79,8% e a sua capacidade instalada alcançou 24453 MW, com expansão de 82,4% em relação ao ano anterior (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2023).

A energia renovável mais abundante no mundo é a energia solar, e pode ser classificada de duas formas: a fototérmica e a fotovoltaica. No entanto, a quantidade de energia que um módulo fotovoltaico (PV) pode produzir depende principalmente do seu tipo, composição e fatores ambientais (principalmente temperatura e irradiância solar). Todavia, estas condições raramente replicam em ambiente real, e os módulos PV geralmente não atingem o seu desempenho nominal. Dessa forma, a eficiência energética de placas fotovoltaicas é em torno de 13 a 20% em condições operacionais e apresenta um comportamento de redução com o aumento da temperatura da placa (HERNANDEZ-PEREZ *et al.*, 2020).

Diante disso, pesquisadores buscam reduzir a temperatura da placa utilizando métodos de baixa manutenção e custo. Nesse viés, há duas técnicas de resfriamento para painéis fotovoltaico: resfriamento passivo e resfriamento ativo (KRSTIC *et al.*, 2024). O uso da técnica passiva, demonstra grande potencial para o arrefecimento dos painéis fotovoltaicos devido à facilidade de implementação e serem de baixo custo, especialmente os métodos que fazem uso de dissipadores de calor (AHMED *et al.*, 2022).

Nesse contexto, é possível conduzir uma análise térmica das trocas de calor da placa com o meio, para posteriores estudos quanto ao controle de temperatura destes equipamentos e aplicação de sistemas de arrefecimento com o objetivo de aumentar a

eficiência energética dos mesmos. Para tal análise, faz-se necessário o uso de *softwares* para a solução das equações de conservação (massa, energia e quantidade de movimento), que se apresentam complexas ao ponto de soluções analíticas serem impraticáveis. O método de volumes finitos, assim, auxiliados por softwares pode ser aplicado para esses problemas (COELHO, 2016).

Portanto, o propósito deste estudo foi empregar o solucionador *chtMultiRegionSimpleFoam* do OpenFOAM para modelar uma placa inclinada aquecida com um fluxo de calor conhecido. Para isto, um domínio de 3 m por 1,8 m por 3 m metros foi construído para representar o ar ambiente ao redor da placa, esta foi construída de domínio sólido, com dimensões 0,65, 0,55 e 0,0036 metros, inclinada em angulação de 20° e sujeita a um fluxo de calor na superfície superior; além disso, utilizou-se dissipadores de calor para diminuir a temperatura da placa e para comparação com o sistema sem sistemas aletados.

1.1 OBJETIVOS

Este estudo tem o objetivo geral de avaliar a convecção natural em uma placa plana inclinada com aletas. Para alcançar esse objetivo, foram estabelecidos os seguintes objetivos específicos como etapas do processo:

- Avaliar o uso de *softwares* gratuitos como Salome e OpenFOAM em problemas de transferência de calor conjugada;
- Modelar numericamente o fenômeno da convecção natural em uma placa plana inclinada;
- Propor uma alternativa de conjunto de aletas para dissipadores de calor passivos fotovoltaicos;
- Comparar o modelo de aletas convencional com o modelo proposto.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Para uma compreensão mais profunda dos princípios discutidos neste estudo, é fundamental explicar os fundamentos relacionados ao tema de pesquisa. Com o crescimento do uso da energia solar nos últimos anos, estudos foram realizados para reduzir a temperatura operacional dos painéis, aumentando assim sua eficiência. Neste estudo, o foco é a transferência de calor conjugada por convecção natural. Para abordar esse problema, é necessário resolver as equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia. Esse conjunto de equações pode ser solucionado numericamente utilizando diversos *softwares* CFD, como o OpenFOAM, por exemplo. Este capítulo também tem como visando apresentar as principais características e ferramentas do OpenFOAM, além de detalhar a modelagem e a solução numérica do problema proposto.

2.1 MECANISMOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Na análise de sistemas de resfriamento de painéis fotovoltaicos, três modos principais de transferência de calor são amplamente reconhecidos: condução, radiação e convecção. Dentre esses, a convecção natural e a transferência de calor conjugada desempenham papéis cruciais na dissipação térmica em placas fotovoltaicas (INCROPERA; DEWITT, 1999).

2.1.1 Convecção Natural

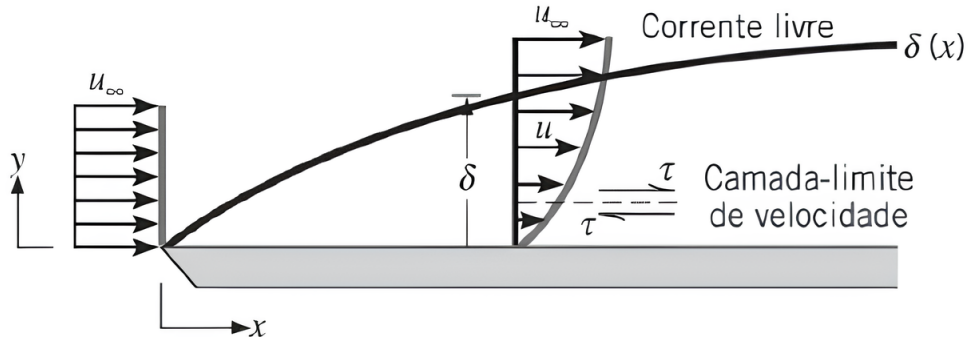
A tecnologia de resfriamento de células fotovoltaicas pode ser classificada em resfriamento ativo ou passivo. Um sistema de resfriamento passivo não necessita de energia elétrica para desempenhar sua função de resfriar os painéis fotovoltaicos. O calor é dissipado pela circulação natural do fluido de arrefecimento. O excesso de calor residual nas células fotovoltaicas é dissipado por convecção natural, transferindo o calor da superfície para o ambiente. Em contraste, os sistemas de resfriamento ativo utilizam energia elétrica externa ou autogerada para operar dispositivos, como ventiladores ou bombas, que auxiliam na extração do calor (GHADIKOLAEI, 2021).

Quando se trata de convecção, o conceito de camadas-limite é essencial para a compreensão das transferências de calor e massa por convecção entre uma superfície e um fluido em escoamento em contato com essa superfície (INCROPERA; DEWITT,

1999). Nesse contexto, será apresentado o conceito de camada-limite de velocidade e camada-limite térmica.

Para apresentar o conceito de camada-limite, considere o escoamento sobre uma placa plana conforme ilustrado na Figura 1. Quando as partículas do fluido entram em contato com a superfície, sua velocidade é significativamente reduzida em comparação à velocidade do fluido a montante da placa. Geralmente, assume-se que a velocidade das partículas é zero na parede. Essas partículas retardam o movimento das partículas na camada de fluido adjacente, que por sua vez retardam o movimento das partículas na camada seguinte, e assim por diante, até que, a uma distância $y = \delta$ da superfície, o efeito seja desprezível. Esse retardamento no movimento do fluido está associado às tensões de cisalhamento τ que atuam em planos paralelos à velocidade do fluido. Com o aumento da distância y da superfície, o componente x da velocidade do fluido, u , aumenta até atingir o valor na corrente livre, u_∞ . O subscrito ∞ é usado para designar as condições na corrente livre, fora da camada-limite (INCROPERA; DEWITT, 1999; ÇENGEL; GHAJAR, 2009).

Figura 1 – Desenvolvimento da camada-limite de velocidade



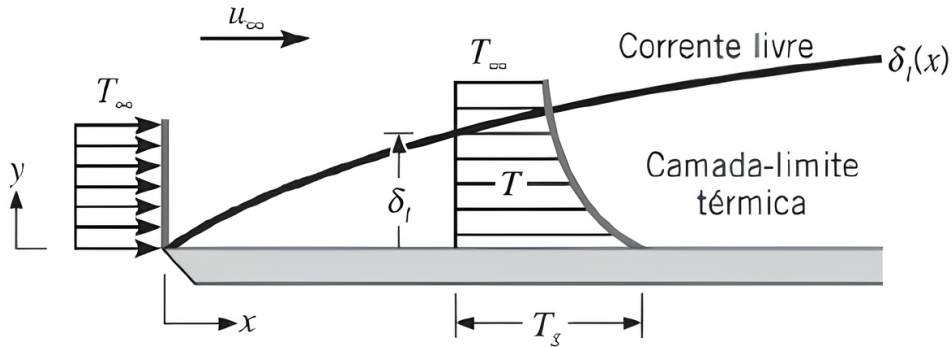
Fonte: Incropera e DeWitt (1999)

A camada-limite descrita anteriormente pode ser mais especificamente denominada de camada-limite de velocidade, pois está relacionada à velocidade do fluido. Ela se forma sempre que ocorre o escoamento de um fluido sobre uma superfície e é essencial em problemas que envolvem transporte convectivo (INCROPERA; DEWITT, 1999).

Assim como a camada-limite de velocidade se forma quando um fluido escoar sobre uma superfície, uma camada-limite térmica se desenvolve se houver diferença de temperatura entre o fluido na corrente livre e a superfície. Considerando o escoamento sobre uma placa plana isotérmica, na aresta frontal o perfil de temperatura é uniforme, com $T(y) = T_\infty$. Contudo, as partículas do fluido que entram em contato com a placa

atingem a temperatura da superfície. Essas partículas trocam energia com as da camada adjacente, desenvolvendo gradientes de temperatura no fluido. A região onde ocorrem esses gradientes é a camada-limite térmica, cuja espessura δ_t é tipicamente definida como o valor de y onde $\left(\frac{T_s - T}{T_s - T_\infty}\right) = 0,99$. À medida que se afasta da aresta frontal, os efeitos da transferência de calor penetram mais na corrente livre e a camada-limite térmica cresce.

Figura 2 – Desenvolvimento da camada-limite térmica



Fonte: Incropera e DeWitt (1999).

A relação entre as condições nesta camada-limite e o coeficiente de transferência de calor por convecção pode ser demonstrada pelo fluxo térmico local na superfície, obtido pela lei de Fourier no fluido, em $y = 0$ (INCROPERA; DEWITT, 1999; ÇENGEL; GHAJAR, 2009). Dessa forma, é obtido:

$$q_s'' = -k_f \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (2.1)$$

O subscrito s foi utilizado para destacar que este é o fluxo térmico na superfície, mas será omitido nas seções subsequentes. Esta expressão é adequada porque, na superfície, não há movimento de fluido e a transferência de energia ocorre exclusivamente por condução. Diante disso, de modo geral, considerando a área, a equação de convecção é escrita por:

$$Q_{conv} = hA(T_s - T_\infty) \quad (2.2)$$

Onde Q_{conv} é a taxa de transferência de calor, h é o coeficiente de transferência de calor por convecção, A é a área da superfície, T_s é a temperatura da superfície e T_∞ é a temperatura do fluido (INCROPERA; DEWITT, 1999).

2.1.2 Transferência de Calor Conjugada

A transferência de energia térmica conjugada envolve a combinação da transferência térmica em sólidos e fluidos. Diante disso, surge o termo *Conjugate Heat Transfer* (CHT), que diz respeito a problemas que envolvem a variação de temperatura associado a interação térmica entre sólido e fluido. Nos sólidos, a condução é o modo predominante de transferência térmica, enquanto nos fluidos a convecção geralmente prevalece. Integrar eficientemente esses fenômenos de transferência térmica entre sólidos e fluidos é crucial para o desenvolvimento de melhores projetos de dispositivos como resfriadores, aquecedores e trocadores de calor. A interação térmica entre fluido e sólido é bastante comum e está presente na maioria dos problemas de engenharia (NABBOUT *et al.*, 2020).

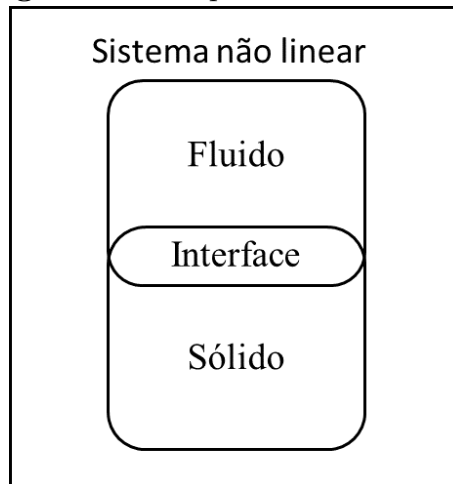
Nos últimos sessenta anos, problemas de transferência térmica conjugada têm sido amplamente discutidos e analisados no meio científico. Duas abordagens principais têm sido utilizadas para resolver esses problemas: métodos de solução contínua e métodos numéricos. Os métodos de solução contínua exigem uma compreensão profunda da física do problema e uma matemática complexa, sendo viáveis apenas com simplificações significativas das equações matemáticas envolvidas. Em contraste, os métodos numéricos são mais simples e versáteis, permitindo a resolução de uma gama mais ampla de problemas com simplificações menos restritivas (SANTOS *et al.*, 2022).

Para o trabalho foi utilizado o método numérico. A solução computacional de problemas de transferência térmica conjugada é baseada na resolução simultânea das equações matemáticas de cada subdomínio e na integração dessas soluções. Duas abordagens principais são geralmente utilizadas para analisar o acoplamento: a abordagem monolítica e a abordagem particionada. A diferença fundamental entre elas reside no modo como tratam a continuidade do fluxo térmico e o campo de temperatura na interface fluido-sólido (SANTOS *et al.*, 2022).

A abordagem Monolítica integra as equações do fluido e do sólido em um único sistema, tratando a continuidade de temperatura e fluxo térmico de forma implícita. Esta abordagem, ilustrada na Figura 3 e denominada monolítica, é considerada computacionalmente eficiente, conforme Verstraete e Scholl (2016). Ela exige que todos os subdomínios, tanto sólidos quanto fluidos, sejam resolvidos de maneira unificada. Nesta estratégia, não são impostas restrições adicionais à solução numérica além das inerentes aos métodos numéricos utilizados em cada subsistema, assegurando robustez numérica (NABBOUT *et*

al., 2020).

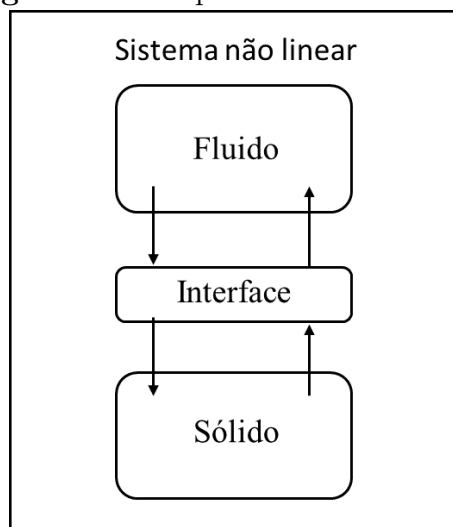
Figura 3 – Acoplamento Monolítica



Fonte: Adaptado Nabbout *et al.* (2020).

Na segunda estratégia, o fluxo e o campo térmico dos subdomínios sólidos e fluidos são calculados separadamente, com o acoplamento realizado através das condições de contorno na interface entre eles. Esse método, ilustrado na Figura 4 e comumente conhecido como método particionado, pode exigir iterações sequenciais para alcançar a continuidade do campo de temperaturas e do fluxo térmico entre os subdomínios, o que pode ocasionar instabilidades. Observam ainda que, em muitos casos, os subdomínios podem ter malhas e discretizações espaciais diferentes, tornando necessárias interpolações nas condições de contorno entre as malhas (VERSTRAETE; SCHOLL, 2016).

Figura 4 – Acoplamento Particionada



Fonte: Adaptado de Nabbout *et al.* (2020).

Em suma, a transferência de calor conjugada é frequentemente estudada em sistemas como painéis fotovoltaicos (RENZE; AKERMANN, 2019). A abordagem utilizada foi o Acoplamento Particionada, programada dentro do próprio OpenFOAM, em especial, no solucionador chtMultiRegionSimpleFoam que será apresentado ao decorrer da fundamentação. Apesar da abordagem monolítica ter uma continuidade térmica melhor, não sendo necessária configurações de contorno para interface, ela se torna impraticável quando se trata de problemas com um grau de complexabilidade maiores. Portanto, o uso da abordagem particionada se torna mais viável quando se trata de problemas multi-físicos.

2.2 FUNDAMENTOS DA DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL

Como qualquer problema de um modelo físico, parte da formulação teórica e, posteriormente, descrita em um modelo matemático. Para um problema de dinâmica dos fluidos, o modelo matemático é composto por um conjunto de equações conservativas aplicadas em um determinado volume de controle, definindo e respeitando as condições iniciais e de fronteira. Dessa forma, a Dinâmica dos Fluidos Computacional, CFD, entra como alternativa para solução numérica dos modelos matemáticos, com intervenção de processos iterativos de convergência (BARRADAS, 2016).

Dessa forma, o Método dos Volumes Finitos surge como alternativa para discretização do domínio computacional formando um conjunto de volumes de controle. O primeiro passo no MVF é a divisão do domínio em volumes de controle discretos, sendo os limites dos volumes de controle posicionados no meio do caminho entre nós adjacentes. Geralmente configura os volumes de controle próximos à borda do domínio de forma que os limites físicos coincidam com os limites do volume de controle. Além disso, o passo chave do MFV é a integração das equações sobre um volume de controle para produzir equações discretizadas (VERSTEEG; MALALASEKERA, 1995).

O conjunto de equações que regem o problema tem como base as leis da conservação da física, também conhecidas como conservação da massa, da quantidade de movimento e de energia. Por serem resolvidas por um volume de controle, a solução destas equações é representada da distribuição das propriedades do escoamento no domínio espacial e temporal. A formulação dessas equações pode ser de duas formas, relações integrais ou diferenciais (VERSTEEG; MALALASEKERA, 1995). Diante disso, o escoamento de um fluido newtoniano no espaço de forma transiente, compressível, e com transferência de

calor é dado pelas equações de massa, momento e energia, onde a equação da massa é descrita como: (BARRADAS, 2016)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (2.3)$$

Onde ρ é a densidade do fluido (kg/m^3), $\frac{\partial \rho}{\partial t}$ é a derivada temporal da densidade, representando a taxa de variação da densidade com o tempo ($\text{kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{s})$), \mathbf{u} é o vetor velocidade do fluido (m/s), e $\nabla \cdot (\rho \mathbf{u})$ é o divergente do fluxo de massa, representando a variação espacial do fluxo de massa ($\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$) (INCROPERA; DEWITT, 1999). A Equação do Momento na coordenada cartesiana x , y e z é dada por:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \mathbf{u}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \nabla \cdot (\mu \nabla u) + S_x \quad (2.4)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v \mathbf{u}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \nabla \cdot (\mu \nabla v) + S_y \quad (2.5)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho w \mathbf{u}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \nabla \cdot (\mu \nabla w) + S_z \quad (2.6)$$

Sendo ρ é a densidade do fluido (kg/m^3), \mathbf{u} é o vetor velocidade total do fluido (m/s), u , v e w são as componentes da velocidade nas direções x , y e z , respectivamente, p é a pressão (Pa), μ é a viscosidade dinâmica do fluido ($\text{Pa} \cdot \text{s}$), e S_x , S_y e S_z são as forças externas aplicadas nas direções x , y e z (N/m^3). Além disso, a equação da Energia é formulada como:

$$\frac{\partial(\rho i)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho i \mathbf{u}) = -p \nabla \cdot (\mathbf{V}) + \nabla \cdot (k \nabla T) + \psi + S_i \quad (2.7)$$

Onde i a energia interna (J), k a condutividade térmica do fluido ($\text{W}/\text{m.K}$), T a temperatura (K) e ψ a função dissipação. Com base nas Equações 2.3 a 2.7, é possível obter a Equação 2.8, considerando uma variável genérica ϕ .

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \nabla \cdot (\phi \mathbf{u}) = \nabla \cdot (\Gamma \nabla \phi) + S_\phi \quad (2.8)$$

Onde ψ é a variável genérica que pode representar diferentes grandezas físicas, como densidade, componentes do momento linear, ou energia interna, dependendo do contexto da equação de transporte. A variável \mathbf{u} representa o vetor de velocidade do fluxo do fluido, indicando a direção e a magnitude do movimento do fluido. O termo Γ é o coeficiente de difusão, que pode variar conforme a propriedade transportada — por exemplo, a viscosidade dinâmica μ nas equações de momento ou a condutividade térmica k na equação de energia. Finalmente, S_ϕ representa o termo fonte genérico, que inclui qualquer fonte ou sumidouro relacionado à variável ϕ , como fontes de calor, forças externas, ou reações químicas, dependendo do fenômeno físico modelado. Esse conjunto de EDP's consistem em um sistema de equações que podem ser resolvidas numericamente com auxílio de condições iniciais e condições de contorno (ITO, 2020; MALISKA, 2023)

2.3 MÉTODO DOS VOLUMES FINITOS

Para utilizar o Método dos Volumes Finitos (MVF) em um problema CFD, as equações governantes e equações de contorno devem ser discretizadas para obter um sistema de equações algébricas para célula da malha. O OpenFOAM utiliza o MVF para resolver as equações. As equações governantes que descrevem o problema de transferência de calor e escoamento são EDPs, como visto na seção anterior. Nesse contexto, para utilizar o MVF é necessário subdividir o domínio computacional em pequenos volumes, também conhecido como células, onde as equações de conservação são aplicadas e em seguida integradas (MALISKA, 2023; VERSTEEG; MALALASEKERA, 1995; BARRADAS, 2016).

Em segunda análise, o intuito do MVF é transformar as equações de conservação em equações lineares, como a função de $\mathbf{AX}=\mathbf{B}$. Na seção anterior foi obtido a equação de transporte genérica, a Equação 2.8, sua forma integrada é dada como:

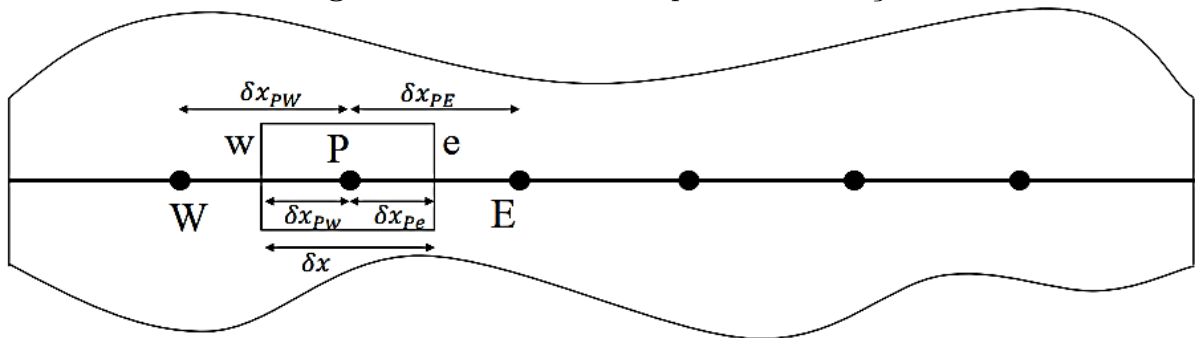
$$\frac{d}{dt} \left(\int_V \rho \phi dV \right) + \int_A \mathbf{n} \cdot (\rho \phi \mathbf{u}) dA = \int_A \mathbf{n} \cdot (\Gamma \nabla \phi) dA + \int_V S_\phi dV \quad (2.9)$$

Para utilizar o MVF, a integral sobre o volume V e a superfície A permite resolver as equações de transporte em cada célula do domínio.

O primeiro passo do método é discretizar o domínio em um número finito de volumes, conhecido como a etapa de geração da malha. A Figura 5 ilustra a nomenclatura típica utilizada para a representação de uma discretização 1D. Nesta figura, diversos

pontos representam a discretização da linha em um número finito de pontos. O ponto "P" é associado a um volume e possui as faces "e" e "w", que correspondem às direções leste e oeste, respectivamente. Os pontos adjacentes a "P" são denotados pelas letras "E" e "W", também indicando leste e oeste. Os símbolos δ com subscritos representam distâncias; por exemplo, δx_{PW} indica a distância entre o ponto "P" e o ponto "W", enquanto δ_{Pe} indica a distância entre o ponto "P" e a face leste do volume. A Tabela 1 contém a legenda dos δ .

Figura 5 – Nomenclatura para discretização



Fonte: (ITO, 2020)

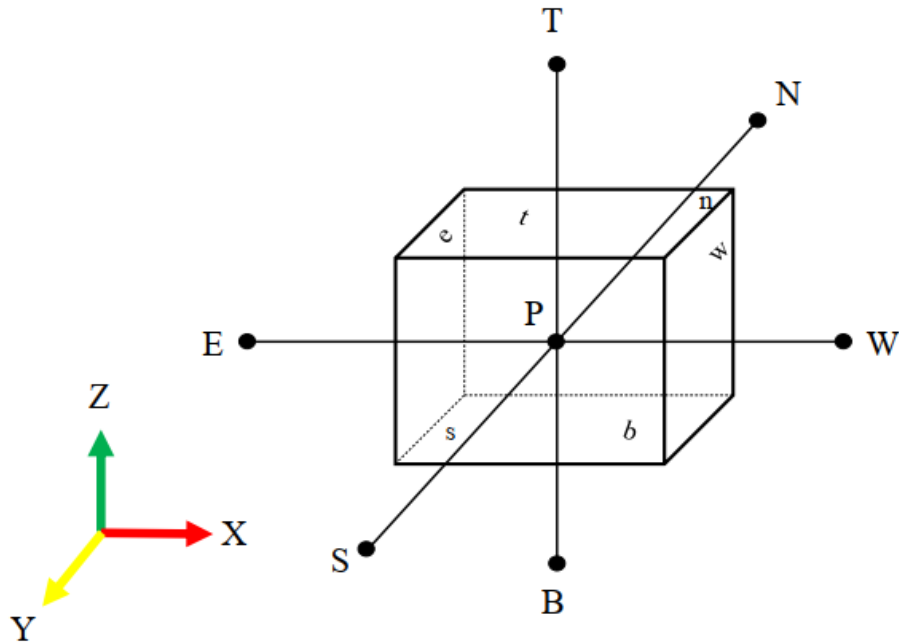
Tabela 1 – Legenda das distâncias Ito (2020)

distância	Legenda
δ_{PE}	distância do ponto P ao ponto leste "E"
δ_{PW}	distância do ponto P ao ponto oeste "W"
δ_{Pe}	distância do ponto P à face leste "e"
δ_{Pw}	distância do ponto P à face oeste "w"

Fonte: Adaptado de Ito (2020).

O exemplo de malha apresentado diz respeito à discretização de um domínio unidimensional. No entanto, na maioria das análises em volumes finitos, os domínios são tridimensionais, o que implica que o número de pontos ou volumes que fazem fronteira com o ponto "P" é maior do que dois. Por exemplo, para um volume hexaédrico regular, além dos pontos vizinhos "E" e "W", também existiriam os vizinhos "N" e "S", bem como "T" e "B", como ilustrado na Figura 6.

Figura 6 – Nomenclatura para discretização 3D



Fonte: Ito (2020).

Com a malha gerada, não é possível fazer a integração por completo ao aplicar a Equação 2.9. Dessa forma, a integração é possível discretizando cada termo da Equação 2.9 para que a resultante dessa discretização sejam equações algébricas que são resolvidas por meio de um sistema no formato $AX=B$ (ITO, 2020; MALISKA, 2023).

2.3.1 Termo Difusivo

Considerando um problema unidimensional, podemos obter a integral no volume do termo difusivo da Equação 2.9 e a aproximação, é obtida a Equação 2.10 em que A é a área da seção transversal a x . Outrossim, os subscritos e e w indicam as quantidades dentro dos parênteses avaliadas nas faces respectivas (VERSTEEG; MALALASEKERA, 1995).

$$\int_{\Delta V} \frac{d}{dx} \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right) = \left(\Gamma A \frac{d\phi}{dx} \right)_e - \left(\Gamma A \frac{d\phi}{dx} \right)_w \quad (2.10)$$

Observe que surge um problema na igualdade apresentada pela Equação 2.8, pois é necessário avaliar os termos Γ_e e Γ_w além dos gradientes de $\frac{d\phi}{dx}$ nas faces leste e oeste, respectivamente. Uma das maneiras de avaliar esses termos é por meio de uma média aritmética dos valores nos pontos vizinhos. Por exemplo, para determinar Γ_w , seu valor

deve ser a média aritmética dos valores nos pontos adjacentes, ou seja, E e P , conforme descrito na Equação 2.11 (ITO, 2020; VERSTEEG; MALALASEKERA, 1995).

$$\Gamma_w = \frac{\Gamma_w + \Gamma_p}{2} \quad (2.11)$$

Para Γ_e pode ser feito de forma análoga. A Equação 2.10 representa os gradientes $\frac{d\phi}{dx}$ que são analisados também usando pontos vizinhos. Essa aproximação é nomeada de diferenças centrais.

$$\left(\Gamma A \frac{d\phi}{dx} \right)_e = \Gamma_e A_e \left(\frac{\phi_E - \phi_P}{\delta x_{PE}} \right) \quad (2.12)$$

Dessa forma é obtido uma equação completamente algébrica na Equação 2.13.

$$\Gamma_e A_e \left(\frac{\phi_E - \phi_P}{\delta x_{PE}} \right) - \Gamma_w A_w \left(\frac{\phi_P - \phi_W}{\delta x_{WP}} \right) \quad (2.13)$$

Reorganizando os termos da Equação 2.13, é obtido a Equação 2.14.

$$a_P \phi_P = a_W \phi_W - a_E \phi_E \quad (2.14)$$

Onde a_P , a_W e a_E são coeficientes listados na Tabela 2. Os componentes da Equação 2.11 podem ser facilmente incorporados no produto matricial AX , uma vez que a_P , a_W e a_E são os coeficientes (A) e ϕ são as variáveis desconhecidas do problema (X) (ITO, 2020; VERSTEEG; MALALASEKERA, 1995).

Tabela 2 – Coeficientes da discretização do termo difusivo

$$\frac{\begin{matrix} a_P & a_W & a_E \\ a_W + a_E & \frac{\Gamma_w}{\delta x_{WP}} A_w & \frac{\Gamma_e}{\delta x_{PE}} A_e \end{matrix}}{\text{Fonte: Adaptado de Ito (2020).}}$$

Para grades uniformes e estruturadas, a aproximação por diferenças centrais é geralmente eficaz. Contudo, diferentes técnicas podem ser aplicadas para discretizar esses gradientes e outras funções de interpolação podem ser empregadas para determinar a difusividade na face específica.

