



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

**Estudo da Transferência de Calor por Convecção Natural em  
Dissipadores Usando OpenFOAM**

**Lorenzo Alfonso Caliori de Neves Gomes**

**Itajubá, Novembro de 2015**

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

**Lorenzo Alfonso Caliari de Neves Gomes**

**Estudo da Transferência de Calor por Convecção Natural em  
Dissipadores Usando OpenFOAM**

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

**Área de Concentração: Conversão de Energia**

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

**Novembro de 2015  
Itajubá**

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

**Lorenzo Alfonso Caliori de Neves Gomes**

**Estudo da Transferência de Calor por Convecção Natural em  
Dissipadores Usando OpenFOAM**

Dissertação aprovada por banca examinadora em 24 de  
Novembro de 2015, conferindo ao autor o título de **Mestre em  
Ciências em Engenharia Mecânica**

**Banca Examinadora:**

Prof. Dr. Márcio de Oliveira FEPI – Itajubá

Profa. Dra. Lucilene de Oliveira Rodrigues IEM/UNIFEI –  
Itajubá

Profa. Dra. Ana Lúcia Fernandes de Lima e Silva –  
IEM/UNIFEI (Orientadora)

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

Itajubá,

2015

## **Dedicatória**

Dedico este trabalho a Deus, à todos os meus amigos, minha noiva Wanessa Cristina de Carvalho Fernandes, e em especial à minha irmã Caroline Merci Caliari Gomes e aos meus pais Silvia Mercedes Caliari Gomes e Jailson José Neves Gomes que lapidaram o meu caráter e jeito de enxergar o mundo.

## **Agradecimentos**

Este trabalho não seria concluído sem a ajuda e dedicação de diversas pessoas às quais presto minha homenagem:

À minha mãe, Silvia Mercedes Caliari Gomes, por todo amor, carinho e ensinamentos que sempre carregarei por toda a vida;

Ao meu pai, Jailson Jose Neves Gomes, por ser meu guia, mentor e exemplo a ser seguido;

À minha irmã, Caroline Merci Caliari Gomes, por estar sempre presente e disposta a me apoiar em todos os momentos;

Aos meus avós, Carmosina de Andrade e Hilário Caliari, por todo apoio e carinho que me transformaram na pessoa que sou hoje;

Aos meus avós, João Baptista Gomes e Julieta Neves Gomes, por serem um exemplo de luta e determinação;

À República K-Zona que me acolheu e me ensinou a viver;

À Wanessa Cristina de Carvalho Fernandes, por renovar todos os dias a minha alegria de viver;

Aos meus orientadores, Professor Dr. Sandro Metrevelle Marcondes de Lima e Silva e Professora Dra. Ana Lúcia Fernandes de Lima e Silva, que me guiaram à luz da educação;

À turma da Engenharia Mecânica de 2008 e demais amigos, pela amizade e pelo companheirismo;

Aos colegas do Laboratório de Transferência de Calor da UNIFEI (LabTC), Bruno De Campos Salles Anselmo e especialmente a Vilson Altair Silva pela ajuda e apoio durante a confecção deste trabalho;

E a Deus por ter me dado saúde e força de vontade para que eu pudesse concluir o curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

## Resumo

**Gomes, L. A. C. N. (2015)**, *Estudo da Transferência de Calor por Convecção Natural em Dissipadores Usando OpenFOAM*, Itajubá, 95p. Dissertação do Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

Dissipadores de calor são dispositivos utilizados em diversos equipamentos, principalmente eletrônicos, para que seja maximizada a transferência de calor. Devido à exigência de maior compactação desses equipamentos e do aumento da sua potência, surge a necessidade do desenvolvimento de novos dissipadores que atendam estas demandas. Neste trabalho estudou-se numericamente a transferência de calor por convecção natural, em regime transiente e permanente, em dissipadores, orientados horizontalmente, com aletas planas e retangulares. Para isso foi utilizado o software de CFD (*Computational Fluid Dynamics*) livre e de código aberto chamado OpenFOAM (*Open Field Operation and Manipulation*) para resolver as equações, em três dimensões, de conservação da massa, quantidade de movimento e energia. Foi utilizado o método de volumes finitos para a discretização das equações governantes e o algoritmo de solução PIMPLE, uma combinação dos algoritmos PISO (*Pressure Implicit with Splitting of Operators*) e SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*). Foram obtidos, numericamente, os campos de temperatura, velocidade e vorticidade. Os resultados de temperatura, obtidos por sondas numéricas, foram comparados com resultados experimentais e analíticos. O valor do coeficiente médio de transferência de calor por convecção natural, obtido numericamente, foi comparado com os valores experimentais e com os valores obtidos a partir de uma correlação empírica da literatura e apresentaram boa concordância, com diferenças médias menores que 9%.

**Palavras-chave:** Dissipadores, Coeficiente de Transferência de Calor, Convecção Natural, OpenFOAM, Métodos Numéricos.

## Abstract

**Gomes, L. A. C. N. (2015)**, *Study of Heat Transfer by Natural Convection in Heat Sinks Using OpenFOAM*, Itajubá, 95p. Dissertação do Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

Heat sinks are devices used in a variety of equipment, especially electronics, with the purpose to maximize heat transfer. Due to the demand of higher compression of such equipment and increasing of power, comes the need of new heat sinks to keep them in the operational temperature. In the present work, the transient and steady state heat transfer by natural convection in heat sinks, horizontally oriented, with flat and rectangular fins was studied. For that it was used the free and open source CFD software OpenFOAM (Open Field Operation and Manipulation) to solve the continuity, momentum and thermal energy equations. It was used the finite volume method for the discretization of the governing equations and PIMPLE solution algorithm, a combination of PISO (Pressure Implicit with Splitting of Operators) and SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) algorithms. Temperature, velocity and vorticity fields were numerically obtained. The temperature results, obtained by numerical probe, were compared with experimental and analytical results. The values of the average convection heat transfer coefficient for natural convection, numerically obtained, were compared with the experimental values and the values obtained from empirical correlation found in literature and they were in accordance, with average differences lower than 10%.

**Keywords:** Heat Sinks, Heat Transfer Coefficient, Free Convection, OpenFOAM, Numerical Methods.

# LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1 – Volume de controle diferencial. ....	24
Figura 3.2 – Geometria do dissipador com aletas retangulares. ....	26
Figura 3.3 – Condições de contorno para temperatura (a), velocidade (a) e pressão (b). ....	29
Figura 3.4 – Visão geral da estrutura do OpenFOAM. ....	31
Figura 3.5 – Discretização dos domínios espacial e temporal. ....	32
Figura 3.6 – Posição das variáveis de campo alocadas na malha. ....	33
Figura 3.7 – Estrutura de pastas e arquivos para uma simulação no OpenFOAM. ....	34
Figura 3.8 – Tipos de células disponíveis para a construção de malhas no OpenFOAM. ....	35
Figura 3.9 – Definição do domínio computacional. ....	39
Figura 3.10 – Malha computacional em vista lateral. (a) Todo o domínio de cálculo, (b) vista ampliada no dissipador e (c) vista ampliada nas aletas. ....	40
Figura 3.11 – Domínio computacional em vista tridimensional. ....	40
Figura 3.12 – Interface do Paraview 4.1. ....	43
Figura 4.1 – Parâmetros geométricos do dissipador. ....	47
Figura 4.2 – Esquema da montagem da bancada experimental. ....	49
Figura 4.3 – Vista em detalhe da montagem do dissipador. ....	49
Figura 4.4 – Montagem do dissipador na horizontal. ....	50
Figura 4.5 – (a1) Posicionamento dos termopares para o teste de uniformidade da temperatura, (a2) posicionamento utilizado nos demais testes, (b) distribuição de temperaturas no dissipador. ....	51
Figura 4.6 – (a1) Posicionamento dos termopares para o teste de uniformidade da temperatura, (a2) posicionamento utilizado nos demais testes, (b) distribuição de temperaturas no dissipador. ....	51
Figura 5.1 – Temperatura do fluido de recirculação no dissipador. ....	52
Figura 5.2 – Campo de temperatura para os casos A e B. (a) Vista em corte. (b) Vista ampliada. ....	53
Figura 5.3 – Campo de temperatura para os casos C, D e E. (a) Vista em corte. (b) Vista ampliada. ....	54
Figura 5.4 – Disposição das sondas de temperatura em relação ao dissipador. ....	55
Figura 5.5 – Gráficos da evolução temporal da temperatura. ....	55
Figura 5.6 – Evolução temporal do campo de temperatura para o Caso D. ....	56
Figura 5.7 – Campo de massa específica para o Caso D em $t = 5s$ . ....	57
Figura 5.8 – Campo de velocidade para os casos A e B. (a) Vista em corte. (b) Vista ampliada. ....	58
Figura 5.9 – Campos de velocidade para os casos C, D e E. (a) Vista em corte. (b) Vista ampliada. ....	59
Figura 5.10 – Evolução temporal das linhas de corrente para o Caso D em diferentes instantes de tempo. ....	60
Figura 5.11 – Campos de vorticidade para os casos A e B. (a) Vista em corte. (b) Vista ampliada. ....	61



Figura 5.12 – Campos de vorticidade para os casos C, D e E. (a) Vista em corte. (b) Vista ampliada. ....	62
Figura 5.13 – Comparação entre números de Nusselt. ....	63
Figura 5.14 – Campo do número de Nusselt. ....	63
Figura 5.15 – Valores do números de Nusselt ao longo do tempo para o Caso D. ....	64
Figura 5.16 – Comparação entre os valores de $h$ . ....	64
Figura 5.17 – Gráfico da evolução temporal dos resíduos para o Caso A. ....	65
Figura A.1 – Balanço de energia para uma superfície estendida. ....	67
Figura A.2 – Aleta plana retangular com área de seção transversal uniforme. ....	69
Figura A.3 – Condução e convecção em uma aleta com área de seção transversal uniforme. ....	70

## LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Comandos do OpenFOAM para conversão de malhas.....	36
Tabela 3.2 – Lista de algumas condições de contorno implementadas no OpenFOAM.....	37
Tabela 3.3 – Testes de malha. ....	39
Tabela 4.1 - Dimensões do dissipador.....	47
Tabela 5.1 – Determinação dos casos simulados. ....	52
Tabela 5.2 – Temperaturas experimentais, numéricas e analíticas. ....	57
Tabela B.1 – Instruções utilizadas no arquivo <i>fvSchemes</i> . ....	84
Tabela B.2 – Instrução utilizados no arquivo <i>fvSolution</i> .....	86
Tabela B.3 – Instruções utilizadas para o controle temporal.....	88

# LISTA DE SÍMBOLOS

## Letras Latinas

$A_{tr}$	Área da seção transversal da aleta	$m^2$
$A_{sup}$	Área superficial da aleta medida da base a uma altura $x$ da aleta	$m^2$
$b$	Espessura da base da aleta	mm
$c_p$	Calor específico	J/kg.K
$\vec{g}$	Vetor aceleração da gravidade	$m/s^2$
$h$	Coefficiente local de transferência de calor por convecção natural	$W/m^2.K$
$\bar{h}$	Coefficiente médio de transferência de calor por convecção natural	$W/m^2.K$
$H$	Altura da aleta	m
$k$	Condutividade térmica do meio	$W/m.K$
$k_{ar}$	Condutividade térmica do ar	$W/m.K$
$L$	Comprimento do dissipador	m
$L_c$	Comprimento característico do dissipador	m
$n$	Número de aletas do dissipador	
$Nu$	Número de Nusselt	
$\overline{Nu}$	Número de Nusselt médio	
$P$	Perímetro da aleta	m
$p$	Pressão	Pa
$Q_t$	Fluxo de calor entre o dissipador e o meio	$W/m^2$
$q_{conv}$	Taxa de calor transferida ao dissipador	W
$q_x$	Taxa de calor transferida ao dissipador na direção de $x$	W
$q_y$	Taxa de calor transferida ao dissipador na direção de $y$	W
$q_z$	Taxa de calor transferida ao dissipador na direção de $z$	W
$\dot{q}$	Taxa de geração de energia por unidade de volume	$W/m^3$
$Ra$	Número de Rayleigh	
$\rho$	Massa específica	$kg/m^3$
$S$	Espaçamento entre as aletas	mm
$t$	Tempo	s
$t_w$	Espessura das aletas	mm

$T$	Temperatura	K
$T1$	Termopar que coleta a temperatura ambiente	
$T_1$	Temperatura obtida do termopar $T1$	K
$T2$	Termopar que coleta a temperatura abaixo do isolamento de MDF	
$T_2$	Temperatura obtida do termopar $T2$	K
$T3$	Termopar que coleta a temperatura do aquecedor	
$T_3$	Temperatura obtida do termopar $T3$	K
$T4$	Termopar que coleta a temperatura na ponta da aleta	
$T_4$	Temperatura obtida do termopar $T4$	K
$T5$	Termopar que coleta a temperatura na base da aleta	
$T_5$	Temperatura obtida do termopar $T5$	K
$T_a$	Média entre as temperaturas da base e da ponta da aleta do dissipador	K
$T_b$	Temperatura da base do dissipador, equivalente a $T_5$	K
$T_p$	Temperatura da ponta da aleta, equivalente a $T_4$	K
$T_{viz}$	Temperatura do ar nas proximidades do dissipador	K
$T_{\infty}$	Temperatura do fluido (ar), equivalente a $T_1$	K
$\vec{U}$	Vetor velocidade do fluido	m/s
$W$	Largura do dissipador	mm
$x$	Coordenada variável da altura da aleta, $0 \leq x \leq H$	m

## Letras Gregas

$\alpha$	Difusividade térmica	$m^2/s$
$\Delta T$	Diferença de temperatura entre o dissipador e o ambiente	K
$\theta$	Diferença entre as temperaturas a uma distância $x$ da base da aleta e a temperatura ambiente	K
$\theta_b$	Diferença entre as temperaturas da base da aleta e a temperatura ambiente	K
$\mu$	Viscosidade dinâmica	Pa.s
$\nu$	Viscosidade cinemática	$m^2/s$
$\rho_{ar}$	Massa específica do ar	$kg/m^3$
$\vec{\tau}$	Tensor das tensões viscosas	$N/m^2$
$\Phi_d$	Dissipação viscosa	$W/m^3$
$\vec{\nabla}$	Operador Nabla	$m^{-1}$

## Abreviaturas e Siglas

$Al_2O_3$	Alumina
$Mg_2Si$	Siliciuro de Magnésio
Al	Alumínio
CAD	Computer Aided Design/Desenho Auxiliado por Computador
CFC	Cúbica de Face Centrada
CPU	Central Processing Unit/Unidade Central de Processamento
Cu	Cobre
GB	Gigabyte
GHz	Gigahertz
H & R	Relacionado à correlação de Harahap e Rudianto (2005)
LabTC	Laboratório de Transferência de Calor
LED	<i>Light Emitting Diode</i> /Diodo Emissor de Luz
MDF	Fibra de madeira de densidade média
Mg	Magnésio
MUSCL	<i>Monotonic Upwind Scheme for Conservation Laws</i>
NV	<i>Normalised Variable</i>
PIMPLE	Combinação dos algoritmos PISO e SIMPLE
PISO	<i>Pressure Implicit with Splitting Operator</i>
QUICK	<i>Quadratic Upstream Interpolation for Convective Kinematics</i>
RAM	<i>Random Access Memory</i> /Memória de Acesso Randômico
Si	Silício
SIMPLE	<i>Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations</i>
TVD	<i>Total Variation Diminishing</i>
UNIFEI	Universidade Federal de Itajubá
UBUNTU	Distribuição do sistema operacional
VTK	<i>Visualization ToolKit</i>

# Sumário

<b>DEDICATÓRIA .....</b>	<b>3</b>
<b>AGRADECIMENTOS .....</b>	<b>4</b>
<b>RESUMO.....</b>	<b>5</b>
<b>ABSTRACT .....</b>	<b>6</b>
<b>LISTA DE FIGURAS.....</b>	<b>7</b>
<b>LISTA DE TABELAS.....</b>	<b>9</b>
<b>LISTA DE SÍMBOLOS .....</b>	<b>10</b>
LETRAS LATINAS .....	10
LETRAS GREGAS .....	11
ABREVIATURAS E SIGLAS.....	12
<b>SUMÁRIO.....</b>	<b>13</b>
<b>1. INTRODUÇÃO .....</b>	<b>13</b>
1.1 OBJETIVOS.....	13
1.2 DELINEAMENTO DO TRABALHO .....	14
<b>2. REVISÃO DA LITERATURA .....</b>	<b>15</b>
<b>3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....</b>	<b>24</b>
3.1 MODELAGEM DO MEIO SÓLIDO .....	24
3.2 MODELAGEM DO MEIO FLUIDO .....	28
3.3 CARACTERÍSTICAS GERAIS DO OPENFOAM 2.4.0.....	31
3.4 MODELAGEM COMPUTACIONAL DO PROBLEMA PROPOSTO.....	38
3.4.1 Pré-processamento.....	38
3.4.2 Processamento .....	41
3.4.3 Pós-processamento .....	42
<b>4. MATERIAIS E METODOLOGIA EXPERIMENTAL .....</b>	<b>44</b>
4.1 ESCOLHA DO MATERIAL DOS DISSIPADORES .....	44
4.1.1 Alumínio 6063-T5 .....	45
4.2 USINAGEM DOS DISSIPADORES.....	46
4.3 MONTAGEM DA BANCADA EXPERIMENTAL.....	48

4.3.1	Posicionamento dos termopares .....	50
<b>5.</b>	<b>RESULTADOS .....</b>	<b>52</b>
5.1	CAMPOS DE TEMPERATURA .....	53
5.2	CAMPOS DE VELOCIDADE, VORTICIDADE E MASSA ESPECÍFICA .....	57
5.3	NÚMERO DE NUSSELT MÉDIO E $\bar{h}$ .....	62
5.4	RESÍDUOS .....	65
<b>6.</b>	<b>CONCLUSÕES.....</b>	<b>66</b>
	<b>APÊNDICE A - TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM SUPERFÍCIES ESTENDIDAS</b>	<b>67</b>
	<b>APÊNDICE B – ARQUIVOS NECESSÁRIOS PARA REALIZAR AS SIMULAÇÕES</b>	
	<b>NUMÉRICAS .....</b>	<b>72</b>
<b>7.</b>	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>90</b>

# 1. INTRODUÇÃO

A análise da transferência de calor por condução e convecção, simultaneamente, em equipamentos mecânicos, eletrônicos e sobretudo em equipamentos térmicos é de extrema importância tanto para o projeto como para a utilização correta desses equipamentos. A temperatura na qual as diversas máquinas operam influencia na sua vida útil, ou seja, para maximizar a vida útil desses equipamentos é interessante mantê-los a temperaturas relativamente baixas. Para tanto, se faz uso de métodos que melhoram o contato térmico entre os meios participantes ou que melhoram o sistema de refrigeração dessas máquinas, como por exemplo, o uso de dissipadores.

Em várias aplicações da engenharia, é interessante aumentar o coeficiente médio de transferência de calor por convecção,  $\bar{h}$ , como, por exemplo, em turbinas, cilindros de motores, cilindros de compressores, trocadores de calor, chips e processadores. Para conseguir esse efeito pode-se aumentar a velocidade do fluido em escoamento. Entretanto, existem casos em que o aumento do  $\bar{h}$ , ao valor ideal torna-se inviável devido ao aumento dos custos com bombas, ventiladores e outros equipamentos. Uma opção é diminuir a temperatura do fluido  $T_\infty$ , que também eleva muito os custos, pois envolve sistemas de condicionamento de ambientes com refrigeradores ou trocadores de calor. Outra opção é aumentar as superfícies onde ocorrem a transferência de calor por convecção através da adição de superfícies estendidas (aletas). Essa última se apresenta como o meio mais econômico de se elevar a taxa de transferência de calor.

A escolha do material da superfície sujeita à convecção é muito importante para o resultado em cada aplicação. O material escolhido deve possuir elevada condutividade térmica, o que melhora substancialmente a taxa de transferência de calor porque influencia na distribuição de temperatura ao longo da aleta. Caso a condutividade do material pudesse ser infinita, toda a aleta e a sua base estariam à mesma temperatura, resultando em uma taxa máxima de transferência de calor. Além do material do dissipador, as propriedades do fluido, as condições do escoamento e a geometria do dissipador, exercem grande influência no  $\bar{h}$ , que é o parâmetro fundamental no estudo da transferência de calor por convecção.

## 1.1 Objetivos

A determinação do  $\bar{h}$  pode ser feita através de métodos experimentais, correlações empíricas e métodos numéricos. O principal objetivo deste trabalho é realizar um estudo



numérico da transferência de calor em dissipadores sujeitos a convecção natural e validar os resultados através da comparação com resultados experimentais.

## **1.2 Delineamento do trabalho**

No Capítulo 2 apresenta-se uma revisão bibliográfica acerca da utilização de métodos numéricos no estudo da transferência de calor em dissipadores. Essa revisão teve por objetivo mostrar os parâmetros mais importantes na análise de dissipadores sujeitos à convecção natural além de ressaltar a importância da utilização de métodos numéricos em problemas envolvendo a troca de calor entre um meio sólido e um meio fluido.

No Capítulo 3 é feita uma descrição das equações que governam o problema proposto e uma abordagem sobre as características do software OpenFOAM, que foi utilizado para resolver essas equações. Nesse capítulo também são descritas, detalhadamente, todas as condições e passos seguidos para a realização das simulações numéricas.

No Capítulo 4 mostra-se a bancada experimental utilizada para produzir os resultados empregados na validação dos resultados numéricos. Também são descritas as principais características do dissipador utilizado.

No Capítulo 5 são mostradas e analisadas as figuras dos campos de temperatura, velocidade e vorticidade. Também são apresentados gráficos e tabelas comparando os resultados numéricos com os resultados experimentais e obtidos por correlação empírica.

O Capítulo 6 são apresentadas as conclusões do trabalho, como uma validação dos resultados numéricos além de sugestões para trabalhos futuros que venham a utilizar este como base para o aperfeiçoamento e aprofundamento no tema abordado.

No Apêndice A apresenta-se o desenvolvimento de uma solução analítica para a transferência de calor em uma superfície estendida.

No Apêndice B são mostrados todos os parâmetros utilizados para a realização das simulações numéricas.

## 2. REVISÃO DA LITERATURA

Apresenta-se neste capítulo uma breve revisão bibliográfica de alguns trabalhos numéricos e experimentais relacionados à transferência de calor em dissipadores aletados e também citados alguns trabalhos que usaram o software livre OpenFOAM para estudar diferentes problemas envolvendo efeitos térmicos. Nesta revisão são apresentadas diferentes metodologias, na análise da transferência de calor em dissipadores, que serviram de embasamento para a realização deste estudo.

Ledezma e Bejan (1996) estudaram, experimentalmente e numericamente, o processo de convecção natural e forçada em placas, com aletas inclinadas. O estudo mostrou quantitativamente dois efeitos. O primeiro foi a orientação das aletas em relação ao campo gravitacional na convecção natural, e em relação à corrente livre na convecção forçada. O segundo é o efeito da inclinação do topo das aletas em relação ao escoamento incidente. As equações de conservação da quantidade de movimento, massa e energia foram resolvidas por um código baseado em elementos finitos. Foi feita a modelagem de uma única aleta por questões de simplificação do modelo e para focar no efeito da inclinação do topo das aletas. Os autores concluíram que a inclinação do topo das aletas exerce pouco efeito na condução térmica total do dissipador e que esse efeito não é suficiente para justificar gastos adicionais de produção. Os dissipadores foram dispostos de maneira que o escoamento fosse paralelo às aletas e foi observado que os melhores dissipadores estavam com o topo das aletas direcionadas para o escoamento. Para cada configuração, os resultados das simulações numéricas confirmaram a validade dos testes com base em medições experimentais.

Baskaya, Olek e Sivrioglu (2000) realizaram um estudo paramétrico da transferência de calor por convecção natural em dissipadores dispostos horizontalmente. Foram verificados os efeitos do espaçamento, altura e comprimento das aletas e a diferença de temperatura entre a aleta e o ambiente no processo de convecção natural. As equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia foram resolvidas pelo método de volumes finitos através do software PHOENIX. Primeiramente foram feitas algumas simulações para casos presentes na literatura. Depois de se ter obtido boa concordância com os casos da literatura foram conduzidas várias simulações para a realização de um estudo paramétrico detalhado. Os resultados finais foram comparados com dados experimentais presentes na literatura. A conclusão do trabalho mostrou que não é possível obter um ótimo desempenho, em termos de transferência global de calor, analisando somente um ou dois parâmetros mas as interações entre todos os parâmetros devem ser consideradas.

Qu e Mudawar (2002) analisaram numericamente o escoamento e a transferência de calor tridimensional em um dissipador com microcanais. O código numérico é baseado no método de diferenças finitas e um algoritmo SIMPLE é usado para resolver as equações de Navier-Stokes e da energia. O modelo numérico desenvolvido contemplou somente um microcanal e as regiões de fronteira. O código foi validado através de comparações com a solução analítica e com dados experimentais. Foi observado que a temperatura aumenta, aproximadamente de maneira linear, na direção do escoamento, tanto no sólido como no fluido e que a temperatura máxima foi encontrada na base, onde se aqueceu o dissipador. O fluxo de calor e o número de Nusselt apresentaram valores elevados perto da entrada do canal, valores flutuantes em torno da periferia do canal e valores próximos de zero nos cantos. Ao escolher um material com maior condutividade térmica a temperatura na base do dissipador diminuiu, especialmente próximo da saída do canal. Os autores concluíram que o método clássico de análise de aletas, por ser simples, propicia somente uma boa análise qualitativa. Isso porque algumas hipóteses como a de que a temperatura no fluido é uniforme na seção transversal e de que o coeficiente de transferência de calor é constante ao longo da parede do canal não foram comprovadas pelas simulações.

Mobedi e Yüncü (2003) estudaram numericamente a transferência de calor por convecção natural, em regime permanente, em dissipadores com aletas retangulares. Um código baseado no método das diferenças finitas foi elaborado para resolver as equações da continuidade, quantidade de movimento e energia. O comportamento do escoamento e a distribuição de temperatura no regime permanente, foram obtidos pela solução das equações governantes no regime transiente. Houve uma boa concordância entre os resultados numéricos e os resultados experimentais disponíveis na literatura. Foram analisados dissipadores com diferentes parâmetros geométricos e dois padrões de escoamentos nos canais dos dissipadores. Para algumas configurações o ar só entrava nos canais pelas suas extremidades enquanto que para outras configurações o ar também entrava pela lateral do dissipador. Na conclusão, os autores afirmaram que é difícil obter uma relação matemática para descrever o efeito que os parâmetros geométricos causam no comportamento do escoamento, visto que os efeitos de cada parâmetro estão interconectados.

Rao *et al.* (2006) analisaram a transferência de calor por convecção natural e radiação, de forma conjugada, em um dissipador orientado horizontalmente. A solução numérica das equações da conservação de massa, quantidade de movimento e energia foi obtida pelo método de diferenças finitas. A modelagem do problema foi feita da seguinte forma: as aletas das extremidades eram expostas a um meio infinito de um lado e a um invólucro do outro enquanto

que as aletas internas eram modeladas em pares com um invólucro no meio. Os resultados numéricos permitiram calcular o fluxo de calor. Desta forma a taxa total de transferência de calor e o coeficiente médio de transferência de calor foram estimados. A taxa de transferência de calor por radiação também foi considerada e calculada analiticamente. Os resultados numéricos, para um dissipador com quatro aletas, apresentaram boa concordância com dados experimentais disponíveis na literatura. Os resultados numéricos foram obtidos para se estudar a efetividade para diferentes valores de altura da aleta, número de aletas, espaçamento entre aletas, emissividades e temperatura na base do dissipador. Esses resultados foram submetidos a uma regressão não linear e foram obtidas equações para o fluxo de calor em função do número de Rayleigh, razão de aspecto e emissividade da aleta. Também foram obtidas equações para calcular o número de Nusselt médio, a taxa de transferência de calor e a efetividade do arranjo de aletas.

Dialameh, Yaghoubi e Abouali (2008) realizaram um estudo numérico para estimar a convecção natural em um dissipador com aletas retangulares. As equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia foram resolvidas pelo método de volumes finitos através de um algoritmo SIMPLE. O modelo numérico foi validado pela comparação com dados experimentais disponíveis na literatura. Foi observado que o escoamento no dissipador segue dois padrões, podendo o ar entrar pelas extremidades das aletas e/ou pelas laterais, dependendo da sua geometria, e que para o segundo padrão de escoamento o coeficiente médio de transferência de calor é menor do que para o primeiro padrão. O efeito de diversas geometrias de aleta e de diferenças de temperatura na transferência de calor por convecção foi determinado para números de Rayleigh baseado no espaçamento entre aletas. Também foram propostas duas correlações para o número de Nusselt baseadas em parâmetros adimensionais e utilizando o espaçamento entre aletas como dimensão característica.

Yalcin, Baskaya e Sivrioglu (2008) fizeram uma análise numérica da transferência de calor por convecção natural em dissipadores orientados horizontalmente e com aletas retangulares. O dissipador modelado possuía uma barreira acima de suas aletas e o principal objetivo desse trabalho era estudar os efeitos da distância entre a ponta da aleta e a barreira acima do dissipador na convecção natural em regime permanente. Para resolver as equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia, foi utilizado o método de volumes finitos através do software comercial PHOENIX. A distância entre a ponta da aleta e a barreira, as temperaturas da aleta e da base do dissipador e os parâmetros geométricos do dissipador foram variados durante o estudo paramétrico. Os resultados numéricos foram comparados com valores experimentais presentes na literatura e apresentaram boa concordância. Foi observado

que o valor do coeficiente de transferência de calor aumentou quando se aumentou a distância entre a ponta da aleta e a barreira e que esse valor se aproximou do valor do coeficiente de transferência de calor obtido para dissipadores sem a barreira.

Jouhara e Axcell (2009) estudaram técnicas de modelagem e simulação da transferência de calor por convecção forçada em dissipadores com aletas retangulares. A análise abrangeu a teoria clássica de transferência de calor e a abordagem computacional na modelagem do aumento de temperatura ao longo dos canais formados por aletas adjacentes. Pela teoria clássica foram estudados três casos. O primeiro caso foi idealizado com toda a superfície da aleta e a base do dissipador a uma temperatura uniforme. No segundo caso havia um gradiente de temperatura da base do dissipador até a ponta da aleta e no terceiro caso foi feita uma integração numérica ao longo do canal de escoamento. Para a simulação computacional foi utilizado o método de elementos finitos, através do software Ansys CFX, para resolver as equações da quantidade de movimento, continuidade e energia. Os resultados foram comparados com dados experimentais publicados por outros autores. Os cálculos mostraram como os principais parâmetros de transferência de calor variam com a distância axial, em especial, as rápidas mudanças no coeficiente de transferência de calor e a eficiência da aleta perto das bordas das aletas.

Azarkish, Sarvari e Behzadmehr (2010) utilizaram um algoritmo genérico modificado para encontrar a geometria ótima da aleta e o número ótimo de aletas afim de maximizar a taxa de transferência de calor de um dissipador. Para isso o algoritmo utilizado teve que maximizar uma função objetivo que foi definida como a taxa líquida de calor da superfície da aleta para um dado comprimento. Os efeitos da temperatura da base do dissipador, do comprimento e da altura das aletas na geometria ótima e no número ótimo de aletas foram avaliados através da comparação dos resultados obtidos com casos testados. Os autores concluíram que o número de aletas não é afetado pelo perfil das aletas e que os dissipadores com aletas ótimas propiciaram um aumento de 1 a 3 por cento na transferência de calor em comparação com aletas de perfil retangular ou triangular.

Harahap, Lesmana e Sambegoro (2010) conduziram estudos calorimétricos e interferométricos simultâneos para investigar o efeito que a redução das dimensões da base da placa exerce na taxa de transferência de calor por convecção natural quando em regime permanente. Os dissipadores miniaturizados possuíam duas configurações, com uma única aleta ou com um arranjo de aletas. Na parte calorimétrica do trabalho, calculou-se o coeficiente médio de transferência de calor utilizando a potência fornecida ao dissipador, a diferença de temperatura entre a temperatura média da placa e a temperatura ambiente, a área total sujeita a

convecção natural e a quantidade de calor perdida por radiação, que foi calculada empregando o software Interactive Heat Transfer Program. Para monitorar a temperatura ao longo da altura da aleta, a parte interferométrica do trabalho contou com 8 termopares, sendo que metade dos termopares estavam na aleta central e a outra metade na aleta lateral da extremidade. Em cada aleta os termopares foram dispostos a cada 4 mm ao longo da altura da aleta, enquanto que os cabos foram posicionados atrás de um suporte de madeira de modo a não bloquear ou interferir nos raios interferométricos que passam ao longo da superfície da placa aletada. Esse efeito foi estudado através de comparações dos resultados atuais com os resultados de estudos calorimétricos, interferométricos ou numéricos previamente realizados. Para temperaturas entre 20°C e 50°C acima da temperatura ambiente, foi mostrado que a redução de 74% da área da base da placa resultou em um aumento de 1,5 vezes no coeficiente de transferência de calor por convecção natural na placa com uma única aleta e um aumento de 1,8 vezes para a placa com um arranjo de aletas. Os autores propuseram uma correlação para o número de Nusselt para dissipadores de pequenas dimensões dispostos horizontalmente.

Chen, Liu e Lee (2010) utilizaram o método de diferenças finitas em conjunto com o método de mínimos quadrados e medidas experimentais de temperatura para resolver o problema inverso de condução de calor bidimensional. Esse estudo considerou o caso de regime permanente e teve como objetivo prever o coeficiente de transferência de calor por convecção natural. Para isso três diferentes arranjos de placas horizontais e aletadas foram ensaiados dentro de um pequeno túnel de vento. Os autores obtiveram vários valores para a eficiência da aleta e para o  $\bar{h}$ . Esses valores foram comparados com os valores presentes na literatura. Correlações para o cálculo de  $Nu$  e  $Ra$  foram propostas e comparadas com as correlações existentes na literatura.

Kunkelmann e Stephan (2010) investigaram, numericamente, a transferência de calor, em regime transiente, durante a ebulição nucleada do refrigerante HFE-7100. Os autores modificaram o método VOF (Volume of Fluid), um método numérico utilizado para escoamentos bifásicos que está implementado no OpenFOAM, para a realização das simulações. A modificação feita pelos autores através da expansão do método existente no software, para casos onde existem a evaporação de um fluido. As equações resolvidas pelo software são as equações de conservação da massa, quantidade de movimento, energia e fração volumétrica. A modelagem de uma única bolha foi realizada para acompanhar a sua forma durante o crescimento, o seu desprendimento e a ascensão vertical e incorporou a evaporação na interface líquido-vapor, bem como a transferência de calor, em microescala, na linha de contato das 3 fases. Os resultados da simulação foram comparados com dados experimentais e

proporcionaram elementos para compreender a transferência de calor, em regime transiente, entre a parede sólida, a camada de líquido superaquecido e a bolha de vapor.

Liu e Chung (2012) estudaram a transferência de calor por convecção forçada em uma cavidade. Nesse estudo, foram realizadas simulações através do programa computacional OpenFOAM, para analisar o escoamento transversal a duas vigas, separadas por diferentes distâncias e comparar o coeficiente de transferência de calor local no fundo da cavidade. Foi observado que instabilidades no escoamento causam a divisão do escoamento na borda da saída da cavidade. Nos fluxos tipo  $k$  o escoamento atinge o fundo da cavidade, onde se observou o maior valor local do coeficiente de transferência de calor, ocasionando recirculação na saída da cavidade e reconstrução da camada turbulenta na entrada da cavidade. Nesse caso a transferência de calor é governada pela intermitência, onde houve recirculação, e pelo arrasto, onde houve reconstrução da camada turbulenta. Em fluxos tipo  $d$ , o escoamento cobriu a cavidade isolando a recirculação do escoamento principal. Dessa forma, a transferência de calor ocorre somente pela intermitência. Nesse caso o coeficiente de transferência de calor aumenta da saída da cavidade até a sua entrada.

Tari e Mehrtash (2012) realizaram um estudo numérico sobre placas verticais com aletas retangulares paralelamente dispostas afim de validar um modelo para investigar dissipadores com orientações inclinadas sujeitos a convecção natural e em regime permanente. Foram modelados dois dissipadores com comprimentos diferentes. As taxas de transferência de calor por convecção natural e por radiação foram obtidas das simulações. Foi empregado o software Fluent para resolver as equações de conservação da quantidade de movimento, continuidade e da energia no fluido e condução de calor no sólido. Os modelos e as simulações foram validados através da comparação dos resultados numéricos obtidos para a placa plana com correlações da literatura e através da comparação dos resultados da placa aletada com dados experimentais. Os autores sugeriram um conjunto de correlações adimensionais para a taxa de transferência de calor por convecção. Para estender a validade da correlação obtida para a placa vertical, foi sugerida uma modificação no número de Grashof com o cosseno do ângulo de inclinação da placa. Assim a correlação proposta tornou-se válida para inclinações de  $-60^\circ$  até  $+80^\circ$  a partir da vertical. Foi observado que a separação do escoamento no interior dos canais da aleta do dissipador é um fenômeno importante e determina a validade do intervalo da correlação modificada. Os autores comentam que a correlação proposta é aplicável para todos os casos de placas inclinadas disponíveis na literatura. Além disso, concluíram que a correlação proposta possui uma aplicação prática no desenvolvimento de dispositivos para refrigeração de aparelhos eletrônicos.

Shao, Wang e Cheng (2012) realizaram a otimização das configurações geométricas dos microcanais de dissipadores de multicamadas para melhorar o desempenho de um chip sujeito a um alto fluxo de calor. Considerando a resistência térmica e a queda de pressão como as funções objetivo, um modelo de otimização de duplo objetivo foi proposto baseado no modelo de rede de resistência térmica. O dissipador de microcanais otimizado foi numericamente simulado em um software de CFD pelo método de volumes finitos. Analisando os resultados, para o dissipador otimizado, pelo modelo da resistência térmica, concluiu-se que o dispositivo foi eficaz no resfriamento do chip fazendo com que a temperatura máxima atingida fosse menor do que 98°C. Dessa forma mostrou-se que a análise teórica do modelo de rede de resistência térmica é aceitável e que dissipadores de microcanais otimizados podem satisfazer as necessidades de refrigeração dos chips que geram um alto fluxo de calor.

Chai *et al.* (2013) desenvolveram um modelo numérico tridimensional de um dissipador de calor com microcanais interrompidos para estudar os efeitos da queda de pressão e as características da transferência de calor ocasionadas pelas dimensões e posições das nervuras retangulares nas micro câmaras transversais. Em uma primeira parte da análise da otimização, o comprimento e a largura da nervura são consideradas as variáveis para se determinar as dimensões otimizadas. Na segunda parte da análise, dois arranjos de variáveis incluíram a distância dos microcanais paralelos até a fileira de nervuras e o espaço entre duas micro câmaras adjacentes. Também foi analisado o escoamento e o mecanismo de transferência de calor do dissipador proposto. Para minimizar o tempo de simulação, a variação do fluxo de fluido em cada microcanal foi desprezada. Assim, o modelo numérico desenvolvido contemplava somente um microcanal e as regiões de fronteira. As equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia foram resolvidas pelo software Fluent, baseado no método de volumes finitos. A princípio, os autores obtiveram os parâmetros de dimensão e posições ideais das nervuras retangulares.

Karathanassis, Papanicolaou e Belessiotis (2013) desenvolveram uma metodologia de otimização, utilizando um algoritmo genérico, de micro dissipadores adequados para o resfriamento de sistemas de calhas lineares e parabólicas com concentração fotovoltaica/térmica. Foram utilizados dois tipos de dissipadores, um com microcanais de largura fixa e outro com largura variável. Os critérios de avaliação de desempenho incluíram a resistência térmica do dissipador de calor e a queda de pressão do meio de refrigeração através do dissipador. Inicialmente, o efeito dos parâmetros geométricos sobre o desempenho térmico e hidrodinâmico do dissipador foi investigado utilizando um modelo de resistência térmica e correlações analíticas. Os resultados do modelo unidimensional permitiram a obtenção das



funções objetivo, tanto para a resistência térmica quanto para a queda de pressão, utilizadas pelo algoritmo genérico para se determinar os parâmetros geométricos otimizados. Posteriormente desenvolveu-se um modelo numérico tridimensional do escoamento e da transferência de calor conjugada para o dissipador otimizado para investigar detalhadamente o escoamento e o processo térmico. Uma análise global mostrou que os dissipadores com canais variáveis reduzem significativamente a queda de pressão do fluido refrigerante. Além disso, provou-se que o modelo unidimensional é capaz de fornecer uma boa estimativa do comportamento do dissipador.

Ismail *et al.* (2013) analisaram numericamente a transferência de calor por convecção em dissipadores com aletas perfuradas considerando um escoamento tridimensional. As perfurações nas aletas são longitudinais, com seções quadrada ou circular e as aletas possuem o mesmo comprimento. O campo de temperatura dentro das aletas foi obtido pela equação da condução de calor pela lei de Fourier. As simulações numéricas foram validadas através de resultados publicados por outros autores. Os resultados mostraram que as aletas com perfurações circulares se destacaram por apresentarem uma grande melhoria na transferência de calor e uma pequena queda de pressão. Os autores concluíram que seu trabalho pode ajudar no desenvolvimento de micro dissipadores para remoção de calor de equipamentos eletrônicos.

Chen, Lai e Haung (2013) aplicaram problemas inversos em conjunto com dados experimentais de temperatura para investigar o coeficiente de transferência de calor das aletas de uma placa aletada para diversos espaçamentos entre aletas. Foi utilizado o software comercial Fluent para resolver as equações diferenciais governantes afim de obter as características do escoamento e do processo de transferência de calor. Sob a hipótese da não uniformidade do coeficiente de transferência de calor, toda a aleta foi dividida em diversas subregiões antes de se aplicar o método inverso. O valor do coeficiente médio de transferência de calor em cada subregião foi assumido como desconhecido. Então foi aplicado o método inverso em conjunto com dados experimentais de temperatura para estimar o coeficiente médio de transferência de calor e a eficiência da aleta. Os valores de temperatura obtidos pelo software apresentaram boa concordância com os dados experimentais de temperatura em diversos pontos de medição. Os valores do coeficiente de transferência de calor obtidos tanto pelo método inverso como pelo software ou pela correlação também ficaram próximos. Os autores concluíram que o uso do software comercial em conjunto com o método inverso e dados experimentais de temperatura pode ajudar o desenvolvimento de dissipadores mais compactos uma vez que foi possível estimar o coeficiente médio de transferência de calor e a eficiência da aleta.

Luiten (2014) estudou analiticamente a propagação de calor em uma aleta fina. Neste trabalho foi determinado um comprimento característico e mostrado que ele possui uma importância física para a distância na qual o calor se propaga e para a quantidade total de calor dissipado. Também foi analisado quando a suposição de uma aleta ser fina é viável. O uso do comprimento característico foi ilustrado para uma linha de arrefecimento em um prato e no caso de aletas de um dissipador de calor. Os resultados foram comparados com simulações numéricas. O autor concluiu que o uso do comprimento característico viabiliza uma maneira rápida de se estimar a temperatura final e a resistência térmica em geometrias finas e longitudinais para propagação de calor. Além disso, permite traduzir quantidades térmicas em dimensões e materiais para projetos mecânicos.

Shen *et al.* (2014) fizeram um estudo experimental e numérico sobre os efeitos da orientação de dissipadores retangulares sobre o escoamento e a transferência de calor. Para isso foram avaliadas 8 orientações em que os dissipadores estavam montados sobre um LED (Light Emitting Diode) e sujeitos à convecção natural. Os dissipadores com maior número de aletas se mostraram mais sensíveis à orientação. Foi proposta uma correlação para o número de Nusselt nas diversas orientações. Além disso, os resultados computacionais mostraram, detalhadamente, o escoamento e os campos de temperatura que ilustram a origem da variação do desempenho do dissipador em relação à sua orientação.

Esta revisão teve como objetivo apresentar alguns dos principais trabalhos na literatura que usam métodos numéricos para análise da transferência de calor em dissipadores. Alguns trabalhos usando o software OpenFOAM também foram citados. Pode-se observar que existem poucos trabalhos usando OpenFOAM em transferência de calor e não foi encontrado trabalhos empregando o OpenFOAM para análise da transferência de calor em dissipadores. Isto mostra a importância deste trabalho onde um dos objetivos é analisar a transferência de calor em dissipadores utilizando o software livre OpenFOAM. No Capítulo 3, a seguir, é mostrado o desenvolvimento teórico que permitiu a modelagem do problema e a obtenção e análise dos resultados.

### 3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo é apresentado o embasamento teórico necessário para o entendimento do modelo matemático empregado na solução de um escoamento com a presença de um corpo sólido aquecido. Neste trabalho o problema estudado é de um sólido sujeito à condução de calor e à transferência de calor por convecção natural. Para isso devem ser resolvidas as equações de conservação da massa, quantidade de movimento e da energia. Este conjunto de equações pode ser resolvido numericamente através de diferentes códigos computacionais como, por exemplo, o OpenFOAM. Este capítulo também visa apresentar as principais características e ferramentas do OpenFOAM, além do detalhamento da modelagem e da solução numérica do problema proposto.

#### 3.1 Modelagem do Meio Sólido

A determinação do fluxo de calor em uma dada seção do sólido só é possível quando se conhece o gradiente de temperatura ao longo desse corpo. Esse gradiente de temperatura pode ser obtido aplicando um balanço de energia em um volume de controle diferenciado apropriado, como o mostrado na Figura 3.1.

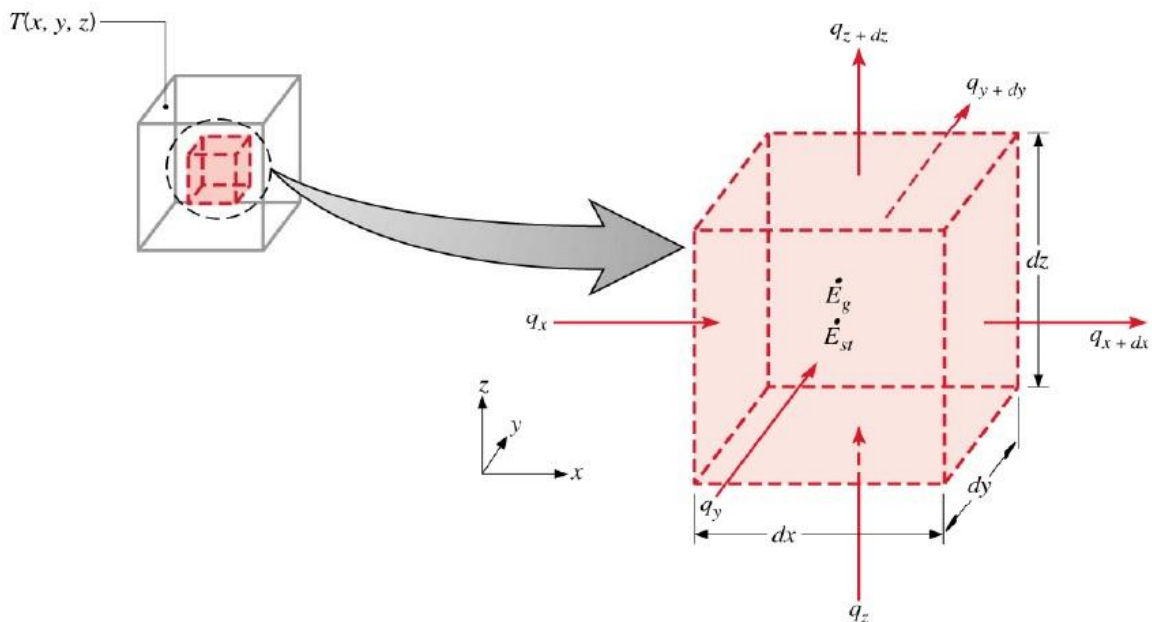


Figura 3.1 – Volume de controle diferencial.  
Fonte: Incropera *et al.*, 2008.

As taxas de transferência de calor que entram no volume de controle são perpendiculares às faces de coordenadas  $x$ ,  $y$  e  $z$ , são representadas por  $q_x$ ,  $q_y$  e  $q_z$ , respectivamente. Enquanto que as taxas de transferência de calor nas faces opostas que deixam o volume de controle podem

ser representadas por expansão em série de Taylor onde desprezando os termos de ordem superior obtém-se:

$$q_{x+dx} = q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} dx \quad (3.1a)$$

$$q_{y+dy} = q_y + \frac{\partial q_y}{\partial y} dy \quad (3.1b)$$

$$q_{z+dz} = q_z + \frac{\partial q_z}{\partial z} dz \quad (3.1c)$$

É possível que haja geração de energia interna, então esse termo será representado por:

$$\dot{E}_g = \dot{q} dx dy dz \quad (3.2)$$

onde  $\dot{q}$  é a taxa na qual a energia é gerada por unidade de volume.

Também podem ocorrer mudanças na energia térmica interna armazenada pelo material. Considerando que o material não passa por mudança de fase essa parcela de energia é representada por:

$$\dot{E}_{st} = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} dx dy dz \quad (3.3)$$

onde  $\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} dx dy dz$  representa a taxa de variação da energia sensível do meio por unidade de volume,  $\rho$  e  $c_p$  são constantes que representam a massa específica e o calor específico, respectivamente, do material.

Aplicando a conservação da energia tem-se:

$$\dot{E}_e + \dot{E}_g - \dot{E}_s = \dot{E}_{st} \quad (3.4)$$

onde  $\dot{E}_e$  e  $\dot{E}_s$  representam as taxas de energia que entram e que saem, respectivamente, do volume de controle.

Reconhecendo essas taxas e fazendo as substituições na Eq. (3.4) obtém-se:

$$q_x + q_y + q_z + \dot{q} dx dy dz - q_{x+dx} - q_{y+dy} - q_{z+dz} = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} dx dy dz \quad (3.5)$$

Substituindo as Eqs. (3.1) e (3.5), tem-se:

$$\dot{q} dx dy dz - \frac{\partial q_x}{\partial x} dx - \frac{\partial q_y}{\partial y} dy - \frac{\partial q_z}{\partial z} dz = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} dx dy dz \quad (3.6)$$

Admitindo que o material é isotrópico e observando a lei de Fourier, as taxas de calor por condução podem ser escritas como (Incropera e DeWitt, 1998):

$$q_x = -kdydz \frac{\partial T}{\partial x} \quad (3.7a)$$

$$q_y = -kdx dz \frac{\partial T}{\partial y} \quad (3.7b)$$

$$q_z = -kdx dy \frac{\partial T}{\partial z} \quad (3.7c)$$

onde  $k$  é a condutividade térmica do material.

Substituindo as Eqs (3.7) na Eq. (3.6) e dividindo todos os termos por  $dx dy dz$  obtém-se a equação geral da difusão de calor em coordenadas cartesianas, dada por:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (3.8)$$

A Equação (3.8) pode ser utilizada para se determinar a distribuição de temperatura em um meio, para isso deve-se utilizar as condições de contorno apropriadas. Neste trabalho, três condições de contorno foram utilizadas. A primeira é a condição de Dirichlet, ou de primeiro tipo, que especifica o valor da função, neste caso da temperatura, em determinada região. A segunda é a condição de Neumann, ou de segundo tipo, que considera a existência de um fluxo através da fronteira de um domínio. Uma particularidade dessa condição é a de uma superfície com fluxo nulo, ou seja, uma superfície isolada ou adiabática. A terceira condição é a condição de Robin, ou de terceiro tipo, que considera o aquecimento ou o resfriamento de uma superfície através da convecção.

Na Figura 3.2 é ilustrada a geometria do dissipador considerado e onde se aplicam as condições de contorno descritas acima.

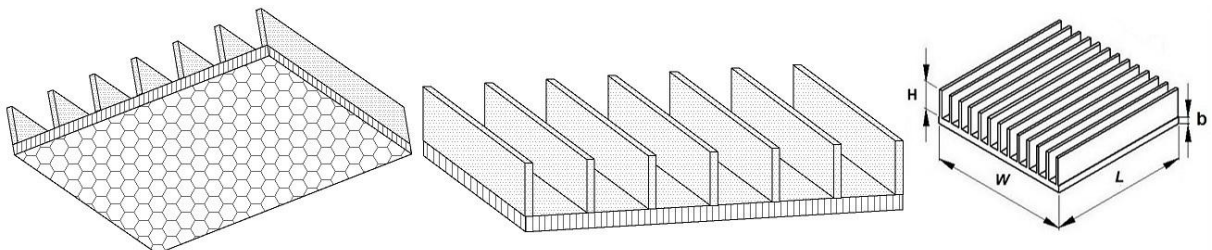


Figura 3.2 – Geometria do dissipador com aletas retangulares.

A superfície hachurada com hexágonos está sujeita a condição de primeiro tipo, a superfície hachurada com listras verticais está sujeita à condição de segundo tipo e a condição de terceiro tipo foi aplicada na superfície hachurada com pontos. Para as simulações

computacionais a superfície hachurada com listras foi minimizada, de maneira que a dimensão  $b$  foi considerada de 0,1 mm. Isso se deu pelo fato de que os dados de temperatura para a base do dissipador eram menos confiáveis do que os dados de temperatura para a base da aleta. Sendo assim, nas simulações, a temperatura imposta na base do dissipador foi a temperatura da base da aleta.

Considerando as propriedades termofísicas do material constantes reescreve-se a Eq. (3.8) como:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}(x, y, z, t) + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}(x, y, z, t) + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}(x, y, z, t) = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t}(x, y, z, t) \quad (3.9)$$

em que  $\alpha = k/\rho c_p$  é a difusividade térmica do meio.

Considerando um dissipador com comprimento  $L$ , largura  $W$  e altura da aleta  $H$  (vide Figura 3.2), as condições de contorno podem ser expressadas como:

Temperatura constante na superfície em vermelho na Fig. 3.2,

$$T(x, y, 0, t) = T_b \quad (3.10)$$

Isolamento da superfície em azul na Fig. 3.2,

$$\frac{\partial T}{\partial x}(0, y, z, t) = 0 \quad (3.11a)$$

$$\frac{\partial T}{\partial x}(L, y, z, t) = 0 \quad (3.11b)$$

$$\frac{\partial T}{\partial y}(x, 0, z, t) = 0 \quad (3.11c)$$

$$\frac{\partial T}{\partial y}(x, W, z, t) = 0 \quad (3.11d)$$

Resfriamento por convecção natural na superfície em verde na Fig. 3.2,

$$k \frac{\partial T}{\partial n}(x, y, z, t) = h(T_n - T_\infty) \quad (3.12)$$

onde  $T_n$  é a temperatura da aleta nas diferentes direções e  $h$  o coeficiente de transferência de calor por convecção natural.