2.3.2 Termo Advectivo

Embora a difusão afete a distribuição das propriedades ϕ , a advecção é dominante e ocorre ao longo da direção do fluxo, o que significa que o esquema de diferença central não é tão eficaz para simular este fenômeno. Além disso, o termo de advecção na Equação 2.7 deve ter esta propriedade é avaliada em ambos os lados do volume para levar em conta as propriedades de equilíbrio do volume quando o fluxo entra e sai do volume (VERSTEEG; MALALASEKERA, 1995).

As Equações 2.15 e 2.16 estão associadas ao problema advectivo, apresentando uma propriedade ϕ integrada ao termo de advecção. Ademais, levando em consideração a equação da continuidade integrada para um problema unidimensional genérico.

$$\int_A \mathbf{n}(\rho\phi u) dA = (\rho u A\phi)_e - (\rho u A\phi)_w \quad (2.15)$$

$$\int_{\Delta V} \frac{d}{dx}(\rho u) = (\rho u A)_e - (\rho u A)_w \quad (2.16)$$

Considerando $F = \rho u$, é possível reescrever as Equações 2.15 e 2.16 conforme mostrada as Equações 2.17 e 2.18.

$$(\rho u A\phi)_e - (\rho u A\phi)_w = F_e A_e \phi_e - F_w A_w \phi_w \quad (2.17)$$

$$(\rho u A)_e - (\rho u A)_w = F_e A_e - F_w A_w \quad (2.18)$$

O objetivo agora é encontrar esquemas para aproximar os valores de ϕ nas faces leste e oeste em função dos valores nos pontos. Uma dessas metodologias é a utilização de uma interpolação linear, também conhecida como diferenças centrais, similar ao problema difusivo.

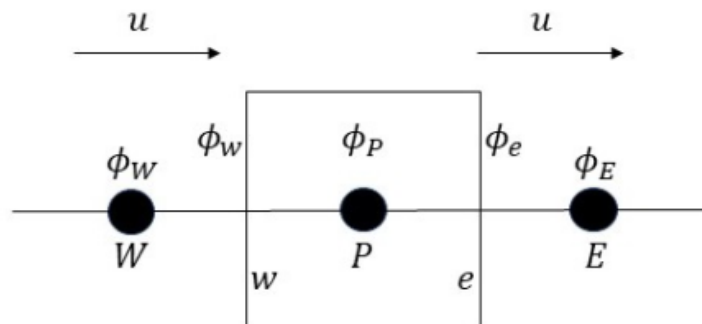
O problema é que essa estratégia pode gerar divergências quantitativas, especialmente quando há um alto nível de escoamento, já que a advecção se intensifica e, conseqüentemente, movimenta a propriedade ϕ de maneira mais rápida ao longo do domínio. Uma diretriz comum é verificar a relação entre a intensidade do escoamento e a

difusividade. Se essa relação for baixa, o método das diferenças centrais se mostra eficaz para calcular a propriedade ϕ na face. No entanto, divergências numéricas podem surgir em cenários opostos.

Uma opção ao método das diferenças centrais é o método upwind, que considera a direção do fluxo ao determinar a propriedade na face. Em situações em que a advecção é predominante, observa-se uma maior influência do ponto a montante da face na propriedade ϕ , levando em consideração o sentido do escoamento.

Conforme ilustrado na Figura 7, se o produto $(uw \cdot Aw)$ for negativo, indica que o fluxo está entrando no volume, e conseqüentemente, o valor de ϕ_w é assumido como sendo ϕ_W . Este raciocínio é similar para a face Ae; se o produto $(ue \cdot Ae)$ for positivo, o fluxo está saindo do volume pela face "e", e a propriedade ϕ_e é estabelecida igual a ϕ_P . O contrário é verdadeiro se o fluxo estivesse na direção oposta.

Figura 7 – Ilustração do de problema advectivo 1D



Fonte: Ito (2020).

Outra metodologia para avaliar a propriedade ϕ nas faces envolve o emprego do esquema upwind, complementado por uma correção no valor de ϕ conforme com o gradiente de ϕ . A Equação 2.19.

$$\phi_{u,e} = \phi_{W,P} + \nabla\phi \cdot \delta x_{P-u,e} \quad (2.19)$$

Esses métodos de discretização são geralmente categorizados com base no número de pontos utilizados para representar a propriedade na face. Por exemplo, o esquema upwind descreve o valor de ϕ na face com apenas outro ponto, sendo denominado um esquema de primeira ordem. Por outro lado, o esquema upwind, com a correção do valor

de ϕ conforme o gradiente, requer dois pontos, uma vez que é necessário considerar o gradiente, tornando-o um esquema de segunda ordem.

Essas são algumas das técnicas de discretização mais utilizadas no campo da engenharia de simulação para o termo advectivo. No entanto, há uma variedade de outros esquemas disponíveis. Assim como foi demonstrado para o termo difusivo, é possível substituir os termos ϕ_e e ϕ_w na Equação 2.16 e derivar os coeficientes para que a equação seja expressa na forma matricial AX .

2.3.3 Termo Fonte

Para a discretização do termo fonte, pode-se considerar um cenário em que a geração ou dissipação é independente da propriedade ϕ . Nestes casos, a integração depende exclusivamente do tamanho do volume de discretização, conforme ilustrado na Equação 2.20.

$$\int_V S_\phi dV = S_\phi \Delta V \quad (2.20)$$

Onde S_ϕ é um termo constante de geração ou dissipação de ϕ por unidade de volume. De fato, por ser um termo constante, ele é diretamente incorporado no lado direito da equação na forma matricial $AX = B$.

Outra possibilidade é o termo de geração ser linearmente dependente de ϕ , conforme ilustrado na equação 2.21.

$$S_\phi = S_{A\phi} + S_B \quad (2.21)$$

O termo S_ϕ , quando integrado sobre o volume, contribui para os coeficientes que acompanham X e para o lado direito da equação $AX = B$.

2.3.4 Termo Temporal

Assim como todos os outros termos, o tempo também deve ser dividido em intervalos finitos. Sua integração pode ser expressa em termos de um parâmetro θ , resultando na seguinte forma para a integração temporal, conforme apresentado na Equação 2.22 (VERSTEEG; MALALASEKERA, 1995; ITO, 2020).

$$I_\phi = \int_t^{t+\Delta t} \phi_P dt = [\theta\phi_P + (1-\theta)\phi_P^t] \Delta t \quad (2.22)$$

Os termos com o índice "o" denotam as condições no tempo t . A integração resultante permite determinar se a discretização será totalmente explícita, totalmente implícita ou uma combinação de ambas. Se θ for zero, as propriedades são sempre avaliadas no tempo conhecido t para determinar as propriedades no próximo passo de tempo $t + \Delta t$, o que resulta em uma solução direta. Por outro lado, quando θ é igual a um, a determinação das propriedades no próximo passo de tempo depende das propriedades no novo intervalo de tempo, exigindo a solução de sistemas de equações em cada passo de tempo.

Quando θ está entre 0 e 1, temos uma combinação dos dois casos extremos. Isso implica que parte da solução é implícita, requerendo a resolução de sistemas de equações para cada intervalo de tempo. Um caso notável é o esquema Crank-Nicolson, que ocorre quando θ é igual a 0.5. Nesse esquema, a integração é uma mistura igual de explícita e implícita, proporcionando uma abordagem eficaz para resolver problemas transientes (ITO, 2020; MALISKA, 2017).

A Equação 2.23 exemplifica a aplicação dessa abordagem na modelagem de condução de calor transiente com geração de energia. Esse método de integração temporal é crucial na simulação de sistemas físicos que evoluem com o tempo, permitindo a modelagem precisa e eficiente de fenômenos transientes.

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + S \quad (2.23)$$

Aplicando o modelo de diferenças centrais para o termo difusivo e integrando a Equação 2.23 no espaço e no tempo, obtemos a Equação 2.24.

$$\begin{aligned} \rho c_p \left(\frac{T_P - T_P^0}{\Delta t} \right) \Delta x = & \theta \left[\frac{k_e(T_E - T_P)}{\delta x_{PE}} - \frac{k_w(T_P - T_W)}{\delta x_{WP}} \right] \\ & + (1 - \theta) \left[\frac{k_e(T_E^0 - T_P^0)}{\delta x_{PE}} - \frac{k_w(T_P^0 - T_W^0)}{\delta x_{WP}} \right] + S \Delta x \end{aligned} \quad (2.24)$$

A Equação 2.24 ilustra a discretização do termo temporal e como o parâmetro θ afeta o esquema.

2.3.5 Acoplamento Pressão-Velocidade

Na maioria dos casos, as componentes da velocidade não são variáveis conhecidas para o escoamento, e as equações de conservação de massa, quantidade de movimento, energia, energia cinética turbulenta, dissipação da energia cinética turbulenta, frequência de dissipação da energia cinética turbulenta e transporte de escalares dependem diretamente do valor da velocidade em seu termo advectivo (VERSTEEG; MALALASEKERA, 1995).

Devido a isso, são utilizados algoritmos de acoplamento de pressão-velocidade para determinar valores de pressão e velocidade que satisfaçam todas essas equações de conservação simultaneamente. Se considerarmos o conjunto de equações 2.3, 2.4, 2.5 e 2.6, notamos que existem não linearidades presentes nas equações de quantidade de movimento, e a pressão só é introduzida nas equações de conservação da quantidade de movimento. Além disso, não há qualquer outra equação em que a pressão apareça.

Os métodos de acoplamento pressão-velocidade operam com base no princípio de que um valor de pressão é empregado para calcular um campo de velocidade nas equações de conservação de quantidade de movimento, garantindo que essa velocidade satisfaça a equação da continuidade.

O algoritmo mais comumente empregado em simulações em estado estacionário é o algoritmo SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*) proposto por (PATANKAR; SPALDING, 1972). O método SIMPLE envolve essencialmente os seguintes passos:

1. No início do procedimento, o campo de pressão p^* é estimado como sendo igual ao da iteração anterior; no caso de ser a primeira iteração, será igual à condição inicial do campo de pressão. O mesmo se aplica às velocidades, utilizando-se os valores da iteração anterior para iniciar a nova iteração.
2. Em seguida, a equação de conservação da quantidade de movimento é resolvida utilizando métodos de discretização, e os valores das componentes de velocidade u^* , v^* e w^* são determinados.
3. O próximo passo consiste em estabelecer as correções para pressão e velocidade, indicadas como p'' , u'' , v'' e w'' , que produzem as componentes corrigidas segundo as equações 2.25, 2.26, 2.27 e 2.28. Essas correções são referentes aos valores empregados no início do procedimento.

$$p = p^* + p'' \quad (2.25)$$

$$u = u^* + u'' \quad (2.26)$$

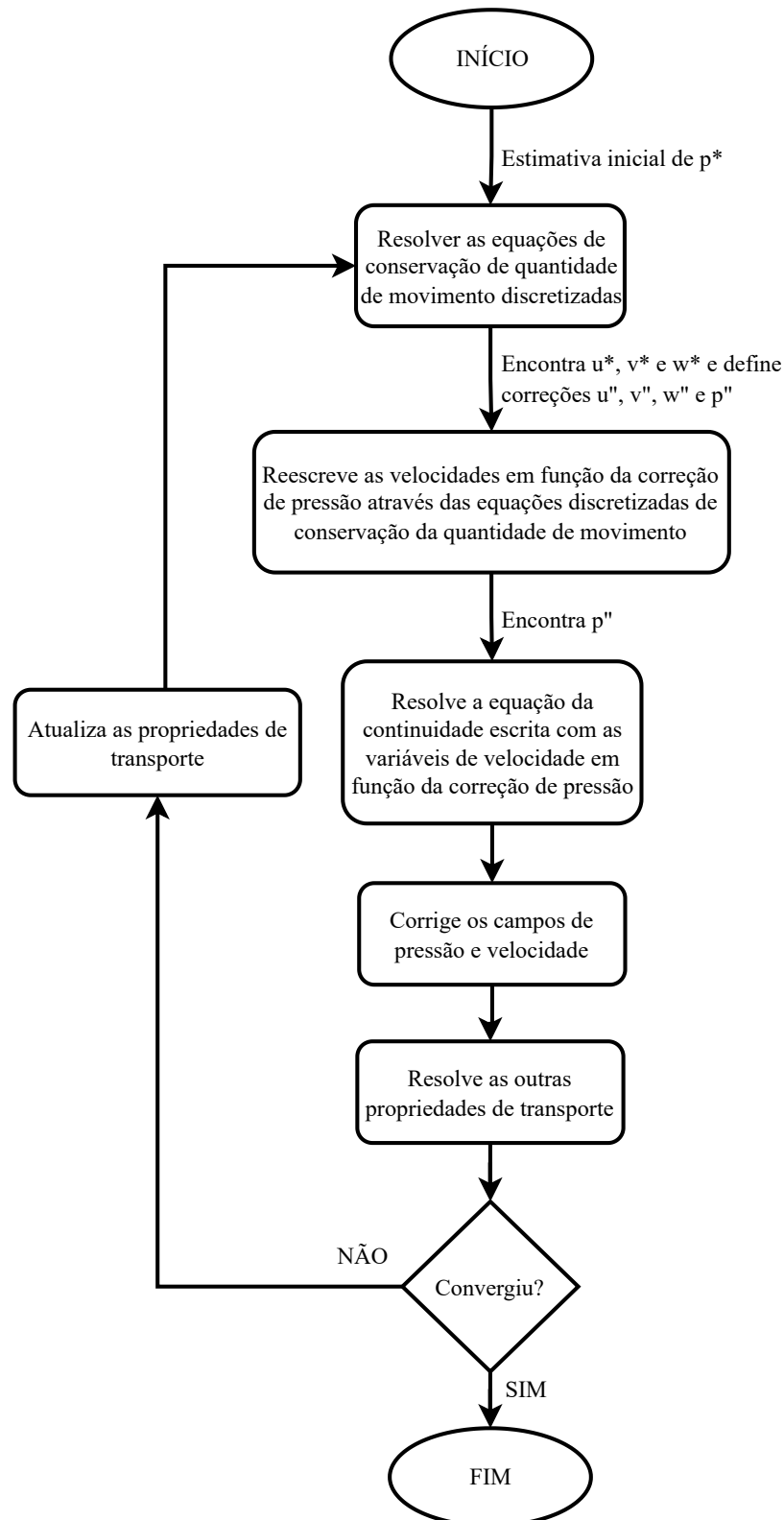
$$v = v^* + v'' \quad (2.27)$$

$$w = w^* + w'' \quad (2.28)$$

4. Diante disso, essas correções de velocidade e pressão são utilizadas para formular a equação da quantidade de movimento. Nesse estágio do algoritmo, os termos que acompanham a velocidade no lado direito da equação discretizada são simplificados, visando obter uma equação de correção da velocidade em função exclusiva da correção da pressão.
5. O passo seguinte é empregar a equação da continuidade reescrita com os termos de correção da pressão e resolvê-la para determinar os valores de correção da pressão p'' .
6. Finalmente, as velocidades ajustadas são calculadas usando as equações para as componentes de velocidade em relação às correções de pressão 2.26, 2.27, 2.28 e a pressão é atualizada com a equação 2.25
7. Com os valores das componentes de velocidade determinados, as demais equações de transporte podem ser resolvidas. Se a convergência não for alcançada, o processo iterativo é ajustado, e os valores iniciais estimados são atualizados com as novas soluções encontradas.

Durante a etapa de atualização das componentes de velocidade e pressão, na etapa 6 do processo, é possível utilizar fatores de sub-relaxação para melhorar a convergência do iterativo. A escolha desses coeficientes deve ser feita com cuidado, pois valores muito altos podem causar divergência ou oscilações nos resultados, enquanto valores muito baixos podem resultar numa convergência lenta. A Figura 8 ilustra o desenvolvimento do algoritmo SIMPLE.

Figura 8 – Fluxograma do algoritmo SIMPLE



Fonte: Adaptado de Ito (2020).

2.4 MODELO DE TURBULÊNCIA

De modo geral, as simulações CFD do escoamento turbulento são mais difíceis do que a de escoamento laminar. O motivo é que nas características de menor escala do campo de escoamento turbulento sempre são temporárias e tridimensionais – as estruturas de vórtice, de turbilhão e aleatórias chamadas de vórtices turbulentos de todas as orientações surgem em um escoamento turbulento (ÇENGEL; GHAJAR, 2009).

Para resolver modelos de turbulência em simulações CFD, são utilizados diferentes métodos, como DNS (*Direct Numerical Simulation*), LES (*Large Eddy Simulation*) e RANS (*Reynolds-Averaged Navier-Stokes*). O DNS oferece soluções precisas, mas demanda malhas extremamente refinadas e alto custo computacional. Em contraste, o LES é uma alternativa menos dispendiosa, pois elimina a necessidade de resolver vórtices menores (VERSTEEG; MALALASEKERA, 1995; ÇENGEL; GHAJAR, 2009).

Além disso, o método RANS simplifica o processo ao considerar escoamento incompressível e permanente, mas depende de constantes empíricas e não é universal. Modelos RAS, como $k-\epsilon$, $k-\omega$ e $k-\omega$ SST (*Shear Stress Transport*), adicionam equações de transporte adicionais, tornando o processo mais complexo. Essa variedade de métodos reflete a complexidade do estudo de escoamentos turbulentos e ressalta a importância de escolher a abordagem adequada para cada aplicação específica (POPE, 2001; VERSTEEG; MALALASEKERA, 1995).

Para o presente estudo, foi implementado o modelo de turbulência $k-\omega$ SST por ter um melhor desempenho em relação aos outros modelos em estudos na área. Além disso, foi relatado que o modelo $k-\omega$ SST foi o mais preciso, com bom desempenho e boa consistência, particularmente em casos de previsão de pressão adversa (CHITEKA *et al.*, 2020; LU; ZHAO, 2019; KARAVA *et al.*, 2011).

2.4.1 $k-\omega$ SST

O modelo $k-\epsilon$ apresenta limitações nas regiões de parede e, de modo geral, em camadas limite com gradiente de pressão adverso. Diante disso, (MENTER, 1994) propôs um modelo chamado $k-\omega$ SST, o qual utiliza o modelo $k-\omega$ de (WILCOX, 1988) e o modelo $k-\epsilon$ simultaneamente. Para modelo $k-\omega$ SST, foi alterado o modelo $k-\epsilon$ para se comportar como $k-\omega$ nas regiões próximas às paredes e em regiões distantes da parede se comportar

como k- ϵ .

As duas equações de transporte para o modelo k- ω SST são descritas nas Equações 2.29 e 2.31. Considerando k a energia cinética turbulenta e ω a frequência de turbulência. Além disso, as constantes presentes nas equações são definidas na Tabela 3 (ITO, 2020).

$$\frac{\partial(\rho\kappa)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\kappa\mathbf{U}) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \right) \nabla(\kappa) \right] + P_\kappa - \beta^* \rho\kappa\omega \quad (2.29)$$

$$P_\kappa = \left(2\mu S_{ij} \cdot S_{ij} - \frac{2}{3}\rho\kappa \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \right) \quad (2.30)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\omega\mathbf{U}) = & \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega,1}} \right) \nabla(\omega) \right] + \gamma_2 \left(2\rho S_{ij} \cdot S_{ij} - \frac{2}{3}\rho\omega \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \right) \\ & - \beta_2 \rho\omega^2 + 2(1 - F_C) \frac{\rho\sigma_{\omega,2}}{\omega} \frac{\partial \kappa}{\partial x_k} \frac{\partial \omega}{\partial x_k} \end{aligned} \quad (2.31)$$

Tabela 3 – Valores das constantes

Constante	Valor
σ_κ	1.0
$\sigma_{\omega,1}$	2.0
$\sigma_{\omega,2}$	1.17
γ_2	0.44
β_2	0.083
β^*	0.09

Fonte: Adaptado de Ito (2020).

A função F_C é uma função que pode assumir valores entre 0 e 1, dependendo da distância da célula até a parede mais próxima. Essa função facilita a transição entre os modelos k- ϵ e k- ω . Quando $F_C = 0$, o modelo é totalmente k- ϵ , e quando $F_C = 1$, o modelo é totalmente k- ω . Como o modelo k- ω SST (*Shear Stress Transport*) é uma combinação dos modelos k- ϵ e k- ω , as constantes do modelo também precisam ser ajustadas de acordo com essa combinação. Uma função específica é utilizada para calcular esses valores ajustados. A Equação 2.32 apresenta essa função de ajuste (ITO, 2020).

$$C = F_C C_\omega + (1 - F_C) C_\epsilon \quad (2.32)$$

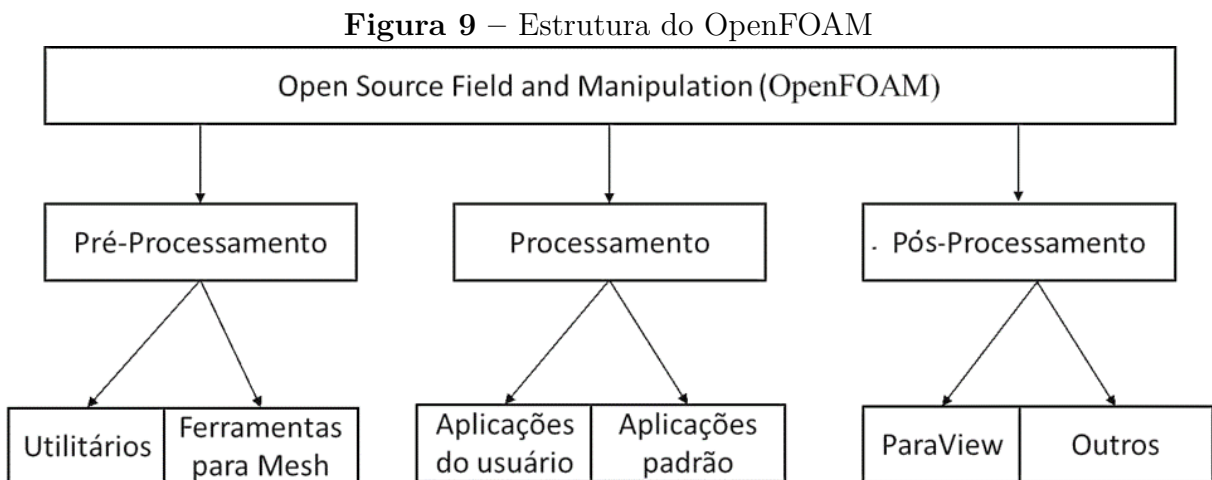
Sendo C_ω as constantes do modelo $k - \omega$ e $k - \epsilon$. Para calcular a viscosidade dinâmica turbulenta no modelo $k - \omega$ SST, é utilizada a Equação 2.33, descrita como:

$$\mu_t = \frac{a_1 \rho \kappa}{\max(a_1 \omega, S F_2)} \quad (2.33)$$

Onde a_1 é uma constante e F_2 é uma função que limita o valor da viscosidade dinâmica turbulenta e depende diretamente da distância da célula até a parede mais próxima. Assim, ao resolver as equações de transporte para κ e ω e calcular a viscosidade turbulenta, podem-se calcular as tensões de Reynolds consoante com a hipótese de Boussinesq e, finalmente, resolver as equações RANS (ITO, 2020).

2.5 OPENFOAM

O OpenFOAM (*Open Source Field Operation and Manipulation*) é uma ferramenta computacional desenvolvida por Henry Weller na Inglaterra em 1980, lançada oficialmente em 2004. Programado na linguagem C++, o software tem o intuito de ser altamente eficiente e flexível. Além disso, por se tratar de um software gratuito e de código aberto (GPL v3), não é necessário licença para sua utilização ao contrário de *softwares* comerciais. De modo geral, as simulações realizadas no OpenFOAM são divididas em 3 etapas: Pré-Processamento, Processamento e Pós-Processamento, conforme ilustrado na Figura 9 (OpenCFD Ltd, 2024; ALMEIDA, 2022).



Fonte: Adaptado de OpenCFD Ltd (2024).

O OpenFOAM conta com um conjunto de solvers divididos em categorias específicas

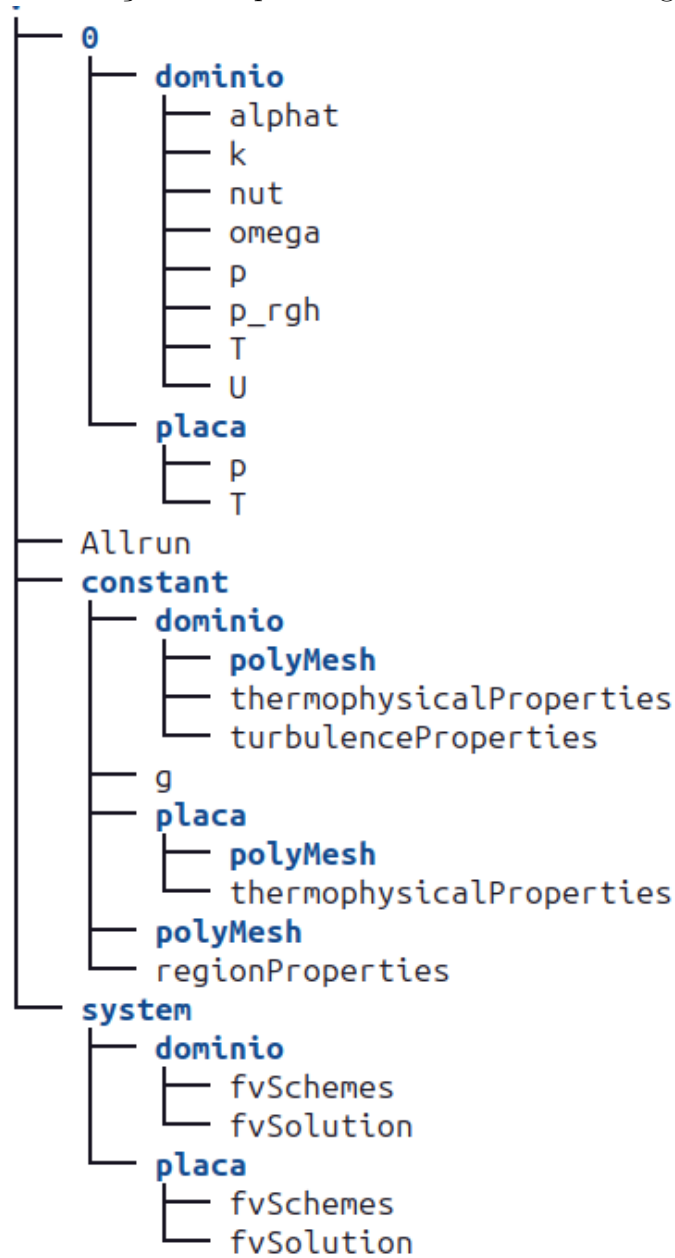
de cada solucionador. Para o presente trabalho, o principal responsável para escolha do solver é ser um problema de transferência de calor conjugado. Diante disso, o solver *chtMultiRegionSimpleFoam* foi selecionado por sua capacidade de efetuar simulações de estado estacionário que envolvem tanto o fluxo de fluidos, seja laminar ou turbulento, quanto a condução de calor em sólidos, sendo especialmente útil para cenários de transferência de calor conjugada entre diferentes fases, como fluidos e sólidos (OpenCFD Ltd, 2024).

2.5.1 Estrutura dos Arquivos do Caso

A estrutura do OpenFOAM é baseada em uma biblioteca composta por arquivos que armazenam informações composta por arquivos que armazenam informações sobre funções executáveis e outros arquivos que implementam essas funções em um procedimento esperado. Entre essas funções destacam-se as operações com campos de equações lineares, solução de equações diferenciais ordinárias, paralelização automática de algoritmos, malhas dinâmicas, modelos de turbulências e modelos termodinâmicos (BARRADAS, 2016).

De modo geral, a estrutura dos arquivos dos casos do OpenFOAM é dividida em três diretórios: 0, *constant* e *system*. Nesses diretórios estão o conjunto de arquivos mínimo para executar o aplicativo (OpenCFD Ltd, 2024). A Figura 10 apresenta a organização de um caso no solver *chtMultiRegionSimpleFoam*.

Figura 10 – Distribuição de arquivos de um caso chtMultiRegionSimpleFoam



Fonte: Autor (2024).

É possível observar que dentro dos diretórios principais há pastas da região fluida e sólida, ou seja, em cada região é necessário ter os arquivos do caso geral. Por exemplo, o diretório 0 é o local onde é definido as condições de contorno nos arquivos de temperatura, velocidade, pressão etc. O diretório *constant* é possível encontrar arquivos no que diz respeito a malha, propriedades termo físicos, propriedades de transporte, gravidade, modelo de turbulência etc.. Na pasta *system* onde há arquivos que permitem o controle do tempo, interações, discretização dos termos, método numérico e etc (OpenCFD Ltd, 2024; LINARES, 2022).

2.5.2 Pré-Processamento, Processamento e Pós-Processamento

O Pré-Processamento consiste na definição da geometria e geração da malha computacional, associando o modelo matemático com o modelo numérico. O domínio computacional é dividido em pequeno subdomínios onde são resolvidos as equações. A exemplo disso, percebe-se quando maior o número de célula, mais equações serão resolvidas e, conseqüentemente, maior tempo e custo computacional é necessário. Além disso, o OpenFOAM não possui utilitários nativos criação de geometrias, mas dispõe ferramentas para geração da malha, como o *blockMesh* e o *snappyHexMesh*. Além disso, possui ferramentas de manipulação de malha como *splitMeshRegions* utilizado nos casos *chtMultiRegionSimpleFoam* para dividir a malha em regiões e *createBaffles* para criar um defletor interno. (OpenCFD Ltd, 2024).

Para a criação da geometria e geração da malha no decorrer deste trabalho, foi utilizado o software Salome-Meca. Por possui estrutura aberta, o *software* Salome é capaz de integrar solucionadores científicos, como o OpenFOAM. Além disso, o Salome tem ambiente CAD nativo, permitindo a criação de geometrias com visualização 3D e possui ferramentas para geração de malha como os algoritmos NETGEN, GMesh, Hexa entre outros. Portanto, é possível gerar a malha no Salome e exportar por meio do utilitário *ideasUnvToFoam* para o OpenFOAM (Salome Platform, 2024; OpenCFD Ltd, 2024).