A condição inicial é:

$$T(x, y, z, 0) = T_0 \quad (3.13)$$

Em sequência são descritas as equações que são utilizadas para modelar o meio fluido.

### 3.2 Modelagem do Meio Fluido

Estudou-se a região fluida do problema através das equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia. Considerando um escoamento compressível, a equação da continuidade é dada por:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{U}) = 0 \quad (3.14)$$

em que  $\vec{U}$  é o vetor velocidade.

A equação diferencial da energia é dada por:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{Dp}{Dt} + \Phi_d + q_v - \vec{\nabla} \cdot \vec{q} \quad (3.15)$$

onde  $\Phi_d$  e  $q_v$  são os termos de dissipação viscosa e geração interna. Desprezando esses termos e variações de pressão obtém-se:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = -\vec{\nabla} \cdot \vec{q} \quad (3.16)$$

Introduzindo a lei de Fourier, considerando a condutividade térmica constante, e aplicando a regra da cadeia na Eq. (3.16) tem-se:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \nabla^2 T \quad (3.17)$$

A equação diferencial da quantidade de movimento pode ser escrita como:

$$\rho \frac{\partial \vec{U}}{\partial t} = \rho \vec{g} - \vec{\nabla} p + \vec{\nabla} \cdot \vec{\tau} \quad (3.18)$$

nesta equação  $\vec{\tau}$  representa o tensor de tensões viscosas. A relação entre tensões e taxas de deformação, propostas por Stokes, tem como base a hipótese de viscosidade de Newton que sugeriu uma relação linear entre a tensão cisalhante e a variação da velocidade ao longo da direção normal ao plano da tensão. Os fluidos que seguem esse tipo de relação são chamados de fluidos newtonianos. A relação proposta por Stokes é dada por:

$$\vec{\tau} = \vec{\tau}(\vec{D}) \quad (3.19)$$

onde, o tensor taxa de deformação  $\vec{D}$  é dado por:

$$\vec{\vec{D}} = \frac{1}{2}(\vec{\nabla}\vec{U} + \vec{\nabla}\vec{U}^T) \quad (3.20)$$

Matematicamente, os fluidos newtonianos são caracterizados por uma relação como visto na Eq. (3.19) que é linear e isotrópica de maneira que, em notação indicial, é da forma:

$$\tau_{ij} = a_{ijkl} D_{kl} \quad (3.21)$$

onde  $a_{ijkl}$  representa 81 coeficientes independentes das taxas de deformação. Devido às condições de homogeneidade, simetria dos tensores e de isotropia a relação entre os dois tensores torna-se:

$$\vec{\tau} = 2\mu\vec{\vec{D}} \quad (3.22)$$

em que  $\mu$  é a viscosidade dinâmica.

Introduzindo a Eq. (3.22) na Eq. (3.18) chega-se a equação de Navier-Stokes:

$$\rho \frac{\partial \vec{U}}{\partial t} = \rho \vec{g} - \vec{\nabla} p + \vec{\nabla} \cdot (2\mu\vec{\vec{D}}) \quad (3.23)$$

Para o caso de escoamento com viscosidade constante a equação de Navier-Stokes se torna:

$$\rho \frac{\partial \vec{U}}{\partial t} = \rho \vec{g} - \vec{\nabla} p + \mu \nabla^2 \vec{U} \quad (3.24)$$

Considerando o meio fluido como um cubo de dimensões de 600 mm, ilustrado pela Fig. 3.3.

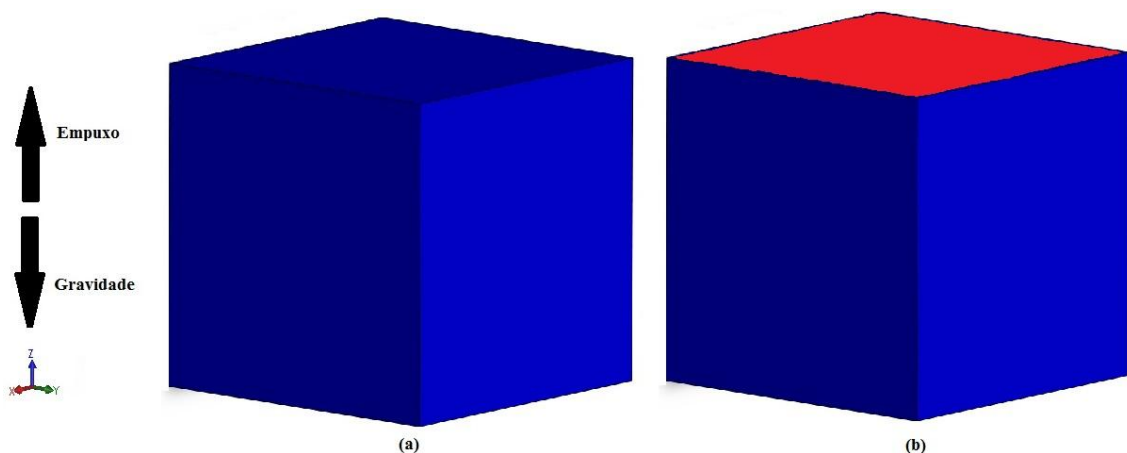


Figura 3.3 – Condições de contorno para temperatura (a), velocidade (a) e pressão (b).



As expressões que descrevem as condições de contorno para a temperatura são mostradas pelas Eqs. (3.25) e correspondem às superfícies em azul na Fig. 3.3a.

$$T(0, y, z, t) = T_1 \quad (3.25a)$$

$$T(600, y, z, t) = T_1 \quad (3.25b)$$

$$T(x, 0, z, t) = T_1 \quad (3.25c)$$

$$T(x, 600, z, t) = T_1 \quad (3.25d)$$

$$T(x, y, 600, t) = T_1 \quad (3.25e)$$

Para a superfície inferior do fluido, que não aparece na Fig.3.3a, a condição é de troca de calor por convecção com um dissipador e com o placa de madeira, semelhante à montagem experimental que será mostrada no Capítulo 4.

Para todas as outras superfícies é imposta temperatura constante igual à temperatura ambiente  $T_1$ . O aquecimento do fluido é devido à troca de calor com o dissipador onde o aquecimento foi feito numericamente pela imposição de uma temperatura  $T_5$  na sua base.

Como considera-se um domínio fechado, as condições de contorno para a velocidade mostradas pelas Eqs. (3.26) são todas nulas e correspondem às superfícies em azul na Fig. 3.3a.

$$U(0, y, z, t) = 0 \quad (3.26a)$$

$$U(600, y, z, t) = 0 \quad (3.26b)$$

$$U(x, 0, z, t) = 0 \quad (3.26c)$$

$$U(x, 600, z, t) = 0 \quad (3.26d)$$

$$U(x, y, 600, t) = 0 \quad (3.26e)$$

Para a superfície inferior, que está em contato com dois sólidos, considera-se que a fronteira entre o fluido e os sólidos também possui velocidade nula.

A condição de pressão é ilustrada pela Fig. 3.3b. Para as superfícies em azul e para a superfície inferior é imposta uma condição que ajusta a pressão de acordo com as condições de velocidade. Enquanto que a condição de pressão máxima igual à pressão atmosférica é imposta na superfície em vermelho. (Eq. 3.27).

$$p(x, y, 600, t) = 10^5 \quad (3.27)$$

Na próxima seção são apresentadas as principais características e ferramentas do programa OpenFOAM.

### 3.3 Características Gerais do OpenFOAM 2.4.0

Os pacotes de CFD são ferramentas robustas utilizadas para a análise de diversos tipos de escoamentos. Esses pacotes contêm os modelos matemáticos discretizados necessários para investigar o fenômeno de interesse que, em muitos casos, o estudo experimental é inviável ou não possuem uma solução analítica. Com o desenvolvimento da modelagem numérica dos fenômenos físicos e com os avanços computacionais, tanto em hardware como em software, os pacotes CFD se configuram como uma importante ferramenta nos estudos de dinâmica dos fluidos e da transferência de calor.

Em consequência dos custos dos pacotes comerciais de CFD como o FLUENT, CFX dentre outros, o OpenFOAM surge como uma ótima opção e se destaca não somente por ser gratuito mas também por oferecer o código aberto. Além disso, já tem disponível diferentes ferramentas de discretização no espaço e no tempo, assim como um gerador de malhas próprio. Este programa trabalha com sistemas operacionais de código aberto LINUX, com uma das distribuições: UBUNTU, KUBUNTU, SUSE, DEBIAN ou outras. Neste trabalho, foi utilizada a distribuição UBUNTU 14.04.

O OpenFOAM é um programa baseado em um conjunto de módulos escritos em C++ com o propósito de realizar o pré-processamento, a solução das equações do modelo físico e o tratamento/pós-processamento dos dados. Essas 3 etapas executadas são ilustradas na Fig. 3.4.

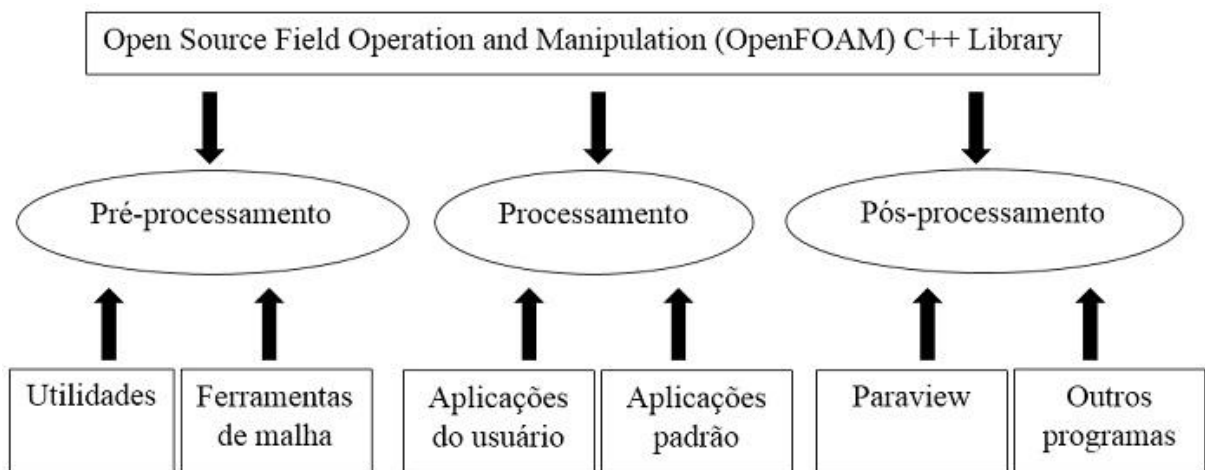


Figura 3.4 – Visão geral da estrutura do OpenFOAM.  
Fonte: [www.openfoam.com](http://www.openfoam.com).

A etapa de pré-processamento abrange a manipulação dos dados iniciais e a geração ou alteração da malha. A geometria e a malha podem ser geradas no OpenFOAM ou importadas de algum outro software.

As equações já implementadas no programa ou implementadas pelo próprio usuário, visto que é um programa de código aberto, são resolvidas na etapa de processamento.

Na etapa de pós-processamento, os resultados são exportados para serem visualizados em outro programa como EnSight, Fieldview, Paraview e outros. Neste trabalho foi utilizado o visualizador Paraview que também é um programa livre de código aberto.

O OpenFOAM utiliza o método de Volumes Finitos (VF) na discretização das equações. Esse é um método de discretização das equações com derivadas parciais, baseado na solução dos balanços de massa, energia e quantidade de movimento em um determinado volume de meio contínuo. O método de VF é reconhecido por não apresentar problemas de instabilidade ou convergência, ao garantir que em cada volume discretizado as propriedades obedecem às leis de conservação já apresentadas.

O método de VF também é utilizado, pelo OpenFOAM, tanto nas discretizações espaciais quanto temporais. A discretização do espaço físico define a malha computacional enquanto que a discretização do tempo determina, a partir de uma condição inicial, a subdivisão do domínio em um número finito de intervalos de tempo, Fig. 3.5.

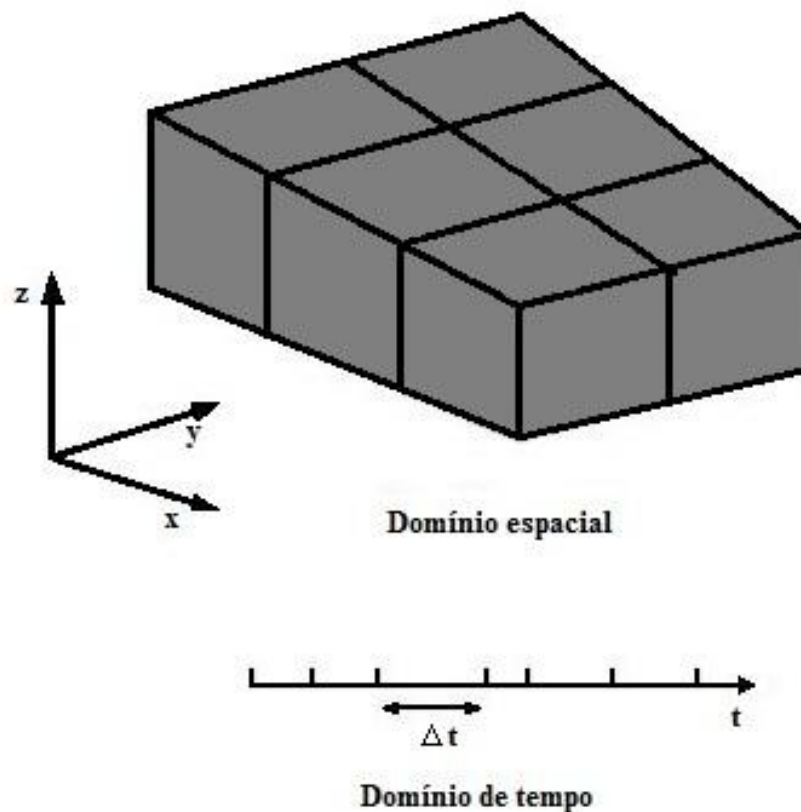


Figura 3.5 – Discretização dos domínios espacial e temporal.

É importante definir a posição das variáveis na malha. No OpenFOAM as variáveis dependentes são alocadas nos centros dos volumes da malha. Esse tipo de alocação é denominado arranjo co-localizado de variáveis. (Fig. 3.6). Nessa mesma figura são mostrados dois *patches*, na forma de círculos cinzas ou brancos, que representam condições de contorno.

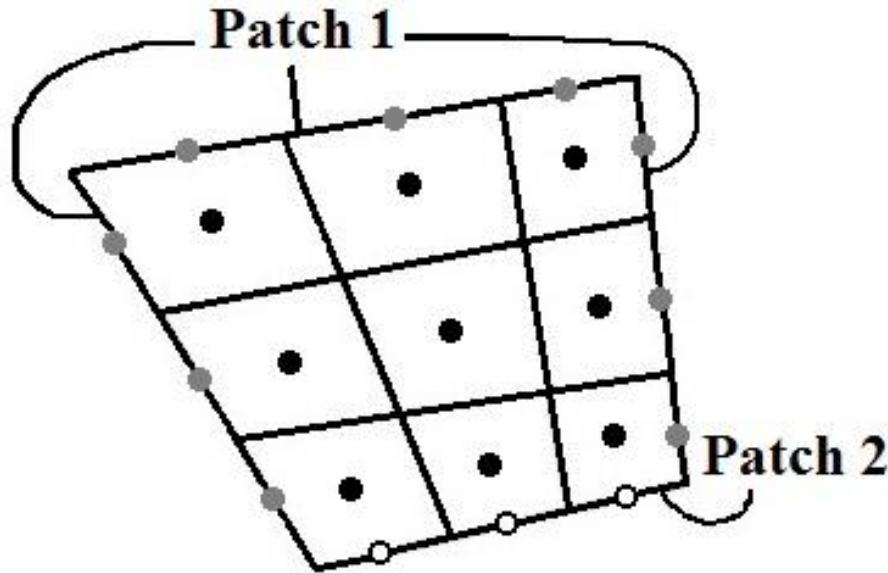


Figura 3.6 – Posição das variáveis de campo alocadas na malha.

O método padrão de discretização, adotado pelo OpenFOAM, é o método de integração de Gauss para volumes finitos. Esse método baseia-se na soma dos fluxos das variáveis nas faces do volume, que devem ser interpolados a partir dos centros dos volumes. O programa permite que o usuário escolha o método de interpolação a ser utilizado. Dentre os métodos implementados no OpenFOAM, pode-se citar o de interpolação linear (diferenças centradas), upwind, QUICK (*Quadratic Upstream Interpolation for Convective Kinematics*), MUSCL (*Monotonic Upwind Scheme for Conservation Laws*), TVD (*Total Variation Diminishing*) e NV (*Gamma Normalised Variable*). Enquanto que para a integração no domínio temporal, o OpenFOAM dispõe dos métodos de Euler implícito e Crank-Nicholson.

Para realizar uma simulação no OpenFOAM é necessário criar um diretório com uma determinada estrutura de pastas e arquivos. Nesse diretório estão especificadas todas as informações necessárias para realizar uma simulação, tais como: tempo de simulação, detalhes da malha, descrição da geometria, tolerância, condições iniciais e de contorno, propriedades físicas e termodinâmicas, método de solução, entre outras. Apresenta-se na Fig. 3.7 essa estrutura de pastas e arquivos para um problema a ser estudado.

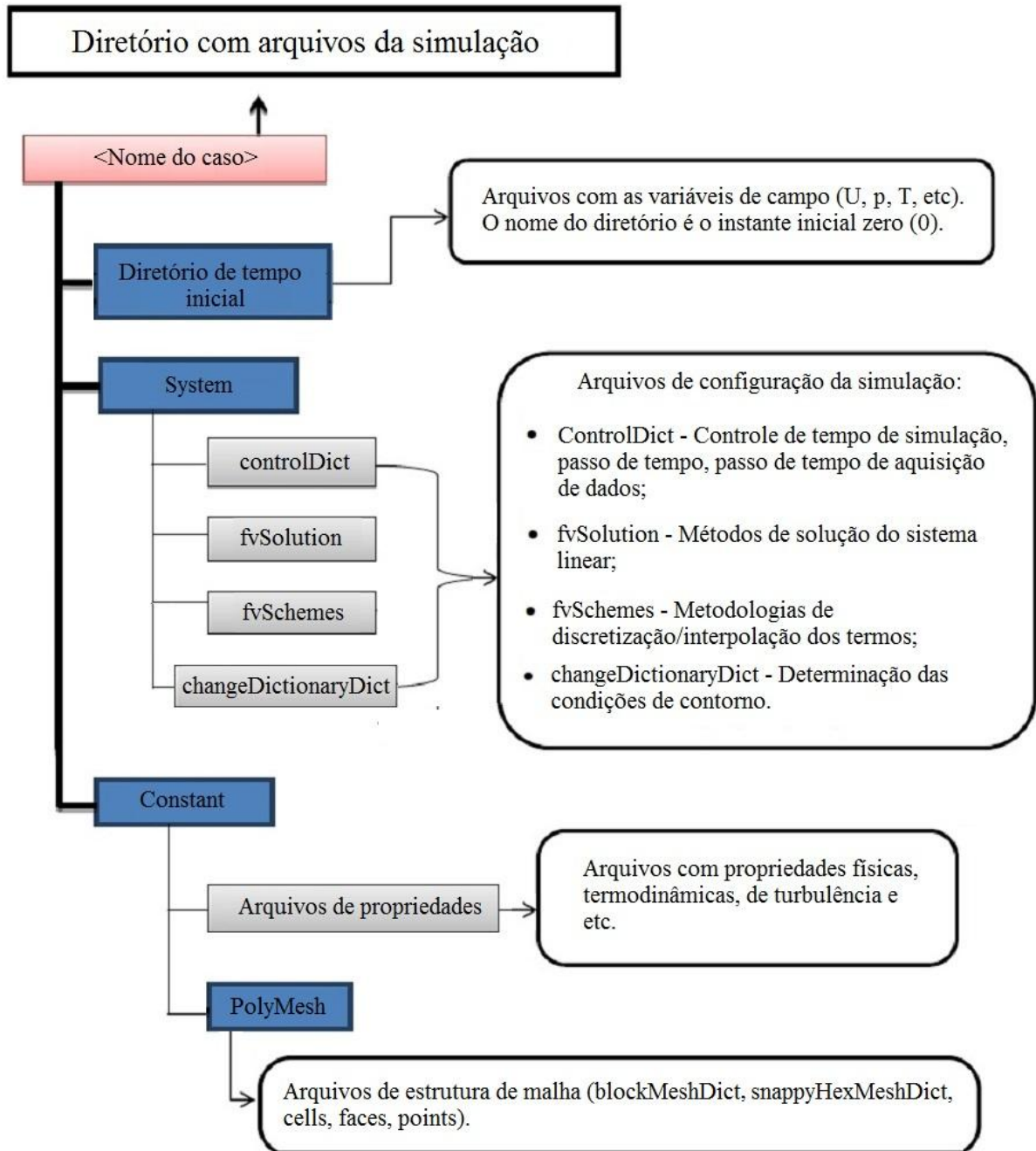
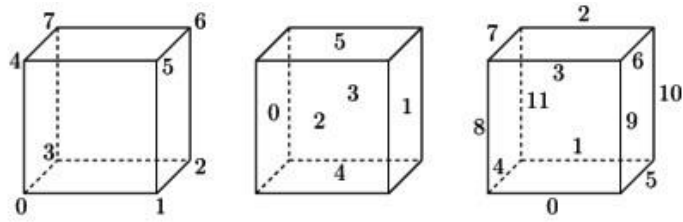


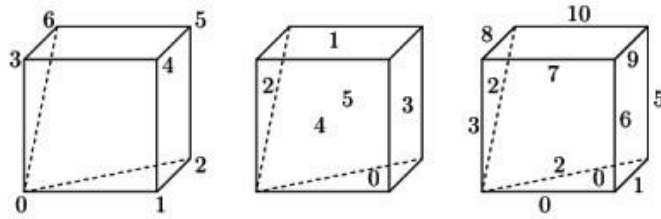
Figura 3.7 – Estrutura de pastas e arquivos para uma simulação no OpenFOAM.

A construção do domínio e da malha do problema é feita através de um arquivo chamado *blockMeshDict* ou *snappyHexMeshDict*, uma vez que o OpenFOAM não possui um editor CAD. O princípio da determinação do domínio computacional consiste na criação de um ou mais blocos tridimensionais. Os vértices desses blocos são então numerados e escritos em uma lista, formando pontos no espaço bi ou tridimensional. Geometrias complexas podem ser geradas pela combinação desses blocos. O conjunto das coordenadas dos vértices, ou arcos, listadas no arquivo *blockMeshDict*, por exemplo, determina a geometria construída. Na Figura 3.8 são mostrados exemplos de células que podem ser criadas e a sua numeração de vértices,

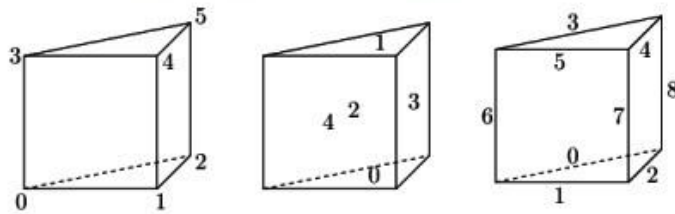
faces e arestas, respectivamente, segundo o OpenFOAM. Neste trabalho foram utilizadas células com formato hexaédrico.



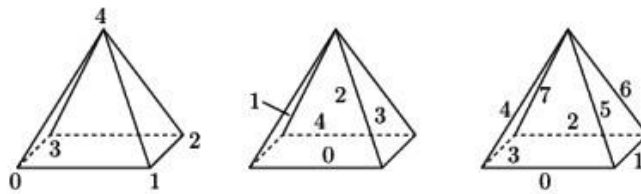
(a) Hexaedro - Comando: hex



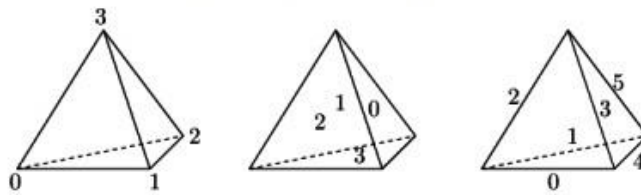
(b) Cunha - Comando: wedge



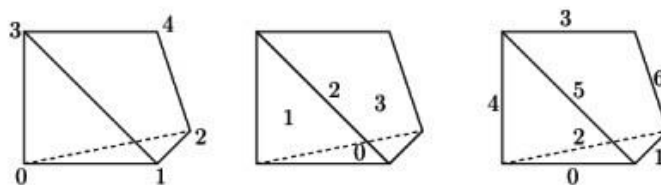
(c) Prisma - Comando: prism



(d) Pirâmide - Comando: pyr



(e) Tetraedro - Comando: tet



(f) Cunha tetraédrica - Comando: tetWedge

Figura 3.8 – Tipos de células disponíveis para a construção de malhas no OpenFOAM.

O OpenFOAM é capaz de gerar malhas estruturadas ou não estruturadas baseando-se nas informações da geometria e das condições de contorno contidas nos arquivos *blockMeshDict* e *boundary*, ambos no subdiretório *constant/polymesh*. As informações da malha como o número de elementos na discretização e a razão de expansão desses elementos em cada eixo coordenado também estão contidas no arquivo *blockMeshDict*. Através do comando *blockMesh*, os dados da malha, contidos no arquivo *blockMeshDict*, são estruturados em pontos, faces e elementos. Também é possível importar os dados de geometrias e malhas, estruturadas ou não estruturadas, geradas em outros softwares como CFX, FLUENT e GAMBIT, dentre os que são comerciais, e NETGEN2, TETGEN e GMSH3, que são livres. Mostra-se na Tab. 3.1 alguns comandos disponíveis no OpenFOAM para realizar a conversão de malhas geradas externamente para o formato utilizado pelo OpenFOAM ou de malhas geradas no OpenFOAM para o formato utilizado em outros programas.

Tabela 3.1 – Comandos do OpenFOAM para conversão de malhas.

Comando para conversão de malhas	Descrição
<i>ansysToFoam</i>	Converte uma malha gerada no ANSYS para uma malha no formato OPENFOAM®
<i>cfx4ToFoam</i>	Converte uma malha gerada no CFX 4 para uma malha no formato OPENFOAM®
<i>fluent3DMeshToFoam</i>	Converte uma malha gerada no Fluent para uma malha no formato OPENFOAM®
<i>gambitToFoam</i>	Converte uma malha gerada no GAMBIT para uma malha no formato OPENFOAM®
<i>gmshtToFoam</i>	Converte uma malha, com formato .msh, gerada no Gmsh para uma malha no formato OPENFOAM®
<i>netgenNeutralToFoam</i>	Converte uma malha, no formato neutral, gerada no Netgen para uma malha no formato OPENFOAM®
<i>tetgenToFoam</i>	Converte uma malha, com formatos .ele, .node e .face, gerada no Gmsh para uma malha no formato OPENFOAM®
<i>foamMeshToFluent</i>	Converte uma malha gerada no OPENFOAM® para uma malha no formato Fluent
<i>star4ToFoam</i>	Converte uma malha gerada no STAR-CD (v4) PROSTAR para uma malha no formato OPENFOAM®
<i>foamToStarMesh</i>	Converte uma malha gerada no OPENFOAM® para uma malha no formato PROSTAR (v4) bnd/cel/vrt

Fonte: [www.openfoam.com](http://www.openfoam.com).