O Processamento é a etapa que o solucionadores fazem a leitura das condições de contorno configurados no Pré-Processamento, ou seja, nos solucionadores estão as informações necessárias para a rotina dos cálculos. Além disso, nesta etapa é possível acompanhar a simulação por meio dos resíduos gerados em cada interação. Nesse sentido, o acompanhamento dos resíduos é fundamental para avaliar se a simulação está com tendência à convergência, avaliando a aproximação dos resíduos com o critério de convergência (LINARES, 2022).

O Pós-Processamento é a etapa da visualização e avaliação dos resultados obtidos. Para isso, é utilizado o *software* ParaView que permite a interpretação dos arquivos de resultados, permitindo visualizar. O ParaView é um *software* gratuito e de código aberto, ele utiliza o VTK (*VisualizationToolkit*) o *software* possui ferramentas que permite o usuário pode fazer análises qualitativas e quantitativas (LINARES, 2022; OpenCFD Ltd, 2024).

2.6 DISSIPADORES DE CALOR

Nesta seção serão apresentadas estudos envolvendo ao problema de pesquisa aumento da temperatura do painel fotovoltaico e as ferramentas utilizadas para mitigar esse fenômeno.

Nos últimos anos, a busca por soluções para o resfriamento passivo de painéis fotovoltaicos tem se mostrado crucial para otimizar seu desempenho. Nesse contexto, Marinić-Kragić *et al.* (2020) traz uma análise inovadora ao introduzir fendas na superfície dos painéis de silício. A pesquisa explora dois arranjos de fendas: um paralelo e outro perpendicular ao eixo de inclinação do painel. Ambas as simulações numéricas e a otimização mostraram que essa modificação reduziu efetivamente a temperatura média das células fotovoltaicas em até 3 °C, apresentando eficácia em velocidades de vento de até 5 m/s.

Encorajados por esses resultados, Nazari e Eslami (2021) ampliam o horizonte do resfriamento passivo ao propor o uso de perfurações na estrutura de alumínio dos módulos fotovoltaicos. Este estudo aprofunda a avaliação do fluxo de ar e da distribuição de temperatura, além de mensurar a saída de energia. Com simulações de dinâmica de fluidos computacional (CFD) que cobrem tanto convecção forçada quanto natural, os pesquisadores demonstraram que as perfurações são particularmente eficazes na convecção natural, reduzindo a temperatura em até 3,8 K. Notavelmente, em climas temperados sem vento, um design com perfurações circulares de 10 mm em todos os lados resultou em um ganho de 0,62% na geração de energia.

Além disso, o uso de aletas na face inferior dos painéis fotovoltaicos tem sido uma estratégia eficaz para melhorar o desempenho térmico e elétrico dos sistemas. Mays *et al.* (2017) introduziu um método de resfriamento baseado em convecção natural com placas aletadas de alumínio, que resultaram em um aumento de 1,75% na eficiência de conversão solar, além de um incremento de 1,86 W na potência de saída. Complementando essa linha de pesquisa, Bayrak *et al.* (2019) investigaram diversas configurações de aletas de alumínio em painéis fotovoltaicos de 75 W em Elazig, Turquia, e descobriram que aletas em matriz escalonada de 7 cm × 20 cm proporcionaram as melhores eficiências, tanto energética quanto exergética, de 11,55% e 10,91%, respectivamente. Essa análise também destacou uma diferença significativa de temperatura de 3,39 °C entre os painéis com e sem aletas, evidenciando uma melhoria crucial na gestão térmica.

Na mesma linha, Farhan e Hasan (2021) exploraram a aplicação de aletas longitudinais de alumínio em Bagdá, Iraque, e observaram um aumento na eficiência do painel para 15,3%, em comparação com 14% sem aletas. O ganho máximo de potência registrado foi de 2,5 W, especialmente antes do pico solar ao meio-dia.

Adicionalmente, Hudişteanu *et al.* (2021) aprofundaram o entendimento sobre dissipadores de calor com aletas perfuradas e não perfuradas, avaliando sua eficácia em posições horizontais e verticais na parte traseira dos painéis. As simulações CFD indicaram que o resfriamento é mais eficiente em condições de vento baixo e alta radiação solar. Com uma velocidade do ar de 1 m/s, radiação solar em 1000 W/m² e temperatura ambiente de 35 °C, a produção de energia aumentou de 83,33% para 88,74% com os dissipadores otimizados, resultando em um notável ganho de 6,49% na produção de energia.

Contribuindo para esse campo de pesquisa, Hernandez-Perez *et al.* (2020), Arifin *et al.* (2020) e Krstic *et al.* (2024) também exploraram métodos de resfriamento passivo, todos visando a redução da temperatura operacional e a preservação da eficiência elétrica. Eles se dedicaram ao projeto e avaliação de dissipadores de calor aletados por meio de simulações CFD e testes experimentais.

Os resultados apresentados por Hernandez-Perez *et al.* (2020) e Arifin *et al.* (2020) confirmaram a eficácia dos dissipadores de calor desenvolvidos, que não apenas reduziram a temperatura dos painéis, mas também melhoraram consideravelmente seu desempenho elétrico. Hernandez-Perez *et al.* (2020) reportou uma impressionante diminuição de até 10 °C durante picos de irradiação, enquanto Arifin *et al.* (2020) documentou uma redução de temperatura de 85,3°C para 72°C.

Esses estudos destacam a importância de simulações CFD e análises experimentais para desenvolver e otimizar métodos de resfriamento passivo que possam reduzir a temperatura operacional dos painéis fotovoltaicos. Os resultados sugerem que dissipadores de calor de alumínio são eficazes para evitar o superaquecimento dos painéis fotovoltaicos e aumentar a produção de eletricidade, contribuindo indiretamente para a redução das emissões de gás carbônico.

O resumo da revisão de literatura sobre dissipadores de calor, apresentando as principais informações como os pesquisadores, o material dos dissipadores e a redução de temperatura é apresentada na Tabela 4.

Tabela 4 – Resumo da revisão

Pesquisadores	Material	Design do dissipador	Queda de temperatura
Hernandez-Perez <i>et al.</i> (2020)	Alumínio	Aletas longitudinais e diagonal, sólidas	10,00
Arifin <i>et al.</i> (2020)	Alumínio	Aletas perfuradas	10,00
Hudışteanu <i>et al.</i> (2021)	Cobre	Aletas longitudinais e perfuradas	10,00
Krstic <i>et al.</i> (2024)	Alumínio	Aletas longitudinais e perfuradas	7,50
Mays <i>et al.</i> (2017)	Alumínio	Aletas longitudinais sólidas	6,10
Farhan e Hasan (2021)	Alumínio	Aletas longitudinais e sólidas	5,50
Nazari e Eslami (2021)	Alumínio	Superfície estendida sólidas e perfuradas	3,80
Bayrak <i>et al.</i> (2019)	Alumínio	Aletas escalonadas sólidas	3,39
Kim <i>et al.</i> (2019)	Alumínio	Aletas longitudinais e de malha, sólidas	1,49 3,18

Fonte: Autor (2025).

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste estudo, foram construídas duas diferentes geometrias de dissipadores de calor de alumínio para serem utilizadas no resfriamento passivo de um painel solar. Os modelos foram divididos em duas partes: a primeira parte compreende na validação da modelagem computacional no OpenFOAM v2312, enquanto a segunda parte consiste na avaliação do uso de diferentes dissipadores de calor.

A validação da simulação numérica foi fundamentada no estudo desenvolvido por Nazari e Eslami (2021). Para garantir a precisão dos resultados, foram utilizadas condições e parâmetros similares apresentados no trabalho, incluindo a geometria da placa fotovoltaica modelo SL-50AA36 com dimensões de 650x550 mm. As hipóteses da simulação são:

1. Estado estacionário;
2. Fluxo de calor conhecido;
3. Convecção natural e
4. Utilização de propriedades médias para a placa.

As várias camadas do módulo, como vidro, células fotovoltaicas e folha traseira, foram representadas como uma única camada com propriedades médias, conforme descrito por Nazari e Eslami (2021). As características do ar e dos materiais do módulo, bem como as propriedades térmicas de cada camada individual e da camada equivalente resultante, foram extraídas e detalhadas de acordo com a Tabela 5.

Tabela 5 – Propriedades dos materiais

Material	Condutividade térmica (W/mK)	Capacidade de aquecimento (J/kgK)	Densidade (kg/m ³)	Espessura da camada (mm)
Alumínio	202,4	871	2719	-
Ar	0,0242	1006,43	1,225	-
Vidro	0,8	800	2530	3
Painel fotovoltaico	150	700	1000	0,3
Parte inferior da placa	0,35	800	800	0,3
Camada equivalente	13,196	731,66	2258,34	3,6

Fonte: Adaptado de Nazari e Eslami (2021).

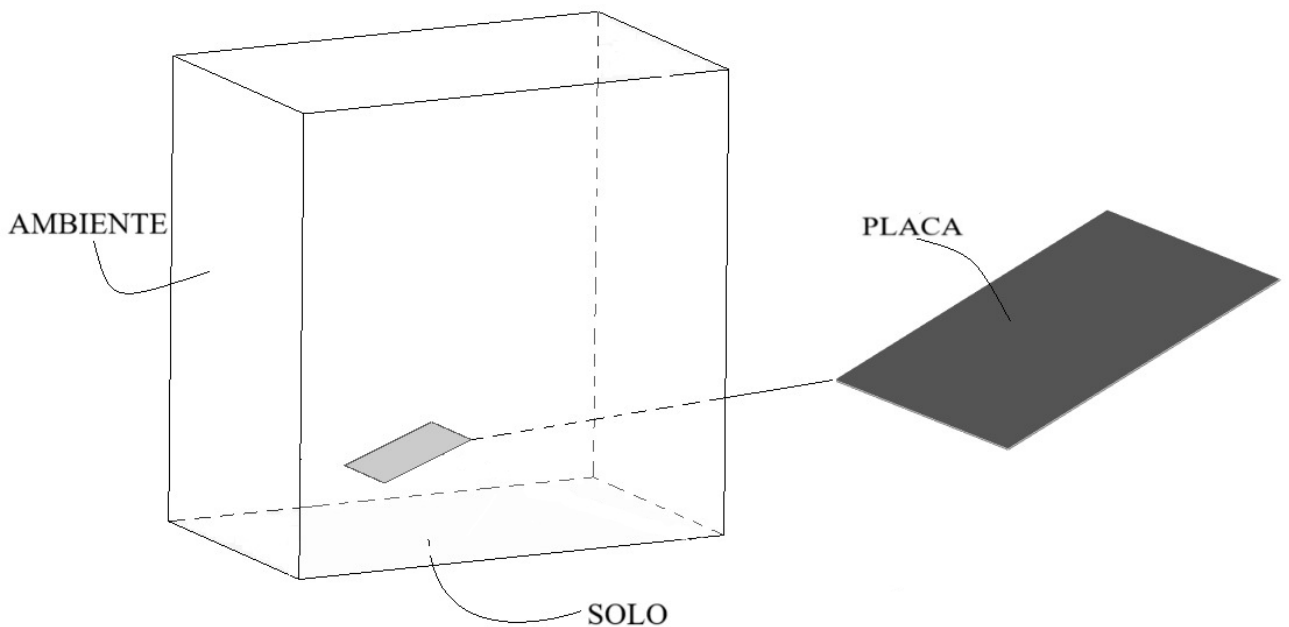
As simulações foram realizadas em um computador Acer Aspire equipado com pro-

cessador Intel Core i7 de 6^a geração, 16 GB de memória RAM e unidade de armazenamento SSD de 1 TB.

3.1 MODELO COMPUTACIONAL

A placa tridimensional inclinada foi desenhada a uma altura de 0,5 m acima do solo, com um ângulo de inclinação de 20°. O domínio computacional, com dimensões de 3x1,8x3 metros, incluindo a placa, é representado na Figura 11 (NAZARI; ESLAMI, 2021; MARINIĆ-KRAGIĆ *et al.*, 2020).

Figura 11 – Domínio Computacional

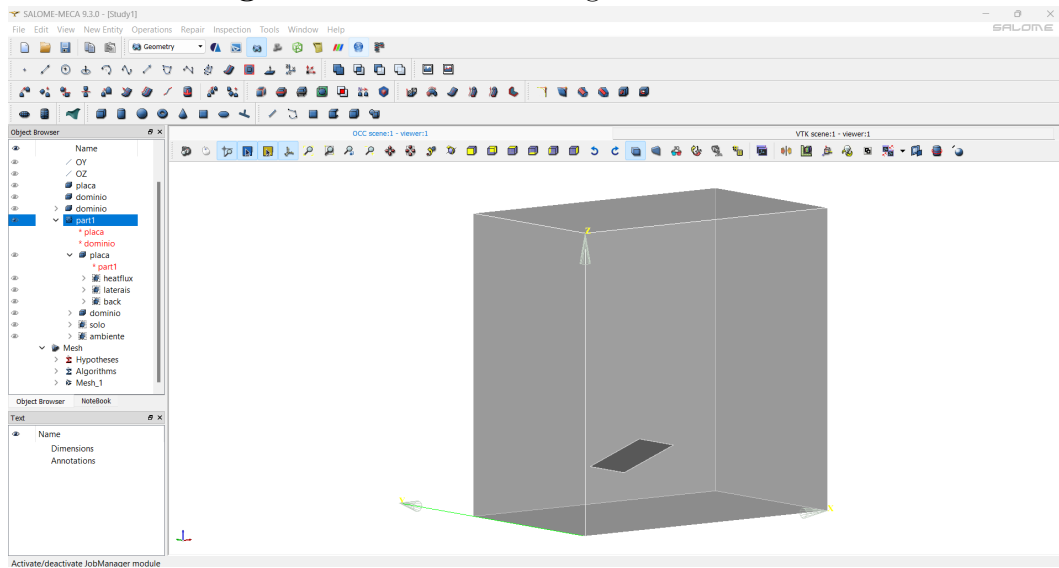


Fonte: Autor (2025).

A geometria foi criada utilizando o módulo *Geometry* do Salome v9.3.0. Inicialmente, definiu-se o domínio computacional, e a placa foi gerada por meio da primitiva de caixa. Em seguida, a placa foi posicionada deslocada 1,25 m da origem no eixo X, ajustada conforme a inclinação desejada e a altura em relação ao solo. Para garantir a representação adequada, realizou-se um corte no domínio para acomodar a placa, criando um novo domínio com um espaço vazio correspondente à sua posição.

Posteriormente, foi realizada uma partição de sólidos entre a placa e o domínio. Além disso, as regiões destinadas para a criação de elementos prismáticos e à aplicação das condições de contorno, como ambiente e solo, foram devidamente nomeadas. A Figura 12 é apresentada a plataforma do Salome e a árvore do modelo após a finalização da geometria.

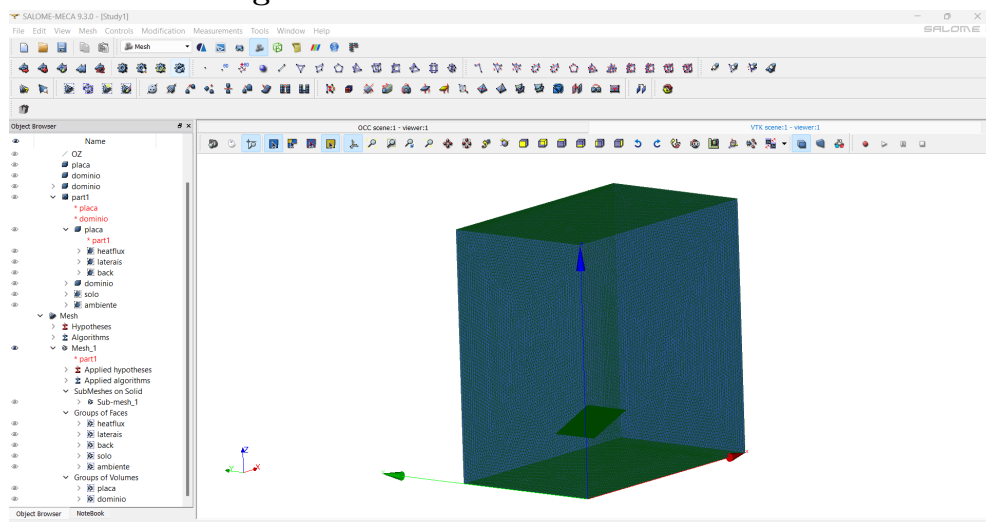
Figura 12 – Modelando a geometria no Salome



Fonte: Autor (2025).

A discretização da geometria foi realizada no *software* Salome Meca, utilizando o módulo *Mesh*. A malha foi feita com o algoritmo NETGEN programado no próprio Salome e a placa foi configurada com um refinamento local para garantir maior precisão física. Além disso, foram adicionadas camadas de elementos prismáticos mediante de uma *subMesh*, aplicando-se às faces da placa. Essas camadas foram configuradas com 7 elementos prismáticos, distribuídos em uma espessura total de 3,3 mm e com uma taxa de crescimento de 1,15. A Figura 13 apresenta o ambiente *Mesh*.

Figura 13 – Ambiente do módulo *Mesh*



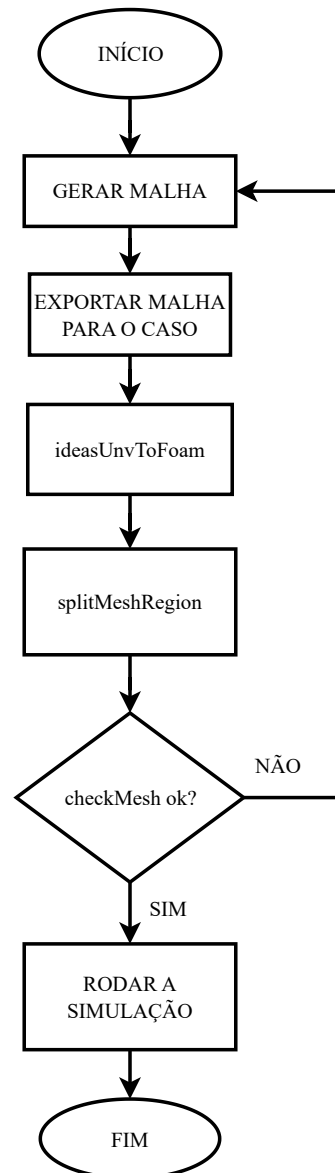
Fonte: Autor (2025).

Na etapa de exportação da malha, foram empregados comandos nativos do Open-

FOAM. O processo foi iniciado com o utilitário *ideasUnvToFoam*, responsável por reconhecer e converter a malha gerada no Salome para o formato compatível com o OpenFOAM, permitindo sua utilização nas simulações subsequentes.

Após a discretização, a malha foi segmentada com o comando *splitMeshRegions*, separando o domínio (ambiente e solo) da placa. A integridade da malha foi verificada pelo comando *checkMesh*, garantindo sua qualidade para a simulação. Por fim, utilizou-se o solucionador *chtMultiRegionSimpleFoam*. A Figura 14 ilustra o processo de exportação da malha para o OpenFOAM.

Figura 14 – Processo de exportação da malha



Fonte: Autor (2025).

Aplicou-se condições de contorno que seguem a mesma abordagem utilizada no

estudo de Nazari e Eslami (2021), garantindo assim a consistência e a relevância dos resultados obtidos. Essas condições são fundamentais para a definição do comportamento do fluxo e influenciam diretamente a precisão das simulações.

Para resolver o acoplamento entre pressão e velocidade, foi utilizado o algoritmo SIMPLE, amplamente reconhecido por sua eficácia em problemas de dinâmica de fluidos. Além disso, adotou-se o modelo de turbulência $k-\omega$ SST, que combina as vantagens dos modelos $k-\omega$ e $k-\epsilon$, proporcionando uma representação mais precisa do comportamento turbulento em diferentes regimes de fluxo além de ser o mais adequado para o problema, segundo os autores Chiteka *et al.* (2020), Lu e Zhao (2019), Karava *et al.* (2011), Nazari e Eslami (2021) e Marinić-Kragić *et al.* (2020).

O Quadro 1 apresenta uma descrição detalhada das condições de contorno aplicadas nas diversas regiões do domínio, permitindo uma compreensão clara das configurações utilizadas na simulação.

Quadro 1 – Condições de contorno

Nome	Interface Placa-Domínio	Solo	Ambiente
U	noSlip	noSlip	pressureInletVelocity
T	compressible::turbulent TemperatureRadCoupledMixed	zeroGradient	inletOutlet
p	calculated	calculated	calculated
prgh	fixedFluxPressure	fixedFluxPressure	totalPressure
nut	nutWallFunction	nutWallFunction	calculated
alphat	compressible::alphat WallFunction	alphatWallFunction	calculated
k	kqrWallFunction	kqrWallFunction	inletOutlet
omega	omegaWallFunction	omegaWallFunction	inletOutlet

Fonte: Autor (2025).

Para o campo de velocidade (U), na superfície denominada "Ambiente", aplicou-se uma condição de entrada e saída de fluido conhecida como *pressureInletVelocity* no OpenFOAM. Nas regiões "solo" e "placa", foi imposta a condição de não deslizamento, chamada de *noSlip*. Para o campo de pressão absoluta-estática (prgh), foi estabelecido um valor inicial de 10^5 Pa com fluxo de pressão fixa para as regiões solo e interface, para o ambiente utilizou-se *totalPressure* que permite a variação de pressão dentro da região.

No caso do problema térmico, foi aplicado um fluxo de calor conhecido no volume "placa", definido como com um valor 214,5 W no *fvOptions*, considerando a espessura da placa desprezível. Na superfície "ambiente", considerou-se o fluxo de ar entrando com uma

temperatura de 300 K. A superfície "solo" foi tratada como adiabática.

Além disso, a interface foi utilizado uma condição usada para modelar a transferência de calor em fronteiras que separam diferentes regiões. Esta condição é particularmente útil em simulações conjugadas de transferência de calor, onde o calor é transferido entre diferentes materiais ou regiões com propriedades térmicas distintas.

Para a viscosidade turbulenta cinemática (ν_t), a condição *nutWallFunction* foi aplicada nas regiões "solo" e "placa", enquanto na superfície "ambiente" utilizou a condição *calculated*. A condição *nutWallFunction* é usada para modelar a viscosidade turbulenta nas proximidades das paredes, onde a viscosidade é influenciada pela turbulência gerada pelo contato do fluido com a superfície. A condição *calculated* implica que a viscosidade é calculada ao decorrer das interações com base nas propriedades do fluxo e nas condições de contorno especificadas.

Para difusividade térmica (α_t), foi aplicada *compressible::alphatWallFunction* na interface e na região "solo", enquanto na superfície "ambiente" foi utilizada a condição *calculated*. A condição *compressible::alphatWallFunction* é usada para modelar a difusividade térmica nas proximidades das paredes em um fluxo compressível, onde a transferência de calor é influenciada pela turbulência. A condição *calculated* indica que a difusividade térmica é calculada com base nas propriedades do fluxo e nas condições de contorno.

Para a energia cinética turbulenta (k), foi utilizada a condição *kqRWallFunction* nas regiões "solo" e interface, enquanto na superfície "ambiente" aplicou a condição *inletOutlet*. A condição *kqRWallFunction* é usada para modelar a distribuição de energia cinética turbulenta nas proximidades das paredes, onde a energia cinética é influenciada pela turbulência gerada pelo contato do fluido com a superfície. A condição *inletOutlet* permite a entrada e saída de energia cinética turbulenta pela superfície, ajustando a energia conforme necessário para manter a continuidade do fluxo.

Para a frequência específica de dissipação de turbulência (ω), foi aplicada a condição *omegaWallFunction* nas regiões "solo" e interface, enquanto na superfície "ambiente" implementou a condição *inletOutlet*. A condição *omegaWallFunction* é usada para modelar a taxa de dissipação de energia turbulenta nas proximidades das paredes, onde a dissipação é influenciada pela turbulência gerada pelo contato do fluido com a superfície. A condição *inletOutlet* permite a entrada e saída de frequência específica de dissipação de turbulência pela superfície, ajustando a dissipação conforme necessário para manter a

continuidade do fluxo.

Os fatores de relaxamento definidos foram 0,8 para a entalpia e 0,3 para a pressão absoluta-estática. Os critérios de convergência foram estabelecidos em 10^{-7} para p_rgh e 10^{-6} para h (NAZARI; ESLAMI, 2021).

3.2 MODELAGEM DA PLACA COM ALETAS

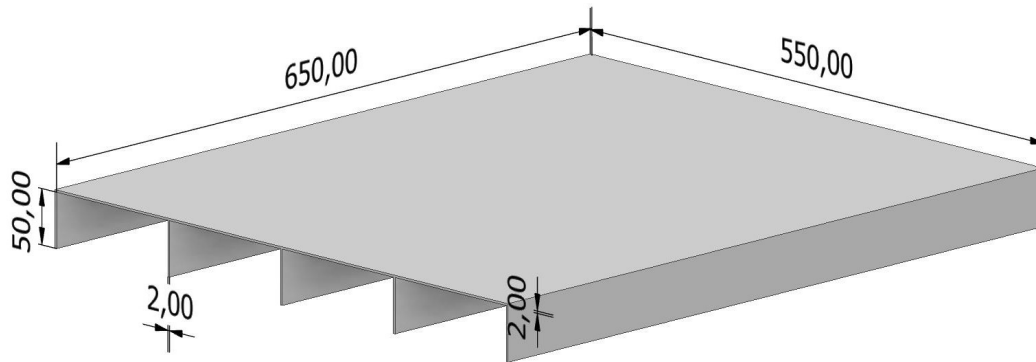
A avaliação dos dissipadores de calor foi fundamentada em uma análise detalhada dos estudos realizados por diversos autores, incluindo Hernandez-Perez *et al.* (2020), Nazari e Eslami (2021), Ahmed *et al.* (2022), Kim *et al.* (2019), Krstic *et al.* (2024) e Arifin *et al.* (2020). Esses trabalhos são essenciais para a compreensão do desempenho dos dissipadores, pois os autores investigaram a eficácia desses dispositivos na redução da temperatura dos módulos fotovoltaicos. A metodologia utilizada por esses pesquisadores se concentra na análise da redução relativa da temperatura, permitindo uma avaliação precisa tanto em termos de magnitude da diminuição térmica quanto da diferença percentual observada.

A literatura indica o alumínio como o material mais utilizado na construção de dissipadores de calor, devido às suas excelentes propriedades térmicas, mecânicas e resistência à corrosão. Assim, será utilizado o alumínio com as propriedades específicas descritas na Tabela 5 (ZHANG *et al.*, 2020; MAYS *et al.*, 2017).

Para a coleta dos dados finais, são considerados os valores mínimo, máximo e médio da temperatura do módulo fotovoltaico. As temperaturas médias do módulo fotovoltaico são comparadas com a temperatura ambiente para determinar a eficiência de resfriamento dos dissipadores de calor. A análise de desempenho das geometrias dos dissipadores de calor é realizada em condições de estado estacionário.

Este trabalho investigará dissipadores de calor convencionais, fundamentando-se em estudos numéricos e experimentais de autores como Hernandez-Perez *et al.* (2020), Ahmad *et al.* (2021) e Kim *et al.* (2019). Esses estudos fornecem dados essenciais e metodologias validadas, cruciais para a análise proposta.

A geometria dos dissipadores analisados desenvolveu-se baseada nos modelos desses estudos, com a Figura 15 apresentando a geometria específica utilizada. A escolha se justifica pela eficiência comprovada na dissipação de calor.

Figura 15 – Dissipador convencional

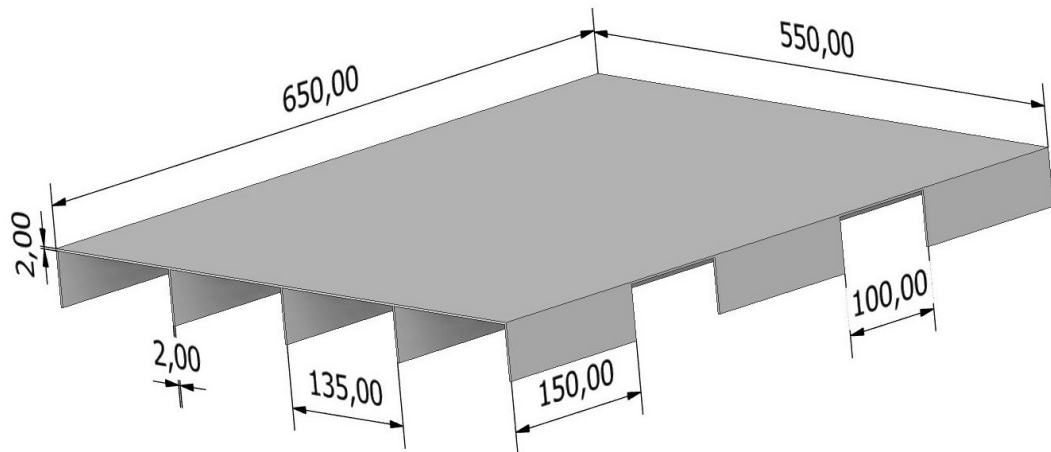
Fonte: Autor (2025).

Para a construção do dissipador convencional, foi utilizada uma chapa de alumínio com espessura de 2 mm, cujas dimensões serão as mesmas da placa base que servirá de suporte para as aletas. Este dissipador possui 5 aletas paralelas, cada uma com 2 mm de espessura e espaçadas uniformemente por uma distância de 135 mm entre si, garantindo uma distribuição equilibrada ao longo da chapa. Essa configuração inicial foi a base para a comparação com outras soluções, servindo como referência para avaliar melhorias na eficiência térmica.

Na sequência, desenvolveu-se um novo modelo de dissipador de calor, denominado Modelo B, que visa otimizar a troca térmica. Esse modelo foi fundamentado na proposta de Mays *et al.* (2017), que sugere que a segmentação das aletas pode potencializar a eficiência na dissipação de calor. No Modelo B, foram introduzidas segmentações ao longo das aletas, dividindo-as em seções menores que podem melhorar a circulação do ar e, conseqüentemente, a transferência de calor.

A chapa utilizada possui as mesmas dimensões da placa original, mantendo a espessura de 2 mm para assegurar comparabilidade entre os modelos. As aletas desse modelo possuem um comprimento de 150 mm, sendo espaçadas longitudinalmente por 100 mm entre si. Cada aleta tem uma altura de 50 mm, conforme ilustrado na Figura 16. Essa nova configuração tem o objetivo de melhorar a dissipação de calor por meio do desenvolvimento da camada-limite térmica, visto que com a camada-limite térmica completamente desenvolvida ao longo das aletas a troca térmica é nula.