Uma parte muito importante da simulação numérica é a avaliação e a imposição das condições de contorno. O OpenFOAM dispõe de uma grande diversidade de condições de contorno como parede fixa ou móvel (*wall*), entrada de massa (*inlet*), saída de massa (*outlet*), gradiente fixo (*fixedGradient*) entre outras. Além disso, para as condições de contorno que permitem, existe a possibilidade de impô-las de maneira uniforme ou não uniforme.

Uma das grandes vantagens da utilização do OpenFOAM é que ele permite que o usuário crie sua própria condição de contorno. Apresenta-se na Tab. 3.2 algumas condições de contorno já implementadas no software e a instrução para utilizá-las.

Tabela 3.2 – Lista de algumas condições de contorno implementadas no OpenFOAM.

<b>Tipos derivados da condição fixedValue</b>	<b>Descrição</b>	<b>Valor a especificar</b>
<i>movingWallVelocity</i>	Substitui a normal do trecho <i>value</i> para que o fluxo através do trecho seja nulo	<i>value</i>
<i>pressureInletVelocity</i>	Quando <i>p</i> é conhecido na entrada, <i>U</i> é avaliado pelo fluxo normal ao trecho	<i>value</i>
<i>pressureDirectedInletVelocity</i>	Quando <i>p</i> é conhecido na entrada, <i>U</i> é calculado através do fluxo em <i>inletDirection</i>	<i>value, inletDirection</i>
<i>surfaceNormalFixedValue</i>	Especifica um vetor condição de contorno, normal ao trecho, pela sua magnitude; sinal + para vetores que apontam para fora do domínio	<i>value</i>
<i>totalPressure</i>	Pressão total $p_0 = p + \rho(U)^2/2$ é fixa; Quando <i>U</i> muda, <i>p</i> é ajustado adequadamente.	$p_0$
<i>turbulentInlet</i>	Calcula uma variável fluante baseado na escala de um valor médio	<i>referenceField fluctuationScale</i>
<b>Tipos derivados da condição fixedGradient/zeroGradient</b>	<b>Descrição</b>	<b>Valor a especificar</b>
<i>fluxCorrectedVelocity</i>	Calcula, através do fluxo, o componente normal de <i>U</i> na entrada	<i>value</i>
<i>buoyantPressure</i>	Define fixedGradient para a pressão baseado no gradiente de pressão atmosférica	-
<b>Tipos derivados da condição mixed</b>	<b>Descrição</b>	<b>Valor a especificar</b>
<i>inletOutlet</i>	Troca <i>U</i> e <i>p</i> entre fixedValue e zeroGradient dependendo da direção de <i>U</i>	<i>inletValue, value</i>
<i>outletInlet</i>	Troca <i>U</i> e <i>p</i> entre fixedValue e zeroGradient dependendo da direção de <i>U</i>	<i>outletValue, value</i>
<i>pressureInletOutletVelocity</i>	Combinação de <i>pressureInletVelocity</i> e <i>inletOutlet</i>	<i>value</i>
<i>pressureDirectedInletOutletVelocity</i>	Combinação de <i>pressureDirectedInletVelocity</i> e <i>inletOutlet</i>	<i>value</i>
<i>pressureTransmissive</i>	Transmite ondas supersônicas de pressão para pressão ambiente $p_\infty$	$p_{Inf}$
<i>supersonicFreeStream</i>	Transmite choques oblíquos para o ambiente $p_\infty T_\infty U_\infty$	$p_{Inf}, T_{Inf}, U_{Inf}$

Nota: *p* é pressão e *U* é velocidade

Fonte: [www.openfoam.com](http://www.openfoam.com).

A lista completa de condições de contorno é muito grande, por isso apenas alguns exemplos foram apresentados. Todas as condições de contorno podem ser encontradas no diretório de instalação do OpenFOAM.

Como foi mencionado anteriormente e mostrado na Fig. 3.7, o arquivo *controlDict* contém as informações sobre o tempo total de simulação, o passo do tempo e o intervalo para salvar os resultados. Além disso, outro arquivo, o *decomposeParDict*, pode ser incluído nesse mesmo diretório para o controle de simulações em paralelo, ou utilizando vários núcleos de um mesmo processador.

Também na etapa de pré-processamento é necessário fornecer os arquivos que controlam a simulação e definem as propriedades físicas e termofísicas. Além destes, é necessário definir os métodos de solução das equações lineares e suas tolerâncias, e alguns parâmetros para o



algoritmo de solução do campo de escoamento (correção pressão-velocidade e ortogonalidade da malha). Essas informações são armazenadas no arquivo *fvSolution*. Os métodos de solução de matrizes implementados no OpenFOAM são iterativos, logo baseiam-se em reduzir o resíduo das equações até um valor predeterminado. Alguns dos métodos implementados no OpenFOAM são os métodos de Gauss-Seidel e o Multigrid Algébrico. Os algoritmos SIMPLE (PATANKAR e SPALDIN, 1972), PISO (ISSA, 1986) e PIMPLE estão implementados para resolver o acoplamento pressão-velocidade existente nas soluções segregadas das equações que modelam os escoamentos compressíveis ou incompressíveis. O algoritmo SIMPLE, utilizado no OpenFOAM para problemas estacionários, e os algoritmos PISO e PIMPLE, utilizados em problemas transientes, são baseados em procedimentos iterativos, avaliando a solução em cada instante de tempo.

Na fase de pós-processamento o OpenFOAM exporta os resultados no formato a ser visualizado pelo software Paraview. Este formato é baseado na biblioteca VTK, que é desenvolvida em C++, e realiza a visualização de dados em 2D/3D além do processamento de imagens. O Paraview possui diferentes opções de visualização e tratamento de dados, entre elas a visualização de vetores, linhas de fluxo, elaboração de gráficos e campos.

A sequência deste trabalho visa descrever, detalhadamente, as etapas de pré-processamento, processamento e pós-processamento do problema proposto.

### **3.4 Modelagem Computacional do Problema Proposto**

Nesta seção, será apresentada a metodologia, dividida em três etapas, empregada na modelagem computacional de um caso específico que envolve o aquecimento de um dissipador de alumínio, um isolamento térmico de madeira e o fluido ar.

#### **3.4.1 Pré-processamento**

O primeiro passo para estudar o problema proposto foi a escolha do *solver* a ser utilizado. É necessário que o *solver* escolhido, ou desenvolvido pelo próprio usuário, contenha as equações necessárias para resolver o problema, além das bibliotecas pertinentes como, por exemplo, propriedades físicas e termodinâmicas. O *solver* escolhido para esse trabalho foi o *chtMultiRegionFoam* que é apropriado para resolver problemas em regime transiente que envolvem transferência de calor entre sólidos e fluidos.

Nessa etapa foi onde se determinou o domínio e a malha que foram gerados pelo comando *blockMesh* auxiliado pelo arquivo *blockMeshDict* que deve estar no diretório */constant/polyMesh*. Uma cópia desse arquivo e sua descrição está no Apêndice B.

O domínio de cálculo foi definido de forma que suas laterais não interferissem na solução do escoamento. Após alguns testes suas dimensões de 0,6 x 0,6 x 0,05962 m foi escolhida, semelhante a Tari e Mehrtash (2012). A Figura 3.9 ilustra a região compreendida pelos pontos 0, 1, 2, 3 e 8, 9, 10, 11 onde se localiza o isolante térmico e a região maior superior onde estão presentes o dissipador e o ar padrão. A altura do domínio é cerca de 43 vezes a altura do dissipador enquanto que o comprimento e a largura são de 6 vezes as respectivas dimensões do dissipador, essas proporções são semelhantes às adotadas por Tari e Mehrtash (2012).

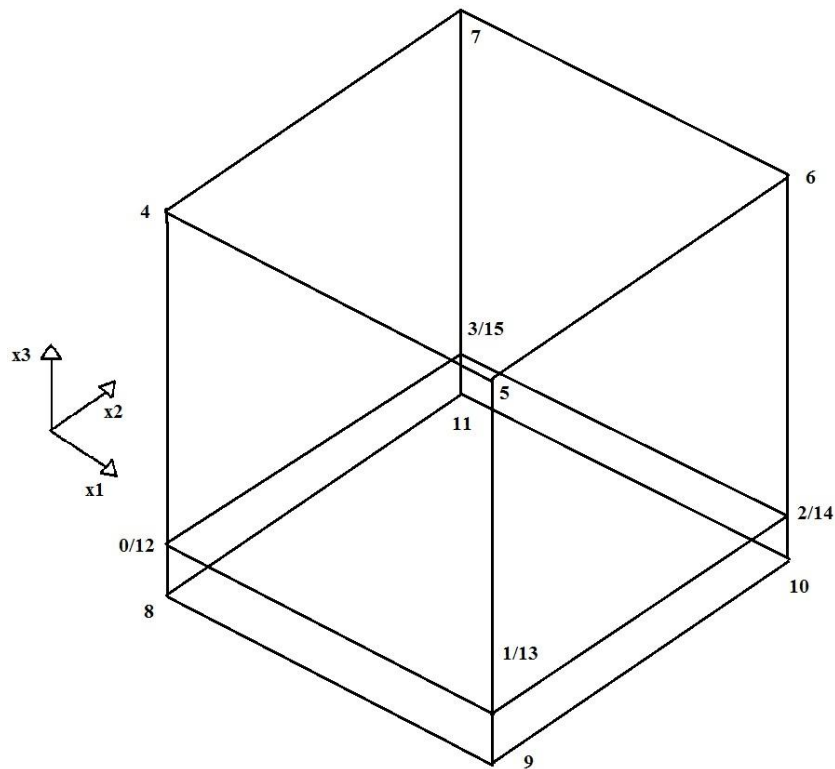


Figura 3.9 – Definição do domínio computacional.

A malha utilizada em todas as simulações possui aproximadamente 6 milhões de elementos hexaédricos. Esta malha foi escolhida após a realização de um teste de refinamento de malha, resumido na Tab. 3.3.

Tabela 3.3 – Testes de malha.

Malha	Número aprox. de elementos	Temperatura da sonda	Tempo aprox. de simulação
I - 220x220x80	3,5 milhões	310,86 K	24 horas
II - 260x260x90	6 milhões	315,61 K	80 horas
III - 300x300x90	8 milhões	315,60 K	144 horas

Uma sonda numérica de temperatura foi inserida no centro do domínio a 10 mm acima da aleta central do dissipador. A independência dos resultados em relação a malha foi obtida assim que os valores de temperatura, obtidos pela sonda numérica, não sofreram alteração com o refinamento da malha. Dessa forma a malha II (Fig. 3.10) foi escolhida pois a malha III com 8 milhões de elementos forneceu resultados semelhantes, porém com um tempo computacional elevado, enquanto que na malha I, com 3,5 milhões de elementos, os resultados se alteravam com o refinamento da malha.

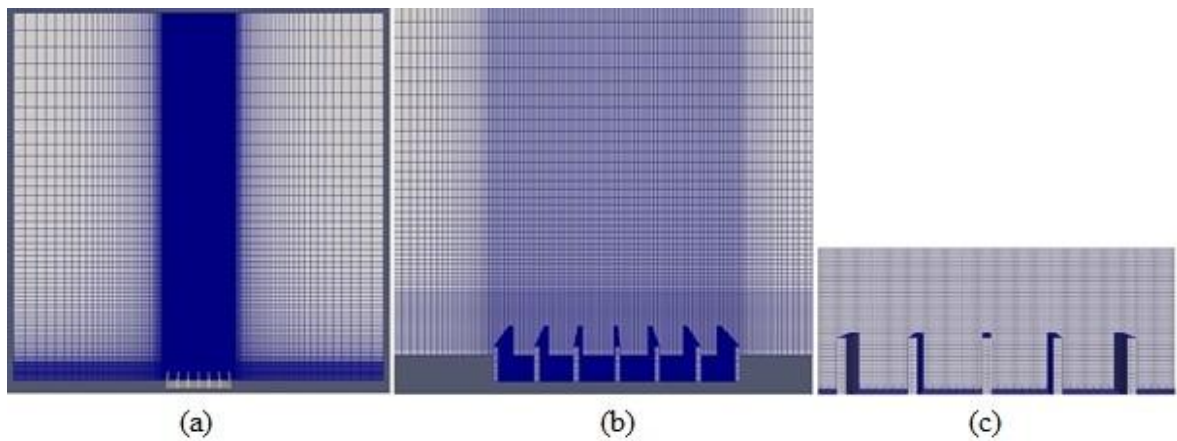


Figura 3.10 – Malha computacional em vista lateral. (a) Todo o domínio de cálculo, (b) vista ampliada no dissipador e (c) vista ampliada nas aletas.

Após a formação do domínio deve-se informar ao programa quais células pertencem aos diferentes sólidos ou ao fluido, para isso foi utilizado o comando *topoSet* resultando no domínio mostrado na Fig. 3.11.

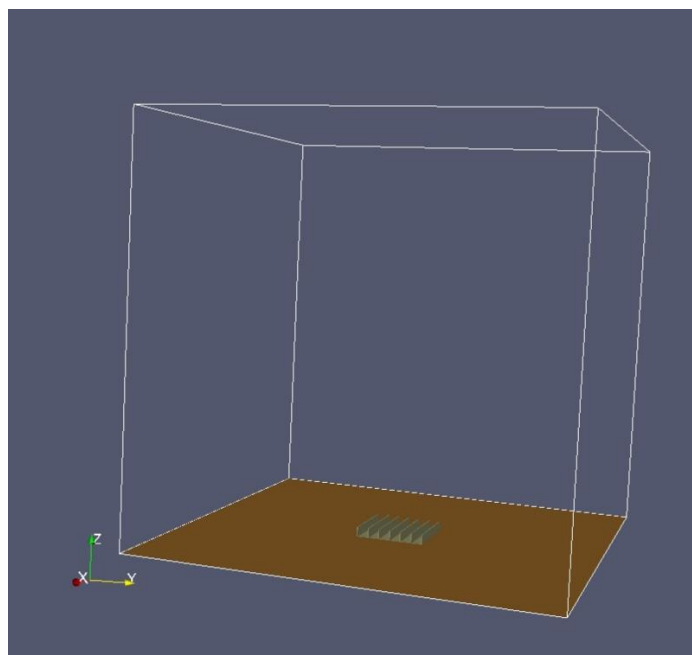


Figura 3.11 – Domínio computacional em vista tridimensional.

As informações para determinar esse domínio estão contidas no arquivo *makeCellSets.setSet*, disponibilizado no Apêndice B, localizado no diretório principal.

A determinação das propriedades do isolante de madeira, do dissipador de alumínio e do ar padrão é feita através do arquivo *thermophysicalProperties*, disponível no Apêndice B.

Após as definições das regiões e das suas propriedades foi realizada a imposição das condições de contorno. Isso é feito pelo arquivo *changeDictionaryDict*, disponibilizado no Apêndice B, localizado no diretório */system/"nome da região"*.

Posteriormente foi utilizado o comando *splitMeshRegions -cellZones -overwrite* para separar cada região como um domínio específico interligados por um *patch* onde também é possível estabelecer uma condição de contorno.

No arquivo *fvSchemes*, disponível no Apêndice B e presente no diretório */system/"nome da região"*, são informados os esquemas numéricos que serão utilizados para discretização dos termos, como gradientes e divergentes, que aparecem nas equações.

Nesse trabalho, foi utilizado o método padrão de discretização do OpenFOAM, que é o método da integração de Gauss para volumes finitos. E como esquema de interpolação adotou-se a interpolação linear. Para a discretização temporal, foi escolhido o método de Euler implícito, que é o método padrão adotado pelo OpenFOAM para regime transiente.

Outro arquivo importante para essa etapa é o arquivo *fvSolution*, também disponível no Apêndice B e presente no diretório */system/"nome da região"*, que é ele é responsável por informar quais métodos de solução das equações serão utilizados e suas respectivas tolerâncias.

Os métodos de solução de matrizes são iterativos, portanto se baseiam em reduzir o resíduo das equações até um valor pré-estabelecido chamado de tolerância. O método de solução é interrompido assim que o resíduo for inferior à tolerância estabelecida e a razão entre os resíduos da iteração atual e inicial for menor que a tolerância relativa. As iterações são realizadas por um algoritmo PIMPLE para resolver o acoplamento pressão-velocidade existente na solução das equações que modelam o escoamento.

No diretório */system* ainda há outro arquivo importante, o arquivo *controlDict*, disponível no Apêndice B, que contém as instruções que controlam o tempo da simulação.

Na sequência serão apresentadas algumas informações sobre o solver utilizado para a resolução das equações que governam o problema proposto nesse trabalho.

### 3.4.2 Processamento

Essa etapa envolve a resolução das equações que governam o problema, para isso foi utilizado o solver *chtMultiRegionFoam*. Este solver é uma combinação de outros dois solvers

o *heatConductionFoam* e o *buoyantFoam* para a solução de problemas em regime transiente onde existe a transferência de calor entre meios sólido e fluido.

O *chtMultiRegionFoam* resolve as equações de Navier-Stokes na forma compressível levando em conta os efeitos gravitacionais. Pode ser utilizado tanto para escoamentos laminares quanto turbulentos, com diferentes modelos de turbulência. No presente trabalho apenas o regime laminar foi estudado. Cada região (sólido ou fluido) é resolvida separadamente e os dados de uma são utilizados como condição de contorno da outra região.

A próxima etapa é o pós-processamento, onde os resultados são tratados na forma de gráficos, figuras e tabelas.

### 3.4.3 Pós-processamento

A principal ferramenta de pós-processamento do OpenFOAM é um módulo de leitura para ser executado pelo programa Paraview (AHRENS *et al.*, 2005) que é baseado no VTK para o processamento de dados e renderização de imagens. O Paraview possui as ferramentas básicas de visualização de resultados CFD, como criação de gráficos, vetores, linhas de corrente e animações. Quando problemas envolvendo regiões diferentes é executado, como no presente trabalho que contém fluido e sólidos, o pós processamento pode ser feito, por exemplo, criando arquivos com extensão do OpenFOAM (.OpenFOAM) e depois abrindo as regiões separadas no Paraview.

Também foi utilizada a ferramenta de pós processamento *NusseltCalc*, desenvolvida por Magnusson (2010), para calcular o valor médio do número de Nusselt. Essa ferramenta não está inclusa na instalação padrão do OpenFOAM e, portanto, precisa ser compilada no sistema operacional antes de ser utilizada. Primeiramente a ferramenta calcula o fluxo de calor do dissipador para o fluido através da seguinte equação:

$$Q_t = \bar{h}(T_a - T_{viz}) \quad (3.28)$$

em que  $Q_t$  é o fluxo de calor entre o dissipador e o meio,  $\bar{h}$  é o coeficiente médio de transferência de calor por convecção,  $T_a$  é a média entre as temperaturas da base e da ponta da aleta do dissipador e  $T_{viz}$  a temperatura do meio. Então calcula-se o valor médio do número de Nusselt pela seguinte equação:

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}L_c}{k_{ar}} \quad (3.29)$$

em que  $\overline{Nu}$  é o Nusselt médio,  $k_{ar}$  a condutividade térmica do ar e  $L_c = \frac{L}{2}$  o comprimento característico utilizado no presente trabalho. O comprimento característico é o mesmo utilizado por Harahap e Rudianto (2005).

Mostra-se na Figura 3.12 a interface do software Paraview 4.1 que foi utilizado no pós-processamento dos resultados das simulações numéricas.

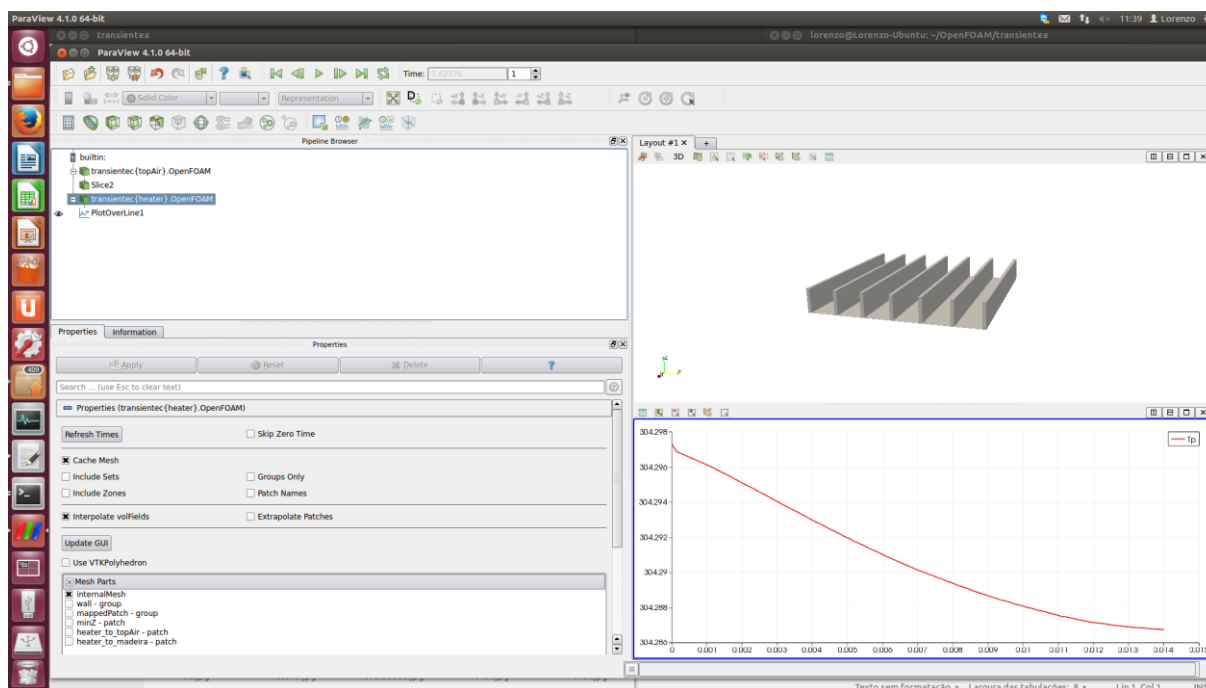


Figura 3.12 – Interface do Paraview 4.1.

No próximo capítulo são mostradas as características dos dissipadores de alumínio e como eles foram produzidos. Também é feito um detalhamento da bancada experimental e do procedimento adotado para a medição de temperatura nos dissipadores.

## 4. MATERIAIS E METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Nesta etapa do trabalho foram realizados alguns experimentos no Laboratório de Transferência de Calor, LabTC, da UNIFEI, com o objetivo de se obter a temperatura em pontos pré-definidos do dissipador e também obter o  $\bar{h}$ . Esta temperatura experimental e o  $\bar{h}$  foram comparados com a temperatura numérica e o  $\bar{h}$  obtidos pelo OpenFOAM.

Para a realização destes experimentos todas as etapas desde a confecção dos dissipadores, montagem experimental e obtenção dos resultados foram realizadas no LabTC. Estas etapas são discutidas a seguir.

### 4.1 Escolha do Material dos Dissipadores

Para a confecção dos dissipadores (SILVA, 2015), foram utilizadas barras de alumínio 6063-T5. Este material foi usado por seu peso e principalmente por sua alta condutividade térmica, o que é determinante na escolha de um dissipador. Outro fator importante foi sua afinidade com solda por descarga capacitiva, processo utilizado para soldar os termopares diretamente aos dissipadores.

O alumínio metálico é obtido pela redução eletrolítica da alumina ( $Al_2O_3$ ) dissolvida em criolita líquida. O processo, chamado de Hall-Herolut foi desenvolvido em 1886 de maneira independente por Charles Hall (Estados Unidos) e Paul Heroult (França). As primeiras aplicações do alumínio foram objetos de decoração como molduras de espelhos, travessas e utensílios domésticos. Com o tempo, cresceu a diversidade das aplicações do alumínio, de maneira que, praticamente todos os aspectos da vida moderna são afetados diretamente ou indiretamente pelo seu uso. Recentemente os maiores mercados para as ligas de alumínio são:

- embalagens para alimentos e medicamentos: 34%;
- indústria automobilística e de transportes: 21%;
- construção civil (fachadas, pontes, torres, tanques de estocagem): 17%;
- cabos e componentes elétricos: 9%;
- bens duráveis: 8%;
- indústria de equipamentos e maquinaria: 7% e
- outros: 4%.

Algumas características do alumínio são:

- Baixo peso. O alumínio apresenta densidade de  $2,7 \text{ g/cm}^3$ , aproximadamente 1/3 da densidade do aço;

- Excelente condutividade elétrica e térmica (de 50 a 60% da condutividade do cobre), sendo vantajoso seu emprego em trocadores de calor, dissipadores de calor, evaporadores, aquecedores, cilindros e radiadores automotivos;
- Resistente à corrosão atmosférica, corrosão em meio aquoso (inclusive água salgada), óleos, e diversos produtos solventes;
- Ductilidade elevada (estrutura CFC) permitindo conformação de componentes com elevadas taxas de deformação;
- Não é ferromagnético (característica importante para aplicações eletroeletrônicas);
- Não é tóxico e, portanto, é largamente empregado em embalagens;
- A resistência mecânica do alumínio puro é baixa (~90Mpa), entretanto, são empregados os seguintes mecanismos de endurecimento:
  - Endurecimento por solução sólida (ligas não tratáveis);
  - Endurecimento por dispersão de partículas (ligas não tratáveis);
  - Encruamento (ligas não tratáveis);
  - Endurecimento por dispersão de partículas coerentes ou sub-microscópicas (ligas tratáveis termicamente).
- A principal limitação do alumínio é a sua baixa temperatura de fusão (660 °C), o que, limita a temperatura de trabalho destas ligas.

#### 4.1.1 Alumínio 6063-T5

Para a série 6xxx, o magnésio e o silício são os elementos de liga principais. A proporção de Mg e Si visa à formação da fase  $Mg_2Si$ , formando ligas tratáveis termicamente. As ligas da série 6xxx apresentam boa ductilidade, boas características de soldagem e de usinagem e boa resistência à corrosão. Aplicações:

- Uso em arquitetura e decoração;
- quadros de bicicletas ;
- estruturas soldadas;
- dissipadores de calor.

Quando a liga de alumínio é tratada termicamente ela recebe a letra T em seu nome. Esse tratamento térmico é feito visando o aumento de sua resistência

- T1 – produtos resfriados a partir da temperatura de conformação mecânica a quente e envelhecidos naturalmente para uma condição de propriedades mecânicas estáveis.



- T2 – produtos resfriados a partir da temperatura de conformação mecânica a quente, encruados e envelhecidos naturalmente para uma condição de propriedades mecânicas estáveis.
- T3 – produtos solubilizados, encruados e envelhecidos naturalmente para uma condição de propriedades mecânicas estáveis.
- T4 – produtos solubilizados e envelhecidos naturalmente para uma condição de propriedades mecânicas estáveis.
- T5 – produtos resfriados a partir da temperatura de conformação mecânica a quente e envelhecidos artificialmente.
- T6 – produtos solubilizados e envelhecidos artificialmente.
- T7 – produtos solubilizados e superenvelhecidos ou estabilizados.
- T8 – produtos solubilizados, encruados e envelhecidos artificialmente.
- T9 – produtos solubilizados, envelhecidos artificialmente e encruados.
- T10 – produtos resfriados a partir da temperatura de conformação mecânica a quente, encruados e artificialmente.

O envelhecimento tem como objetivo a precipitação controlada da fase endurecedora na matriz previamente solubilizada. A temperatura e o tempo de envelhecimento determinam a mobilidade dos átomos de Cu dentro da matriz de Al (fase  $\alpha$ ), que tendem a formar a fase  $\theta$ , que é a fase formada pelos grãos de Cu não solubilizados na matriz de Al.

Nas ligas de alumínio tratáveis, o envelhecimento é realizado em temperaturas de até 280°C, dentro do campo  $\alpha + \theta$  (que a esta temperatura apresenta uma fina dispersão de precipitados, fase  $\theta$ , na matriz de Al) por um intervalo de tempo precisamente determinado. A combinação temperatura e tempo de envelhecimento determinam as características da dispersão da fase  $\theta$ . Para uma determinada temperatura existe um tempo “ótimo” em que a dispersão de precipitados é, na maior parte, coerente provocando o endurecimento máximo da liga.

## 4.2 Usinagem dos dissipadores

Sabe-se que os parâmetros geométricos dos dissipadores influenciam de forma significativa a transferência de calor por convecção e seu desempenho. Assim, foram desenvolvidos vários dissipadores variando suas principais grandezas geométricas de forma proporcional a fim de verificar qual delas teria maior influência na retirada de calor.

Para isso desenvolveu-se uma análise dos fatores geométricos e foram utilizadas diferentes combinações entre a altura da aleta  $H$ , espessura da aleta  $t_w$ , passo entre as aletas  $S$  e

o número de aletas  $n$ , pois o comprimento  $L$  e largura  $W$  dos dissipadores respeitaram as dimensões dos aquecedores utilizados nos experimentos, sendo estes com tamanhos de  $100 \times 100 \text{ mm}^2$ . Assim, tendo um arranjo com seis grandezas, sendo duas delas fixas ( $L$  e  $W$ ), uma dependente de  $W$  e  $S(n)$  e três grandezas livres ( $t_w$ ,  $S$  e  $H$ ). Para um estudo inicial sobre a forma que esses parâmetros influenciam no  $\bar{h}$  resolveu-se adotar um nível de variação da grandeza  $S(n)$  a fim de analisar como se comportaria o  $\bar{h}$  ao se aumenta-la ou diminui-la. Ao todo, foram confeccionados 39 dissipadores que foram ensaiados experimentalmente em outro trabalho de mestrado (SILVA, 2015). Como o objetivo principal desse trabalho é a análise numérica, somente um desses dissipadores foi analisado. O dissipador estudado possui as configurações geométricas ilustradas pela Fig. 4.1 e descritas na Tab. 4.1. Esse dissipador foi escolhido pois foi o primeiro a ser ensaiado experimentalmente.

Tabela 4.1 – Dimensões do dissipador.

	n	S [mm]	$t_w$ [mm]	H [mm]	L [mm]	W [mm]	b [mm]
Dissipador	Número de aletas	Passo	Espessura	Altura	Comprimento	Largura	Base da aleta
1	7	14,35	2,00	14,00	100,00	100,10	4,00

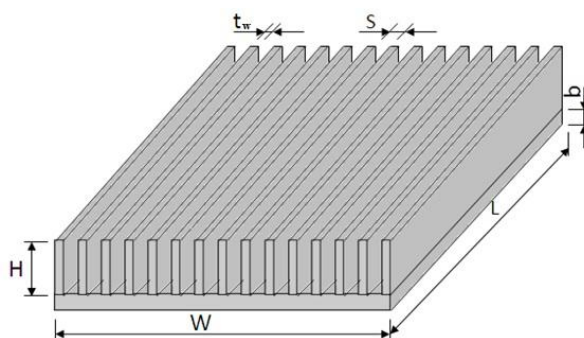


Figura 4.1 – Parâmetros geométricos do dissipador.

Depois de determinadas as dimensões a serem utilizadas no projeto dos 39 dissipadores, incluindo o dissipador estudado nesse trabalho, estes foram projetados no programa de desenho computacional SolidWorks®. Com todos os desenhos em mãos, partiu-se para a produção dos dissipadores. Após escolher e adquirir o material dos dissipadores a próxima etapa foi a confecção destes. Para a confecção escolheu-se o processo de usinagem, fresamento, pois ele garante que as aletas sejam planas e retangulares. Os dissipadores foram usinados a partir de um bloco inteiriço de alumínio 6063-T5 com condutividade térmica igual a  $209 \text{ W/mK}$ . Para uma usinagem com menos complicações e melhor acabamento, essencial para nosso experimento, seguiu-se alguns cuidados.

Como o alumínio é um material de baixa usinabilidade, utilizou-se uma alta rotação para evitar o emplastramento dele na ferramenta de corte, o que se ocorrer pode ocasionar a quebra da ferramenta ou da própria peça.

Para diferentes passos entre as aletas também se utilizou diferentes rotações, visto que quanto menor o passo entre as aletas menor o diâmetro da fresa e assim era necessário uma maior rotação, o que garantiu uma maior estabilidade da ferramenta durante o processo.

Durante todo o processo de fresagem utilizou-se um fluido de corte a fim de lubrificar e resfriar a ferramenta e diminuir a formação de emplastro. Seguindo esses cuidados a usinagem foi realizada sem grandes problemas, contando sempre com a experiência do operador da fresa.

Outra forma de fabricação de dissipadores é a fundição, porém neste processo, as aletas poderiam não ter um formato retangular uniforme devido à dificuldade de desenformar o dissipador do molde após a solidificação deste. Neste processo para facilitar no momento de desenformar, é comum se utilizar ângulos na forma fundida o que pode ocasionar variações em sua forma e em suas pontas, o que deixaria os dissipadores não mais com seção reta constante.

Portanto a fundição foi descartada como opção na confecção destes dissipadores.

### **4.3 Montagem da bancada experimental**

O aparato experimental da Fig. 4.2 consiste em um suporte de madeira sobre o qual é colocado um aquecedor resistivo e o dissipador de alumínio. Esta montagem reduz as perdas de calor através da superfície inferior do aquecedor, mas não oferece restrições ao fluxo de ar ao redor das aletas das extremidades do dissipador. As paredes laterais da base do dissipador foram isoladas com lã de vidro e uma placa de fibra de madeira de densidade média, MDF (assim denominado comercialmente) foi colocada abaixo do aquecedor a fim de fazer com que a maior parte do fluxo de calor se direcione para o dissipador. Este material resiste a temperaturas maiores que 100°C, evita a flambagem do aquecedor e o mantém em contato com o dissipador. Para evitar que houvesse uma fina camada de ar entre o dissipador e o aquecedor o dissipador foi fixado sobre o aquecedor por meio de grampos que aplicam certa pressão sobre o conjunto, eliminando assim o ar entre o aquecedor e o dissipador. Nesta montagem não foi usada nenhuma pasta térmica, logo a pressão fornecida pelos grampos é a única responsável pela diminuição da resistência térmica do ar e se mostrou mais eficiente que apenas usar pasta térmica. Isto também pôde ser observado em outros trabalhos realizados anteriormente pelo LabTC, como em Naia, Lima e Silva A. e Lima e Silva S. (2008) e Silva *et al.* (2012). O aquecedor utilizado é constituído de uma resistência elétrica, de espessura muito pequena,

comparável à de uma folha de papel, que suporta temperaturas de até 150°C. Este aquecedor resistivo foi ligado a uma fonte de alimentação Instrutemp ST-305D-II com indicação digital de corrente e tensão. Os termopares, nomeados de T1 a T5, utilizados na medição das temperaturas, foram dispostos como mostrado na Fig. 4.2.

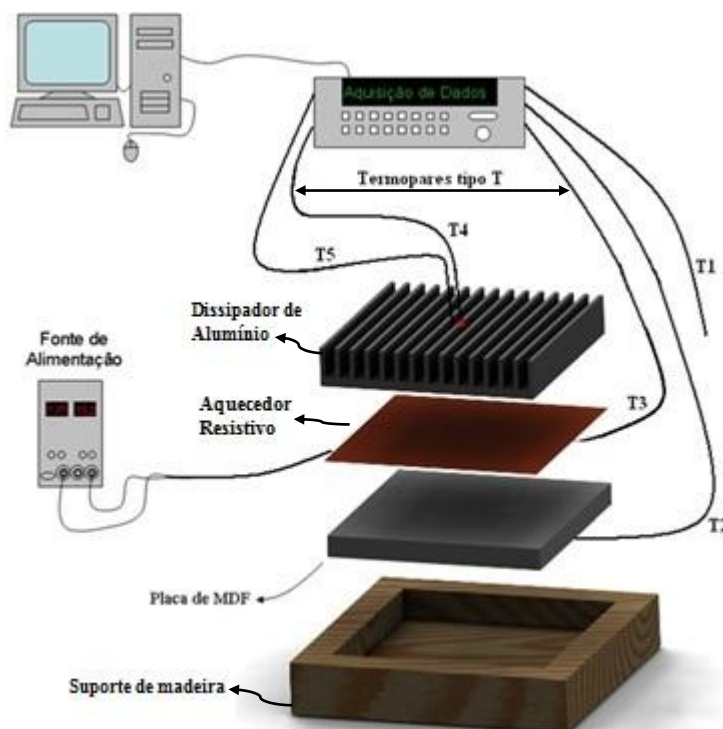


Figura 4.2 – Esquema da montagem da bancada experimental.

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

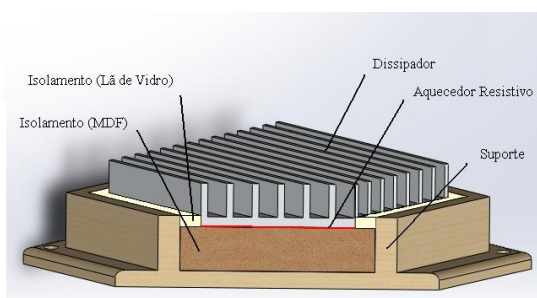


Figura 4.3 – Vista em detalhe da montagem do dissipador.

A exemplificação da montagem do dissipador orientado na horizontal é apresentada na Fig. 4.4. Nela observa-se os grampos que empregam certa pressão sobre o conjunto dissipador, aquecedor, isolante de MDF, a fim de minimizar a resistência térmica de contato tanto quanto possível.

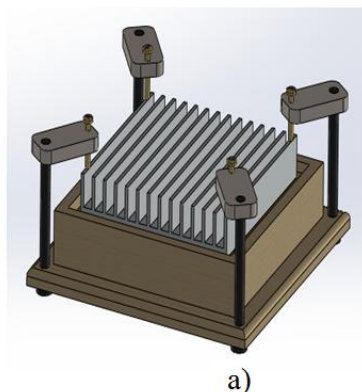


Figura 4.4 – Montagem do dissipador na horizontal.

O procedimento experimental foi realizado através do aquecimento do dissipador a uma determinada temperatura numa faixa de 20°C a 120°C até que ele atingisse o regime permanente. Durante todo o experimento os valores da temperatura de  $T1$  a  $T5$  foram medidos em intervalos de 1 segundo, num total de aproximadamente 5000 pontos (cerca de uma hora e trinta minutos). Somente os últimos 50 pontos após a placa atingir o regime permanente foram utilizados para se obter a média das temperaturas envolvidas na análise e consequentemente o valor de  $\bar{h}$ .

A potência utilizada no ensaio foi obtida a partir dos valores de tensão e corrente fornecidos pela fonte de alimentação para o aquecedor. Durante o ensaio a temperatura ambiente da sala foi controlada através de um aparelho de ar condicionado e mantida a aproximadamente 22°C.

### 4.3.1 Posicionamento dos termopares

No dissipador de alumínio com aletas planas retangulares da Fig. 4.2 foram soldados por descarga capacitiva, dois termopares  $T4$  e  $T5$  que foram posicionados na parte central da placa, sendo o  $T4$  na ponta da aleta e  $T5$  na base do dissipador. A fixação dos termopares por descarga capacitiva foi utilizada pelo fato de reduzir a resistência térmica entre a placa e os termopares (LIMA e SILVA *et al.*, 2002). Outros três termopares foram utilizados na montagem, o termopar  $T2$  que se localiza no centro abaixo do isolamento de MDF e o  $T3$  no centro localizado dentro do aquecedor resistivo, usados para verificar a potência que é perdida por condução através do MDF, e o termopar  $T1$  usado para medir a temperatura ambiente. A inserção do termopar  $T3$  ao aquecedor resistivo minimiza o efeito da resistência térmica de contato entre o aquecedor e a base do dissipador.

Testes foram realizados com termopares soldados nas pontas das aletas em diferentes posições a fim de observar a uniformidade das temperaturas ao longo do dissipador. Na Figura

4.5(a1) é mostrado o posicionamento dos termopares para o teste efetuado com o dissipador posicionado horizontalmente, e observou-se que as temperaturas foram aproximadamente as mesmas que as obtidas pela configuração da Fig. 4.5(b). O mesmo teste foi efetuado para análise da uniformidade das temperaturas com o dissipador na posição vertical. Na Fig. 4.6(a1) mostra-se o posicionamento dos termopares para esta configuração e a Fig. 4.6(b) as temperaturas de cada posição. Assim, os resultados obtidos nestes ensaios indicaram que o aquecimento era uniforme e que o gradiente de temperatura entre essas posições poderia ser desprezado. Portanto utilizou-se apenas a posição central do dissipador para fazer a medição das temperaturas, como mostrado nas Figs. 4.5(a2) e 4.6(a2).

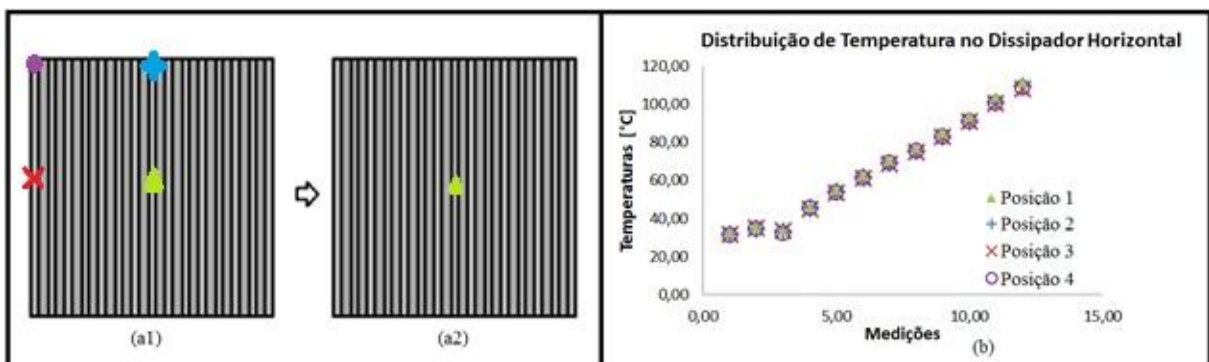


Figura 4.5 – (a1) Posicionamento dos termopares para o teste de uniformidade da temperatura, (a2) posicionamento utilizado nos demais testes, (b) distribuição de temperaturas no dissipador.  
Fonte: SILVA, 2015.

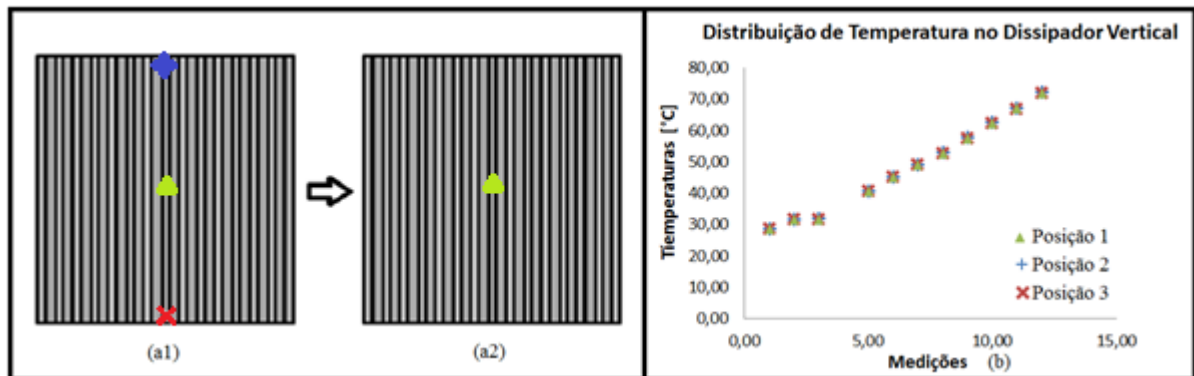


Figura 4.6 – (a1) Posicionamento dos termopares para o teste de uniformidade da temperatura, (a2) posicionamento utilizado nos demais testes, (b) distribuição de temperaturas no dissipador.  
Fonte: SILVA, 2015.

No próximo capítulo, serão mostrados os resultados obtidos pelo OpenFOAM. Serão apresentadas comparações entre os números de Nusselt e  $\bar{h}$ , obtidos de forma numérica, com os obtidos experimentalmente. Serão apresentadas também comparações da temperatura obtida numericamente no dissipador com as temperaturas experimentais e analíticas.

## 5. RESULTADOS

Os casos simulados são referentes ao dissipador mencionado no capítulo anterior, vide Tabela 4.1. Todos os casos foram simulados em um computador com uma CPU de 3,40 GHz e 16,0 GB de memória RAM através de uma máquina virtual com sistema operacional UBUNTO de 64 bits. Para cada caso analisado foi adotada uma diferença entre a temperatura ambiente,  $T_1$ , e a temperatura da base da aleta do dissipador,  $T_5$ , ambas medidas experimentalmente (SILVA, 2015), conforme a Tab. 5.1.

Tabela 5.1 – Determinação dos casos simulados.

Caso	$T_1$ [K]	$T_5$ [K]	$\Delta T$ [K]
A	295,94	304,30	8,36
B	296,29	310,92	14,63
C	295,63	322,07	26,44
D	297,16	348,32	51,16
E	295,45	369,26	73,81

O regime permanente no sólido foi observado à partir de uma sonda de temperatura na ponta da aleta central do dissipador, de maneira análoga ao método utilizado para a observação do regime permanente no estudo experimental (SILVA, 2015). Este regime foi atingido após cerca de 5 segundos de tempo físico o que equivale aproximadamente a 80 horas de simulação. Os limites do domínio computacional foram considerados paredes com condição de temperatura fixa e igual à temperatura inicial da simulação,  $T_1$ , condição também feita por Tari e Mehrtash (2012). Em todos os casos, observou-se que o fato de se ter adotado um domínio fechado não afetou a troca de calor entre o dissipador e o fluido visto que as recirculações formadas retornavam ao dissipador com temperatura igual à temperatura inicial (Fig. 5.1).

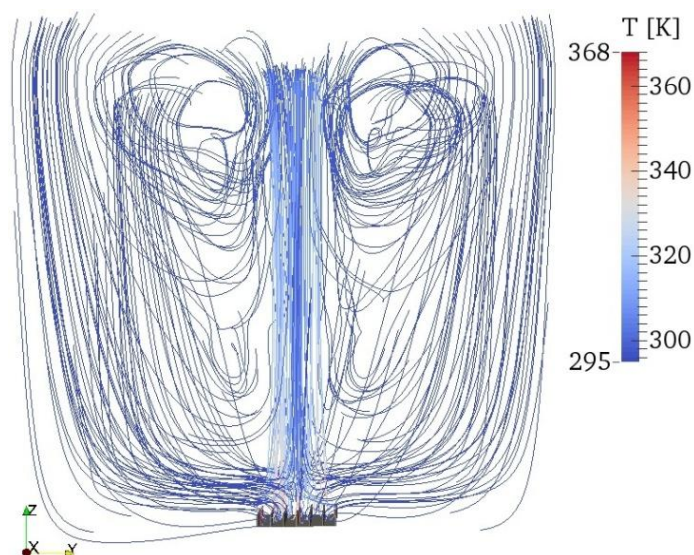


Figura 5.1 – Temperatura do fluido de recirculação no dissipador.

## 5.1 Campos de Temperatura

Nessa seção são mostradas as correntes de convecção natural ascendentes, geradas pelo aquecimento da base do dissipador. Com o aquecimento da base e a condução de calor para as demais regiões do dissipador, surge uma variação da massa específica do fluido. Como resultado, diferentes magnitudes da força de empuxo aparecem, formando estruturas ascendentes do escoamento.

Na Figura 5.2 é possível ver o campo de temperatura resultante, sendo que na Fig. 5.2a é mostrado todo o domínio dos casos A e B e na Fig. 5.2b, é mostrada uma vista ampliada no dissipador de cada caso. Para esses casos, as imagens foram construídas em tempos diferentes pois foi o momento em que se atingiu o regime permanente.

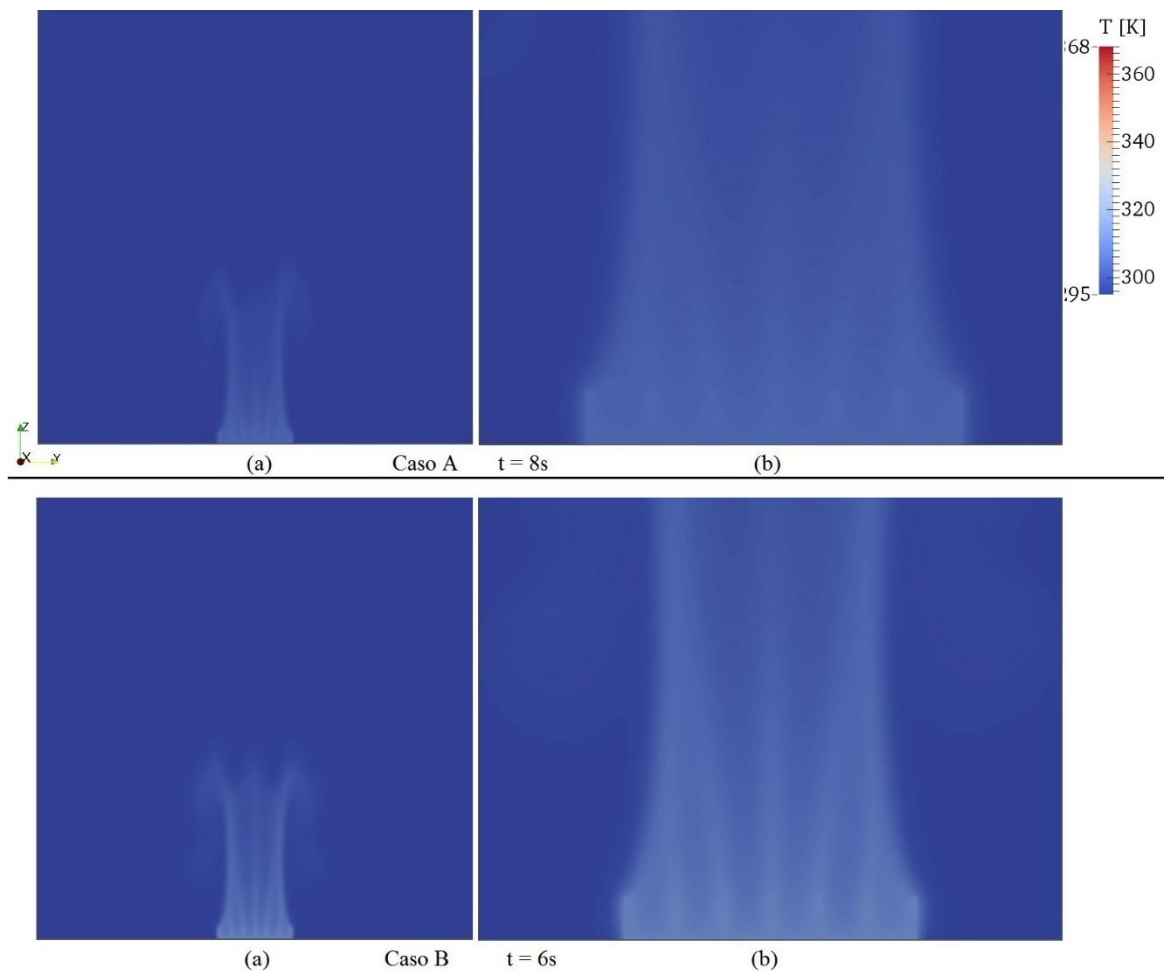


Figura 5.2 – Campo de temperatura para os casos A e B. (a) Vista em corte. (b) Vista ampliada.

Nesses campos observa-se a homogeneidade e a simetria da temperatura no dissipador enquanto que no fluido, a temperatura é alta próxima ao dissipador e ela diminui à medida em que se afasta do dissipador. Percebe-se que quanto maior a temperatura do dissipador maior é a região do domínio que sofre aumento de temperatura. Essa percepção se torna mais clara ao



visualizar os campos de temperatura para os demais casos, vide Fig. 5.3. Para comparar os campos de temperatura de todos os casos A, B, C, D e E, a mesma legenda foi mantida. Para os casos A e B as temperaturas do dissipador são baixas e por isso a Fig. 5.2 apresenta pequenos gradientes de temperatura.