Figura 16 – Dissipador Modelo B



Fonte: Autor (2025).

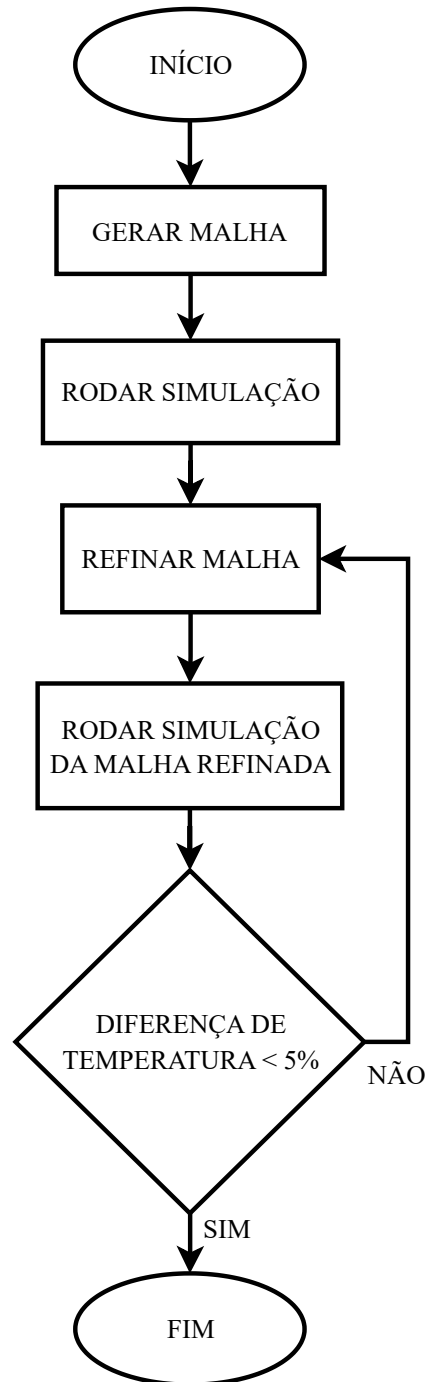
A discretização das geometrias é um passo crucial no processo de modelagem computacional, pois garante uma representação precisa dos fenômenos físicos a serem simulados. O procedimento a ser seguido para essa discretização está ilustrado na Figura 14, que serve como um guia visual para as etapas necessárias. Além disso, o acoplamento das aletas com a placa foi realizado conforme as condições de interface especificadas no Quadro 1.

3.3 INDEPENDÊNCIA DE MALHA

A precisão de uma simulação numérica está intrinsecamente ligada à discretização do modelo em volumes finitos, uma etapa crucial no processo de modelagem computacional. Nesse contexto, a composição e o seu tamanho desempenham papéis fundamentais. Quanto menores e mais numerosos forem os volumes, maior será a precisão da simulação, pois essa abordagem permite uma representação mais fiel das variações espaciais das grandezas físicas no domínio. No entanto, essa maior precisão tem um custo, que se reflete tanto na demanda por recursos computacionais quanto no tempo necessário para a realização dos cálculos. Dessa forma, surge a necessidade de determinar um tamanho de elemento que consiga balancear adequadamente a precisão dos resultados e a eficiência do processamento computacional. Para atingir esse equilíbrio, é prática comum realizar um teste de independência de malha, o qual visa identificar o ponto a partir do qual refinamentos adicionais da malha não resultam em ganhos significativos de precisão, estabelecendo, assim, a chamada independência da grade.

A avaliação da independência de malha é geralmente conduzida por meio da análise de uma variável de interesse específica em relação à composição utilizados na simulação. Diversos estudos na literatura adotam essa metodologia, como demonstrado por Hudişteanu *et al.* (2021), que avaliaram a temperatura de um painel como critério para determinar a independência de malha em sua pesquisa. Seguindo uma abordagem similar, no presente estudo, a independência de malha será avaliada com base na análise da temperatura média de uma placa, variando-se o número de elementos que compõem a malha.

A Figura 17 ilustra o processo de obtenção da independência de malha. No procedimento descrito, a malha é refinada progressivamente, dobrando-se o número de elementos a cada iteração. Este processo continua até que a diferença na variável de interesse, neste caso, a temperatura média da placa, seja inferior a um limiar pré-estabelecido, como 5%. Esse critério de convergência é adotado para garantir que a solução numérica seja suficientemente precisa, sem a necessidade de um refinamento excessivo que implicaria em um aumento desproporcional no tempo de processamento.

Figura 17 – Processo de independência de malha

Fonte: Autor (2025).

3.4 ANÁLISE DOS RESULTADOS

Nesta seção, serão apresentados como foi analisado os resultados da modelagem computacional das geometrias de dissipadores de calor de alumínio para resfriamento passivo de painéis solares, começando pela validação dos resultados com o estudo de Nazari

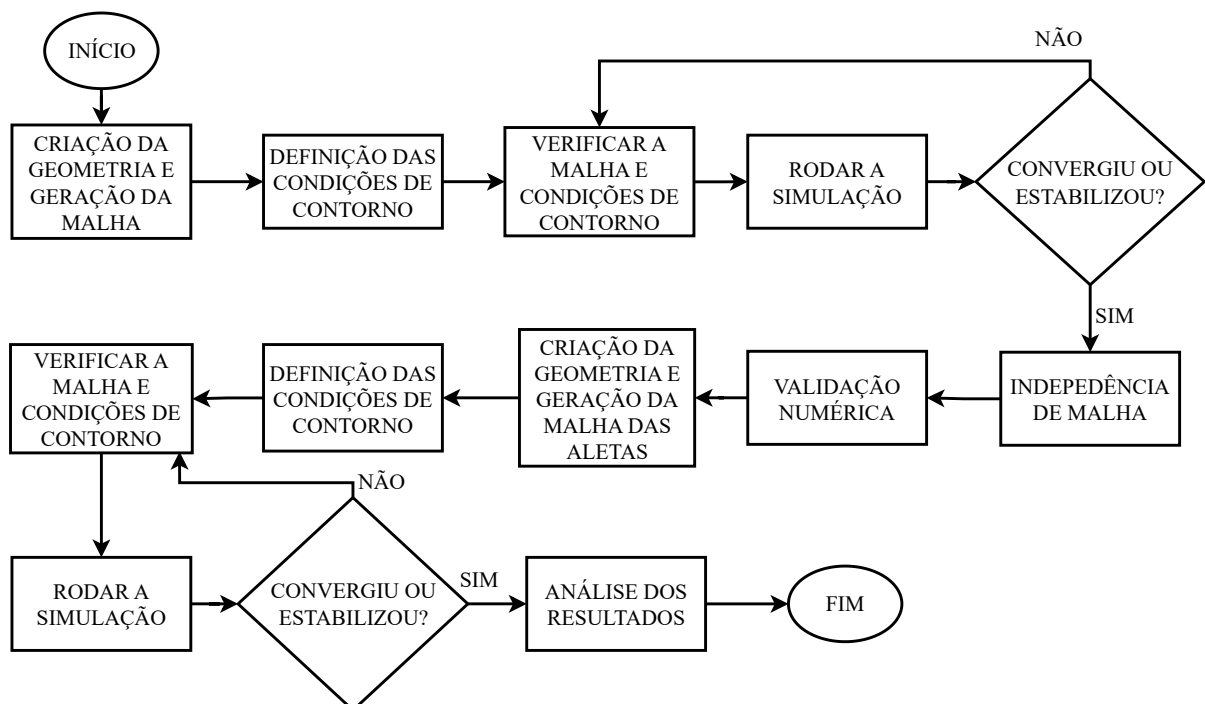
e Eslami (2021), que utilizou um modelo sem aletas. Essa validação é crucial para garantir a precisão das simulações realizadas no OpenFOAM.

Após a validação, a análise incluirá a avaliação da temperatura média em cada modelo de aletas, permitindo identificar o design mais eficiente em dissipar calor. Ademais, foi analisado o gráfico de resíduos, usando o *software* gnuplot para verificar a convergência das simulações, assegurando a confiabilidade dos resultados.

Utilizando o *software* ParaView, foram visualizados os campos de velocidade e temperatura ao redor das aletas, o que ajudará a identificar áreas críticas de acúmulo de calor. Por fim, foi examinada a distribuição de temperatura na superfície do painel solar, essencial para entender como os dissipadores influenciam a eficiência do painel. Essas análises proporcionarão uma avaliação abrangente do desempenho dos dissipadores, auxiliando na escolha do design mais eficaz para o resfriamento dos painéis solares.

Por fim, a Figura 18 apresenta todas as etapas da metodologia de forma esquematizada.

Figura 18 – Resumo da metodologia



Fonte: Autor (2025).

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nesta seção, serão apresentados e discutidos os resultados obtidos por meio das simulações realizadas. Inicialmente, serão expostos os resultados da validação numérica, analisando o comportamento do caso de referência. Em seguida, será conduzida a avaliação do desempenho do sistema aletado, considerando os Modelos A e B, com o intuito de verificar a viabilidade de implementação de ambas as configurações.

4.1 VALIDAÇÃO NUMÉRICA

Nesta seção, será abordada a validação do procedimento numérico, abrangendo informações sobre a estabilidade e a duração do processo de simulação, detalhes da malha utilizada, bem como visualizações dos campos vetoriais de velocidade e da distribuição de temperatura. As 3 malhas obtidas, juntamente com suas respectivas temperaturas médias na placa e o tempo de simulação, são apresentadas na Tabela 6.

Tabela 6 – Diferença de temperatura e tempo em relação ao número de elementos

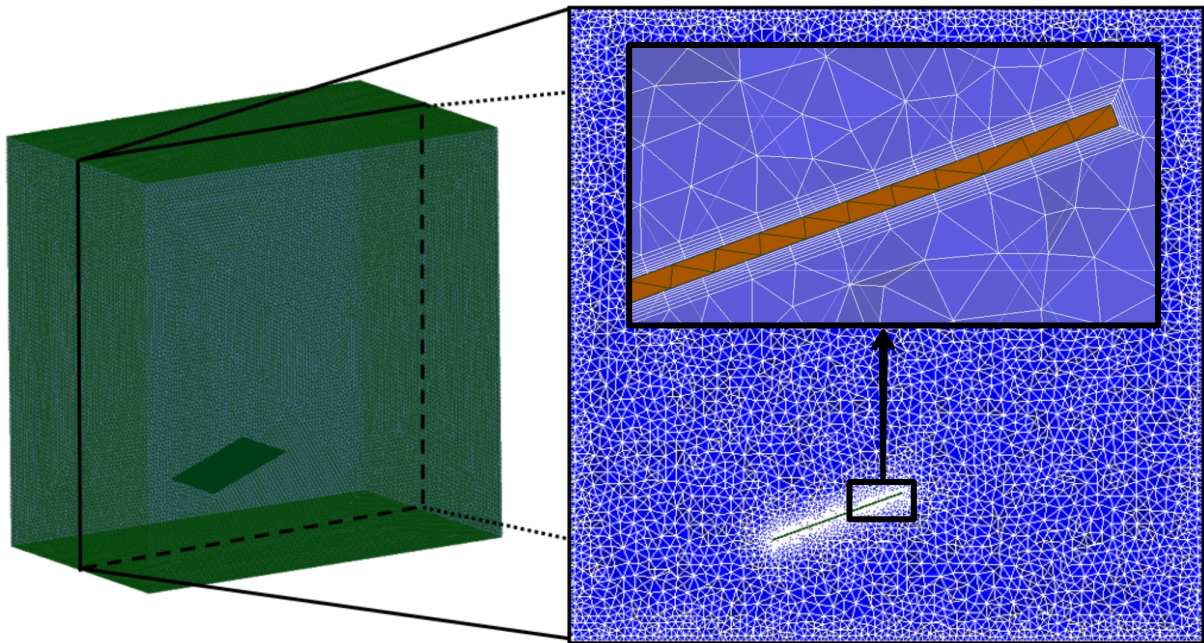
Número de elementos	Temperatura (K)	Tempo (horas)
896406	364,42	24
1417834	364,46	43
1881419	364,50	138

Fonte: Autor (2025).

A validação da malha envolveu 3 malhas, com uma diferença de temperatura de apenas 0,02% entre a malha mais refinada e a malha inicial. Devido ao erro relativo ser inferior a 1%, optou-se pela malha de 896406 elementos para a análise dos resultados, devido ao menor custo computacional em comparação com a malha mais refinada.

Além disso, a malha o aspecto visual da malha selecionada pode ser observado na Figura 19.

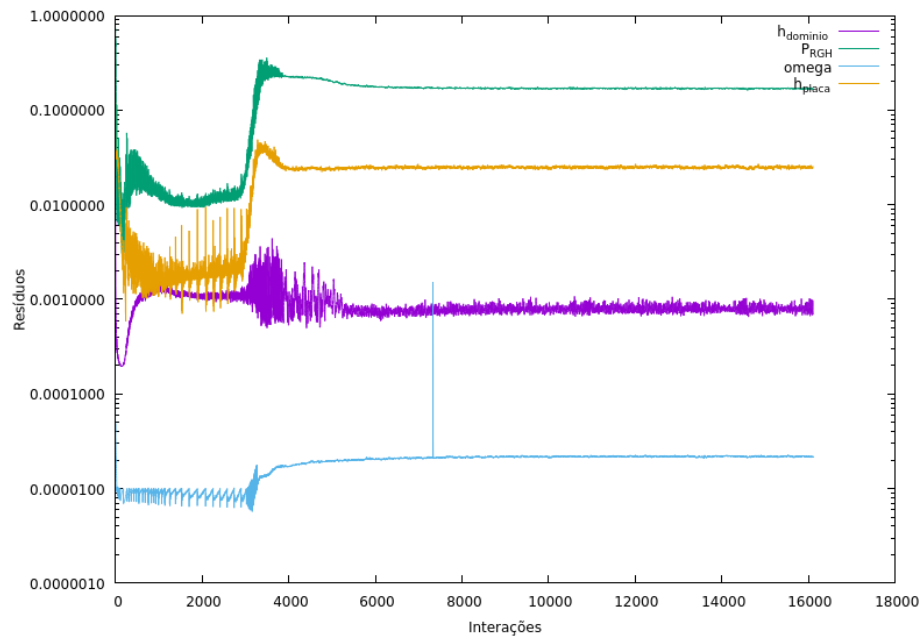
Figura 19 – Malha do domínio computacional



Fonte: Autor (2025)

A estabilidade e convergência da simulação foram analisadas através do gráfico de resíduos em relação ao número de iterações, conforme ilustrado na Figura 20.

Figura 20 – Gráfico de Resíduos



Fonte: Autor (2025)

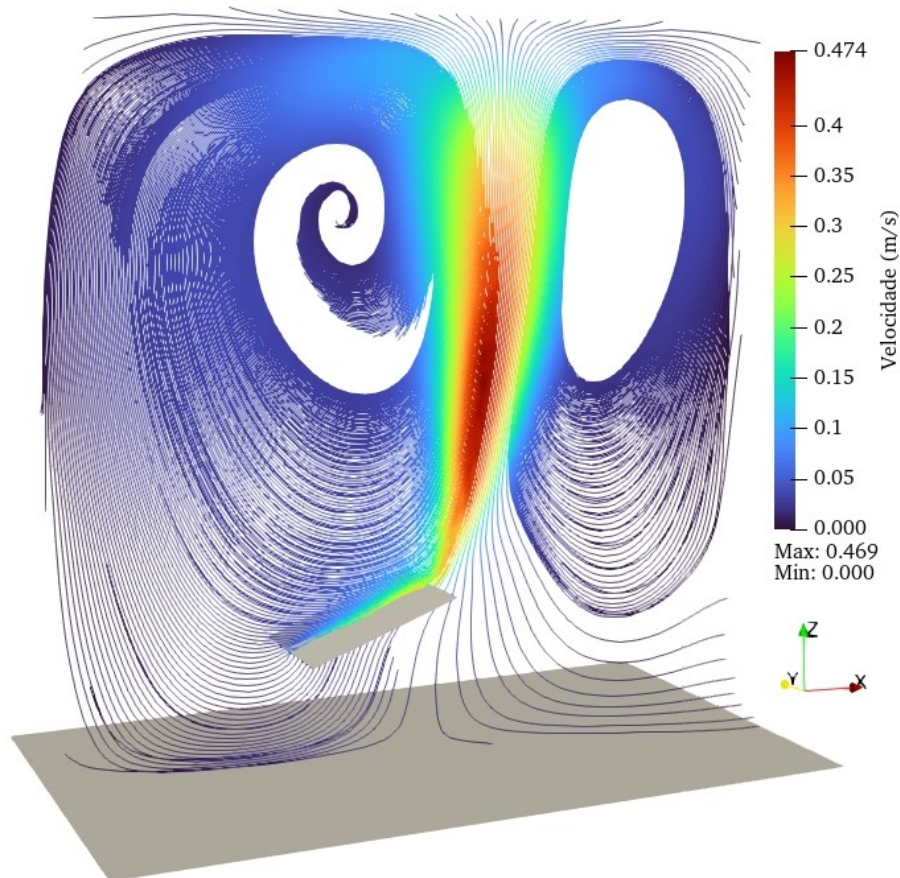
A simulação não atingiu o critério de convergência especificado acima. No entanto, a estabilidade foi alcançada após cerca de 8000 iterações, com os resíduos reduzidos para

ordens de 10^{-1} para a pressão absoluta estática e 10^{-2} para a entalpia da placa h_{placa} . Os valores de resíduos observados foram de 0,001% em relação ao valor estabelecido de pressão absoluta estática, indicando uma discrepância suficientemente pequena para considerar a simulação convergida por estabilidade.

Ademais, outro parâmetro importante é o valor de y^+ (y Plus) nas paredes, o qual está associado à velocidade de atrito e deve ser levado em consideração no modelo de turbulência $k-\omega$ SST, onde foram obtidos valores médios menores que 1.

A Figura 21 exibe o campo de velocidade, demonstrando a dinâmica do ar aquecido pela placa. Nota-se o movimento ascendente do ar quente, acompanhado pela formação de regiões de recirculação dentro do domínio. Tais formações estariam condizentes com os estudos desenvolvidos por Naghavi *et al.* (2021) e Nazari e Eslami (2021).

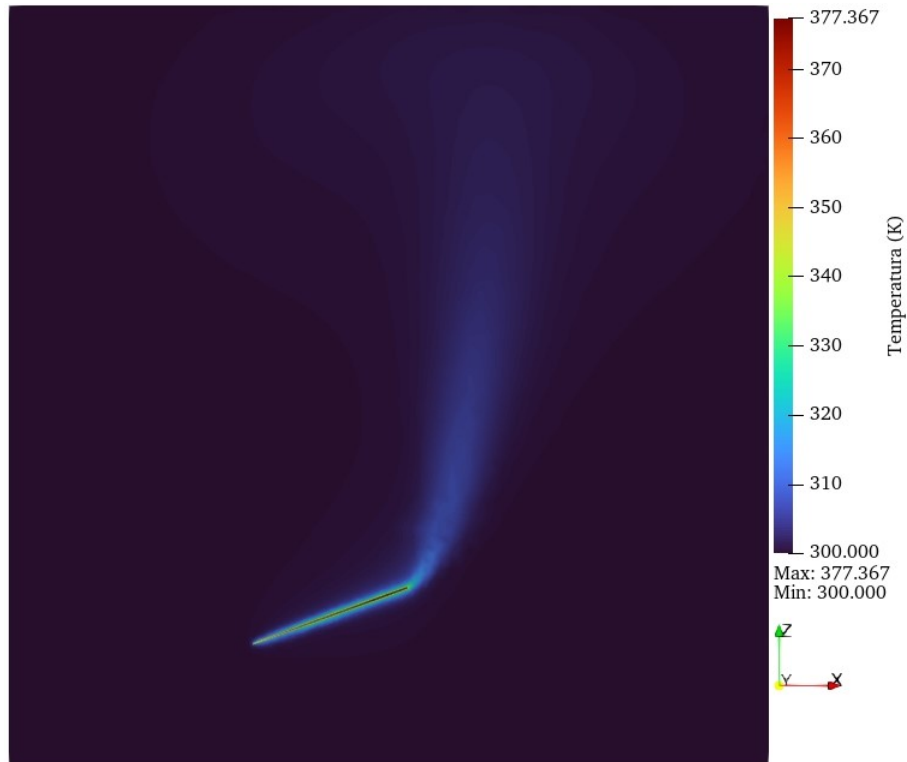
Figura 21 – Campo de velocidade em linhas



Fonte: Autor (2025)

Na Figura 22, pode observar o campo de temperatura, onde o ar adjacente à placa se aquece, criando uma diferença de densidade em relação ao ambiente circundante.

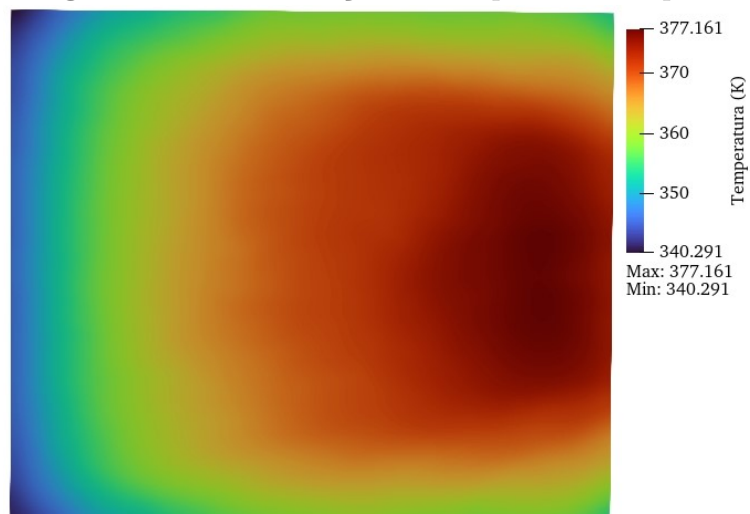
Figura 22 – Campo de temperatura no plano XZ



Fonte: Autor (2025)

Além disso, a temperatura média da placa foi medida em 364,42 K, e a distribuição de temperatura sobre a superfície da placa apresentou uma notável similaridade com aquela descrita no artigo de referência. A Figura 23 apresenta a distribuição de temperatura da placa.

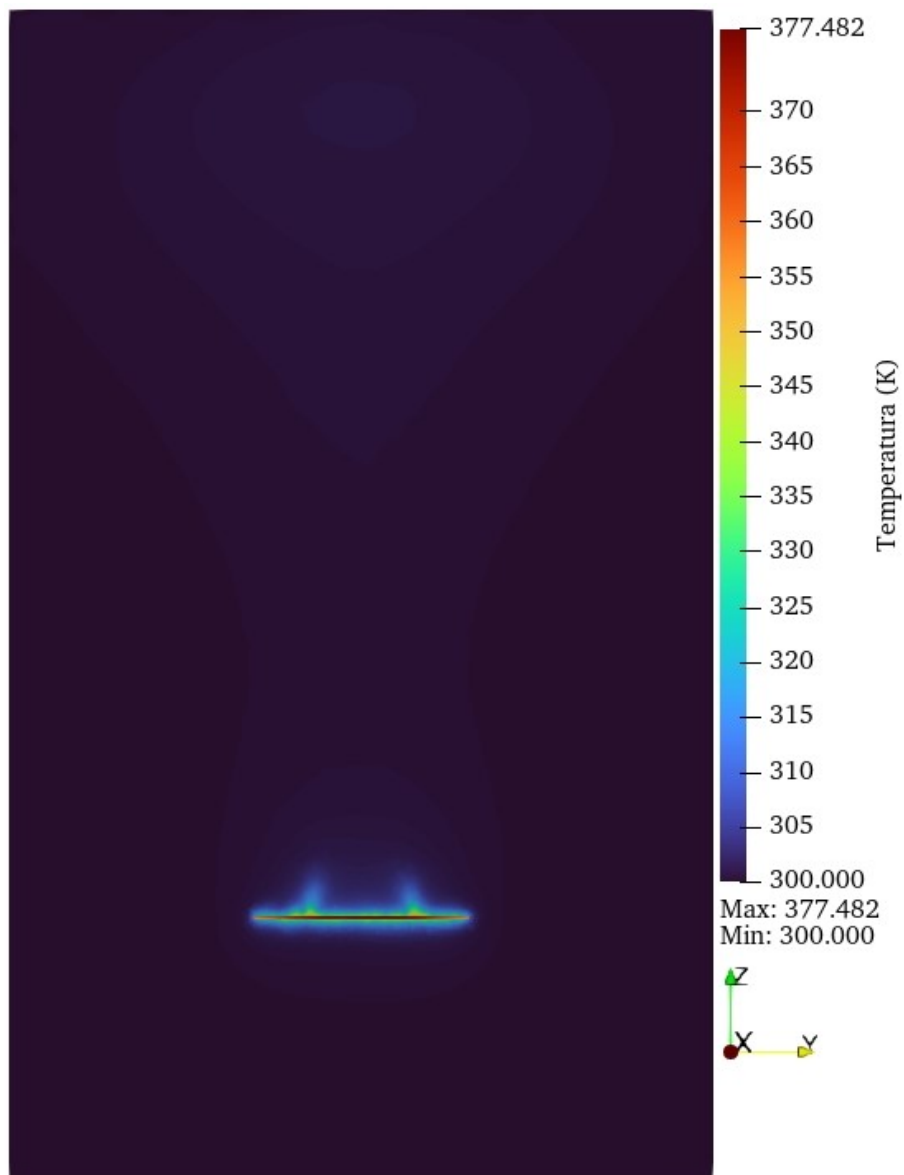
Figura 23 – Distribuição de temperatura da placa



Fonte: Autor (2025)

Assim, a média da temperatura da placa apresentou uma diferença de 2,37 K em relação aos resultados de Nazari e Eslami (2021), levando em consideração a malha de 10.582.832 elementos por eles utilizada e a aplicação da hipótese de Boussinesq. A simplificação feita ao usar a aproximação de Boussinesq pode estar relacionada à discrepância na temperatura média da placa. Além disso, é possível observar o campo de temperatura no plano YZ na Figura 24.

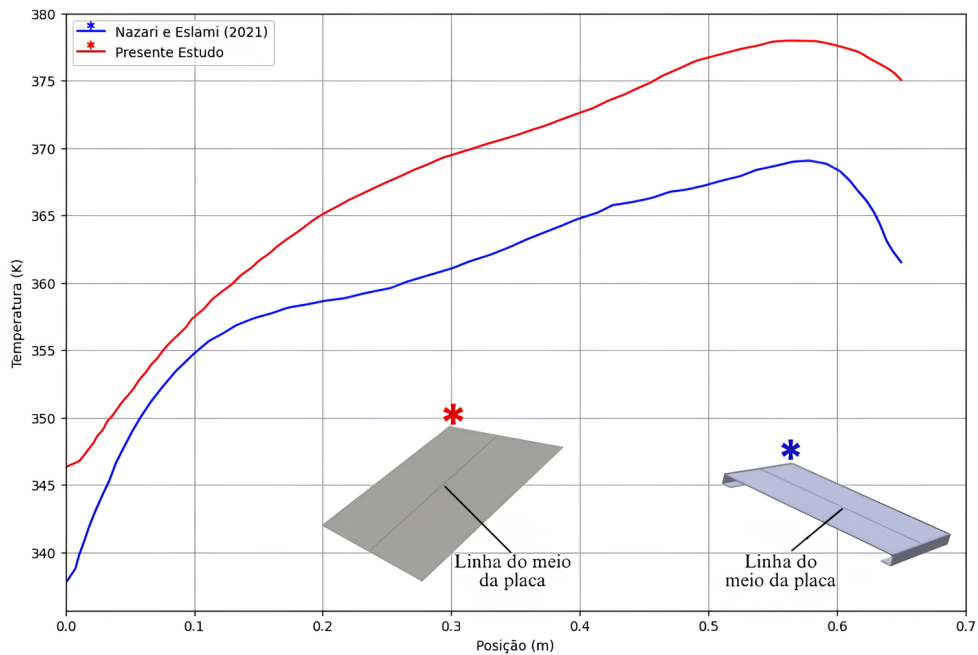
Figura 24 – Campo de temperatura no plano YZ



Fonte: Autor (2025)

A comparação da distribuição da temperatura ao longo da placa pode ser visualizada através do gráfico apresentado na Figura 25, onde é possível analisar as variações de temperatura ao longo do seu comprimento.

Figura 25 – Distribuição de temperatura da placa x Comprimento

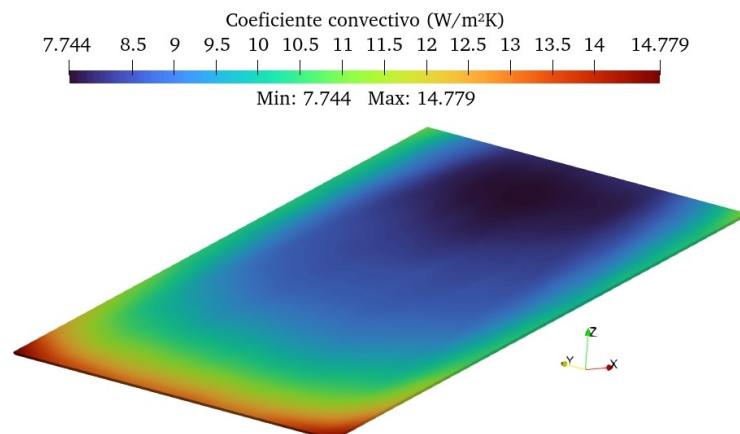


Fonte: Autor (2025)

Na Figura 25, observa-se que o escoamento próximo à placa influencia diretamente sua distribuição de temperatura. O gráfico de Nazari e Eslami (2021) mostra temperaturas mais baixas ao longo da placa. Uma possível explicação para isso é que o gráfico utilizado considera uma superfície estendida, o que implica que o aumento da área de contato contribui para a redução da temperatura.

Ademais, o coeficiente de transferência de calor por convecção obtido para a placa foi de $h = 9,31 \text{ W/m}^2\text{K}$. A Figura 26 apresenta a distribuição desse coeficiente ao longo da superfície da placa.