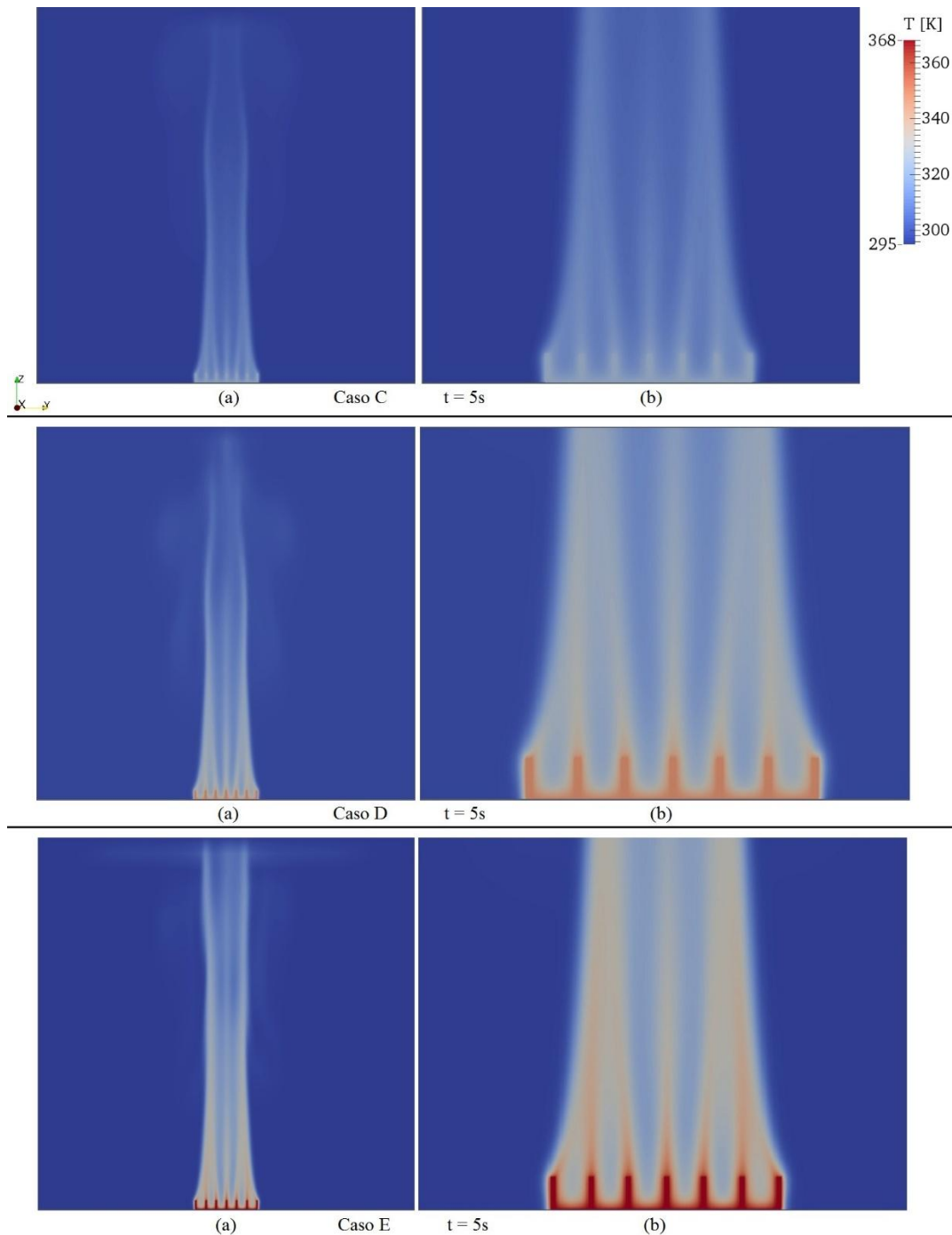


Figura 5.3 – Campo de temperatura para os casos C, D e E. (a) Vista em corte. (b) Vista ampliada.

Também nota-se na Figura 5.3 que quanto maior a temperatura imposta na base do dissipador maior é o gradiente de temperatura no fluido. Isso acontece devido à baixa condutividade térmica do ar.

Na Figura 5.4 mostra-se a disposição das sondas numéricas para obtenção dos valores de temperatura no dissipador e no fluido. Essas temperatura foram monitoradas ao longo do tempo para verificar se o regime permanente foi atingido.

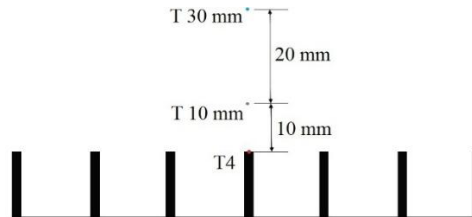


Figura 5.4 – Disposição das sondas de temperatura em relação ao dissipador.

Apresenta-se na Figura 5.5 a evolução temporal da temperatura na ponta da aleta,  $T_4$ , e no fluido a 10 mm e a 30 mm acima da ponta da aleta central do dissipador para todos os casos.

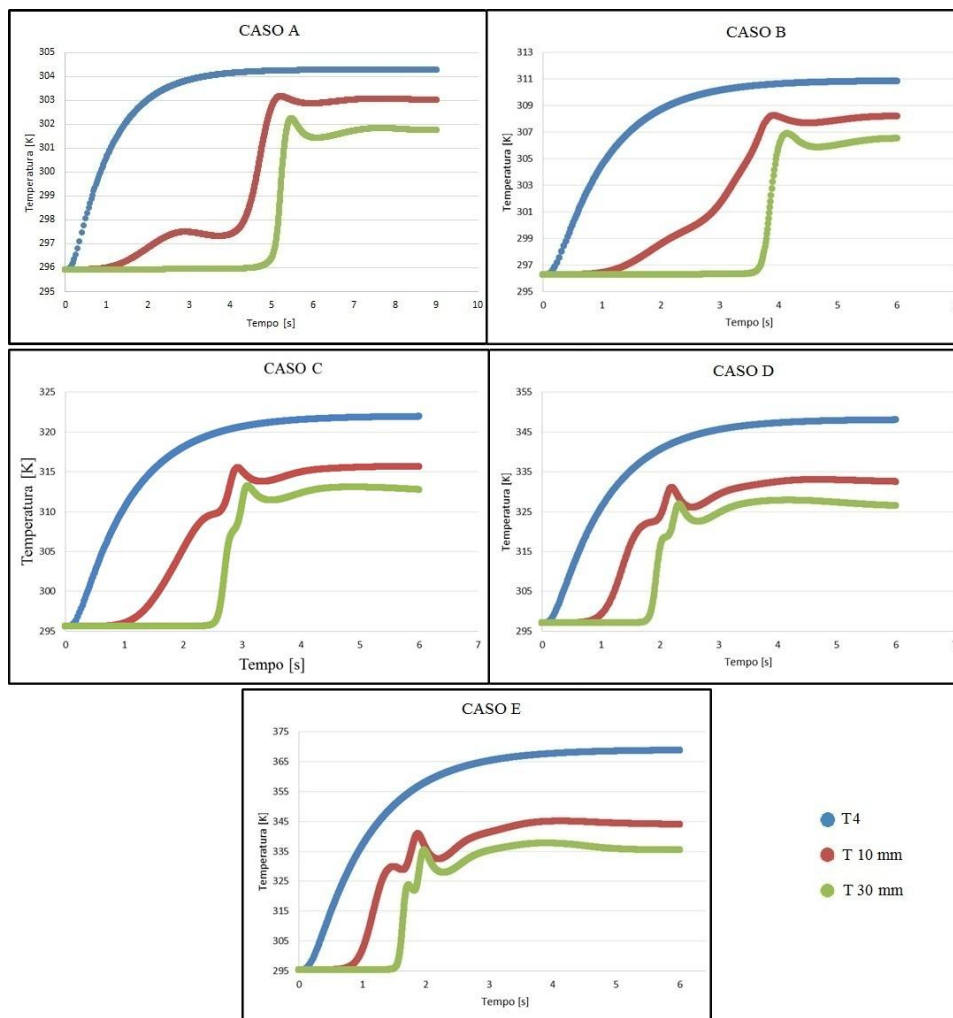


Figura 5.5 – Gráficos da evolução temporal da temperatura.

De acordo com os gráficos, novamente, percebe-se uma semelhança das curvas para todos os casos durante o aumento da temperatura do sólido e do fluido, sendo que no fluido, antes do

regime permanente ser atingido, nota-se algumas oscilações de temperatura devido à formação e desprendimento de pequenos vórtices gerados nas aletas. Mudanças significativas de temperatura no fluido, a 10 mm acima da aleta central, só são percebidas após cerca de 1s de simulação.

Apresenta-se na Figura 5.6 a evolução temporal do campo de temperatura para o Caso D, escolhido aleatoriamente.

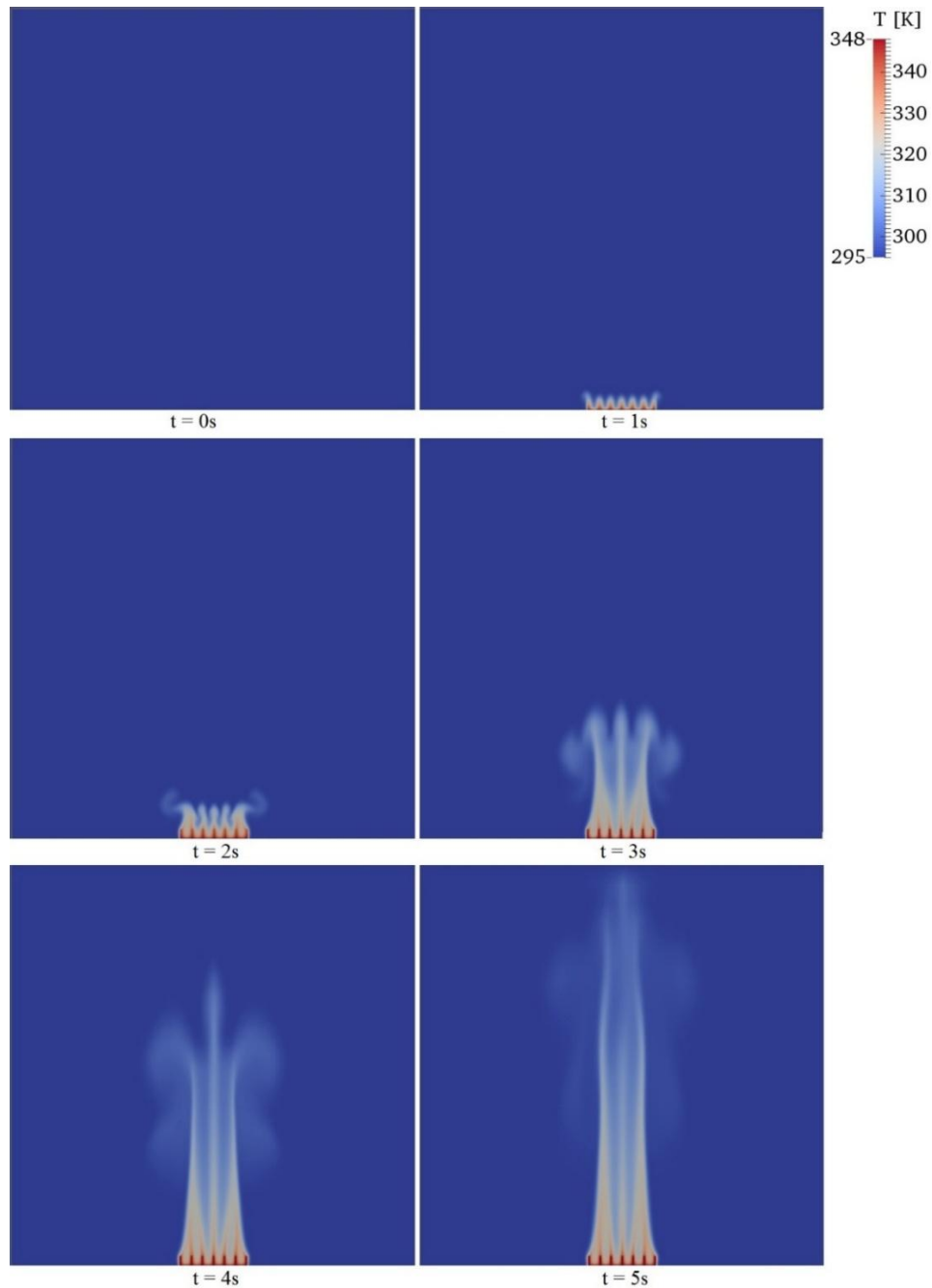


Figura 5.6 – Evolução temporal do campo de temperatura para o Caso D.

Pode ser visto na Figura 5.6 a propagação ascendente do calor com o passar do tempo e algumas propagações laterais devido à recirculações no fluido.

Afim de validar os resultados numéricos foi feita uma comparação, Tab. 5.2, entre as temperaturas, experimental, numérica e analítica, da ponta da aleta após ter sido atingido o regime permanente. No Apêndice A é mostrado como os valores de temperatura analítica foram obtidos

Tabela 5.2 – Temperaturas experimentais, numéricas e analíticas.

CASO	$T_4$ experimental	$T_4$ numérica	$T_4$ analítica	Desvio
	[K]	[K]	[K]	[%]
A	303,86	304,24	304,28	0,13
B	310,03	310,82	310,89	0,25
C	320,96	321,85	322,00	0,28
D	347,39	347,91	348,14	0,15
E	366,97	368,64	368,97	0,45

Nessa tabela a última coluna mostra os desvios percentuais, inferiores a 0,5%, entre as temperaturas numérica e experimental. Observa-se que as temperaturas numéricas e analíticas ficaram próximas às temperaturas obtidas experimentalmente. Essa proximidade poderia ser ainda maior caso fosse levada em consideração a perda de calor por radiação (SILVA, 2015), pois os efeitos da radiação são maiores quanto maior for a temperatura do dissipador.

## 5.2 Campos de Velocidade, Vorticidade e Massa Específica

Os campos de velocidade resultantes no fluido mostraram como o ar se comporta quando ocorre troca calor com o dissipador. Esse comportamento é decorrente da diminuição da massa específica do ar, vide Fig. 5.7, quando o ar é aquecido.

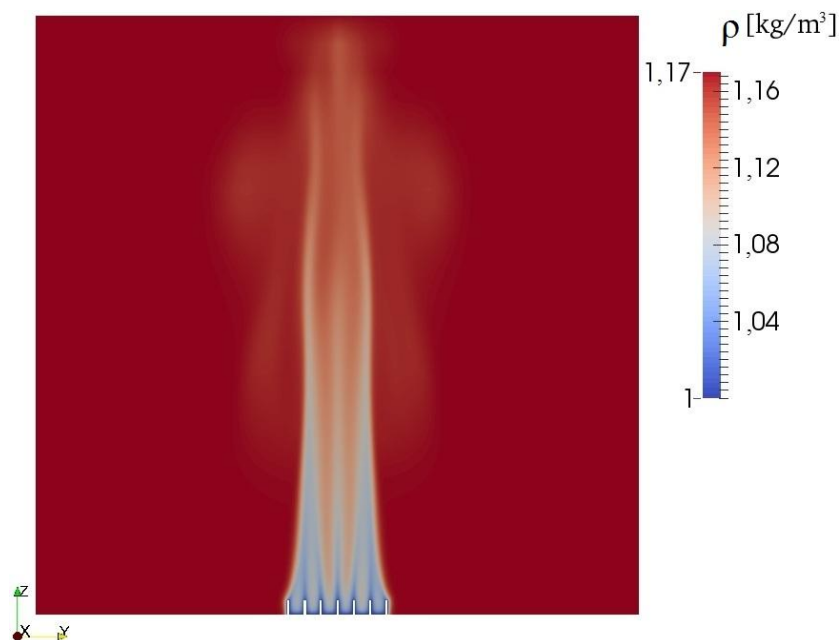


Figura 5.7 – Campo de massa específica para o Caso D em  $t = 5s$ .

O valor da massa específica do ar na temperatura ambiente foi estipulado como sendo  $\rho_{ar} = 1,17 \text{ kg/m}^3$ . Observa-se uma diminuição da massa específica de aproximadamente 15% na região entre as aletas, com uma conseqüente ascensão do fluido nesta região.

Na Figura 5.8, são mostrados os campos da componente Z da velocidade para os casos A e B.

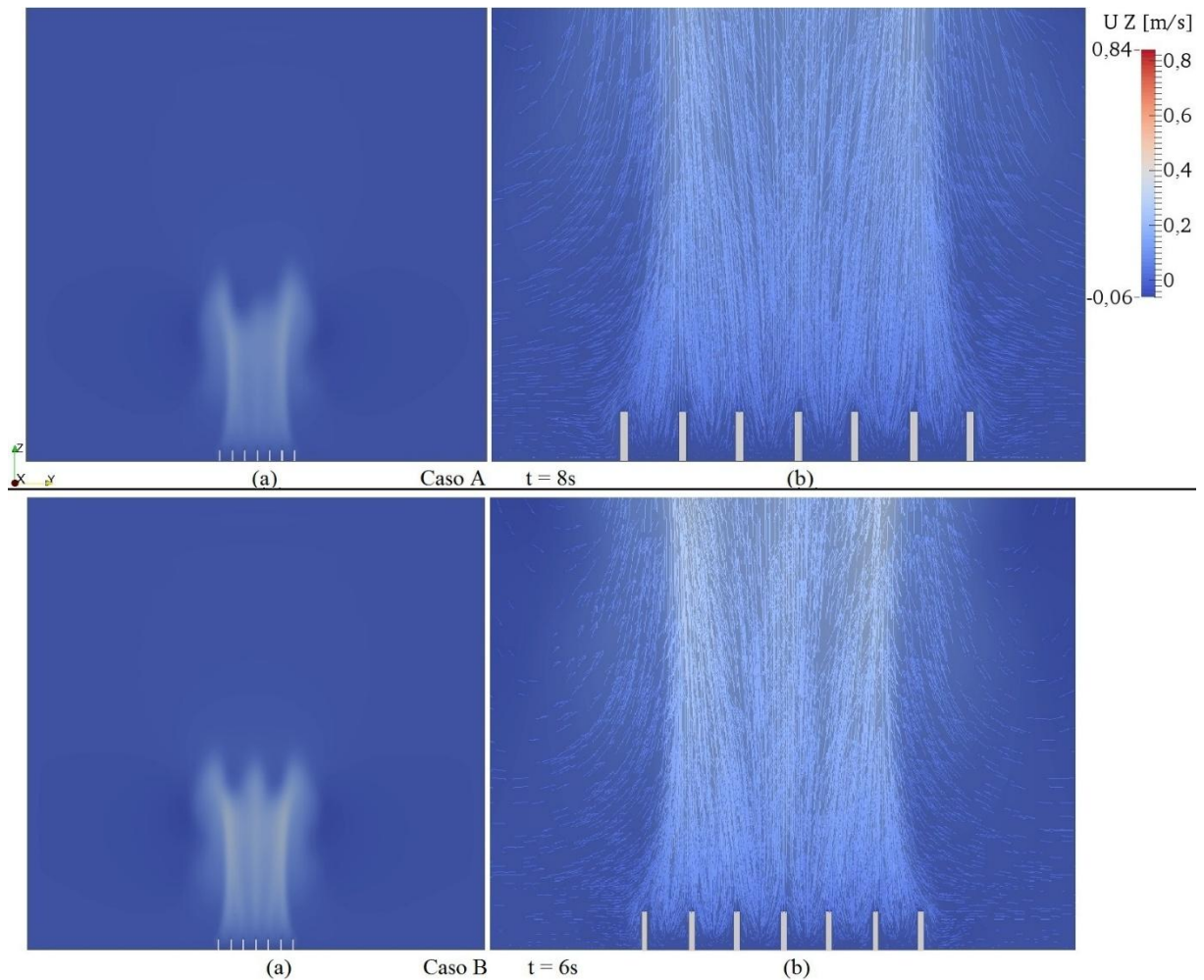


Figura 5.8 – Campo de velocidade para os casos A e B. (a) Vista em corte. (b) Vista ampliada.

Percebe-se, pela figura, um escoamento ascendente, com aparente simetria e relativa baixa velocidade. Para os casos A e B o escoamento resultante do aumento de temperatura do fluido atinge baixas velocidades e não percorre todo o domínio enquanto que para os outros casos (Fig. 5.9), com temperaturas mais elevadas, esse escoamento chega a velocidades mais elevadas e ao limite superior do domínio, ou seja, um perfil mais alongado. Então quanto maior for a temperatura imposta na base do dissipador maior é o valor da componente Z da velocidade atingida pelo escoamento resultante.

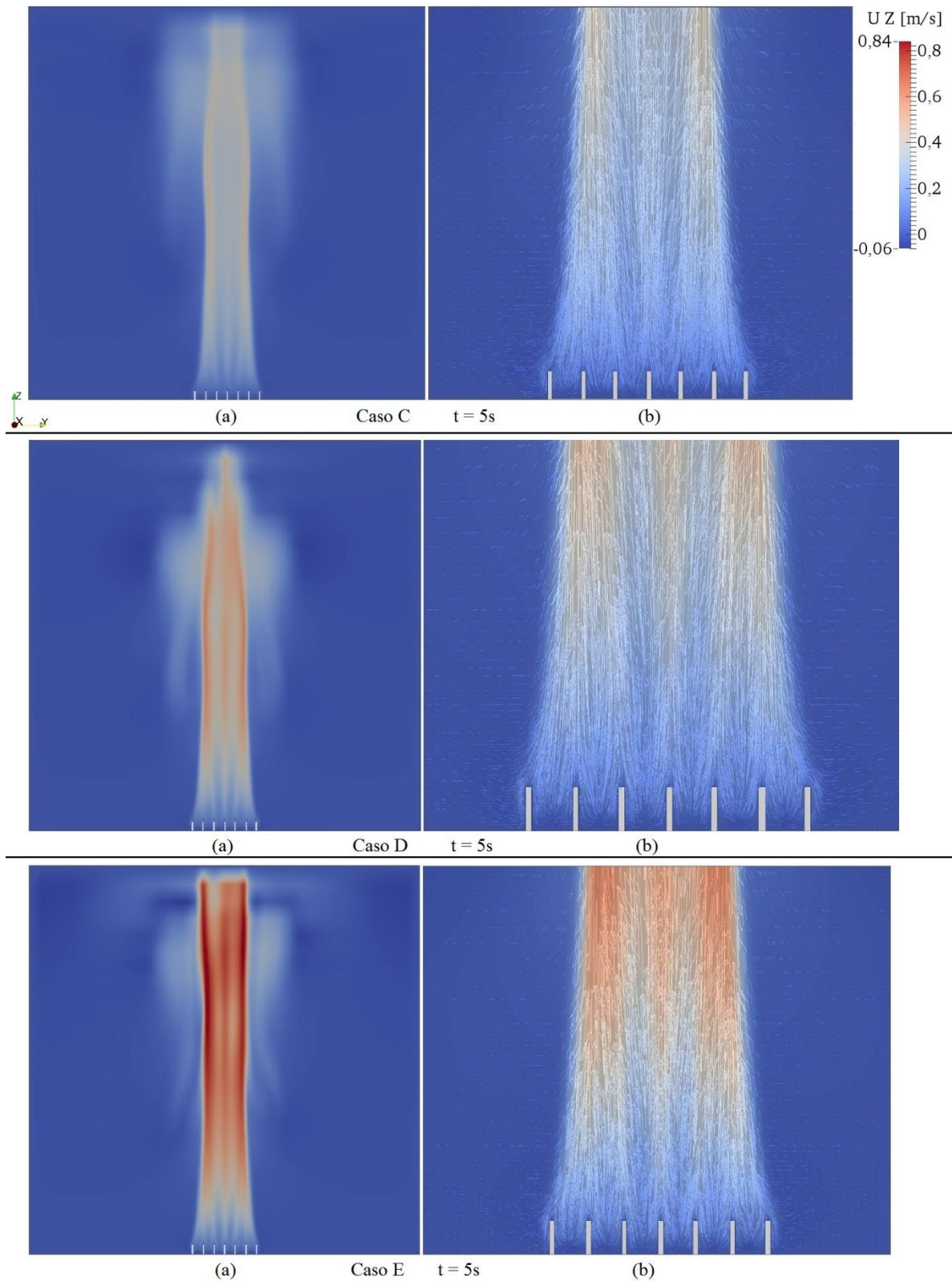


Figura 5.9 – Campos de velocidade para os casos C, D e E. (a) Vista em corte. (b) Vista ampliada.

Na Figura 5.10 é mostrada a evolução temporal das linhas de corrente tridimensionais para o Caso D.

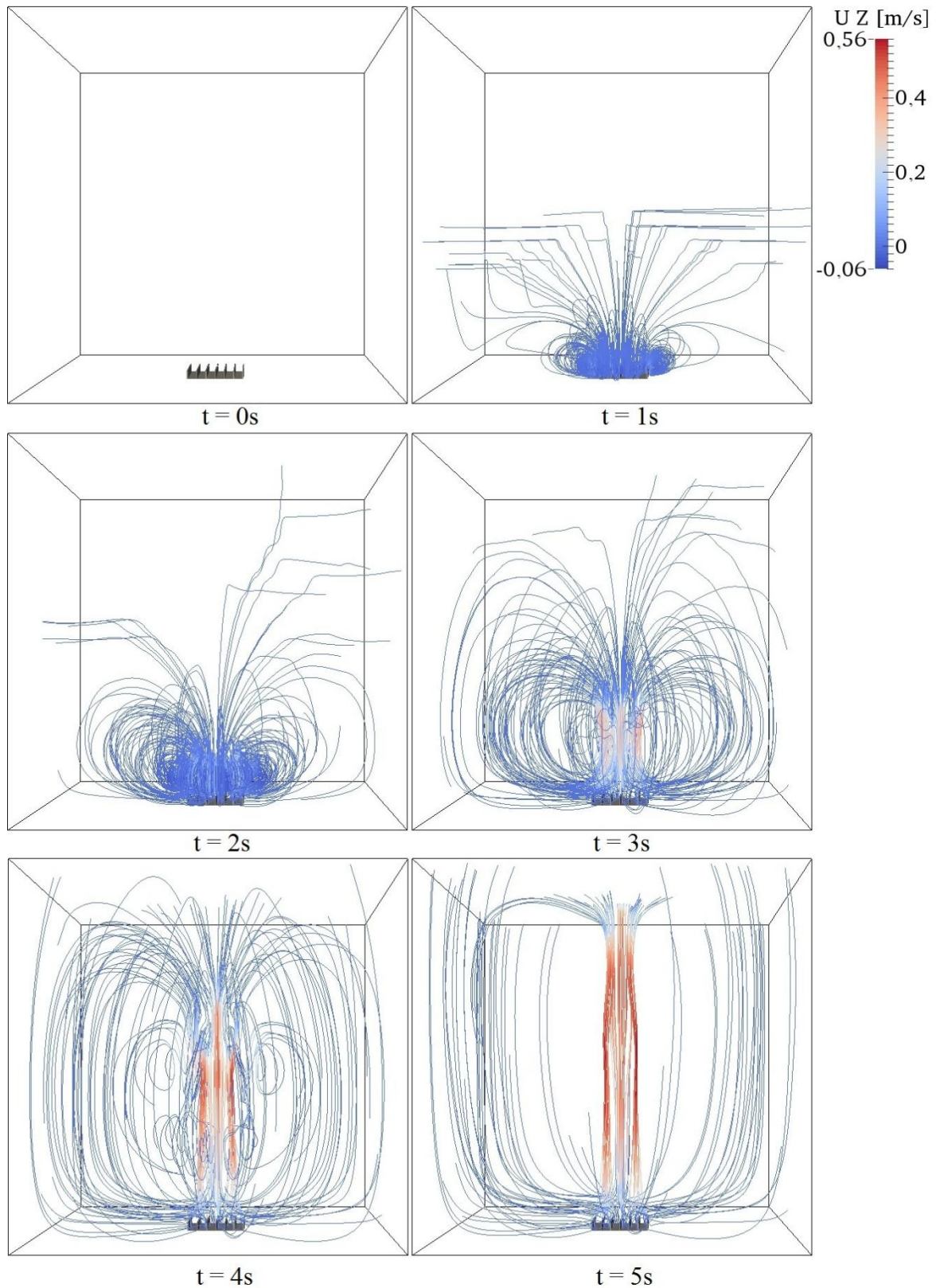


Figura 5.10 – Evolução temporal das linhas de corrente para o Caso D em diferentes instantes de tempo.

É possível ver na Figura 5.10, no início da simulação, a formação de recirculações próximas ao dissipador. Essas recirculações menores desaparecem com o passar do tempo,

visualizadas por último em  $t = 4s$ , e dão lugar a uma recirculação que envolve todo o domínio, em  $t = 5s$ , após ter sido atingido o regime permanente.

As recirculações no fluido podem ser melhor visualizadas na Figura 5.11 na qual é mostrado o campo de vorticidade para os casos A e B.

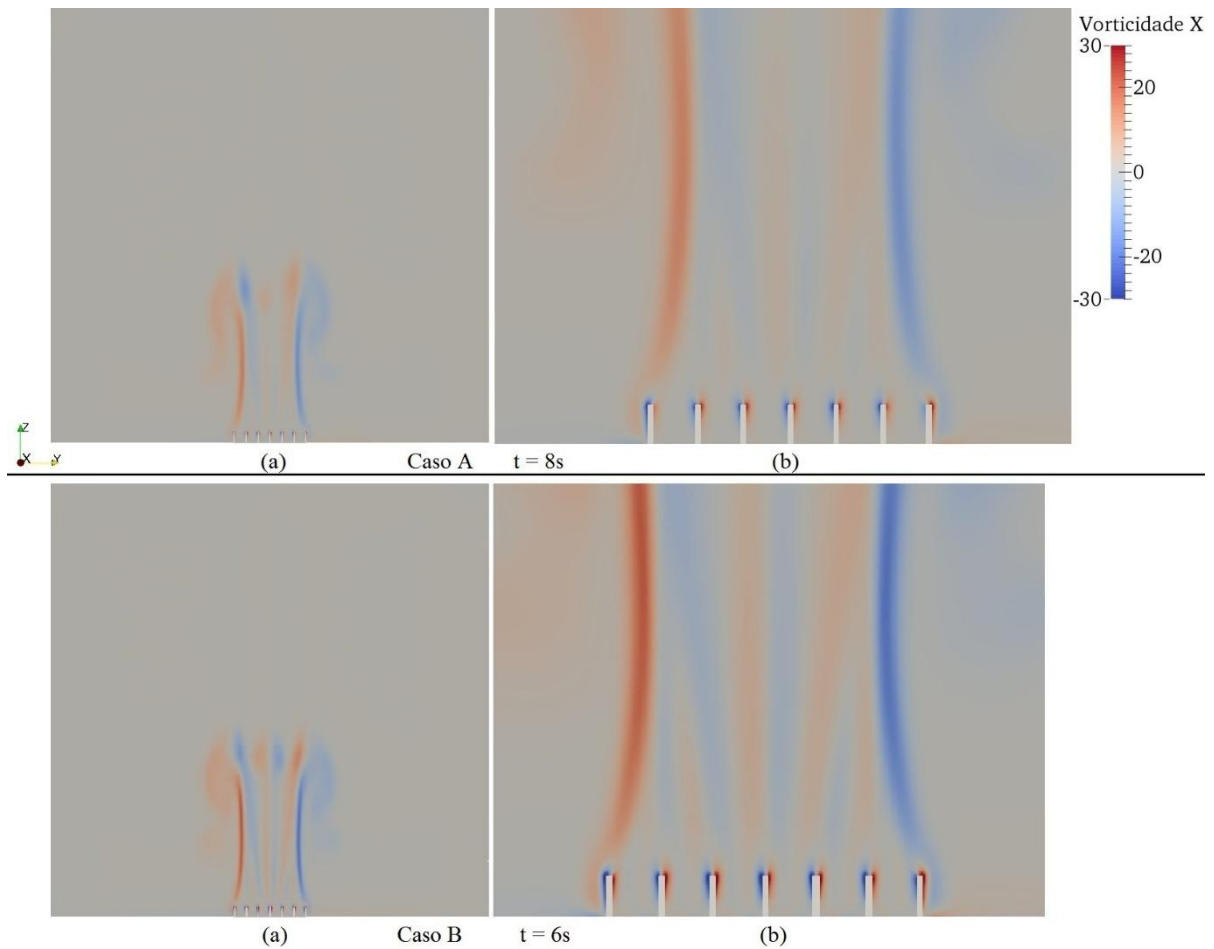


Figura 5.11 – Campos de vorticidade para os casos A e B. (a) Vista em corte. (b) Vista ampliada.

Esse campo de vorticidade apresenta uma simetria habitual e revela a propagação dos vórtices gerados devido à presença do dissipador. Na Figura 5.12, que apresenta os demais campos de vorticidade, mostra-se novamente a origem dessa vorticidade, em pares de sinais positivo e negativo, que indicam o sentido no qual o fluido apresenta tendência a rotacionar, nos contornos das aletas, vórtices secundários, e no dissipador, vórtice primário, e também a propagação dessa vorticidade na direção Z.



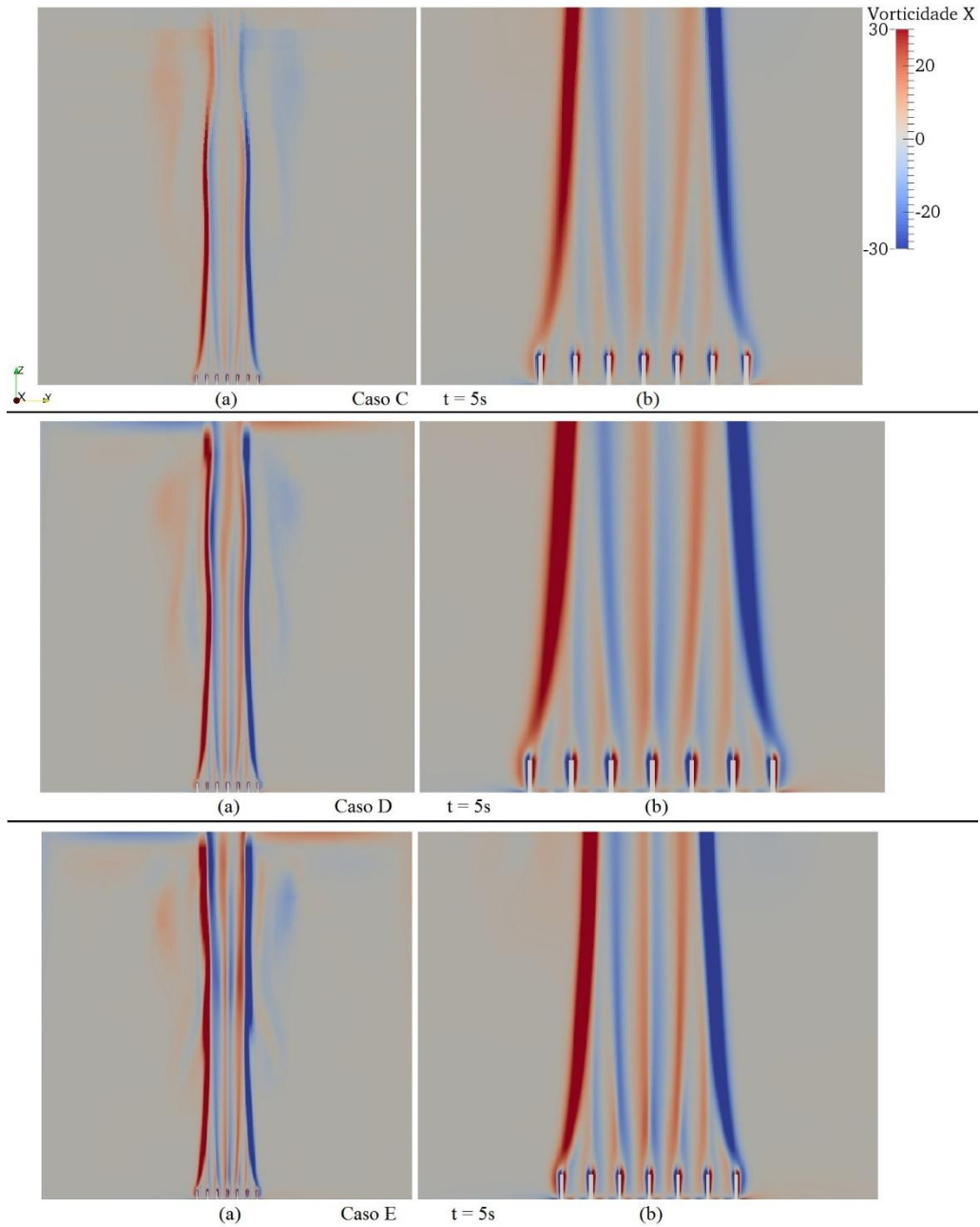


Figura 5.12 – Campos de vorticidade para os casos C, D e E. (a) Vista em corte. (b) Vista ampliada.

### 5.3 Número de Nusselt médio e $\bar{h}$

O número de Nusselt e o coeficiente médio de transferência de calor por convecção natural são fatores muito importantes na análise da transferência de calor. Na Figura 5.13 é mostrada uma comparação entre os valores do número de Nusselt obtidos numericamente e os valores calculados através da seguinte correlação proposta por Harahap e Rudianto (2005):

$$Nu = 0,203 \left[ Ra \left( \frac{nS}{H} \right) \right]^{0,393} \left( \frac{S}{L_c} \right)^{0,470} \left( \frac{H}{L_c} \right)^{0,870} \left( \frac{L}{W} \right)^{0,620} \quad (5.1)$$

onde  $n$  é o número de aletas e  $Ra$  o número de Rayleigh. Assim, o coeficiente médio de transferência de calor  $\bar{h}$  pode ser calculado através de:

$$\bar{h} = \frac{Nu \cdot k_{ar}}{L_c} \quad (5.2)$$

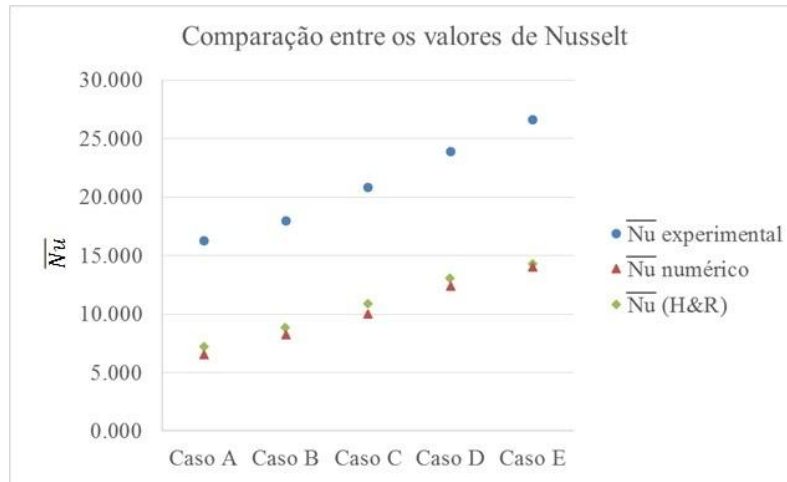


Figura 5.13 – Comparação entre números de Nusselt.

Os valores médios dos números de Nusselt numérico e obtidos pela correlação apresentaram boa concordância, especialmente, para maiores valores de temperatura do dissipador. Enquanto que os valores do número de Nusselt experimentais ficaram mais afastados dos demais devido ao uso de um comprimento característico diferente no cálculo do número de Nusselt.

Apresenta-se na Figura 5.14 o campo instantâneo do número de Nusselt para o Caso D.

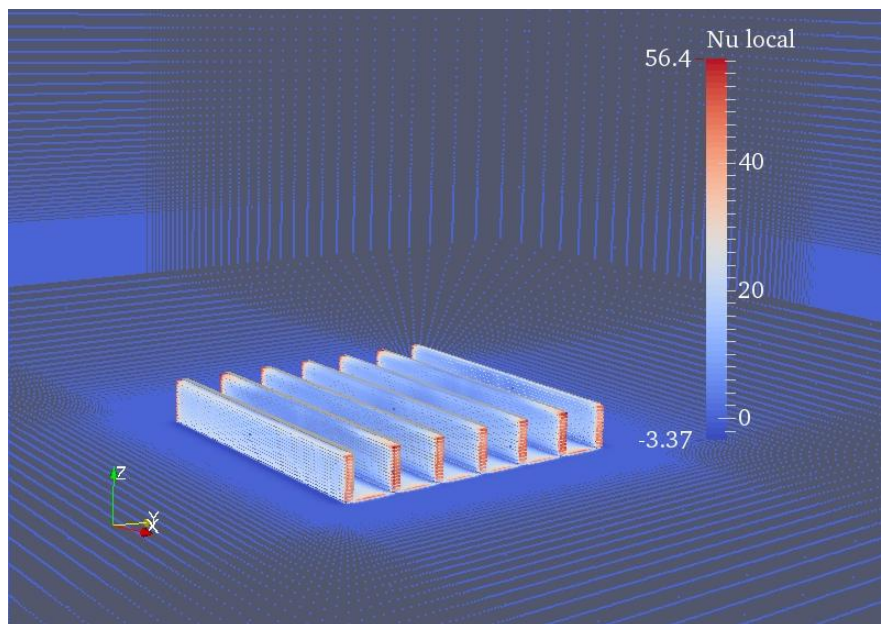


Figura 5.14 – Campo do número de Nusselt.

Observa-se que os maiores valores para o número de Nusselt local são nas bordas das aletas perto das entradas dos canais. Isso se deve ao fato de que nessas regiões é onde há a maior diferença de temperatura entre o dissipador e o fluido. Consequentemente, nesses locais, a troca de calor por convecção, assim como o  $h$  também assumem seus maiores valores.

É mostrado na Figura 5.15 a evolução temporal do número de Nusselt para o caso D.

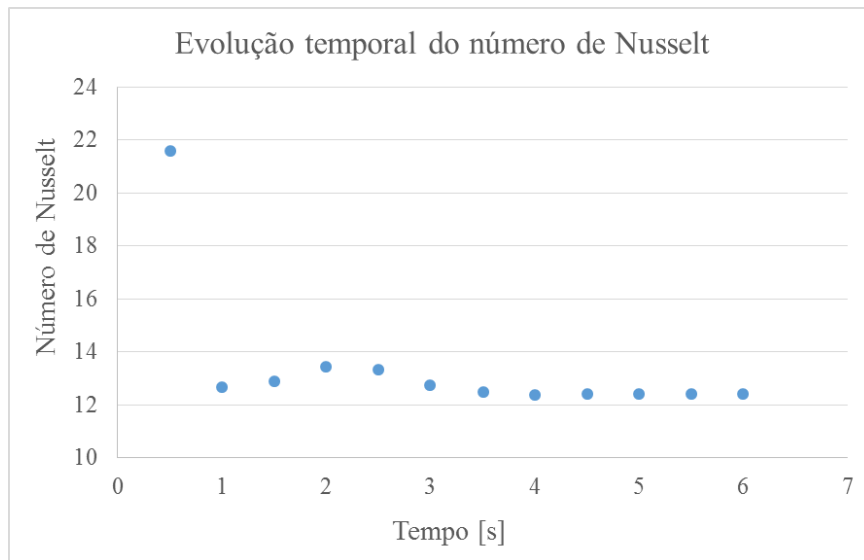


Figura 5.15 – Valores do números de Nusselt ao longo do tempo para o Caso D.

Inicialmente, os valores de Nusselt são mais elevados devido a uma maior diferença de temperatura entre o dissipador e o ar. Após o fluido ao redor do dissipador ser aquecido o número de Nusselt passa por algumas oscilações até entrar em regime permanente.

Na Figura 5.16 é mostrada uma comparação entre os valores de  $\bar{h}$  experimental, numérico e obtido pela correlação de Harahap e Rudianto (2005).

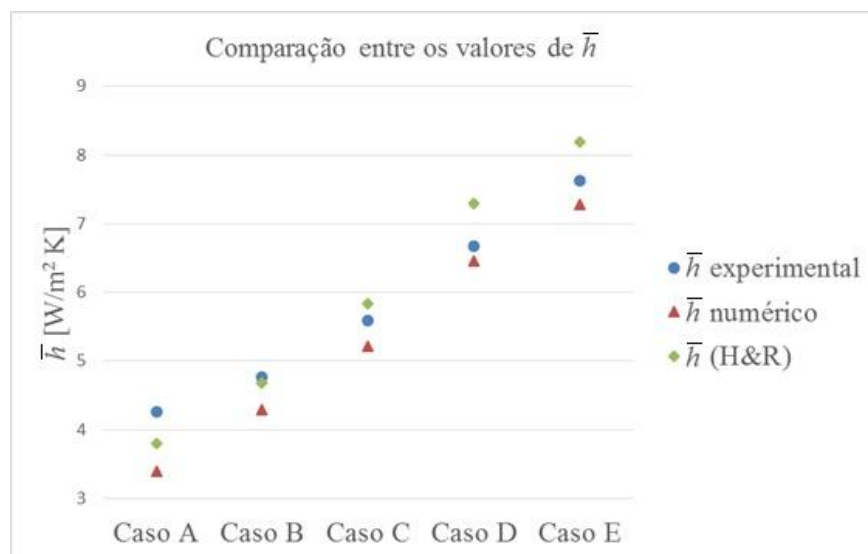


Figura 5.16 – Comparação entre os valores de  $\bar{h}$ .

Nota-se que para temperaturas mais baixas os valores de  $\bar{h}$  experimental e de H&R são mais próximos porém quando se aumenta a temperatura a diferença entre os valores de  $\bar{h}$  experimental e numérico são menores do que 3,5% enquanto que a maior diferença, relativa ao Caso A, foi de aproximadamente 20%. O desvio médio entre os valores de  $\bar{h}$  experimental e numérico foi inferior a 9% enquanto que o desvio médio entre os valores de  $\bar{h}$  numérico e de H&R foi inferior a 12%.

## 5.4 Resíduos

A avaliação dos resíduos é de extrema importância para a obtenção de resultados confiáveis. Caso não haja um controle sobre os resíduos as simulações podem fornecer resultados incoerentes ou até mesmo não atingir a convergência adequada.

Na Figura 5.17a é mostrado o gráfico dos resíduos iniciais das componentes da velocidade e na Fig. 5.17b o gráfico dos resíduos da solução da equação da energia, ambos para o Caso A.

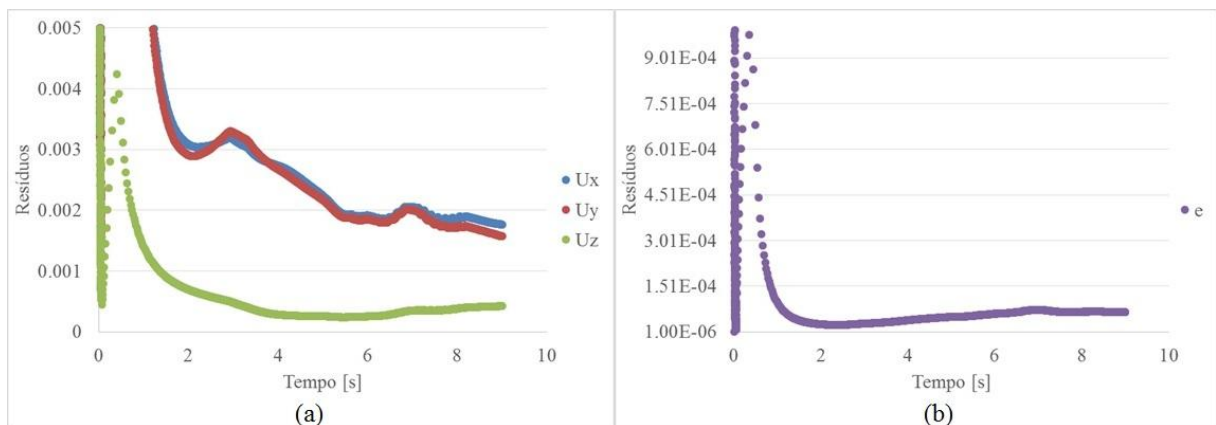


Figura 5.17 – Gráfico da evolução temporal dos resíduos para o Caso A.

Observa-se nos gráficos que a solução numérica das equações da conservação da quantidade de movimento e energia é obtida com baixos valores residuais iniciais, com os maiores valores de resíduo da ordem de  $10^{-3}$  para as componentes da velocidade (Fig. 5.17a), e da ordem de  $10^{-5}$  para a solução da equação da energia (Fig. 5.17b). Reitera-se que é imprescindível que haja estabilidade na solução para que seja possível atingir a convergência dos resultados além de produzir resultados confiáveis.

## 6. CONCLUSÕES

Neste trabalho, foi apresentado um estudo numérico da transferência de calor por convecção natural em um dissipador aquecido imerso em um domínio cubico que contém ar. Foi utilizado o software OpenFOAM para a realização da simulação de cinco casos cuja metodologia é baseada na solução das equações compressíveis do movimento e da energia em conjunto com a solução da condução de calor no sólido. Os resultados foram analisados em formas de imagens dos campos das variáveis, tabelas e gráficos presentes no Capítulo 5. Resultados experimentais da temperatura na ponta da aleta central do dissipador foram obtidos e comparados com os resultados numéricos e analíticos.

Os campos térmicos e de velocidade ilustraram a tendência de ascensão do fluido, após ser aquecido, ao redor do dissipador e também que a propagação de calor é consistente com a movimentação do fluido. As recirculações de ar no dissipador, causadas pela utilização de um domínio fechado, não tiveram grande influência nos valores de temperatura, visto que estes apresentaram boa concordância, com desvios inferiores a 0,5%, com os valores de temperatura experimentais e analíticos.

Os valores numéricos do número de Nusselt também apresentaram boa concordância quando comparados com os valores obtidos pela correlação empírica de Harahap e Rudianto (2005) enquanto que houve uma maior diferença quando comparados com os valores do Nusselt experimental, pois, nesse caso, o Nusselt foi calculado usando um comprimento característico diferente dos casos numéricos e da correlação empírica.

Os valores numéricos de  $\bar{h}$  também se aproximaram dos valores experimentais, com desvio médio inferior a 9%, e dos valores obtidos pela correlação, com desvio médio inferior a 12%. Destaca-se o fato de que os valores de  $\bar{h}$  numéricos e experimentais ficaram mais próximos para os casos com maiores temperaturas com o menor desvio inferior a 3,5%.

O software OpenFOAM mostrou ser uma ferramenta confiável no estudo de problemas de transferência de calor e pode se configurar uma importante ferramenta de ensino visto que é um software livre e de código aberto.

Sugestões para a continuação deste trabalho estão dispostas nos seguintes tópicos:

- Simulação de todos os casos em que se tem disponível dados experimentais e também os dissipadores com diferentes configurações geométricas;
- Estudar dissipadores com orientação vertical e/ou inclinada;
- Realizar simulações para casos onde os dissipadores estão submetidos à convecção forçada.

## APÊNDICE A - Transferência de Calor em Superfícies Estendidas

Apresenta-se neste apêndice o desenvolvimento da solução analítica da transferência de calor em uma superfície estendida. Soluções analíticas fornecem uma maneira prática de se obter resultados sem a necessidade de uma bancada experimental. A confiabilidade dos resultados obtidos através de uma solução analítica está ligada às considerações e/ou hipóteses assumidas, que devem descrever o fenômeno físico, durante a resolução de determinado problema.

Para determinar a taxa de transferência de calor de uma aleta é necessário obter a distribuição de temperatura ao longo da aleta. Esta distribuição é obtida a partir de um balanço de energia em um elemento diferencial apropriado (vide Figura A.1) considerando as seguintes hipóteses:

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

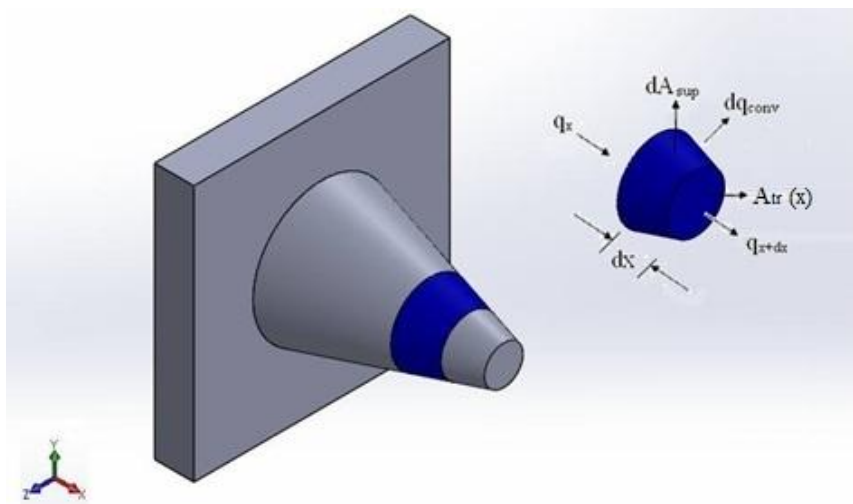


Figura A.1 – Balanço de energia para uma superfície estendida.

Aplicando a conservação de energia no elemento diferencial da Fig. A.1, obtém-se:

$$q_x = q_{x+dx} + dq_{conv} \quad (A.1)$$

Da lei de Fourier (INCROPERA e DeWITT, 1998) tem-se que,

$$q_x = -kA_{tr} \frac{dT}{dx} \quad (A.2)$$

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

$$q_{x+dx} = -kA_{tr} \frac{dT}{dx} - k \frac{d}{dx} \left( A_{tr} \frac{dT}{dx} \right) dx \quad (A.3)$$

A taxa de transferência por convecção (INCROPERA e DeWITT, 1998) pode ser expressa por:

$$dq_{conv} = \bar{h}dA_{sup}(T - T_\infty) \quad (A.4)$$

sendo  $dA_{sup}$  a área superficial do elemento diferencial e  $\bar{h}$  o coeficiente médio de transferência de calor por convecção natural,  $T$  a temperatura da aleta.

Substituindo as Equações (A.2), (A.3) e (A.4) para as taxas de transferência de calor na equação do balanço de energia, Eq. (A.1), obtém-se:

$$\frac{d^2T}{dx^2} + \left( \frac{1}{A_{tr}} \frac{dA_{tr}}{dx} \right) \frac{dT}{dx} - \left( \frac{1}{A_{tr}} \frac{\bar{h}}{k} \frac{dA_{sup}}{dx} \right) (T - T_\infty) = 0 \quad (A.5)$$

Este é o resultado geral da equação de energia para condições unidimensionais em uma superfície estendida. Com o uso de condições de contorno adequadas essa equação pode fornecer a distribuição de temperatura ao longo da aleta. Esta equação em conjunto com a Eq. (A.2), pode ser usada para a obtenção da taxa de condução em qualquer posição  $x$  da aleta.

Neste trabalho foram considerados dissipadores com aletas planas retangulares, como mostra a Fig. A.2. A base da aleta se encontra a uma temperatura  $T(0) = T_b$ , enquanto a aleta se estende para o interior de um fluido à temperatura  $T_\infty$ .

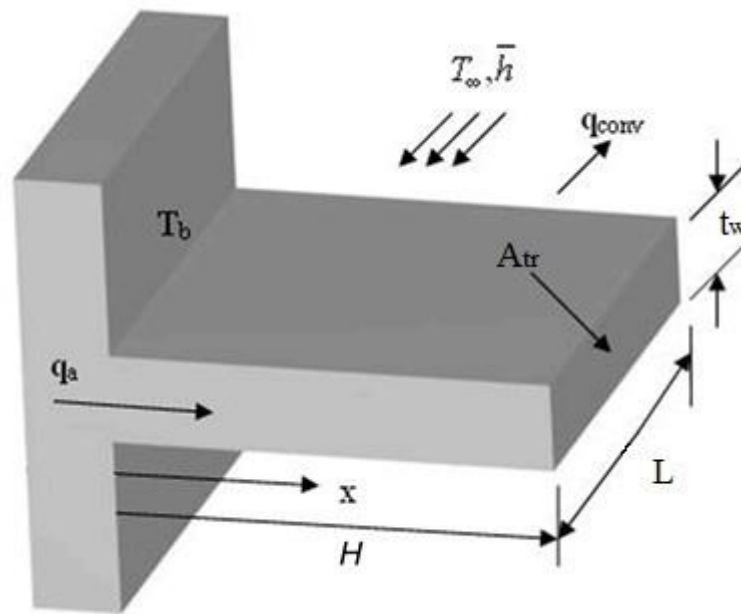


Figura A.2 – Aleta plana retangular com área de seção transversal uniforme.