Figura 26 – Distribuição do coeficiente convectivo



Fonte: Autor (2025)

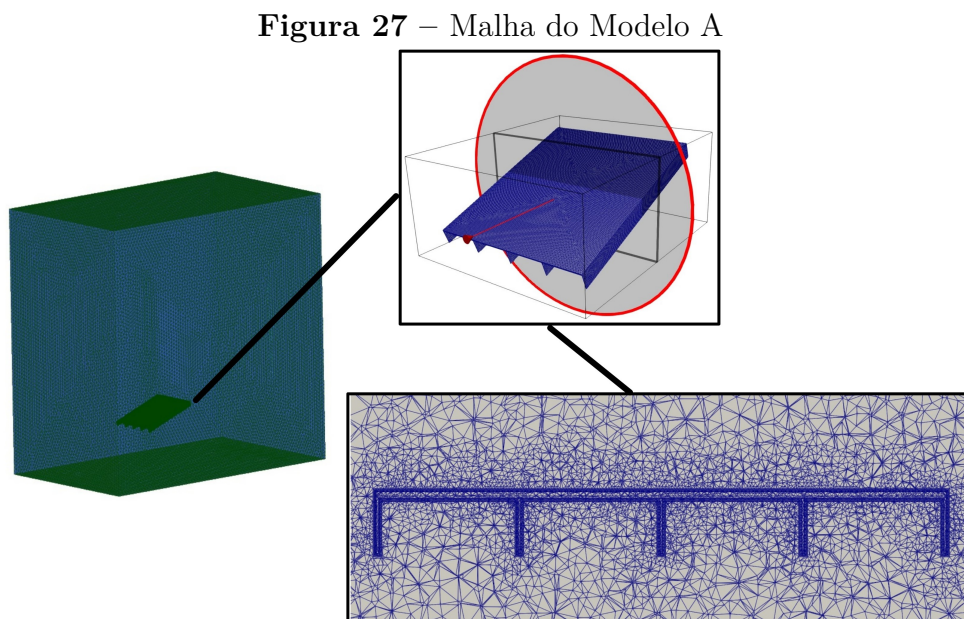
O valor apresenta um desvio do coeficiente de transferência de calor por convecção obtido do estudo da Nazari e Eslami (2021) de 3,62%. Observa-se que a variação espacial do coeficiente convectivo apresenta comportamento inverso ao campo de temperatura na placa. Esse comportamento pode ser explicado com base na lei de resfriamento de Newton. Ao isolar o coeficiente convectivo na equação, percebe-se que ele é inversamente proporcional à diferença de temperatura entre a superfície e o fluido adjacente, resultando na distribuição observada.

4.2 ANÁLISE DO SISTEMA ALETADO

Nesta seção, serão apresentados os resultados dos dois modelos estudados: Convencional e Segmentado. Além disso, serão detalhadas as características da malha utilizada, bem como a distribuição de temperatura, o campo de velocidade obtidos nas simulações e coeficiente convectivo.

4.2.1 Modelo Convencional (A)

A malha do Modelo A possui um total de 1.771.821 elementos, dos quais 555.436 são elementos prismáticos localizados próximos à placa, garantindo maior resolução nesta região. A Figura 27 ilustra a configuração da malha do modelo.

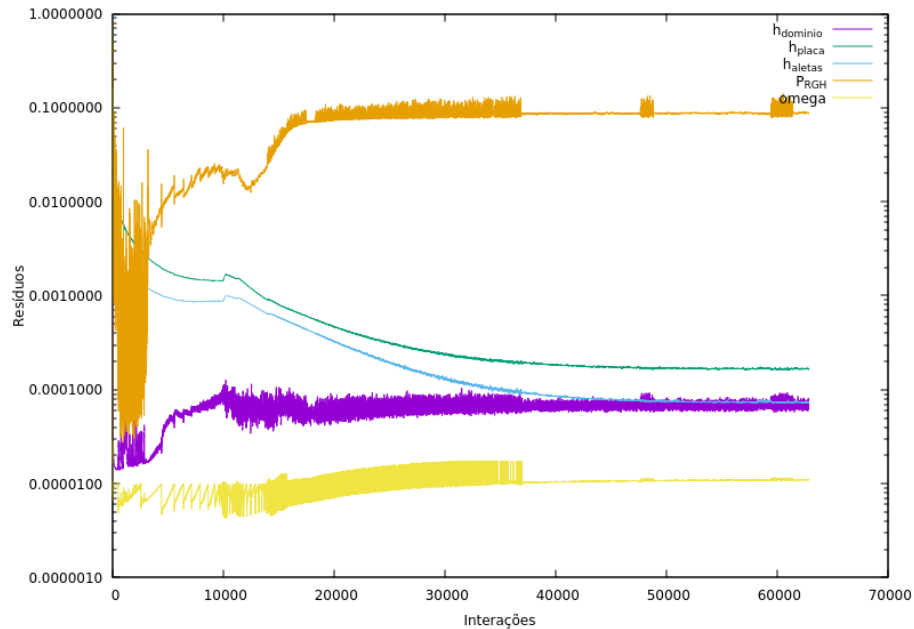


Fonte: Autor (2025)

O fator de relaxamento utilizado foi de 0,9 para entalpia o que prolongou a simulação.

Além disso, a análise de estabilidade e convergência da simulação foi realizada com base no gráfico de resíduos, apresentado na Figura 28.

Figura 28 – Gráfico de resíduos do Modelo A

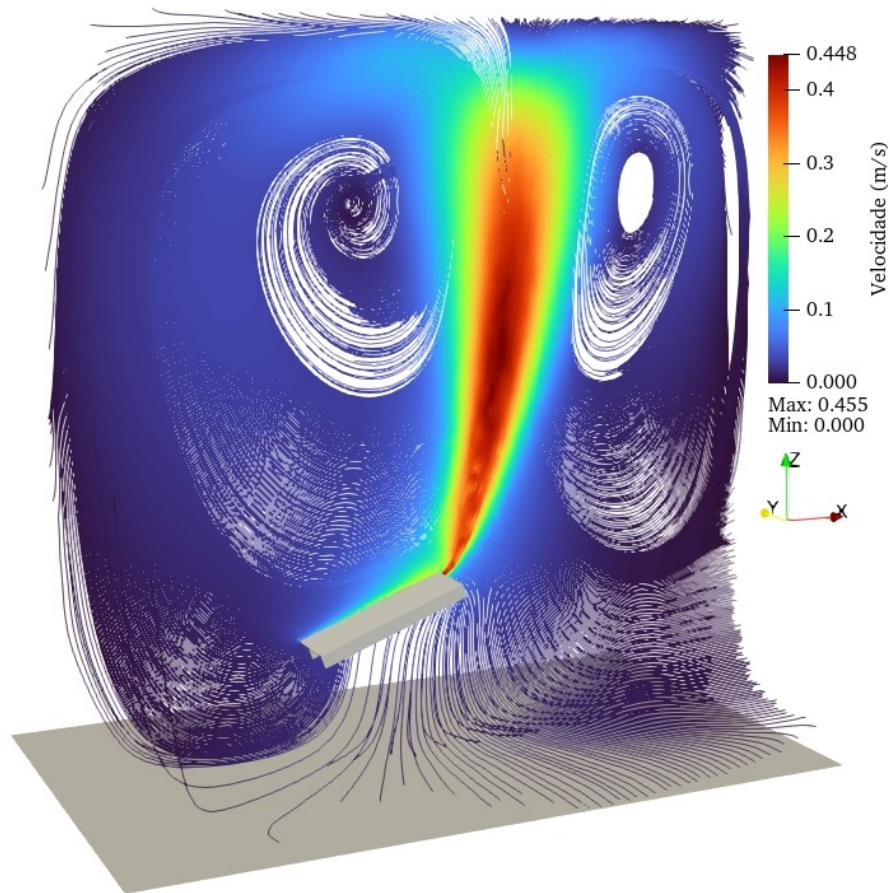


Fonte: Autor (2025)

Para o Modelo A, a simulação não atingiu o critério de convergência previamente especificado. Contudo, a estabilidade foi alcançada após aproximadamente 40000 iterações, com os resíduos reduzidos a ordens de 10^{-1} para a pressão absoluta estática e 10^{-2} para a entalpia da placa (h_{placa}). Os resíduos observados apresentaram uma variação de 0,001% em relação ao valor de referência para a pressão absoluta estática, indicando uma discrepância suficientemente pequena para considerar a simulação convergida em termos de estabilidade.

O campo de velocidade é analisado na Figura 29, onde o perfil de escoamento apresenta correntes de convecção formando recirculação dentro do domínio computacional. Ademais, os valores médios de y^+ nas paredes foram inferiores a 1.

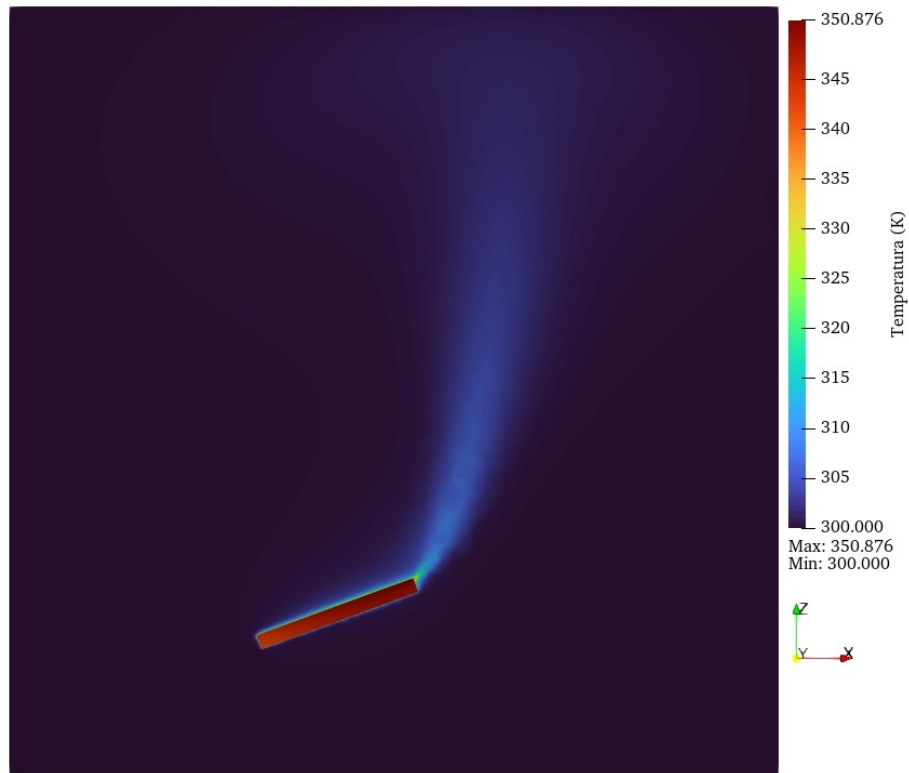
Figura 29 – Campo de velocidade do Modelo A em linhas



Fonte: Autor (2025)

Observa-se no campo de velocidade, ilustrado na Figura 21, um padrão característico de escoamento por convecção natural. Esse perfil de velocidade explica o comportamento do campo de temperatura, uma vez que a placa dissipa calor para o ambiente conforme o movimento ascendente do ar induzido pela diferença de densidade entre as regiões aquecidas e frias. Na Figura 30, é possível ver a distribuição do campo de temperatura no plano XZ, evidenciando o gradiente térmico em direção à região superior, o que corrobora com o fluxo de calor observado e com o perfil de convecção estabelecido.

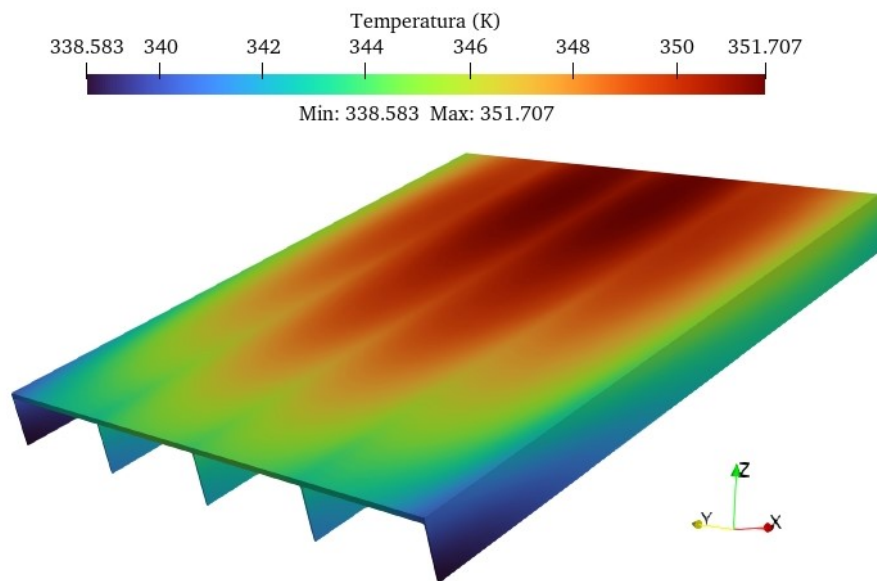
Figura 30 – Campo de temperatura do modelo A no plano XZ



Fonte: Autor (2025)

No Modelo A, o campo de temperatura indica comportamento semelhante do modelo sem aletas, mas apresenta uma redução de aproximadamente 27 K na temperatura máxima. A Figura 31 apresenta a distribuição de temperatura na placa com aletas.

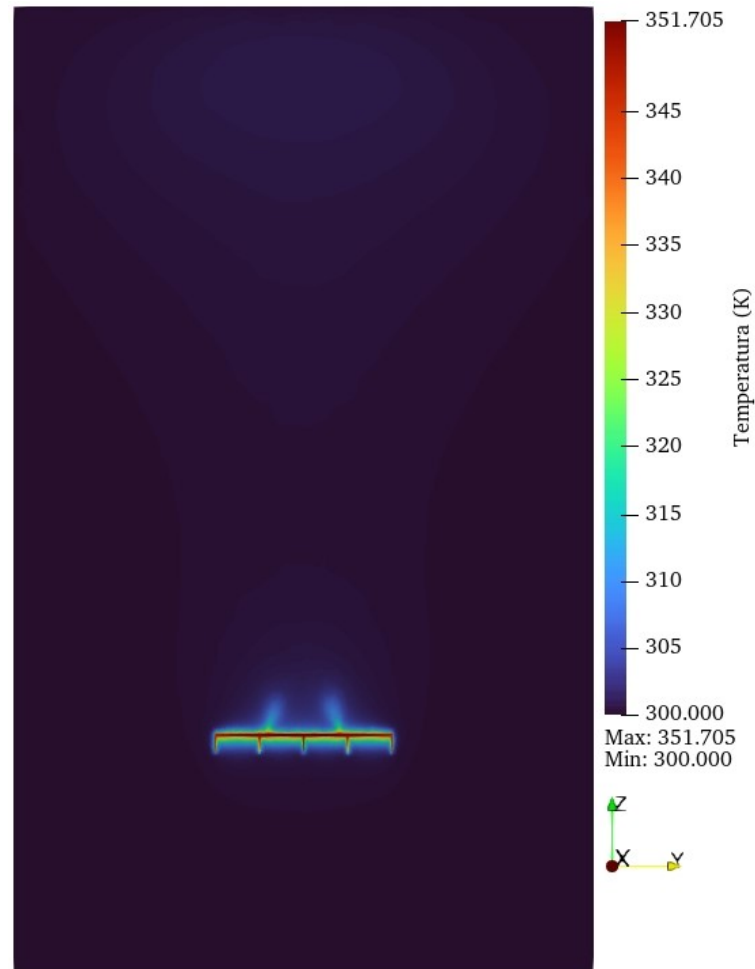
Figura 31 – Distribuição de temperatura na placa do Modelo A



Fonte: Autor (2025)

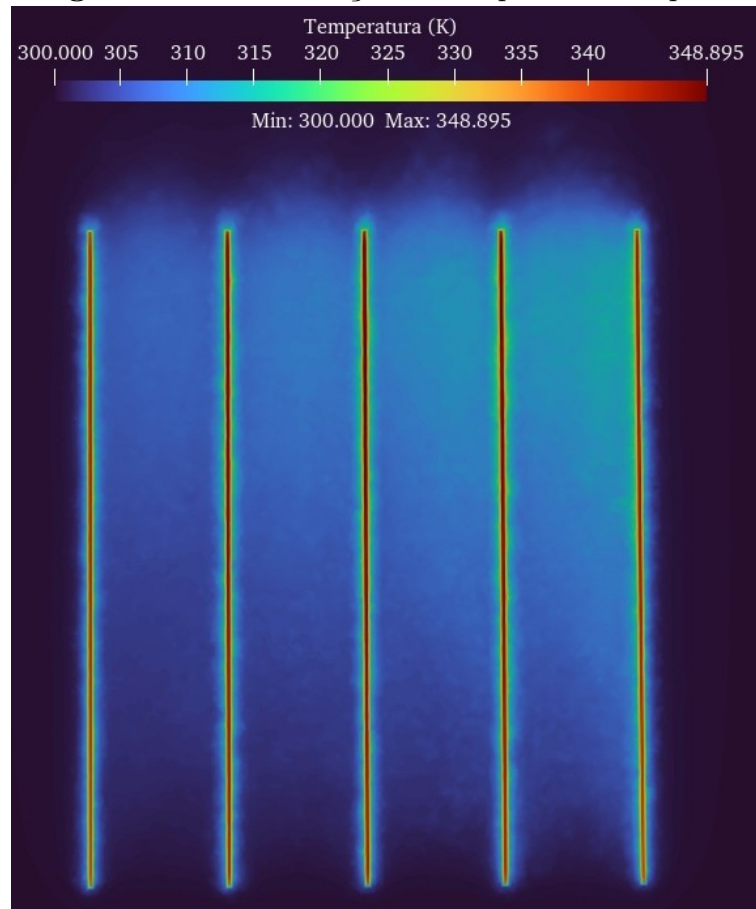
A temperatura média da placa foi de 347,84 K, apresentando uma redução de 16,58 K comparado ao modelo sem aletas. Esse comportamento sugere que o uso das aletas diminuiu a temperatura por apresentar uma maior superfície de contato com o fluido e, conseqüentemente uma maior dissipação de calor por convecção natural. A Figura 32 apresenta o campo de temperatura no plano YZ.

Figura 32 – Campo de temperatura do modelo A no plano YZ



Fonte: Autor (2025)

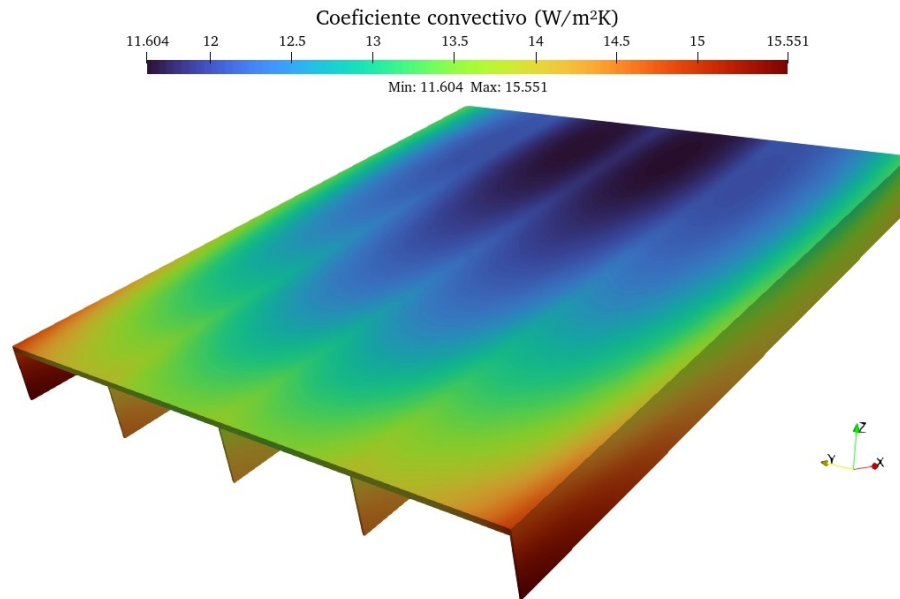
Além disso, foi analisado a temperatura em um plano região das aletas para avaliar o comportamento da temperatura na região. A Figura 33 apresenta o campo na parte inferior da placa, é possível notar que não houve quebra no gradiente de temperatura ao longo das aletas.

Figura 33 – Distribuição de temperatura no plano

Fonte: Autor (2025)

O coeficiente de transferência de calor por convecção obtido para as aletas foi $h = 12,80 \text{ W/m}^2\text{K}$. A Figura 34 apresenta sua distribuição ao longo da superfície das aletas. Nota-se que a variação espacial do coeficiente convectivo é inversamente relacionada ao campo de temperatura, o que pode ser explicado pela lei de resfriamento de Newton, já que h depende da diferença de temperatura entre a superfície e o fluido adjacente.

Figura 34 – Distribuição do coeficiente convectivo do Modelo A

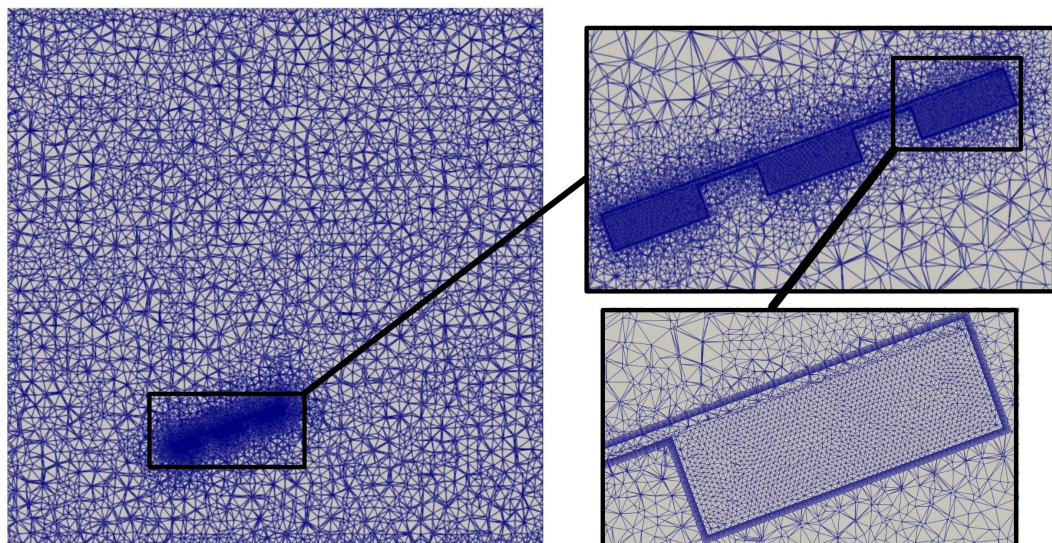


Fonte: Autor (2025)

4.2.2 Modelo Segmentado (B)

A malha do Modelo B apresentou 2.088.583 elementos, com 646.198 elementos prismáticos. A composição maior que o Modelo A é devido à necessidade de ter mais elementos prismáticos na região da aleta e conseqüentemente um maior refinamento para garantir uma boa transição de malha. A Figura 35 apresenta a malha do modelo no plano YZ.

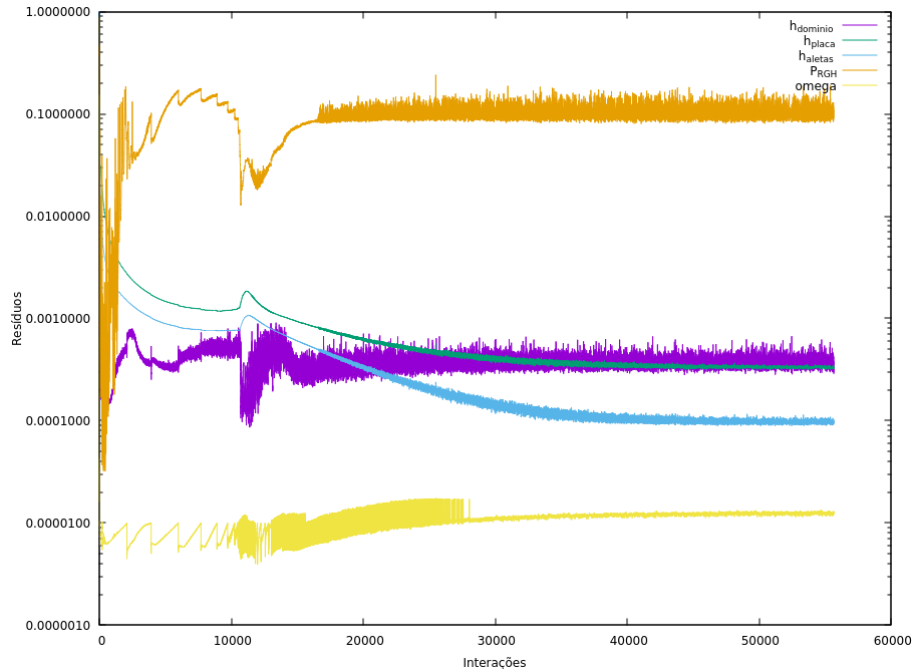
Figura 35 – Malha do Modelo B no plano YZ



Fonte: Autor (2025).

A simulação não alcançou o critério de convergência especificado anteriormente. Contudo, a estabilidade da simulação pode ser observada na Figura 36.

Figura 36 – Gráfico de resíduos do Modelo B

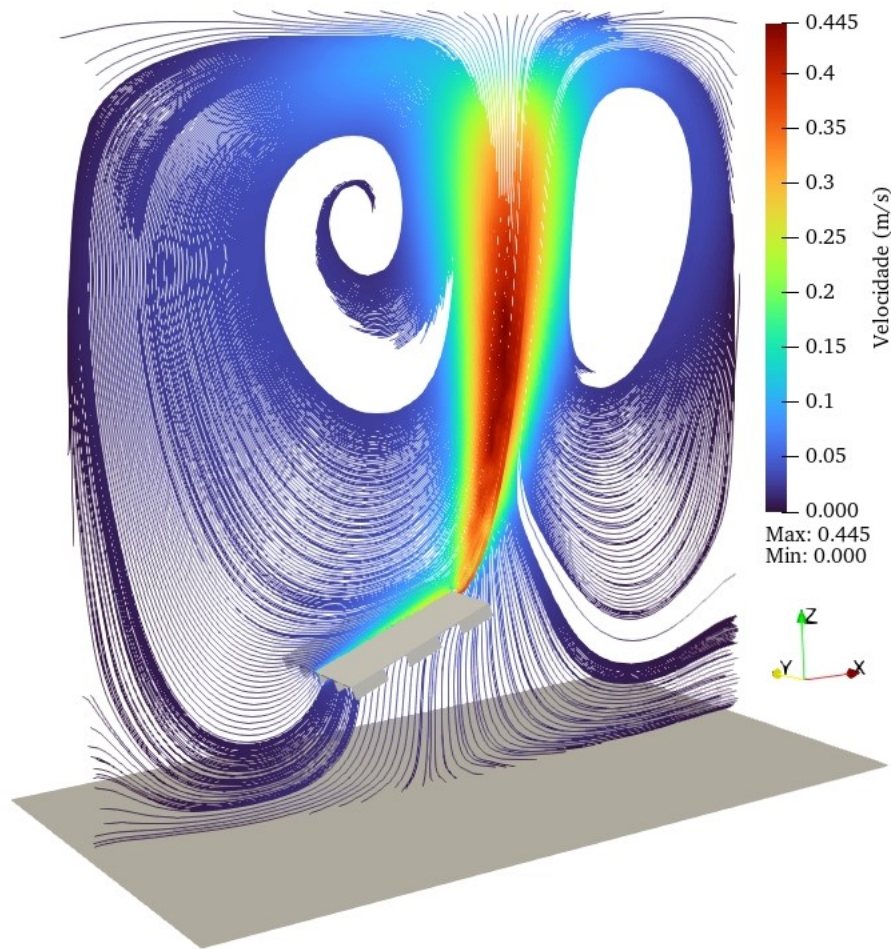


Fonte: Autor (2025).

Apesar da entalpia e pressão absoluta estática do domínio apresentar variações na ordem de 1, ao longo das iterações a estabilidade foi atingida após aproximadamente 40000 iterações, com os resíduos reduzidos a ordens de 10^{-1} para a pressão absoluta estática e inferiores a 10^{-3} para a entalpia da placa h_{placa} . Os resíduos obtidos representaram 0,001% em relação ao valor definido para a pressão absoluta estática, indicando uma discrepância suficientemente pequena para considerar a simulação estabilizada e convergente.

O campo de velocidade em linhas do Modelo B pode ser observado na Figura 37. Nota-se um comportamento típico de convecção natural, com fluxo ascendente na direção perpendicular da placa gerando região recirculação do ar dentro do domínio computacional. Além disso, obteve-se valores médios de y^+ inferiores a 1.

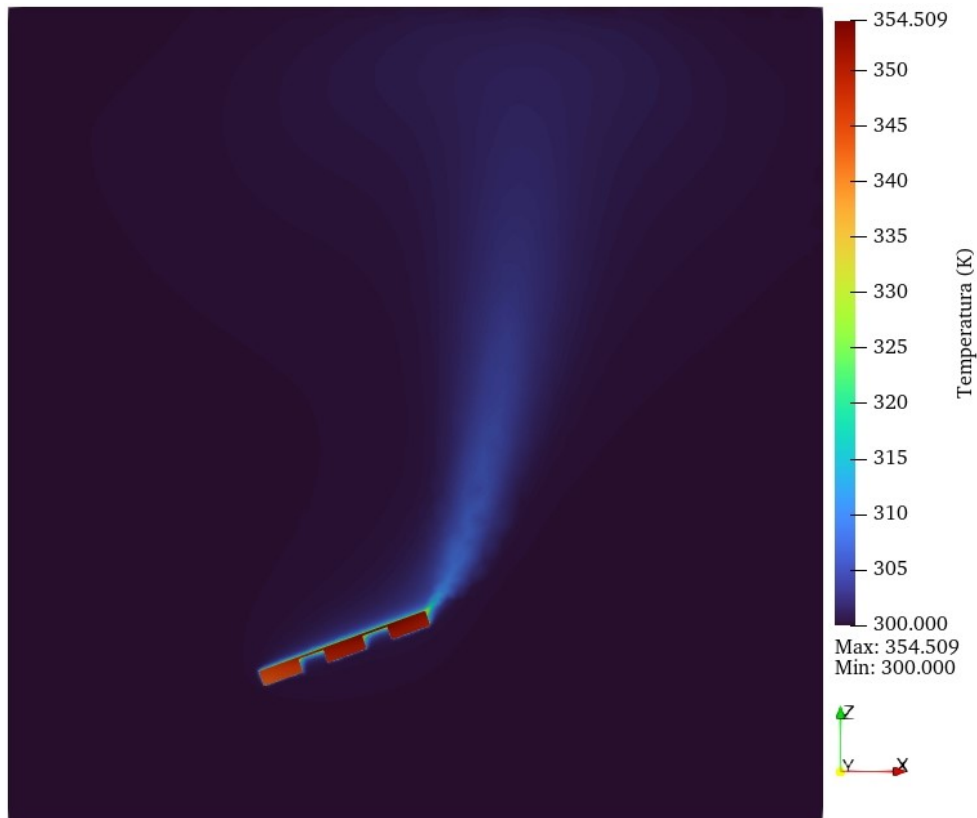
Figura 37 – Campo de velocidade do Modelo B em linhas



Fonte: Autor (2025).

Na Figura 38, observa-se a distribuição do campo de temperatura no plano XZ, destacando o gradiente térmico em direção à região superior. Essa característica está alinhada com o fluxo de calor identificado e com o perfil de convecção estabelecido no sistema.

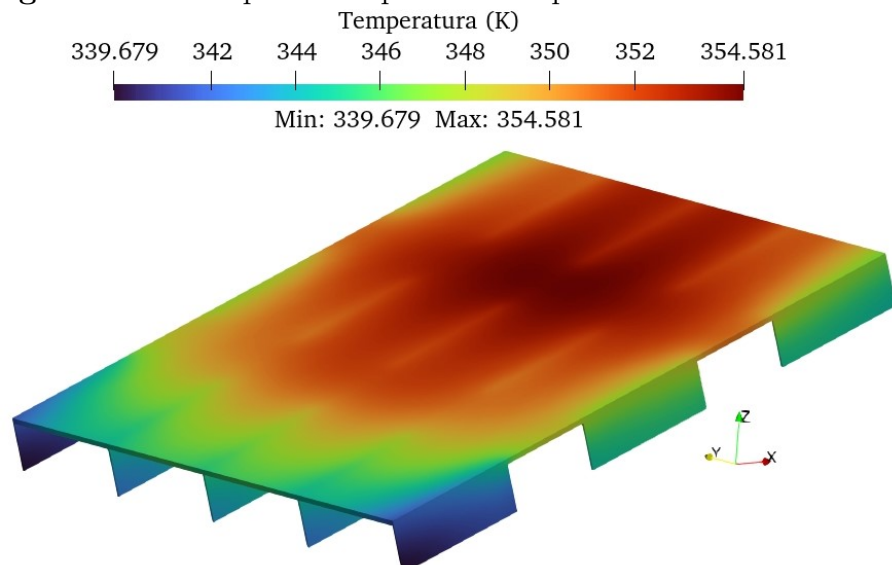
Figura 38 – Campo de temperatura do Modelo B no Plano XZ



Fonte: Autor (2025).

No Modelo B obteve-se uma temperatura máxima de aproximadamente 354,60 K sugerindo que o uso do sistema aletado segmentado diminuiu a temperatura. A Figura 39 apresenta a distribuição de temperatura na placa.

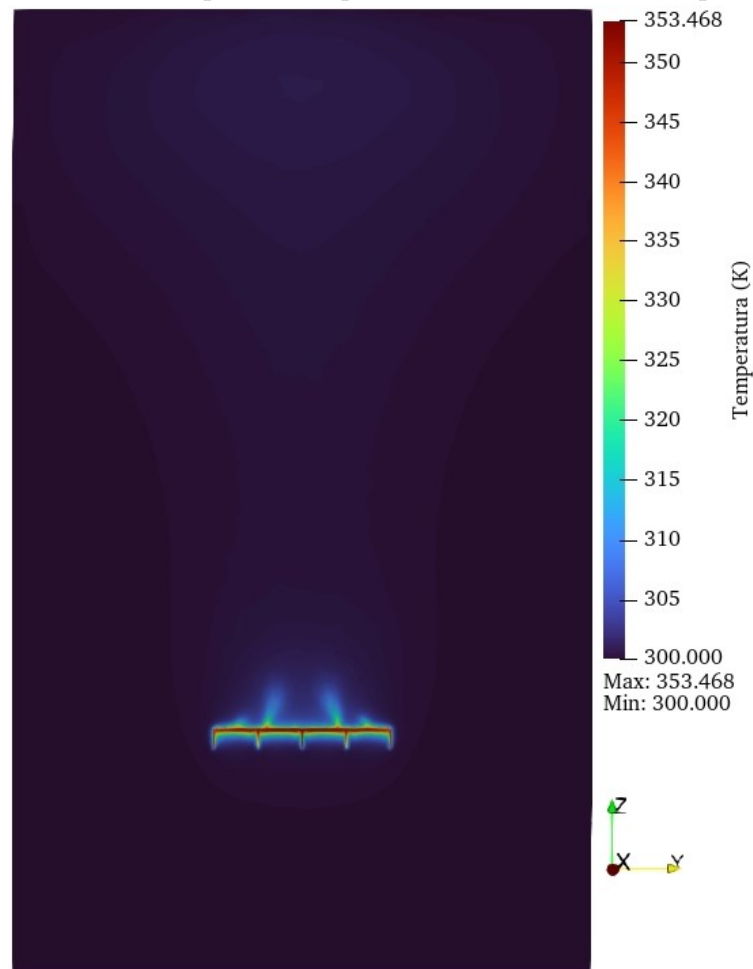
Figura 39 – Campo de temperatura da placa e aletas no Modelo B



Fonte: Autor (2025).

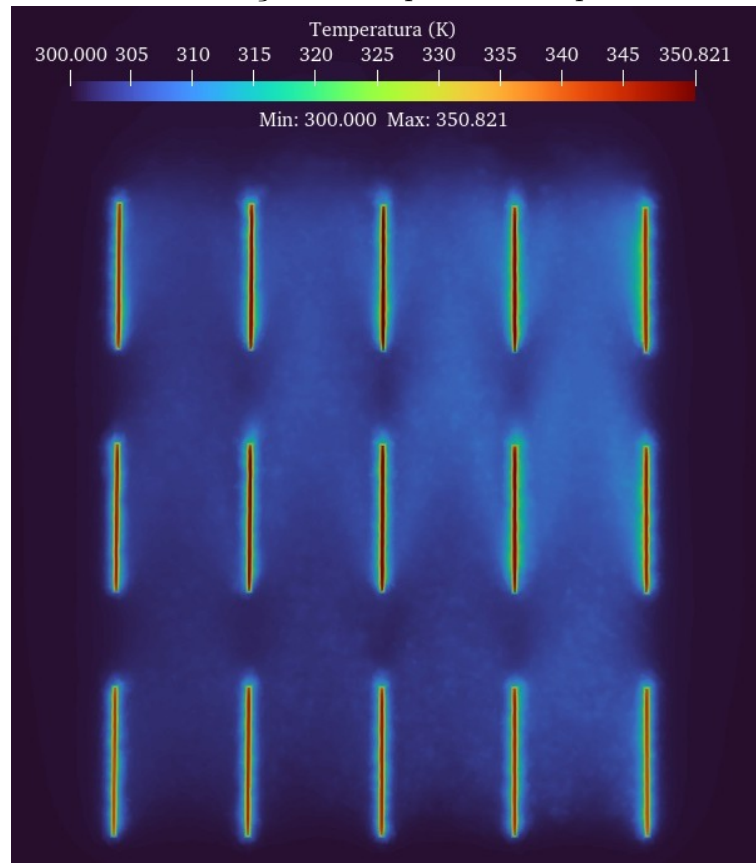
A temperatura média na placa foi de 350,47 K sendo 14 K menor que o modelo sem aletas. É possível observar que as menores temperaturas estão no início do escoamento sob a placa e no início das aletas. A Figura 40 apresenta o campo de temperatura no plano YZ.

Figura 40 – Campo de temperatura do Modelo B no plano YZ



Fonte: Autor (2025)

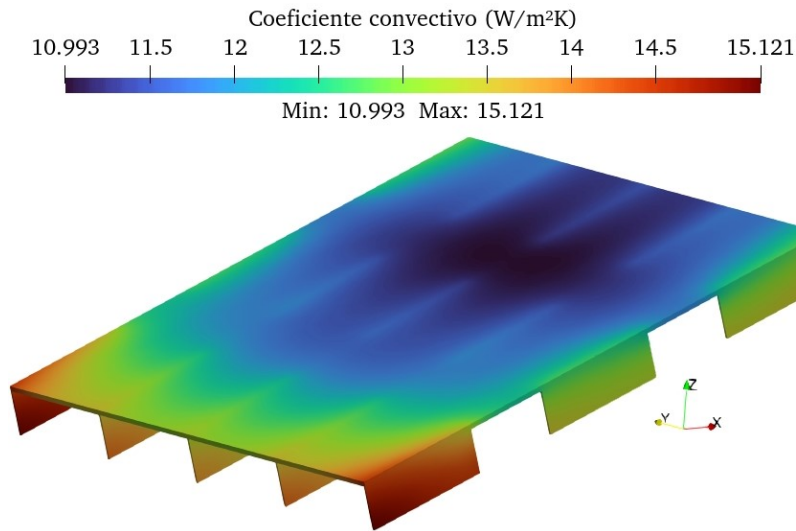
Além disso, foi examinada a distribuição de temperatura em um plano da região das aletas, visando compreender seu comportamento nessa área. A Figura 41 ilustra o campo térmico na parte inferior da placa, onde é possível observar que o gradiente de temperatura ao longo das aletas houve interrupções provocado pela segmentação das aletas.

Figura 41 – Distribuição de temperatura no plano do Modelo B

Fonte: Autor (2025)

Os resultados demonstram que a extensão da área de superfície desempenhou um papel mais relevante do que a interrupção da camada limite nos canais entre as aletas. Isso se reflete na temperatura média inferior registrada na placa do Modelo A em comparação com o Modelo B. A diferença de temperatura foi de 2,63 K, o que sugere que o Modelo A é o mais eficiente para o problema em questão. O coeficiente de transferência de calor por convecção obtido para as aletas foi $h = 12,11 \text{ W/m}^2\text{K}$. A Figura 42 apresenta a distribuição do coeficiente convectivo na placa com aletas.

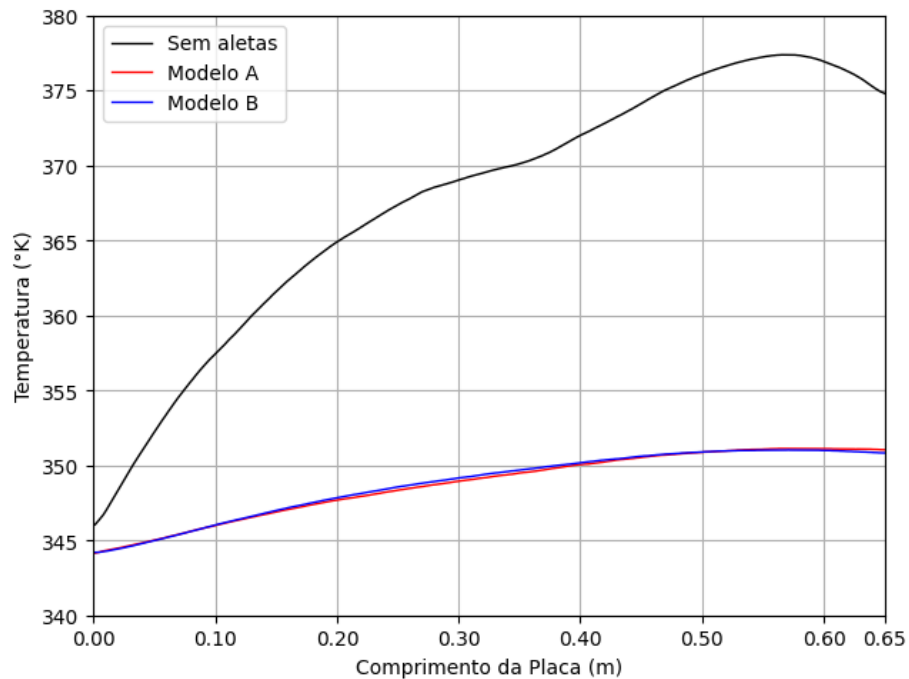
Figura 42 – Distribuição do coeficiente convectivo do Modelo B



Fonte: Autor (2025)

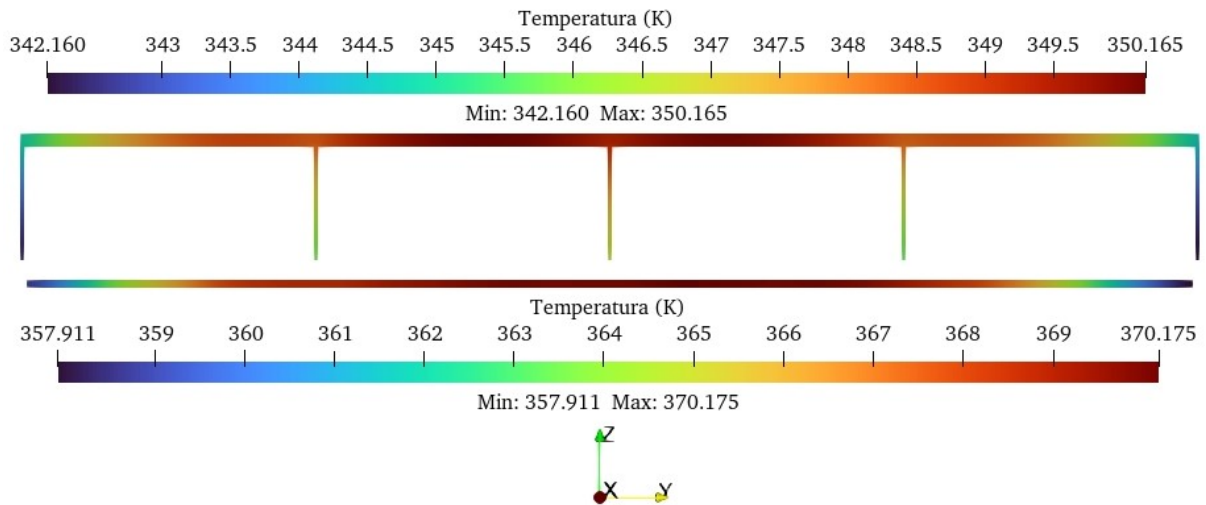
Além disso, a Figura 43 apresenta a temperatura ao longo do comprimento da placa, sendo possível a comparação entre os modelos.

Figura 43 – Distribuição da temperatura ao longo da placa entre os modelos



Fonte: Autor (2025)

É possível avaliar a condução interna na placa por meio de um corte. A Figura 44 apresenta o comportamento da temperatura internamente do Modelo A (Superior) e do Modelo sem aletas (Inferior).

Figura 44 – Distribuição da temperatura ao longo da placa entre os modelos

Fonte: Autor (2025)

A análise revela que a temperatura máxima do Modelo A é inferior à temperatura mínima observada sendo que o Modelo A é o mais eficiente, o que reflete uma maior homogeneidade na distribuição de temperatura na placa, conforme ilustrado na Figura 43. Ademais, as menores temperaturas internas no Modelo A concentram-se nas proximidades das aletas, indicando sua contribuição significativa para a eficiência na dissipação de calor.

Os resultados apresentados na Tabela 7 demonstram diferenças significativas entre a placa sem aletas e os modelos com aletas (Modelos A e B). A temperatura média foi reduzida de 364,42 K na placa sem aletas para 347,84 K no Modelo A e 350,47 K no Modelo B. Essa redução indica que a inclusão de aletas melhorou a dissipação térmica, sendo o Modelo A o mais eficiente nesse aspecto, com uma diferença de 16,58 K em relação à placa sem aletas.

Tabela 7 – Comparação de parâmetros entre a placa sem aletas e os modelos A e B.

	Placa sem aletas	Modelo A	Modelo B
Tempo de simulação (horas)	24	322,35	408,83
Temperatura média (K)	364,42	347,84	350,47
Temperatura máxima (K)	377,16	351,70	354,58
Temperatura mínima (K)	340,29	338,58	339,68
Coeficiente convectivo (W/m^2K)	9,31	12,80	12,11
Massa do sistema aletado (kg)	-	2,83	2,56
y^+ médio na interface	0,51	0,40	0,43

Fonte: Autor (2025).

Observa-se também uma redução na temperatura máxima registrada. Na placa

sem aletas, a temperatura máxima foi de 377,16 K, enquanto no Modelo A e no Modelo B, os valores foram 351,70 K e 354,58 K, respectivamente. Esse comportamento reforça a superioridade do Modelo A em manter temperaturas mais baixas ao longo da superfície, o que é desejável em aplicações que demandam controle térmico eficiente.

Em relação à temperatura mínima, os valores foram levemente menores nos modelos com aletas. No Modelo A, a temperatura mínima foi de 338,58 K, enquanto no Modelo B foi de 339,68 K, contrastando com os 340,29 K da placa sem aletas. Embora a diferença seja pequena, ela sugere que as aletas contribuem para uma melhor distribuição de calor.

O coeficiente de transferência de calor por convecção apresentou um aumento significativo nos modelos com aletas, passando de 9,31 W/m²K na placa sem aletas para 12,80 W/m²K no Modelo A e 12,11 W/m²K no Modelo B. Esse aumento evidencia a eficácia das aletas em melhorar a transferência de calor, sendo o Modelo A novamente superior nesse aspecto.

A massa adicional introduzida pelas aletas também foi considerada. O Modelo A apresentou uma massa de 2,83 kg, enquanto o Modelo B teve 2,56 kg. Apesar de o Modelo B ser ligeiramente mais leve, o desempenho térmico inferior em comparação ao Modelo A sugere que o aumento da superfície de contato com o fluido, conseqüentemente o aumento de massa no Modelo A, é compensado pela maior eficiência na dissipação térmica.

Por fim, o valor médio de y^+ na interface foi analisado. A placa sem aletas apresentou $y^+ = 0,51$, enquanto os valores nos Modelos A e B foram 0,40 e 0,43, respectivamente.

Em resumo, os resultados indicam que o Modelo A é o mais eficiente entre as configurações analisadas, apresentando melhores desempenhos térmicos, embora com um pequeno acréscimo de massa em relação ao Modelo B. A inclusão de aletas demonstrou ser uma solução eficaz para aumentar a dissipação térmica em placas, sendo especialmente relevante em aplicações que exigem controle térmico rigoroso.

5 CONCLUSÃO

A modelagem do problema no Salome e OpenFOAM apresentaram uma diferença de temperatura média da placa de 2,37 K e um desvio de 3,62% para o coeficiente convectivo em relação ao estudo da Nazari e Eslami (2021). Com base nos resultados apresentados, os valores obtidos sugerem a inclusão de aletas melhora significativamente a dissipação térmica da placa. O Modelo A apresenta uma temperatura média da placa para 347,84 K, enquanto o Modelo B apresentou uma temperatura média de 350,47 K, ambas inferiores aos 364,42 K observados na placa sem aletas. Além disso, o coeficiente de transferência de calor por convecção atingiu $h = 12,80 \text{ W/m}^2\text{K}$ no Modelo A e $h = 12,11 \text{ W/m}^2\text{K}$ no Modelo B, em comparação com $h = 9,31 \text{ W/m}^2\text{K}$ na configuração sem aletas.

O Modelo A também apresentou a menor temperatura máxima (351,70 K) e mínima (338,58 K), superando o Modelo B, que registrou valores de 354,58 K e 339,68 K, respectivamente. Apesar de o Modelo A apresentar uma massa de 2,83 kg, ligeiramente superior à do Modelo B (2,56 kg), a sua maior eficiência na dissipação térmica compensa o aumento de peso.

5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Ao longo do trabalho e após os resultados foi observado possíveis melhorias para implementações em trabalhos futuros.

- Utilização de novos sistemas de dissipadores de calor como aletas inclinadas ou em tubos;
- Implementar modelo de radiação para avaliar a influência da radiação;
- Realizar a simulação em simetria para diminuir o custo computacional;
- Utilizar cada camada do painel fotovoltaico para avaliar a condução na placa;
- Estudo experimental.

REFERÊNCIAS

- AHMAD, E.; FAZLIZAN, A.; JARIMI, H.; SOPIAN, K.; IBRAHIM, A. Enhanced heat dissipation of truncated multi-level fin heat sink (mlfhs) in case of natural convection for photovoltaic cooling. **Case Studies in Thermal Engineering**, Elsevier, v. 28, p. 101578, 2021.
- AHMED, I.; FARHIN, H. A.; HEME, S. A. **Design and Analysis of Heat Sink Configurations for Passive Cooling of Solar Panels**. Tese (Doutorado) — Department of Mechanical and Production Engineering, Islamic University of . . . , 2022.
- ALMEIDA, M. R. M. d. Avaliação de modelos de turbulência em cavidades térmicas. **Universidade Federal do Rio de Janeiro**, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2022.
- ARIFIN, Z.; TJAHJANA, D. D. D. P.; HADI, S.; RACHMANTO, R. A.; SETYOHANDOKO, G.; SUTANTO, B. *et al.* Numerical and experimental investigation of air cooling for photovoltaic panels using aluminum heat sinks. **International Journal of Photoenergy**, Hindawi, v. 2020, 2020.
- ASSIS, M. F. d. O.; SATO, A. I. Técnicas de resfriamento de placas fotovoltaicas: uma análise bibliométrica. In: . [S.l.: s.n.], 2023.
- BARRADAS, A. C. M. **Avaliação do desempenho do OpenFOAM® em estudos de ventilação natural**. Dissertação (Mestrado) — Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra, 2016.
- BAYRAK, F.; OZTOP, H. F.; SELIMEFENDIGIL, F. Effects of different fin parameters on temperature and efficiency for cooling of photovoltaic panels under natural convection. **Solar Energy**, Elsevier, v. 188, p. 484–494, 2019.
- ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Tranferência de calor e massa**. [S.l.]: AMGH editora, 2009.
- CHITEKA, K.; ARORA, R.; SRIDHARA, S.; ENWEREMADU, C. Numerical investigation of soiling of multi-row rooftop solar pv arrays. **International Journal of Energy and Environmental Engineering**, Springer, v. 11, p. 439–458, 2020.
- COELHO, J. C. M. **Energia e fluidos: transferência de calor**. [S.l.]: Editora Blucher, 2016. v. 3.
- DIDA, M.; BOUGHALI, S.; BECHKI, D.; BOUGUETTAIA, H. Experimental investigation of a passive cooling system for photovoltaic modules efficiency improvement in hot and arid regions. **Energy Conversion and Management**, v. 243, p. 114328, 2021. ISSN 0196-8904. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890421005045>>.
- EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Balanco Energético Nacional (BEN) 2022: Ano base 2021**. 2023. Disponível em: <https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-748/topico-681/BEN_S%C3%ADntese_2023_PT.pdf>.

- ENSSLIN, L.; DUTRA, A.; ENSSLIN, S. R.; CHAVES, L. C.; DEZEM, V. Research process for selecting a theoretical framework and bibliometric analysis of a theme: Illustration for the management of customer service in a bank. **Modern Economy**, Scientific Research Publishing, v. 6, n. 06, p. 782, 2015.
- FARHAN, A. A.; HASAN, D. J. An experimental investigation to augment the efficiency of photovoltaic panels by using longitudinal fins. **Heat Transfer**, Wiley Online Library, v. 50, n. 2, p. 1748–1757, 2021.
- GHADIKOLAEI, S. S. C. Solar photovoltaic cells performance improvement by cooling technology: An overall review. **international journal of hydrogen energy**, Elsevier, v. 46, n. 18, p. 10939–10972, 2021.
- GLÄNZEL, W.; SCHOEPFLIN, U. A bibliometric study of reference literature in the sciences and social sciences1parts of this study have been presented at the 5th international conference on scientometrics and informetrics, held in river forest, illinois, june 7–10, 1995.1. **Information Processing & Management**, v. 35, n. 1, p. 31–44, 1999. ISSN 0306-4573. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306457398000284>>.
- GUEDES, G. B.; PAGANIN, L. B. Z.; BORSATO, M. Bibliometric and systemic analysis on material flow mapping and industrial ecosystems. **Journal of Industrial Integration and Management**, v. 03, n. 04, p. 1850001, 2018. Disponível em: <<https://doi.org/10.1142/S242486221850001X>>.
- HERNANDEZ-PEREZ, J.; CARRILLO, J.; BASSAM, A.; FLOTA-BANUELOS, M.; PATINO-LOPEZ, L. A new passive pv heatsink design to reduce efficiency losses: A computational and experimental evaluation. **Renewable Energy**, v. 147, p. 1209–1220, 2020. ISSN 0960-1481. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148119314193>>.
- HUDIȘTEANU, S. V.; ȚURCANU, F. E.; CHERECHEȘ, N. C.; POPOVICI, C. G.; VERDEȘ, M.; HUDITEANU, I. Enhancement of pv panel power production by passive cooling using heat sinks with perforated fins. **Applied Sciences**, MDPI, v. 11, n. 23, p. 11323, 2021.
- INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de transferencia de calor**. [S.l.]: Pearson Educación, 1999.
- ITO, M. C. Avaliação numérico-experimental da convecção natural em uma placa plana horizontal. **Universidade Estadual Paulista (Unesp)**, Universidade Estadual Paulista (Unesp), 2020.
- KARAVA, P.; JUBAYER, C. M.; SAVORY, E. Numerical modelling of forced convective heat transfer from the inclined windward roof of an isolated low-rise building with application to photovoltaic/thermal systems. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 31, n. 11-12, p. 1950–1963, 2011.
- KIM, J.; BAE, S.; YU, Y.; NAM, Y. **Experimental and numerical study on the cooling performance of fins and metal mesh attached on a photovoltaic module**. **Energies** 13 (1): 85. 2019.

- KRSTIC, M.; PANTIC, L.; DJORDJEVIC, S.; RADONJIC, I.; BEGOVIC, V.; RADOVANOVIC, B.; MANCIC, M. Passive cooling of photovoltaic panel by aluminum heat sinks and numerical simulation. **Ain Shams Engineering Journal**, v. 15, n. 1, p. 102330, 2024. ISSN 2090-4479. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2090447923002198>>.
- LIMA, F.; GOMES, R. Conceitos e tecnologias da indústria 4.0: uma análise bibliométrica. **Revista Brasileira de Inovação**, v. 19, p. e0200023, 12 2020.
- LINARES, E. O. Avaliação da eficiência do software openfoam® na resolução de problemas metalúrgicos. **Universidade Federal de Ouro Preto**, 2022.
- LU, H.; ZHAO, W. Cfd prediction of dust pollution and impact on an isolated ground-mounted solar photovoltaic system. **Renewable Energy**, Elsevier, v. 131, p. 829–840, 2019.
- MALISKA, C. R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**. [S.l.]: Grupo Gen-LTC, 2017.
- MALISKA, C. R. **Fundamentals of computational fluid dynamics: the finite volume method**. [S.l.]: Springer Nature, 2023. v. 135.
- MARINIĆ-KRAGIĆ, I.; NIŽETIĆ, S.; GRUBIŠIĆ-ČABO, F.; ČOKO, D. Analysis and optimization of passive cooling approach for free-standing photovoltaic panel: Introduction of slits. **Energy conversion and management**, Elsevier, v. 204, p. 112277, 2020.
- MAYS, A. E.; AMMAR, R.; HAWA, M.; AKROUSH, M. A.; HACHEM, F.; KHALED, M.; RAMADAN, M. Improving photovoltaic panel using finned plate of aluminum. **Energy Procedia**, Elsevier, v. 119, p. 812–817, 2017.
- MENTER, F. R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. **AIAA journal**, v. 32, n. 8, p. 1598–1605, 1994.
- NABBOUT, K. *et al.* Métodos de acoplamento para problemas com interação térmica entre fluido e sólido. **Universidade Federal de Uberlândia**, Universidade Federal de Uberlândia, 2020.
- NAGHAVI, M.; ESMAEILZADEH, A.; SINGH, B.; ANG, B.; YOON, T.; ONG, K. Experimental and numerical assessments of underlying natural air movement on pv modules temperature. **Solar Energy**, Elsevier, v. 216, p. 610–622, 2021.
- NAZARI, S.; ESLAMI, M. Impact of frame perforations on passive cooling of photovoltaic modules: Cfd analysis of various patterns. **Energy Conversion and Management**, Elsevier, v. 239, p. 114228, 2021.
- NWAGWU, W. E. Research methodology: A step-by-step guide for beginners. **Journal of Education and Practice**, v. 6, n. 6, p. 30–37, 2015.
- OpenCFD Ltd. **OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox**. 2024. Acessado em 2 de junho de 2024. Disponível em: <<https://www.openfoam.com/>>.

- PATANKAR, S. V.; SPALDING, D. B. A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 15, p. 1787–1806, 1972. Disponível em: <<https://api.semanticscholar.org/CorpusID:59063988>>.
- POPE, S. B. Turbulent flows. **Measurement Science and Technology**, v. 12, n. 11, p. 2020–2021, 2001.
- RENZE, P.; AKERMANN, K. Simulation of conjugate heat transfer in thermal processes with open source cfd. **ChemEngineering**, MDPI, v. 3, n. 2, p. 59, 2019.
- Salome Platform. **Salome: The Open Source Integration Platform for Numerical Simulation**. 2024. <<https://www.salome-platform.org/>>.
- SANTOS, G. M. d. *et al.* Transferência térmica conjugada utilizando fronteira imersa para solução de problemas bidimensionais. **Universidade Federal de Uberlândia**, Universidade Federal de Uberlândia, 2022.
- VERSTEEG, H.; MALALASEKERA, W. Computational fluid dynamics. **The finite volume method**, p. 1–26, 1995.
- VERSTRAETE, T.; SCHOLL, S. Stability analysis of partitioned methods for predicting conjugate heat transfer. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Elsevier, v. 101, p. 852–869, 2016.
- WILCOX, D. C. Reassessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models. **AIAA journal**, v. 26, n. 11, p. 1299–1310, 1988.
- ZHANG, C.; SHEN, C.; WEI, S.; WANG, Y.; LV, G.; SUN, C. A review on recent development of cooling technologies for photovoltaic modules. **Journal of Thermal Science**, Springer, v. 29, p. 1410–1430, 2020.

APÊNDICE A - CÓDIGOS UTILIZADOS NO OPENFOAM E NO PÓS-PROCESSAMENTO

O código-fonte de todos os modelos, juntamente com a malha e as configurações da simulação, está disponível no link: [Tutorial e Resultados](#).

Código 1 – Configuração do diretório 0 - 0/dominio/alphat

```

1 FoamFile
2 {
3     version      2.0;
4     format       ascii;
5     class        volScalarField;
6     object       alphasat;
7 }
8 //*****//
9
10 dimensions      [1 -1 -1 0 0 0];
11 internalField   uniform 0;
12
13 boundaryField
14 {
15     solo
16     {
17         type      compressible::alphatWallFunction;
18         Prt       0.85;
19         value     uniform 0;
20     }
21     ambiente
22     {
23         type      calculated;
24         value     uniform 0;
25     }
26     dominio_to_placa
27     {
28         type      compressible::alphatWallFunction;
29         Prt       0.85;
30         value     uniform 0;
31     }
32     dominio_to_aletas
33     {
34         type      compressible::alphatWallFunction;
35         Prt       0.85;
36         value     uniform 0;
37     }
38 }
39
40 //*****//

```

Código 2 – Configuração do diretório 0 - 0/dominio/k

```
1 FoamFile
2 {
3     version      2.0;
4     format       ascii;
5     class        volScalarField;
6     object       k;
7 }
8 //*****//
9
10 dimensions      [ 0 2 -2 0 0 0 0 ];
11 internalField   uniform 0.1;
12
13 boundaryField
14 {
15     ambiente
16     {
17         type      inletOutlet;
18         inletValue  uniform 0.01;
19         value      uniform 0.01;
20     }
21     solo
22     {
23         type      kqRWallFunction;
24         value      uniform 0.01;
25     }
26     dominio_to_placa
27     {
28         type      kqRWallFunction;
29         value      uniform 0.01;
30     }
31     dominio_to_aletas
32     {
33         type      kqRWallFunction;
34         value      uniform 0.01;
35     }
36 }
37 //*****//
```

Código 3 – Configuração do diretório 0 - 0/dominio/nut

```

1 | FoamFile
2 | {
3 |     version      2.0;
4 |     format       ascii;
5 |     class        volScalarField;
6 |     object       nut;
7 | }
8 | //*****
9 |
10 | dimensions      [0 2 -1 0 0 0 0];
11 | internalField   uniform 0;
12 |
13 | boundaryField
14 | {
15 |     ambiente
16 |     {
17 |         type      calculated;
18 |         value     uniform 0;
19 |     }
20 |     solo
21 |     {
22 |         type      nutkWallFunction;
23 |         Cmu       0.09;
24 |         kappa     0.41;
25 |         E         9.8;
26 |         value     uniform 0;
27 |     }
28 |     dominio_to_placa
29 |     {
30 |         type      nutkWallFunction;
31 |         Cmu       0.09;
32 |         kappa     0.41;
33 |         E         9.8;
34 |         value     uniform 0;
35 |     }
36 |     dominio_to_aletas
37 |     {
38 |         type      nutkWallFunction;
39 |         Cmu       0.09;
40 |         kappa     0.41;
41 |         E         9.8;
42 |         value     uniform 0;
43 |     }
44 | }
45 | //*****

```

Código 4 – Configuração do diretório 0 - 0/dominio/omega

```

1 FoamFile
2 {
3     version      2.0;
4     format       binary;
5     class        volScalarField;
6     object       omega;
7 }
8 //*****//
9
10 dimensions      [0 0 -1 0 0 0 0];
11 internalField   uniform 0.2;
12
13 boundaryField
14 {
15     ambiente
16     {
17         type      inletOutlet;
18         inletValue  uniform 0.2;
19         value      uniform 0.2;
20     }
21     solo
22     {
23         type      omegaWallFunction;
24         Cmu       0.09;
25         kappa     0.41;
26         E         9.8;
27         beta1     0.075;
28         value     uniform 0.2;
29     }
30     dominio_to_placa
31     {
32         type      omegaWallFunction;
33         Cmu       0.09;
34         kappa     0.41;
35         E         9.8;
36         beta1     0.075;
37         value     uniform 0.2;
38     }
39     dominio_to_aletas
40     {
41         type      omegaWallFunction;
42         Cmu       0.09;
43         kappa     0.41;
44         E         9.8;
45         beta1     0.075;
46         value     uniform 0.2;
47     }
48 }
49 //*****//

```

Código 5 – Configuração do diretório 0 - 0/dominio/p

```
1 FoamFile
2 {
3     version      2.0;
4     format       ascii;
5     class        volScalarField;
6     object       p;
7 }
8 //*****//
9
10 dimensions      [ 1 -1 -2 0 0 0 0 ];
11 internalField   uniform 100000;
12
13 boundaryField
14 {
15     ambiente
16     {
17         type          calculated;
18         value         uniform 100000;
19     }
20     solo
21     {
22         type          calculated;
23         value         uniform 100000;
24     }
25     dominio_to_placa
26     {
27         type          calculated;
28         value         uniform 100000;
29     }
30     dominio_to_aletas
31     {
32         type          calculated;
33         value         uniform 100000;
34     }
35 }
36 //*****//
```

Código 6 – Configuração do diretório 0 - 0/dominio/prgh

```

1 | FoamFile
2 | {
3 |     version      2.0;
4 |     format       ascii;
5 |     class        volScalarField;
6 |     object       p_rgh;
7 | }
8 | //*****//
9 |
10 | dimensions      [ 1 -1 -2 0 0 0 0 ];
11 | internalField   uniform 100000;
12 |
13 | boundaryField
14 | {
15 |     ambiente
16 |     {
17 |         type      totalPressure;
18 |         U;
19 |         phi       phi;
20 |         rho       rho;
21 |         psi       none;
22 |         gamma     1.4;
23 |         p0        uniform 100000;
24 |         value     uniform 100000;
25 |     }
26 |     solo
27 |     {
28 |         type      fixedFluxPressure;
29 |         value     uniform 100000;
30 |     }
31 |     dominio_to_placa
32 |     {
33 |         type      fixedFluxPressure;
34 |         p0        $internalField;
35 |     }
36 |     dominio_to_aletas
37 |     {
38 |         type      fixedFluxPressure;
39 |         p0        $internalField;
40 |     }
41 | }
42 | //*****//

```

Código 7 – Configuração do diretório 0 - 0/dominio/T

```

1 FoamFile
2 {
3     version      2.0;
4     format       ascii;
5     class        volScalarField;
6     object       T;
7 }
8 //*****//
9
10 dimensions      [ 0 0 0 1 0 0 0 ];
11 internalField   uniform 300;
12
13 boundaryField
14 {
15     ambiente
16     {
17         type      inletOutlet;
18         value     uniform 300;
19         inletValue uniform 300;
20     }
21     solo
22     {
23         type      zeroGradient;
24     }
25     dominio_to_placa
26     {
27         type      compressible::
28                 turbulentTemperatureRadCoupledMixed;
29         value     uniform 300;
30         Tnbr      T;
31         kappaMethod fluidThermo;
32         qrNbr     none;
33         qr        none;
34         kappa     none;
35     }
36     dominio_to_aletas
37     {
38         type      compressible::
39                 turbulentTemperatureRadCoupledMixed;
40         value     uniform 300;
41         Tnbr      T;
42         kappaMethod fluidThermo;
43         qrNbr     none;
44         qr        none;
45         kappa     none;
46     }
47 }
48 //*****//

```

Código 8 – Configuração do diretório 0 - 0/dominio/U

```
1 FoamFile
2 {
3     version      2.0;
4     format       ascii;
5     class        volVectorField;
6     object       U;
7 }
8 //*****//
9
10 dimensions      [ 0 1 -1 0 0 0 0 ];
11 internalField   uniform ( 0 0 0 );
12 boundaryField
13 {
14     ambiente
15     {
16         type      pressureInletVelocity;
17         value     uniform (0 0 0);
18     }
19     solo
20     {
21         type      noSlip;
22     }
23     dominio_to_placa
24     {
25         type      noSlip;
26     }
27     dominio_to_aletas
28     {
29         type      noSlip;
30     }
31 }
32 }
33 //*****//
34
```

Código 9 – Configuração do diretório 0 - 0/aletas/p

```
1 FoamFile
2 {
3     version      2.0;
4     format       ascii;
5     class        volScalarField;
6     object       p;
7 }
8 // ***** //
9
10 dimensions      [1 -1 -2 0 0 0 0];
11 internalField   uniform 100000;
12
13 boundaryField
14 {
15     aletas_to_placa
16     {
17         type          calculated;
18         value         uniform 100000;
19     }
20     aletas_to_dominio
21     {
22         type          calculated;
23         value         uniform 100000;
24     }
25 }
26 // ***** //
```

Código 10 – Configuração do diretório 0 - 0/aletas/T

```

1 | FoamFile
2 | {
3 |     version      2.0;
4 |     format       ascii;
5 |     class        volScalarField;
6 |     object       T;
7 | }
8 | // ***** //
9 |
10 | dimensions      [ 0 0 0 1 0 0 0 ];
11 | internalField   uniform 300;
12 |
13 | boundaryField
14 | {
15 |     aletas_to_placa
16 |     {
17 |         type      compressible::
18 |             turbulentTemperatureRadCoupledMixed;
19 |         value     uniform 300;
20 |         Tnbr      T;
21 |         kappaMethod solidThermo;
22 |         qrNbr     none;
23 |         qr        none;
24 |         kappa     none;
25 |     }
26 |     aletas_to_dominio
27 |     {
28 |         type      compressible::
29 |             turbulentTemperatureRadCoupledMixed;
30 |         value     uniform 300;
31 |         Tnbr      T;
32 |         kappaMethod solidThermo;
33 |         qrNbr     none;
34 |         qr        none;
35 |         kappa     none;
36 |     }
37 | }
38 | // ***** //

```

Código 11 – Configuração do diretório 0 - 0/placa/p

```
1 FoamFile
2 {
3     version      2.0;
4     format       ascii;
5     class        volScalarField;
6     object       p;
7 }
8 // ***** //
9
10 dimensions      [1 -1 -2 0 0 0 0];
11 internalField   uniform 100000;
12
13 boundaryField
14 {
15     placa_to_dominio
16     {
17         type      calculated;
18         value     uniform 100000;
19     }
20     placa_to_aletas
21     {
22         type      calculated;
23         value     uniform 100000;
24     }
25 }
26 // ***** //
```

Código 12 – Configuração do diretório 0 - 0/placa/T

```

1 | FoamFile
2 | {
3 |     version      2.0;
4 |     format       ascii;
5 |     class        volScalarField;
6 |     object       T;
7 | }
8 | // ***** //
9 |
10 | dimensions      [ 0 0 0 1 0 0 0 ];
11 | internalField   uniform 300;
12 |
13 | boundaryField
14 | {
15 |     placa_to_dominio
16 |     {
17 |         type          compressible::
18 |             turbulentTemperatureRadCoupledMixed;
19 |         value         uniform 300;
20 |         Tnbr          T;
21 |         kappaMethod   solidThermo;
22 |         qrNbr         none;
23 |         qr            none;
24 |         kappa         none;
25 |     }
26 |     placa_to_aletas
27 |     {
28 |         type          compressible::
29 |             turbulentTemperatureRadCoupledMixed;
30 |         value         uniform 300;
31 |         Tnbr          T;
32 |         kappaMethod   solidThermo;
33 |         qrNbr         none;
34 |         qr            none;
35 |         kappa         none;
36 |     }
37 | }
38 | // ***** //

```

Código 13 – Configuração do constant - constant/aletas/thermophysicalProperties

```

1 FoamFile
2 {
3     version      2.0;
4     format       ascii;
5     class        dictionary;
6     location     "constant";
7     object       thermophysicalProperties;
8 }
9 // ***** //
10
11 thermoType
12 {
13     type          heSolidThermo;
14     mixture       pureMixture;
15     transport     constIso;
16     thermo        hConst;
17     equationOfState rhoConst;
18     specie        specie;
19     energy         sensibleEnthalpy;
20 }
21 mixture
22 {
23     specie
24     {
25         nMoles      1;
26         molWeight   26.98;
27     }
28     thermodynamics
29     {
30         Hf          0;
31         Sf          0;
32         Cp          871;
33     }
34     transport
35     {
36         kappa       202.4;
37     }
38     equationOfState
39     {
40         rho         2719;
41     }
42 }
43 // ***** //

```

Código 14 – Configuração do constant - constant/dominio/thermophysicalProperties

```

1 | FoamFile
2 | {
3 |     version      2.0;
4 |     format       ascii;
5 |     class        dictionary;
6 |     location     "constant";
7 |     object       thermophysicalProperties;
8 | }
9 | // ***** //
10 |
11 | thermoType
12 | {
13 |     type          heRhoThermo;
14 |     mixture       pureMixture;
15 |     transport     const;
16 |     thermo        hConst;
17 |     equationOfState perfectGas;
18 |     specie        specie;
19 |     energy        sensibleEnthalpy;
20 | }
21 | mixture
22 | {
23 |     specie
24 |     {
25 |         nMoles      1;
26 |         molWeight   28.966;
27 |     }
28 |     thermodynamics
29 |     {
30 |         Cp          1006.43;
31 |         Hf          0;
32 |     }
33 |     transport
34 |     {
35 |         mu          1.846e-05;
36 |         Pr          0.706414;
37 |     }
38 | }
39 | // ***** //

```

Código 15 – Configuração do constant - constant/dominio/turbulenceProperties

```
1 | FoamFile
2 | {
3 |     version      2.0;
4 |     format       ascii;
5 |     class        dictionary;
6 |     location     "constant";
7 |     object       turbulenceProperties;
8 | }
9 | // ***** //
10|
11| simulationType  RAS;
12| RAS
13| {
14|     RASModel     kOmegaSST;
15|     turbulence   on;
16|     printCoeffs  on;
17| }
18| // ***** //
```

Código 16 – Configuração do constant - /constant/placa/thermophysicalProperties

```

1 | FoamFile
2 | {
3 |     version      2.0;
4 |     format       ascii;
5 |     class        dictionary;
6 |     location     "constant";
7 |     object       thermophysicalProperties;
8 | }
9 | // ***** //
10 |
11 | thermoType
12 | {
13 |     type          heSolidThermo;
14 |     mixture       pureMixture;
15 |     transport     constIso;
16 |     thermo        hConst;
17 |     equationOfState rhoConst;
18 |     specie        specie;
19 |     energy        sensibleEnthalpy;
20 | }
21 |
22 | mixture
23 | {
24 |     specie
25 |     {
26 |         nMoles      1;
27 |         molWeight   26.98;
28 |     }
29 |     thermodynamics
30 |     {
31 |         Hf          0;
32 |         Sf          0;
33 |         Cp          731.66;
34 |     }
35 |     transport
36 |     {
37 |         kappa       13.196;
38 |     }
39 |     equationOfState
40 |     {
41 |         rho         2258.34;
42 |     }
43 | }
44 | // ***** //

```

Código 17 – Configuração do diretório system - system/aletas/fvSchemes

```
1 FoamFile
2 {
3     version      2.0;
4     format       ascii;
5     class        dictionary;
6     location     "system";
7     object       fvSchemes;
8 }
9 // ***** //
10
11 ddtSchemes
12 {
13     default      steadyState;
14 }
15 divSchemes
16 {
17     default      Gauss linearUpwind;
18 }
19 laplacianSchemes
20 {
21     default      Gauss linear corrected;
22 }
23 interpolationSchemes
24 {
25     default      linear;
26 }
27 snGradSchemes
28 {
29     default      limited 0.33;
30 }
31 gradSchemes
32 {
33     default      Gauss linear;
34 }
35 // ***** //
```

Código 18 – Configuração do diretório system - system/aletas/fvSolution

```

1 | FoamFile
2 | {
3 |     version      2.0;
4 |     format       ascii;
5 |     class        dictionary;
6 |     location     "system";
7 |     object       fvSolution;
8 | }
9 | // ***** //
10 |
11 | solvers
12 | {
13 |     h
14 |     {
15 |         solver      PCG;
16 |         preconditioner  DIC;
17 |         nSweeps     2;
18 |         tolerance   1e-8;
19 |         relTol      0.05;
20 |     }
21 | }
22 | SIMPLE
23 | {
24 |     residualControl
25 |     {
26 |         default     1e-20;
27 |     }
28 | }
29 | relaxationFactors
30 | {
31 |     equations
32 |     {
33 |         h           0.9;
34 |     }
35 | }
36 | // ***** //

```

Código 19 – Configuração do diretório system - system/dominio/fvSchemes

```

1 FoamFile
2 {
3     version      2.0;
4     format       ascii;
5     class        dictionary;
6     location     "system";
7     object       fvSchemes;
8 }
9 // ***** //
10
11 ddtSchemes
12 {
13     default      steadyState;
14 }
15 divSchemes
16 {
17     div(phi,U)   bounded Gauss linearUpwind grad(U);
18     div(phi,k)   bounded Gauss linearUpwind grad(k);
19     div(phi,epsilon) bounded Gauss linearUpwind grad(epsilon);
20     div((muEff*dev2(T(grad(U)))) Gauss linear;
21     div((rho*nuEff)*dev2(T(grad(U)))) Gauss linear;
22     div(phi,K)   bounded Gauss linearUpwind default;
23     div(phi,h)   bounded Gauss linearUpwind grad(h);
24     div(phi,p)   bounded Gauss linearUpwind grad(p);
25     div(phi,omega) bounded Gauss linearUpwind grad(omega);
26 }
27 laplacianSchemes
28 {
29     default      Gauss linear corrected;
30 }
31 interpolationSchemes
32 {
33     default      linear;
34 }
35 snGradSchemes
36 {
37     default      corrected;
38 }
39 gradSchemes
40 {
41     default      Gauss linear;
42 }
43 fluxRequired
44 {
45     default      no;
46     pCorr        ;
47     p_rgh        ;
48 }
49 wallDist
50 {
51     method       meshWave;
52     nRequired    false;
53 }
54 // ***** //

```

Código 20 – Configuração do diretório system - system/dominio/fvSolution

```

1 FoamFile
2 {
3     version      2.0;
4     format       ascii;
5     class        dictionary;
6     location     "system";
7     object       fvSolution;
8 }
9 // ***** //
10
11 solvers
12 {
13     rho
14     {
15         solver      PCG;
16         preconditioner  DIC;
17         tolerance   1e-5;
18         relTol      0.01;
19     }
20     p_rgh
21     {
22         solver      PBiCGStab;
23         preconditioner  FDIC;
24         tolerance   1e-5;
25         relTol      0.01;
26         smoother    GaussSeidel;
27         cacheAgglomeration true;
28     }
29     "(U|k|h|epsilon|omega)"
30     {
31         solver      PBiCGStab;
32         preconditioner  DILU;
33         tolerance   1e-5;
34         relTol      0.05;
35     }
36 }
37 SIMPLE
38 {
39     momentumPredictor true;
40     nNonOrthogonalCorrectors 0;
41     frozenFlow      false;
42
43     residualControl
44     {
45         default      1e-7;
46     }
47 }
48 relaxationFactors
49 {
50     fields
51     {
52         p_rgh      0.3;
53         rho        1;
54     }
55     equations
56     {
57         U          0.4;
58         h          0.9;
59         k          0.7;
60         epsilon    0.7;
61         omega      0.6;
62     }
63 }
64
65 // ***** //

```

Código 21 – Configuração do diretório system - system/placa/fvSchemes

```

1 FoamFile
2 {
3     version      2.0;
4     format       ascii;
5     class        dictionary;
6     location     "system";
7     object       fvSchemes;
8 }
9 // ***** //
10
11 ddtSchemes
12 {
13     default      steadyState;
14 }
15 divSchemes
16 {
17     div(phi,U)   bounded Gauss linearUpwind grad(U);
18     div(phi,k)   bounded Gauss linearUpwind grad(k);
19     div(phi,epsilon) bounded Gauss linearUpwind grad(epsilon);
20     div((muEff*dev2(T(grad(U)))) Gauss linear;
21     div((rho*nuEff)*dev2(T(grad(U)))) Gauss linear;
22     div(phi,h)   bounded Gauss linearUpwind grad(h);
23     div(phiD,p)  bounded Gauss linearUpwind grad(p);
24     div(phi,omega) bounded Gauss linearUpwind grad(omega);
25 }
26 laplacianSchemes
27 {
28     default      Gauss linear corrected;
29 }
30 interpolationSchemes
31 {
32     default      linear;
33 }
34 snGradSchemes
35 {
36     default      corrected;
37 }
38 gradSchemes
39 {
40     default      Gauss linear;
41 }
42 fluxRequired
43 {
44     default      no;
45     pCorr        ;
46     p_rgh        ;
47 }
48 wallDist
49 {
50     method       meshWave;
51     nRequired    false;
52 }
53
54 // ***** //

```

Código 22 – Configuração do diretório system - system/placa/fvSolution

```

1 FoamFile
2 {
3     version      2.0;
4     format       ascii;
5     class        dictionary;
6     location     "system";
7     object       fvSolution;
8 }
9 // ***** //
10
11 solvers
12 {
13     rho
14     {
15         solver          PCG;
16         preconditioner  DIC;
17         nSweeps         2;
18         tolerance       1e-5;
19         relTol          0.01;
20     }
21     p_rgh
22     {
23         solver          PBiCGStab;
24         preconditioner  FDIC;
25         tolerance       1e-5;
26         relTol          0.01;
27         smoother        GaussSeidel;
28         cacheAgglomeration true;
29     }
30     "(U|k|h|epsilon|omega)"
31     {
32         solver          PBiCGStab;
33         preconditioner  DILU;
34         tolerance       1e-5;
35         relTol          0.05;
36     }
37 }
38
39 SIMPLE
40 {
41     momentumPredictor true;
42     nNonOrthogonalCorrectors 0;
43     frozenFlow         false;
44     residualControl
45     {
46         default         1e-7;
47     }
48 }
49
50 relaxationFactors
51 {
52     fields
53     {
54         p_rgh           0.3;
55         rho             1;
56     }
57     equations
58     {
59         U               0.4;
60         h               0.9;
61         k               0.7;
62         epsilon         0.7;
63         omega           0.6;
64     }
65 }
66
67 // ***** //

```

Código 23 – Configuração do diretório system - system/placa/fvOptions

```
1 FoamFile
2 {
3     version      2.0;
4     format       ascii;
5     class        dictionary;
6     location     "system";
7     object       fvOptions;
8 }
9 // ***** //
10
11 placa
12 {
13     type          scalarSemiImplicitSource;
14     active        true;
15
16     selectionMode cellZone;
17     cellZone      placa;
18     volumeMode    absolute;
19
20     sources
21     {
22         h          ( 214.5 0 );
23     }
24 }
25
26 // ***** //
```

Código 24 – Script para gerar o gráfico de resíduos no GNUplot.

```

1 | #set term png
2 | #set output "residuos.png"
3 | set logscale y
4 | set ylabel "Residuos"
5 | set xlabel "Iteracoes"
6 |
7 | plot "< cat log.dat | grep 'Solving for fluid region dominio' -
   A 100 | grep 'DILUPBiCGStab: Solving for h' | cut -d' ' -f9
   | tr -d ',' title "h_{dominio}" with lines,\
8 |   "< cat log.dat | grep 'Solving for solid region placa' -A
   1 | grep 'DICPCG: Solving for h' | cut -d' ' -f9 | tr
   -d ',' title "h_{placa}" with lines,\
9 |   "< cat log.dat | grep 'Solving for solid region aletas' -A
   20 | grep 'DICPCG: Solving for h' | cut -d' ' -f9 |
   tr -d ',' title "h_{aletas}" with lines,\
10 |   "< cat log.dat | grep 'FDICPBiCGStab: Solving for p_rgh'
   | cut -d' ' -f9 | tr -d ',' title "P_{RGH}" with lines
   ,\
11 |   "< cat log.dat | grep 'DILUPBiCGStab: Solving for omega'
   | cut -d' ' -f9 | tr -d ',' title "omega" with lines
12 |
13 | pause 10
14 | reread

```

Código 25 – Script para gerar o gráfico de temperatura ao longo da placa

```
1 | import pandas as pd
2 | import matplotlib.pyplot as plt
3 | # Carregar os dados do arquivo Excel
4 | dados = pd.read_excel('TCC1.xlsx')
5 | # Extrair colunas de dados
6 | comprimento = dados['comprimento']
7 | temperatura = dados['temperatura']
8 | comprimento1 = dados['comprimento1']
9 | temperatura1 = dados['temperatura1']
10 | comprimento2 = dados['comprimento2']
11 | temperatura2 = dados['temperatura2']
12 | # Configurar o rcParams para ajustar a espessura minima das
    | linhas
13 | plt.rcParams['lines.linewidth'] = 0.5 # Define espessura
    | padrao mais fina
14 | # Criar o grafico
15 | plt.figure(figsize=(10, 6))
16 | # Plotando os dados
17 | plt.plot(comprimento, temperatura, label='Sem aletas', color='
    | black', linewidth=1)
18 | plt.plot(comprimento1, temperatura1, label='Modelo A', color='r
    | ', linewidth=1)
19 | plt.plot(comprimento2, temperatura2, label='Modelo B', color='
    | blue', linewidth=1)
20 |
21 | # Definindo limites e marcacoes nos eixos
22 | plt.xlim(0, 0.65)
23 | plt.xticks([0, 0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5, 0.6, 0.65])
24 | plt.yticks([340, 345, 350, 355, 360, 365, 370, 375, 380])
25 | # Configuracoes de rotulos e grade
26 | plt.xlabel('Comprimento da Placa (m)')
27 | plt.ylabel('Temperatura (K)')
28 | plt.grid(True)
29 | # Adicionando legenda
30 | plt.legend()
31 | # Exibindo o grafico
32 | plt.show()
```

Código 26 – Script para geração da malha

```
1 |#!/bin/sh
2 |cd "${0%/*}" || exit 1 # Run from
   |  this directory
3 |. ${WM_PROJECT_DIR:?}/bin/tools/RunFunctions # Tutorial
   |  run functions
4 |
5 |#-----
6 |
7 |# Convert the mesh
8 |runApplication ideasUnvToFoam Mesh_1.unv
9 |
10|# Modificar o tipo de patch para wall ou solo
11|sed -i '/^ *\(\wall\|solo\) *$/,/^ *}$/{s/type *patch */type
   |    wall;}/' constant/polyMesh/boundary
12|
13|# Split the mesh into regions
14|runApplication splitMeshRegions -cellZones -overwrite
15|
16|echo "Geracao da malha realizada com sucesso"
```

ANEXO A - ANÁLISE BIBLIOMÉTRICA

Nesta seção, serão apresentados a Revisão Sistemática de Literatura onde foi realizado uma investigação dos artigos de alto impacto e mais recentes, que apresentam a temática de eficiência e resfriamento dos painéis fotovoltaicos com o uso de dissipadores de calor. Para a formulação da revisão bibliométrica, foi designado a base de dados *Web of Science* para a busca e produção do campo amostral dos artigos científicos. A metodologia utilizada para a realização da busca foi baseada no *Proknow-C (Knowledge Development Process – Constructivist)* e em estudos bibliográficos feitos na literatura específica (GLÄNZEL; SCHOEPFLIN, 1999; ENSSLIN *et al.*, 2015; GUEDES *et al.*, 2018; LIMA; GOMES, 2020; NWAGWU, 2015; ASSIS; SATO, 2023).

Diante o tema selecionado, foram definidos três principais eixos de pesquisa (dissipador de calor, otimização/simulação e placas fotovoltaicas), com base no interesse e foco do estudo. Esses eixos de pesquisa foram incorporados na frase de busca por meio de conectivos e caracteres coringa, como os conectivos **OR**, **AND**, **NOT**, e o caractere *****.

Em seguida o conjunto de artigos foi submetido a um processo baseado no Método Proknow-C, passando pelas etapas a seguir:

1. Aplicação do Princípio de Pareto;
2. Seleção de artigos recentes considerando que não foram reconhecidos por Pareto por serem recentes, priorizando publicações do ano de 2024 e alinhadas com a temática de pesquisa com base na concordância entre título e resumo;
3. Repescagem por autores: Seleção de artigos de autores proeminentes na área, com foco em trabalhos com número de citações moderado e publicações mais antigas que ainda não foram amplamente exploradas.
4. Análise da quantidade de artigos publicados por ano;
5. Análise de países que mais publicaram artigos;
6. Análise dos principais periódicos e
7. Análise dos principais autores.

Para auxiliar na análise bibliométrica, o referencial foi submetido a uma análise de redes, realizada utilizando o *software* VOSviewer, com base na contagem de ocorrências de palavras-chave e cocitações entre os trabalhos selecionados.

Os dados brutos foram adquiridos por meio de uma pesquisa na base de dados da *Web of Science*. Na Tabela 8, são apresentados os números iniciais do banco de dados

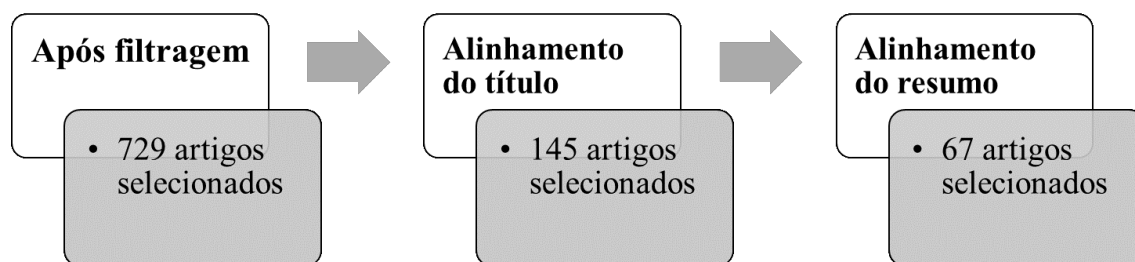
e os filtros subsequentes aplicados. A frase de pesquisa utilizada foi ("**heatsink***"OR "**heat sink***"OR "**heatexchang***"OR "**heat transfer**") AND ("**optimi***"OR "**simulation**"OR "**CFD**") AND ("**photovoltaic***"OR "**pv panel**"). Importante ressaltar que, após definir a frase de pesquisa, foram aplicados filtros para incluir apenas os últimos 5 anos e retornar apenas artigos científicos e de revisão.

Data da busca	Frase de pesquisa	Filtros	Número de artigos
25/05/2024	("heatsink*"OR "heat sink*"OR "heatexchang*"OR "heat transfer") AND ("optimi*"OR "simulation"OR "CFD") AND ("photovoltaic*"OR "pv panel")	Sem filtros	1416
25/05/2024	("heatsink*"OR "heat sink*"OR "heatexchang*"OR "heat transfer") AND ("optimi*"OR "simulation"OR "CFD") AND ("photovoltaic*"OR "pv panel")	Ano: 2020, 2021, 2022, 2023, 2024	767
25/05/2024	("heatsink*"OR "heat sink*"OR "heatexchang*"OR "heat transfer") AND ("optimi*"OR "simulation"OR "CFD") AND ("photovoltaic*"OR "pv panel")	Ano: 2020, 2021, 2022, 2023, 2024 Tipo de arquivo: artigos ou artigos de revisão	729

Tabela 8 – Resultados da busca no Banco de Dados

Com os 729 artigos resultantes da frase de pesquisa e após a aplicação dos filtros, eles foram selecionados por meio de uma análise de compatibilidade entre o título e o resumo com o tema da pesquisa. Para uma visualização mais clara do processo de seleção e dos valores obtidos, um esquema é apresentado na Figura 45 com as respectivas etapas e resultados.

Figura 45 – Alinhamento por título

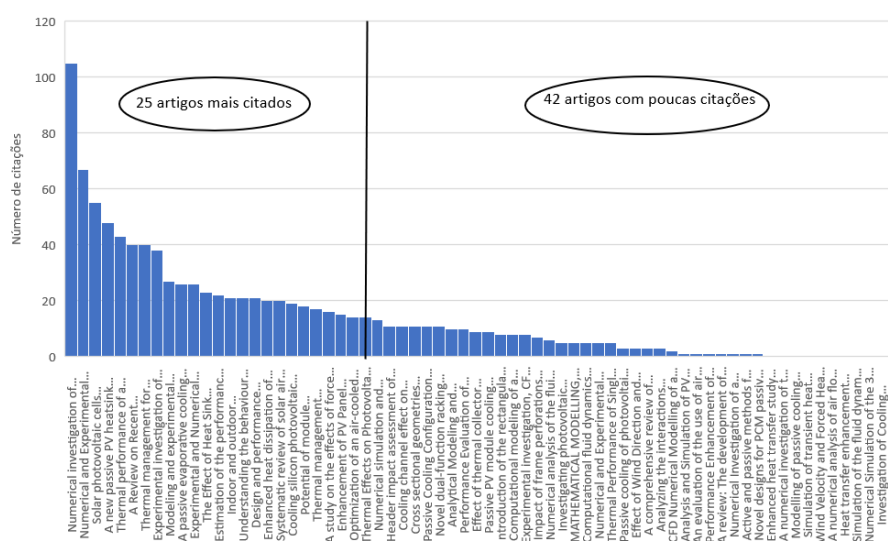


Fonte: Autor (2024)

O conjunto final, composto por 67 artigos com títulos e resumos alinhados à pesquisa, consiste em 62 artigos de pesquisa (92,5%) e 6 artigos de revisão (7,5%). A partir desses artigos, os resultados do estudo foram divididos em duas partes: a primeira aborda os resultados quantitativos da análise bibliométrica, enquanto a segunda parte apresenta os resultados da análise de rede realizada com o VOSviewer.

Inicialmente, aplicou-se o Princípio de Pareto para identificar os artigos mais relevantes sobre o tema de pesquisa. Seguindo o critério de que os trabalhos que concentram 80% das citações acumuladas são os mais relevantes, observou-se que 36,76% dos artigos analisados correspondem a essa parcela. A Figura 46 mostra os primeiros nomes dos artigos e a aplicação do Princípio de Pareto.

Figura 46 – Total de citações de cada trabalho

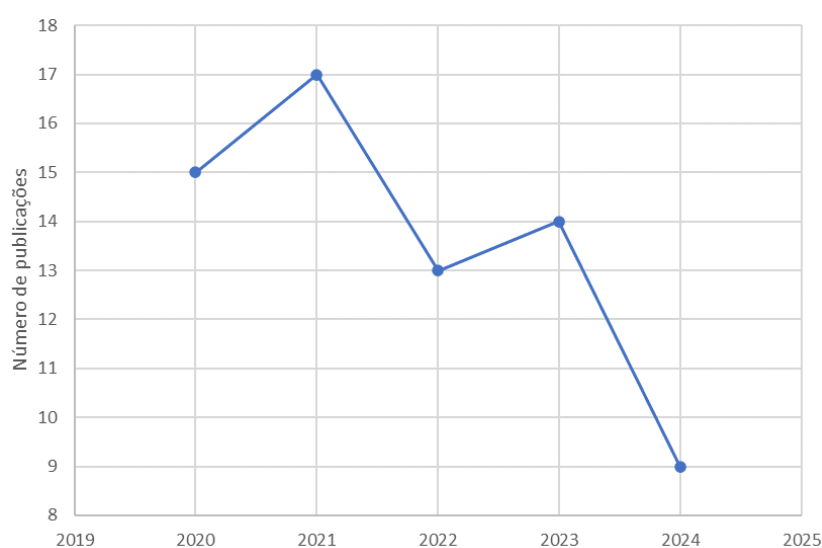


Fonte: Autor (2024).

Com base na identificação do artigo de corte, foram selecionados 25 artigos que acumularam 80% ou mais das citações, considerados os mais relevantes para a pesquisa, conforme o Princípio de Pareto. Os artigos não selecionados nesse processo foram avaliados na etapa de "Repescagem de artigos recentes", partindo da suposição de que esses trabalhos não foram citados devido ao pouco tempo decorrido desde suas datas de publicação. Apenas artigos publicados em 2024 foram considerados como recentes, e 9 foram adicionados. Em seguida, realizou-se a "Repescagem por autores", na qual foram selecionados outros artigos dos autores reconhecidos pelo Princípio de Pareto e adicionados ao conjunto final. Dessa forma, foram incorporados 3 artigos de alta relevância ao tema, totalizando 37 artigos ao final do processo.

Considerando o período de 2020 a 2024 no conjunto antes da aplicação do critério de Pareto, os trabalhos selecionados estão distribuídos ao longo dos anos de publicação, conforme representado na Figura 47.

Figura 47 – Publicações por ano

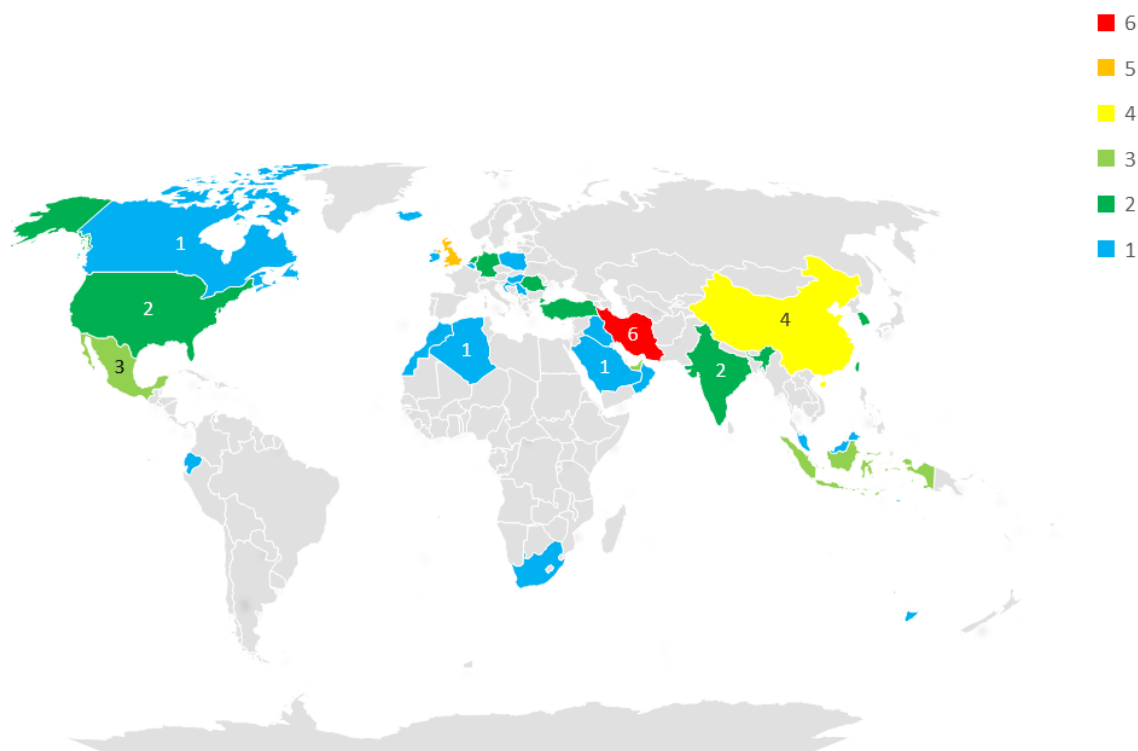


Fonte: Autor (2024).

Observou-se oscilações no número de artigos publicados de 2020 a 2024. Em 2022, houve uma leve queda no número de publicações, mas em 2023, o número aumentou em relação ao ano anterior. O início de 2024 demonstra um cenário promissor, com 9 artigos publicados até 20/05/2024.

Ao analisar a distribuição dos artigos de acordo com o país de origem da pesquisa publicada, é possível criar um mapa, conforme ilustrado na Figura 48.

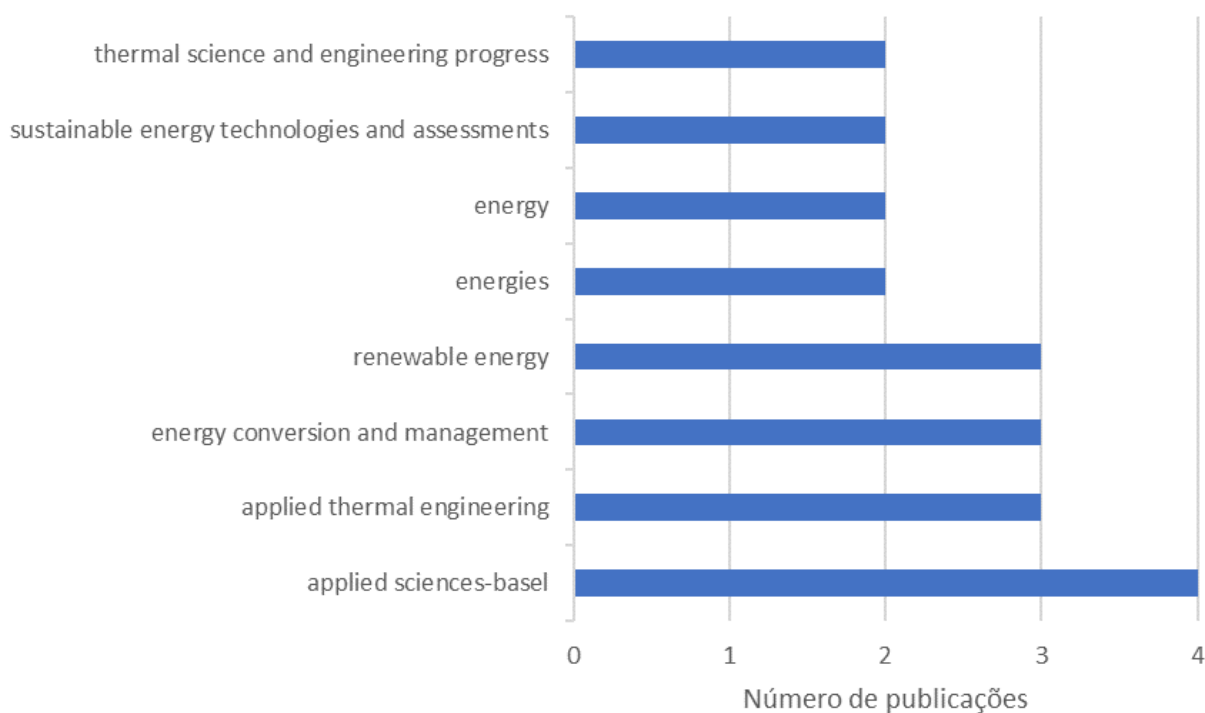
Figura 48 – Publicações por países



Fonte: Autor (2024).

O Irã se destaca como o país com o maior número de publicações com 6 publicações e em segundo lugar aparece a Inglaterra com 5 publicações. Em seguida, China com 4 publicações e Indonésia, México e Emirados Árabes com 3 publicações cada. O Brasil, por outro lado, não apresentou publicações no conjunto selecionado de artigos, indicando um potencial para o desenvolvimento de novos trabalhos na área.

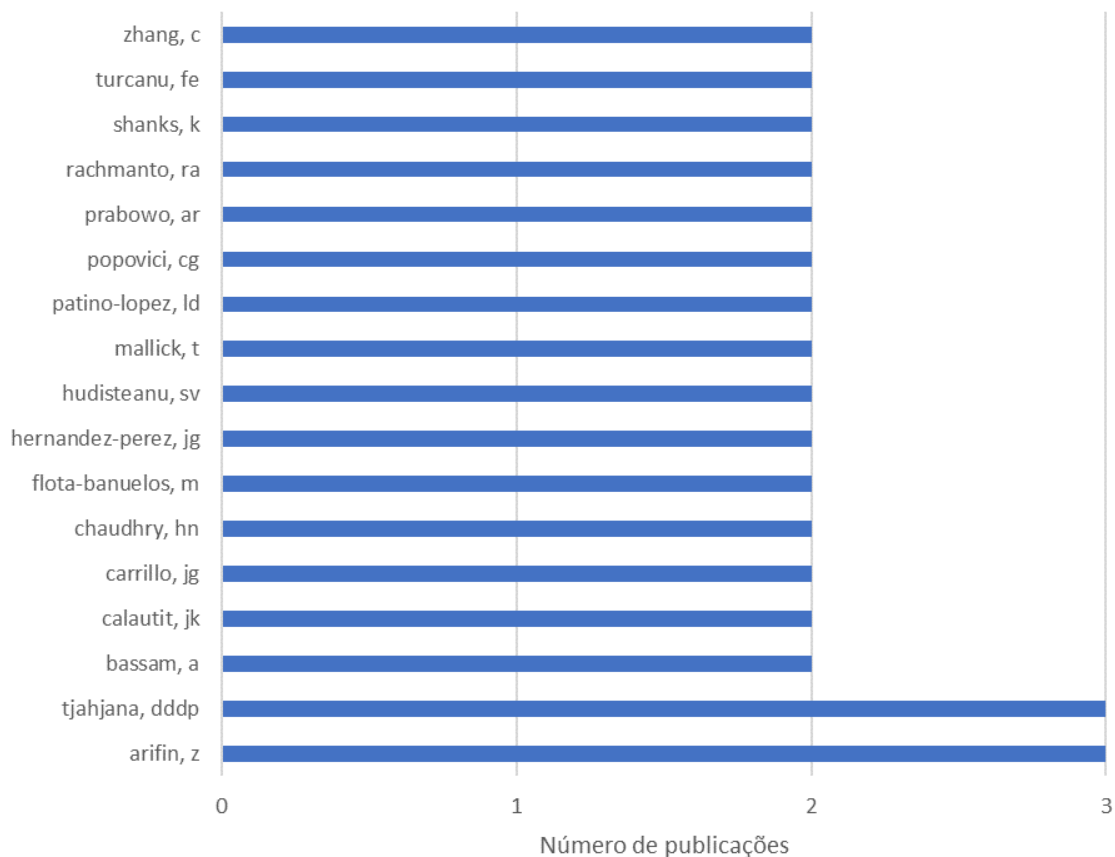
Outra análise de interesse bibliométrico envolve a avaliação dos periódicos com maior número de publicações, totalizando 22 periódicos. A análise se justifica pela importância e relevância dos periódicos que estão publicando sobre o tema. A Figura 49 apresenta apenas aqueles com 2 ou mais publicações.

Figura 49 – Publicações por periódicos

Fonte: Autor (2024).

O periódico que mais se destacou pelo número de publicações foi *Applied Sciences-Basel* (Fator de impacto JCR de 2,7 em 2022). Em seguida, os periódicos *Applied Thermal Engineering* (Fator de impacto JCR de 6,4 em 2022) e *Energy Conversion and Management* (Fator de impacto JCR de 10,4 em 2023) apresentaram 3 publicações cada, enquanto os demais periódicos tiveram 3 ou menos artigos publicados.

No que se refere aos autores dos artigos analisados, foi identificado um total de 146 pesquisadores, incluindo autores e coautores. Para investigar uma possível correlação entre os trabalhos publicados, foi avaliada a repetição dos autores em outros artigos do referencial final. A Figura 50 exhibe apenas os autores que publicaram 2 ou mais artigos, resultando em um grupo de 17 autores que, ao longo dos 5 anos analisados, publicaram trabalhos significativos relacionados ao tema de pesquisa.

Figura 50 – Publicações por autores

Fonte: Autor (2024).

Observa-se que os autores com o maior número de publicações foram *Zainal Arifin* e *Dominicus Tjahjana*, cada um com 3 publicações. Seguem-se uma série de autores com 2 publicações cada, como *José Gabriel Hernández Pérez* e *Tappas Mallick*, sendo estes dois os mais reconhecidos entre aqueles com 2 publicações.

A análise de rede foi baseada nas palavras-chave utilizadas nos artigos, visando identificar os principais termos empregados, as conexões entre eles e possíveis tendências de pesquisa. A análise considerou a contagem de ocorrência das palavras-chave, e a Figura 51 apresenta a rede de palavras-chave mencionadas pelo menos 3 vezes.

Figura 51 – Análise de rede com palavras-chave



Fonte: Autor (2024).

O termo mais frequente foi *efficiency*, justificado pelo foco nesse conceito durante a formulação da frase de pesquisa. Além disso, palavras como *natural convection*, *cfp*, *design* e *fin heatsink* apareceram associadas a *efficiency*, indicando uma tendência em melhorar a eficiência energética das placas fotovoltaicas por meio de diferentes formatos de dissipadores de calor, utilizando a dinâmica dos fluidos computacional.

Portanto, o foco deste trabalho leva em consideração os termos presentes na análise de rede: *natural convection*, *cfp*, *design* e *fin heatsink*, justificando a escolha do tema e obtendo o problema de pesquisa pela análise bibliométrica. Nesse sentido, levando em consideração que o Brasil não possui produções científica nessa área, demonstra um espaço para novos trabalhos. Além disso, a ocorrência significativa dos termos "PCM" (*Phase Change Material*) e "PVT" (*Photovoltaic-Thermal*) sugere possíveis áreas de estudo para

melhorar a eficiência desses equipamentos.

A análise pode ser visualizada por meio do link: [Análise Bibliométrica no Excel](#).

ANEXO B - TRABALHOS PUBLICADOS

Técnicas de Resfriamento de Placas Fotovoltaicas: uma análise bibliométrica

Maurício Fernandes de Oliveira Assis, mauricio.a3347@ufob.edu.br¹

André Issao Sato, andre.sato@ufob.edu.br¹

¹Universidade Federal do Oeste da Bahia, Centro Multidisciplinar de Bom Jesus da Lapa, Av. Manoel Novaes, n. 1064, Bairro Centro.

Resumo. A pesquisa bibliográfica consiste em uma etapa essencial para a pesquisa científica, permitindo a análise do estado da arte e a construção do problema de pesquisa. Neste sentido, a utilização de técnicas e ferramentas para o planejamento e execução desta busca referencial torna-se fundamental para que os resultados sejam compreensíveis e representativos quanto a área de pesquisa escolhida. Assim, associando a necessidade de maior compreensão e levantamento de informações quanto ao resfriamento de placas fotovoltaicas por meio de dissipadores de calor, conceitos da metodologia ProKnow-C para a pesquisa bibliográfica foram utilizados com o intuito de construir uma base de referências de alta relevância e embasar estudos aprofundados na área de pesquisa. Um total de 983 artigos científicos foram levantados inicialmente, sendo reduzido a 400 artigos compreendidos nos últimos 5 anos (2018 a 2022). Destes, 68 trabalhos foram selecionados como sendo o grupo final do referencial bibliográfico, a partir da análise de concordância temática do título e resumo, e, após a aplicação do Proknow-C, o referencial final foi constituído por 45 artigos com significativo número de citações e concordância com o tema de pesquisa.

Palavras-chave: Pesquisa bibliográfica. Bibliometria. ProKnow-C. Placas Fotovoltaicas. Arrefecimento.

Abstract. Bibliographic research is an essential step for scientific research, allowing the analysis of the state of the art and the construction of the research problem. In this sense, the use of techniques and tools for the planning and execution of this reference search becomes fundamental for the results to be understandable and representative regarding the chosen research area. Thus, associating the need for greater understanding and gathering of information regarding the cooling of photovoltaic plates through heat sinks, concepts of the ProKnow-C tool for bibliographic research were used in order to build a base of high relevance references and support in-depth studies in the research area. A total of 983 scientific articles were initially collected, being reduced to 400 articles in the last 5 years (2018 to 2022). From the 68 papers, it was selected as the final group of the bibliographic framework, from the analysis of thematic agreement of the title and abstract, and from these it was possible to apply the Pareto criterion to highlight the 23 most cited articles of this bibliographic reference.

Keywords: Bibliographic Research, Bibliometric, ProKnow-C. Photovoltaic Panels. Cooling.

1. INTRODUÇÃO

Diante do crescente interesse nas energias renováveis, as pesquisas em placas fotovoltaicas no Brasil e no mundo se despontam como campo de relevância científica e tecnológica. Ao passo que a participação de renováveis na matriz energética brasileira foi marcada pela queda da oferta de energia hidráulica, associada à escassez hídrica e ao acionamento das usinas termelétricas (Empresa de Pesquisa Energética, 2022).

A energia solar fotovoltaica se baseia no efeito fotovoltaico que ocorre quando a luz ou a radiação eletromagnética do Sol incide sobre uma célula composta de materiais semicondutores com propriedades específicas. No aspecto energético, apesar da energia solar fotovoltaica ser altamente promissora, sua eficiência medida em laboratório é em torno de 24,7%. Somado ao fato de apresentar custos elevados de material e instalação, e possuir uma vida útil relativamente baixa de, em média, 25 anos, torna-se indubitável a necessidade de aumentar sua eficiência para mitigar os problemas econômicos gerados (Villalva, 2012; Brito and Silva, 2006).

Adiciona-se ao fato que a eficiência energética da placa fotovoltaica está diretamente relacionada a radiação solar, mas é também inversamente proporcional ao aumento da temperatura da mesma, e exigindo que sistemas de arrefecimento sejam estudados e aplicados para o controle térmico do sistema (Arularasan and Velraj, 2010; Hernandez-Perez *et al.*, 2020; Nižetić *et al.*, 2018).

Neste contexto, torna-se necessário o levantamento organizado de informações quanto aos estudos e resultados obtidos para a melhoria da operação e arrefecimento destas placas fotovoltaicas, também conhecido como análise bibliométrica. O conceito de análise bibliométrica se baseia na evidenciação quantitativa de uma série de parâmetros para um conjunto definido de artigos (portfólio bibliográfico) e permite, assim, a gestão da informação e do conhecimento científico de um dado assunto (Bana e Costa *et al.*, 1999).

Logo, este artigo teve como objetivo, justamente, realizar uma análise bibliométrica na área de simulação compu-



Simulação computacional de uma placa aquecida: aplicação do software OpenFOAM

Palavras-Chave: PLACA AQUECIDA. TRANSFERÊNCIA DE CALOR. OPENFOAM.

Autores:

MAURÍCIO FERNANDES DE OLIVEIRA ASSIS, UNIVERSIDADE FEDERAL DO OESTE DA BAHIA

Prof. Dr. ANDRÉ ISSAO SATO (orientador), UNIVERSIDADE FEDERAL DO OESTE DA BAHIA

INTRODUÇÃO:

A energia renovável mais abundante no mundo é a energia solar, e pode ser classificada de duas formas: a térmica e a fotovoltaica. Sua produção baseia-se no efeito fotovoltaico que é o fenômeno físico que permite a conversão direta da luz em eletricidade.

A eficiência energética de placas fotovoltaicas é em torno de 13 a 20% em condições operacionais e apresenta um comportamento de redução com o aumento da temperatura da placa (Hernandez-Perez et al., 2020).

Nesse contexto, é possível conduzir uma análise térmica das trocas de calor da placa com o meio, para posteriores estudos quanto ao controle de temperatura destes equipamentos e aplicação de sistemas de arrefecimento com o objetivo de aumentar a eficiência energéticas dos mesmos. Para tal análise, faz-se necessário o uso de softwares para a solução das equações de conservação (massa, energia e quantidade de movimento), que se apresentam complexas ao ponto de soluções analíticas serem impraticáveis. O método de volumes finitos, assim, auxiliados por *softwares* pode ser aplicado para esses problemas (Coelho, 2016).

O OpenFOAM® é uma ferramenta computacional desenvolvida na linguagem C++ e utilizada para a aplicação do Método de Volumes Finitos em problemas fluidodinâmicos e térmicos (OpenCFD, 2023). O mesmo não possui interface de usuário gráfica nativa e, portanto, apresenta uma dificuldade de utilização e aplicação para estudos na graduação.

Neste sentido, este trabalho consiste na aplicação do *software* de código aberto OpenFOAM®, para a simulação de uma placa aquecida e posicionada em um ambiente que representaria a condição de um painel fotovoltaico e sua distribuição de temperatura no meio. Sendo necessária a apresentação da convergência da simulação, os campos de temperatura e velocidade para a verificação da aplicabilidade do programa de computador.

METODOLOGIA:

O OpenFOAM® é um software executado nos sistemas operacionais Linux. No trabalho, foi usado a versão 2206 do OpenFOAM®, no sistema operacional Ubuntu 22.04 LS e por meio da máquina virtual WSL 2 (Subsistema do Windows para Linux), instalado no Windows 11.

O computador utilizado tem as seguintes configurações: modelo de notebook Acer Nitro 5 com 32 GB de memória RAM, aproximadamente 1 TB de armazenamento, placa de vídeo dedicada Nvidia GeForce GTX 1650 de 4 GB e processador Intel Core i5 de 2,5 GHz.



XXX Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica
19 a 23 de agosto de 2024, Uberaba, Minas Gerais, Brasil

MODELAGEM COMPUTACIONAL DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR CONJUGADA EM PLACAS PLANAS INCLINADAS

Maurício Fernandes de Oliveira Assis, mauricio.a3347@ufob.edu.br¹
Kathrine Vogado Nepunuceno Paixão, kathrine.p9478@ufob.edu.br¹
André Issao Sato, andre.sato@ufob.edu.br¹

¹Universidade Federal do Oeste da Bahia, Centro Multidisciplinar de Bom Jesus da Lapa, Av. Manoel Novaes, n. 1064, Bairro Centro

Resumo. Este estudo tem como objetivo modelar, por meio de simulação computacional, especificamente utilizando a Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD), o fluxo de calor de 600 W/m² incidente em uma placa plana, considerando a convecção natural e a condução no problema de transferência de calor conjugada. Além disso, são empregados softwares gratuitos, como o OpenFOAM e o Salome-Meca, sendo o Salome utilizado para o processo de criação da geometria e geração de malha, e o OpenFOAM para resolver as equações por meio do Método dos Volumes Finitos. Para a análise, foram adotadas condições de contorno semelhantes às de artigos na literatura, utilizando o solucionador de transferência de calor conjugada chtMultiRegionSimpleFoam. Por fim, a simulação apresentou uma diferença de temperatura média na placa de 5,90% em comparação com o artigo de referência, além de apresentar uma distribuição de temperatura semelhante.

Palavras chave: chtMultiRegionSimpleFoam. OpenFOAM. Placa Solar. Transferência de calor.

Abstract. The aim of this study is to model, by means of computer simulation, specifically using Computational Fluid Dynamics (CFD), the heat flow of 600 W/m² incident on a flat plate, considering natural convection and conduction in the conjugate heat transfer problem. In addition, free software is used, such as OpenFOAM and Salome-Meca, with Salome being used to create the geometry and generate the mesh, and OpenFOAM to solve the equations using the Finite Volume Method. For the analysis, boundary conditions similar to those in articles in the literature were adopted, using the chtMultiRegionSimpleFoam conjugate heat transfer solver. Finally, the simulation showed an average temperature difference in the plate of 5,90% compared to the reference article, as well as a similar temperature distribution.

Keywords: chtMultiRegionSimpleFoam. Heat transfer, OpenFOAM, Solar panel.

1. INTRODUÇÃO

A energia renovável mais abundante no mundo é a energia solar, e pode ser classificada de duas formas: a fototérmica e a fotovoltaica. A quantidade de energia que um módulo fotovoltaico (PV) pode produzir depende principalmente do seu tipo, composição e fatores ambientais (principalmente temperatura e irradiância solar). Todavia, condições ideais são raramente replicadas em ambiente real, e os módulos PV geralmente não atingem o seu desempenho nominal. Dessa forma, a eficiência energética de placas fotovoltaicas é em torno de 13 a 20% em condições operacionais e apresenta um comportamento de redução com o aumento da temperatura da placa (Hernandez-Perez, *et al.*, 2020).

Há duas técnicas de resfriamento para painéis fotovoltaicos: resfriamento passivo e resfriamento ativo. O resfriamento passivo demonstra potencial maior devido à facilidade de implementar e funcionar sem a necessidade de consumo de energia, ao contrário dos sistemas ativos (Ahmed, *et al.*, 2022; Krstic, *et al.*, 2024; Hernandez-Perez, *et al.*, 2020).

A investigação das trocas térmicas da placa com o ambiente pode ser realizada por meio de experimentos em laboratório, medição no local e simulação de Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD). Nesse sentido, a análise por meio da CFD tem vantagem em comparação a experimental devido a possibilidade de modelar o projeto em ambiente virtual, minimizando as despesas e o tempo para a fabricação e teste dos protótipos experimentais. Nesse contexto, o OpenFOAM pode ser utilizado para aplicação em problemas fluidodinâmicos e térmicos, desenvolvida na linguagem C++ e o software utiliza o Método de Volumes Finitos para resolver as equações (Zhou, *et al.*, 2023; OpenCFD, 2024).

Portanto, o objetivo deste estudo foi aplicar o solucionador chtMultiRegionSimpleFoam do OpenFOAM para simular uma placa inclinada aquecida com fluxo de calor conhecido na parte superior da mesma, que representaria uma placa fotovoltaica sujeita a convecção natural, e comparar os resultados com a literatura específica.