Para uma aleta retangular de seção transversal constante,  $A_{tr}$  é constante e  $A_{sup} = Pdx$ , sendo  $A_{sup}$  a área que compreende toda a superfície da aleta desde a sua base até o ponto  $x$  e  $P$  o perímetro da aleta. Sendo assim,  $dA_{tr}/dx = 0$  e  $dA_{sup}/dx = P$ . Logo a Eq. (A.5) se torna:

$$\frac{d^2T}{dx^2} - \frac{\bar{h}P}{kA_{tr}}(T - T_{\infty}) = 0 \quad (\text{A.6})$$

Transformando a variável dependente através da definição da diferença de temperatura,  $\theta$  tem-se:

$$\theta(x) \equiv T(x) - T_{\infty} \quad (\text{A.7})$$

Admitindo  $T_{\infty}$  uma constante, segue que  $d\theta/dx = dT/dx$ . Substituindo este resultado nas Eqs. (A.6) e (A.7), obtém-se:

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} - \left(\frac{\bar{h}P}{kA_{tr}}\right)\theta = 0 \quad (\text{A.8})$$

Reescrevendo a Equação (A.8),

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} - m^2\theta = 0 \quad (\text{A.9})$$

em que  $m$  é definido como:



$$m^2 \equiv \frac{\bar{h}P}{kA_r} \quad (\text{A.10})$$

A Equação (A.10) é uma equação diferencial linear e homogênea de segunda ordem com coeficientes constantes e possui a seguinte solução:

$$\theta(x) = C_1 e^{mx} + C_2 e^{-mx} \quad (\text{A.11})$$

Para determinar as constantes  $C_1$  e  $C_2$  da Eq. (A.11) aplicam-se as condições de contorno apresentadas na Figura A.3. A primeira dessas condições é a temperatura prescrita na base da aleta, ou seja, para  $x = 0$ .

$$\theta(x) = T_b - T_\infty \equiv \theta_b \quad (\text{A.12})$$

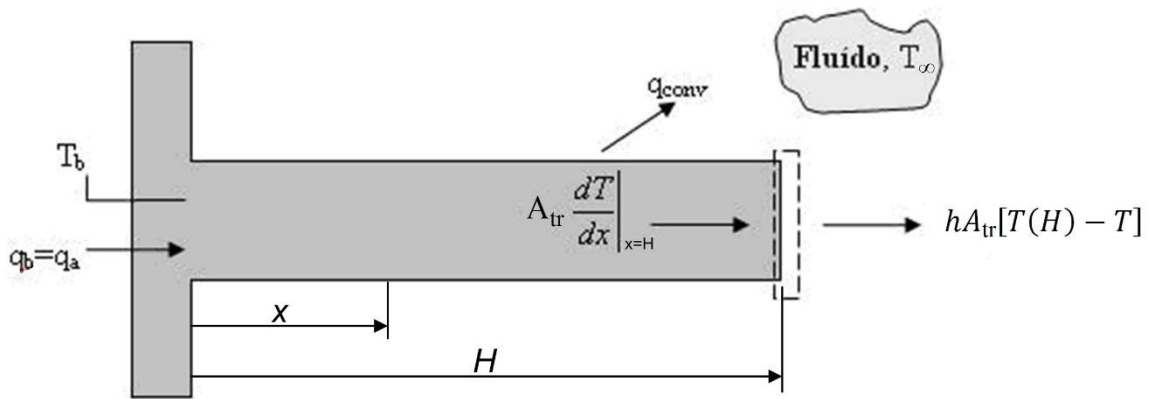


Figura A.3 – Condução e convecção em uma aleta com área de seção transversal uniforme.

A segunda condição de contorno se refere à transferência de calor por convecção na extremidade da aleta, onde  $x = H$ . Fazendo um balanço de energia na superfície de controle apresentada na Fig. A.3, tem-se:

$$hA_{tr}[T(H) - T_\infty] = -kA_{tr} \frac{dT}{dx} \Big|_{x=H} \quad (\text{A.13})$$

que pode ser reescrito da seguinte maneira:

$$h\theta(H) = -k \frac{d\theta}{dx} \Big|_{x=H} \quad (\text{A.14})$$

Na condição de regime permanente a taxa de transferência por convecção na extremidade da aleta é igual à taxa de energia que chega a essa extremidade por condução. Substituindo a Eq. (A.11) na Eq. (A.12), obtém-se:

$$\theta_b = C_1 + C_2 \quad (\text{A.15})$$

e substituindo a Eq. (A.11) na Eq. (A.14), tem-se:

$$h(C_1 e^{mH} + C_2 e^{-mH}) = km(C_2 e^{-mH} - C_1 e^{mH}) \quad (\text{A.16})$$

Após determinar  $C_1$  e  $C_2$ , chega-se à Eq. (A.17) através da qual se calcula a distribuição de temperaturas ao longo de uma aleta sujeita à convecção natural na sua extremidade.

$$\frac{\theta}{\theta_b} = \left( \frac{\cosh m(H-x) + \left(\frac{\bar{h}}{mk}\right) \sinh m(H-x)}{\cosh mH + \left(\frac{\bar{h}}{mk}\right) \sinh mH} \right) \quad (\text{A.17})$$

## APÊNDICE B – Arquivos Necessários para Realizar as Simulações Numéricas

Neste apêndice são apresentados todos os arquivos, referenciados no texto, utilizados para realizar as simulações numéricas deste trabalho. Dessa forma é possível analisar o código em sua íntegra para melhor compreensão.

### Arquivo *blockMeshDict*:

A primeira linha desse arquivo, *convertToMeters 1*, representa uma escala das dimensões que serão utilizadas nesse caso, o número 1 significa que as medidas estão em metros, ou seja, o domínio criado possui dimensões de 600mm de comprimento x 600mm de largura x 596,2mm de altura. Na sequência são descritos os vértices que determinam o domínio do problema. O comando *hex (12 13 14 15 4 5 6 7) (260 260 90)* e *hex (8 9 10 11 0 1 2 3) (220 220 1)* controlam o processo de criação da malha. Foram assim, determinados dois blocos, de maneira que a instrução *hex* indica que a malha a ser formada será composta por elementos hexaédricos e a sequência de números (12 13 14 15 4 5 6 7) determina os vértices de cada bloco. Essa sequência de números não é aleatória, o primeiro e o segundo números (12 e 13) indicam a direção do primeiro eixo. O segundo e o terceiro números (13 e 14) a direção do segundo eixo, o primeiro e quinto números (12 e 4) a direção do terceiro eixo, sendo que os quatro primeiros números representam o plano formado pelos dois primeiros eixos (x1 e x2), na Fig. 3.9.

A formação da malha computacional, Fig. 3.10, foi feita pela sequência de números (260 260 90) posterior à sequência de números que identifica a formação de um bloco. Ela representa o número de vezes em que o domínio será dividido em cada direção.

A instrução *simpleGrading* representa uma taxa de variação, em cada direção, do tamanho das células, fornecendo uma maneira de refinar a malha em regiões pré definidas do domínio. No caso estudado, este refinamento foi feito sobre o dissipador, como mostra a Fig. 3.10. No arquivo disponibilizado, por exemplo, utilizou-se 3 blocos de instruções, um para cada direção. O refinamento na forma (40 20 0.045) que significa que 40% do tamanho total do domínio naquela direção vai ter 20 divisões de maneira que o primeiro elemento terá o tamanho de 0,045 vezes o tamanho do último elemento.

O padrão de configuração do OpenFOAM admite que dois vértices são ligados por uma reta, porém quando for necessário unir vértices com arcos ou curvas pode-se utilizar a instrução *edge* que não foi utilizada nesse trabalho. A instrução *boundary*, se refere às regiões de fronteira do domínio e é necessário listar e nomear todas as faces do bloco. Nessa parte, a sequência de números (15 7 6 14), que correspondem aos vértices, foi utilizada para listar as faces do bloco.

Essa sequência precisam respeitar a regra da mão direita de forma que a resultante aponte para fora do domínio, Fig. 3.9.

```
convertToMeters 1;
```

```
vertices
```

```
(
  (-0.150 -0.150 0.0039) //0
  (0.45 -0.150 0.0039)
  (0.45 0.45 0.0039)
  (-0.150 0.45 0.0039) //3
  (-0.150 -0.150 0.6)
  (0.45 -0.150 0.6)
  (0.45 0.45 0.6)
  (-0.150 0.45 0.6) //7
  (-0.150 -0.150 0.0038) //8
  (0.45 -0.150 0.0038)
  (0.45 0.45 0.0038)
  (-0.150 0.45 0.0038) //11
  (-0.150 -0.150 0.0039) //12
  (0.45 -0.150 0.0039)
  (0.45 0.45 0.0039)
  (-0.150 0.45 0.0039) //15
);
```

```
blocks
```

```
(
  hex (12 13 14 15 4 5 6 7) (260 260 90)
  simpleGrading (
    (
      (40 40 0.045)
      (20 180 1)
      (40 40 22)
    )
  )
  (
```

```

(40 40 0.045)
(20 180 1)
(40 40 22)
)
(
(5 30 1)
(95 60 40)
)
)//topAir

```

```
hex (8 9 10 11 0 1 2 3) (220 220 1)
```

```

simpleGrading (
(
(40 50 0.045)
(20 120 1)
(40 50 22)
)
(
(40 50 0.045)
(20 120 1)
(40 50 22)
)
1
)//madeira

```

```
);
```

```
edges
```

```
(
);
```

```
boundary
```

```
(
lado
{
```

```
type wall;
faces
(
  (15 7 6 14)
  (12 4 7 15)
  (14 6 5 13)
  (13 5 4 12)
);
}
maxYB
{
  type wall;
  faces
  (
    (11 3 2 10)
  );
}
minXB
{
  type wall;
  faces
  (
    (8 0 3 11)
  );
}
maxXB
{
  type wall;
  faces
  (
    (10 2 1 9)
  );
}
minYB
```

```
{
  type wall;
  faces
  (
    (9 1 0 8)
  );
}
minZT
{
  type coupling patch;
  faces
  (
    (12 15 14 13)
  );
}
minZ
{
  type wall;
  faces
  (
    (8 11 10 9)
  );
}
maxZ
{
  type wall;
  faces
  (
    (4 5 6 7)
  );
}
maxZB
{
  type coupling patch;
```

```

    faces
    (
      (0 3 2 1)
    );
  }
);

mergePatchPairs
(

  (minZT maxZB)

);

```

### Arquivo *MakeCellSets.setSet*:

Utilizando a determinação do fluido como exemplo, a instrução *cellSet topAir new boxToCell* determina um bloco, *topAir*, em que as coordenadas informadas correspondem aos vértices da diagonal principal desse bloco. Como esse bloco criado possui elementos de outro bloco, *heater*, é necessário remover esses elementos e isso é feito pela instrução *cellSet topAir delete cellToCell heater*. A última instrução, *cellZoneSet topAir new setToCellZone topAir*, determina que todos os elementos englobados pelo bloco criado faz parte da região chamada de *topAir*. Essas instruções foram utilizados para determinar as regiões que correspondem ao dissipador, chamada de *heater*, ao isolante térmico, chamada de madeira e ao fluido, que foi usado no exemplo, chamada de *topAir*.

```

cellSet heater new boxToCell (0.1 0.1 0.0038)(0.2 0.2001 0.004)
cellSet heater add boxToCell (0.1 0.1 0.004)(0.2 0.102 0.018)
cellSet heater add boxToCell (0.1 0.11635 0.004)(0.2 0.11835 0.018)
cellSet heater add boxToCell (0.1 0.13270 0.004)(0.2 0.13470 0.018)
cellSet heater add boxToCell (0.1 0.14905 0.004)(0.2 0.15105 0.018)
cellSet heater add boxToCell (0.1 0.16540 0.004)(0.2 0.16740 0.018)
cellSet heater add boxToCell (0.1 0.18175 0.004)(0.2 0.18375 0.018)
cellSet heater add boxToCell (0.1 0.19810 0.004)(0.2 0.2001 0.018)
cellZoneSet heater new setToCellZone heater

```



```
cellSet topAir new boxToCell (-0.15 -0.15 0.0039 )(0.45 0.45 0.6)
```

```
cellSet topAir delete cellToCell heater
```

```
cellZoneSet midAir new setToCellZone topAir
```

```
cellSet madeira clear
```

```
cellSet madeira add cellToCell heater
```

```
cellSet madeira add cellToCell topAir
```

```
cellSet madeira invert
```

```
cellZoneSet madeira new setToCellZone madeira
```

### Arquivo *regionProperties*:

Com as regiões já definidas espacialmente é necessário informar ao programa se elas representam um meio fluido ou sólido e quais as propriedades termodinâmicas de cada uma. A definição do meio é feita no arquivo *regionProperties*, localizado no diretório */constant*.

```
regions
(
  fluid    (topAir)
  solid    (heater madeira)
);
```

### Arquivo *thermophysicalProperties*:

Para caracterizar uma região foi necessário determinar as suas propriedades termodinâmicas. Para isso, dentro do diretório */constant* foram criadas pastas com os nomes de cada região e dentro dessas pastas estão os arquivos que descrevem as propriedades termodinâmicas de cada região. O arquivo *thermophysicalProperties* localizado em */constant/"nome da região"*, contém as informações necessárias para o programa simular os meios sólido ou fluido. Para a simulação do ar padrão, por exemplo, foi necessário especificar um número de mol e seu peso molar, o calor específico à pressão constante, o calor de fusão, a viscosidade cinemática e o número de Prandt, como é mostrado a seguir.

```
{
  specie
```

```

{
  nMoles      1;
  molWeight   28.9;
}
thermodynamics
{
  Cp          1000;
  Hf          0;
}
transport
{
  mu          1.8e-05;
  Pr          0.7;
}
}

```

### Arquivo *changeDictionaryDict*:

No início desse arquivo a instrução *dictionaryReplacement*, indica que as condições de contorno serão reavaliadas. Isso acontece porque é necessário ter no diretório principal uma pasta nomeada como o instante inicial da simulação, como por exemplo 0, e um arquivo para cada variável do problema com as condições iniciais descritas. Porém não é possível impor todas as condições de contorno nesses arquivos, dessa forma as condições impostas no arquivo *changeDictionaryDict* se sobrepõe às condições descritas dentro da pasta 0.

A condição inicial, para qualquer variável, em todo o domínio é escrita como *internalField* seguido de uma ou mais especificações. Para o exemplo da região *topAir*, que corresponde ao ar, considerando a velocidade, que constitui um campo vetorial, a condição foi escrita como *internalField uniform (0 0 0)* que significa que no instante inicial o campo de velocidades em todo o domínio é uniforme e nulo. A instrução *boundaryField* indica que serão descritas as condições de contorno nas fronteiras da região em questão. Para as regiões de fronteira foi imposta a condição de gradiente nulo da seguinte maneira: *type zeroGradient*.

Para o caso da temperatura, a condição inicial em todo o domínio foi escrita como *internalField uniform 295.6309* e para a troca de calor conjugada com o dissipador na forma

*compressible::turbulentTemperatureCoupledBaffleMixed* com algumas especificações como nome do campo de temperatura na região e valor inicial da temperatura entre outras.

Em seguida são especificadas condições para as variáveis *epsilon* e *k* que são utilizadas somente em escoamentos turbulentos e que embora não sejam utilizadas nesse trabalho, elas precisam ser especificadas para o programa funcionar.

Foram usadas 3 tipos de condições para a pressão. Existem duas variáveis, a variável *p* e a variável *p\_rgh* que é usada para corrigir *p*. Dessa forma a condição de *p* é definida como *type calculated* em todas as regiões, enquanto que *p\_rgh* é definida como *type totalPressure*, condição de pressão máxima igual à pressão atmosférica, no topo do domínio e *fixedFluxPressure*, condição que ajusta a pressão de acordo com as condições de velocidade na região, nas demais fronteiras. Para ambas as variáveis a condição inicial no domínio foi especificada como pressão atmosférica da seguinte forma *internalField uniform 1e5*.

```
dictionaryReplacement
{
  U
  {
    internalField uniform (0 0 0);
    boundaryField
    {
      "*"
      {
        type    fixedValue;
        value   uniform (0 0 0);
      }
    }
  }
  T
  {
    internalField uniform 295.6309;
    boundaryField
    {
      "*"
      {
        type    zeroGradient;
```

```

}
lado
{
  type  fixedValue;
  value  uniform 295.6309;
}
maxZ
{
  type  fixedValue;
  value  uniform 295.6309;
}
"topAir_to_.*"
{
  type      compressible::turbulentTemperatureCoupledBaffleMixed;
  neighbourFieldName      T;
  Tnbr      T;
  kappa     fluidThermo;
  kappaName none;
  value     uniform 295.6309;
}
}
}
epsilon
{
  internalField  uniform 0.01;
  boundaryField
  {
    ".*"
    {
      type      compressible::epsilonWallFunction;
      value     uniform 0.01;
    }
  }
}
}

```

```

k
{
  internalField uniform 0.1;
  boundaryField
  {
    "*"
    {
      type      compressible::kqRWallFunction;
      value     uniform 0.1;
    }
  }
}
p_rgh
{
  internalField uniform 1e5;
  boundaryField
  {
    "*"
    {
      type      fixedFluxPressure;
      value     uniform 1e5;
    }
    maxZ
    {
      type      totalPressure;
      p0       uniform 1e5;
      U        U;
      phi      phi;
      rho      rho;
      psi      none;
      gamma    1;
      value    uniform 1e5;
    }
  }
}

```

```

}
p
{
  internalField uniform 1e5;
  boundaryField
  {
    "*"
    {
      type    calculated;
      value   uniform 1e5;
    }
  }
}
}
}

```

#### Arquivo *turbulenceProperties*:

Dentro do diretório */constant/"nome da região"* ainda foi definido o tipo de escoamento. O escoamento existente na simulação numérica foi definido como laminar no arquivo *turbulenceProperties* pela instrução *simulationType laminar*.

```
simulationType laminar;
```

#### Arquivo *decomposeParDict*:

Para realizar a simulação com maior rapidez, foi feito o uso do comando *decomposePar -allRegions* que segundo o arquivo *decomposeParDict* presente no diretório */system/"nome da região"*, divide todas as regiões entre o número de processadores desejado. Na primeira linha desse arquivo a instrução *numberOfSubdomains 4* informa o número de processadores em que as regiões serão divididas. A segunda informação, *method scotch*, é sobre o método pelo qual as regiões serão divididas. Nesse caso o método *scotch*, divide as regiões de maneira que as interfaces entre elas não fiquem divididas entre os processadores pois isso acarretaria em um maior tempo de processamento.

```
numberOfSubdomains 4;
method    scotch;
```

```

simpleCoeffs
{
  n      (2 2 1);
  delta  0.001;
}
hierarchicalCoeffs
{
  n      (2 2 1);
  delta  0.001;
  order  xyz;
}
manualCoeffs
{
  dataFile "decompositionData";
}

```

### Arquivo *fvSchemes*:

As instruções, e suas descrições, que foram utilizadas nesse arquivo e são apresentados na Tabela B.1.

Tabela B.1 – Instruções utilizadas no arquivo *fvSchemes*.

Instrução	Descrição
<i>interpolationSchemes</i>	Interpolação de valores ponto a ponto
<i>snGradSchemes</i>	Componente do gradiente normal à face da célula
<i>gradSchemes</i>	Gradiente $\nabla$
<i>divSchemes</i>	Divergente $\nabla \cdot$
<i>laplacianSchemes</i>	Laplaciano $\nabla^2$
<i>timeScheme</i>	Derivadas de primeira e segunda ordem $\partial/\partial t, \partial^2/\partial^2 t$
<i>fluxRequired</i>	Campos que requerem geração de fluxo

```

ddtSchemes
{
  default Euler;
}
gradSchemes
{

```

```
    default    Gauss linear;
}
divSchemes
{
    default    none;
    div(phi,U)    Gauss upwind;
    div(phi,K)    Gauss linear;
    div(phi,h)    Gauss upwind;
    div(phi,k)    Gauss upwind;
    div(phi,epsilon) Gauss upwind;
    div(phi,R)    Gauss upwind;
    div(R)        Gauss linear;
    div((muEff*dev2(T(grad(U)))) Gauss linear;
}
laplacianSchemes
{
    default    Gauss linear corrected;
}
interpolationSchemes
{
    default    linear;
}
snGradSchemes
{
    default    corrected;
}
fluxRequired
{
    default    no;
    p_rgh;
}
```



### Arquivo *fvSolution*:

São apresentados na Tabela B.2 os *solvers* e preconditionadores, e suas descrições, que foram utilizados neste trabalho.

Tabela B.2 – Instruções utilizadas no arquivo *fvSolution*.

Instrução do Solver	Descrição
<i>PCG/PBiCG</i>	Gradiente conjugado/biconjugado preconditionado
<i>smoothSolver</i>	Utiliza o solver de maneira suavizada
<i>GAMG</i>	Solver multigrid geométrico-algébrico generalizado
Instrução do Precondicionador	Descrição
<i>DIC</i>	Fatoração incompleta de Cholesky
<i>DILU</i>	Fatoração incompleta LU
<i>GAMG</i>	Precondicionador multigrid geométrico-algébrico

```

solvers
{
  rho
  {
    solver      PCG;
    preconditioner DIC;
    tolerance    1e-7;
    relTol      0.1;
  }
  rhoFinal
  {
    $rho;
    tolerance    1e-7;
    relTol      0;
  }
  p_rgh
  {
    solver      GAMG;
    tolerance    1e-7;
    relTol      0.01;
    smoother    GaussSeidel;
    cacheAgglomeration true;
  }
}

```

```

    nCellsInCoarsestLevel 10;
    agglomerator    faceAreaPair;
    mergeLevels    1;
}
p_rghFinal
{
    $p_rgh;
    tolerance    1e-7;
    relTol    0;
}
"(U|h|k|epsilon|R)"
{
    solver    PBiCG;
    preconditioner    DILU;
    tolerance    1e-7;
    relTol    0.1;
}
"(U|h|k|epsilon|R)Final"
{
    $U;
    tolerance    1e-7;
    relTol    0;
}
}
PIMPLE
{
    momentumPredictor    on;
    nCorrectors    2;
    nNonOrthogonalCorrectors    0;
}
relaxationFactors
{
    fields
    {

```

```

}
equations
{
    "h.*"    1;
    "U.*"    1;
}
}

```

### Arquivo *controlDict*:

Na Tabela B.3, estão listadas as instruções utilizadas nessa simulação.

Tabela B.3 – Instruções utilizadas para o controle temporal.

Instrução	Descrição
<i>startFrom</i>	Controla o instante inicial da simulação
<i>startTime</i>	Especifica o tempo em que será iniciada a simulação
<i>stopAt</i>	Controla o instante final da simulação
<i>endTime</i>	Especifica o tempo em que será finalizada a simulação
<i>deltaT</i>	Passo de tempo da simulação
<i>writeControl</i>	Controla o instante em que os dados da simulação serão gravados
<i>runTime</i>	Grava os dados a cada intervalo de tempo indicado por <i>writeInterval</i>
<i>writeInterval</i>	Determina o tempo a ser usado pelo comando <i>writeControl</i>
<i>purgeWrite</i>	Controla a quantidade de diretórios que podem ser criados para gravação de dados
<i>writeFormat</i>	Especifica o formato no qual os dados serão gravados
<i>ascii</i>	Formato no qual os dados serão gravados
<i>writePrecision</i>	Determina a quantidade de números significativos para gravação de dados
<i>writeCompression</i>	Especifica a compressão dos dados que serão gravados
<i>uncompressed</i>	Determina que os dados a serem gravados não sofrerão compressão
<i>timeFormat</i>	Determina o formato do nome dos diretórios onde serão gravados os dados
<i>general</i>	Especifica o formato científico para a nomeação dos diretórios
<i>timePrecision</i>	Determina a quantidade de números significativos para gravação de dados de tempo
<i>runTimeModifiable yes/no</i>	Determina se o OpenFOAM lê o arquivo <i>controlDict</i> no início de cada iteração
<i>functions</i>	Permite que sejam executadas outras funções de controle de dados
<i>probes</i>	Função que coleta dados a cada iteração
<i>probeLocations</i>	Determina o local onde será feita a coleta de dados
<i>fields</i>	Determina quais dados serão coletados

```

libs
(
    "libcompressibleTurbulenceModel.so"
    "libcompressibleRASModels.so"
);
application    chtMultiRegionFoam;
startFrom      startTime;

```

```
startTime    0.1;
stopAt       endTime;
endTime      9;
deltaT       0.0001;
writeControl runTime;
writeInterval 0.1;
purgeWrite   15;
writeFormat  ascii;
writePrecision 7;
writeCompression off;
timeFormat   general;
timePrecision 6;
runTimeModifiable true;
maxCo        0.5;
maxDi        0.5; // Maximum diffusion number
adjustTimeStep true;
functions
(probes
{
type probes;
functionObjectLibs ( "libsampling.so" );
region    heater;
probeLocations (( 0.15 0.15 0.0174) );
fields ( T );
}
probes
{
type probes;
functionObjectLibs ( "libsampling.so" );
region    topAir;
probeLocations (( 0.15 0.151 0.028) );
fields ( T );
}
);
```

## 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AHRENS; JAMES; GEVECI; BERK; LAW; CHARLES, 2005, “ParaView: An End-User Tool for Large Data Visualization”, Visualization Handbook, Elsevier.

AZARKISH, H.; SARVARI, S. M. H.; BEHZADMEHR, A., 2010, “Optimum Design of a Longitudinal Fin Array with Convection and Radiation Heat Transfer Using a Genetic Algorithm”, **International Journal of Thermal Sciences**, Vol. 49, pp. 2222-2229.

BASKAYA, S.; ÖZEK, M.; SIVRIOĞLU, M., 2000, “Parametric Study of Natural Convection Heat Transfer from Horizontal Rectangular Fin Arrays”, **Int. J. of Thermal Sciences**, Vol. 39, pp. 797-805.

CHAI, L.; XIA, G.; ZHOU, M.; LI, J.; QI, J., 2013, “Optimum Thermal Design of Interrupted Microchannel Heat Sink With Rectangular Ribs in the Transverse Microchambers”, **Applied Thermal Engineering**, Vol. 51, pp. 880-889.

CHEN, H.; LAI, S.; HAUNG, L., 2013, “Investigation of Heat Transfer Characteristics in Plate-Fin Heat Sink”, **Applied Thermal Engineering**, Vol. 50, pp. 352-360.

CHEN, H. T.; LIU, L.S.; LEE, S. K., 2010, “Estimation of heat-transfer characteristics from fins mounted on a horizontal plate in natural convection,” **Tech Science Press**, Vol. 65, pp. 155-178.

DIALAMEH, L.; YAGHOUBI, M.; ABOUALI, O., 2008, “Natural Convection from an Array of Horizontal Rectangular Thick Fins with Short Length”, **Applied Thermal Engineering**, Vol. 28, pp. 2371-2379.

HARAHAP, F.; RUDIANTO, E., 2005, “Measurements of Steady-State Heat Dissipation From Miniaturized Horizontally Based Straight Rectangular Fin Arrays”, **Heat and Mass Transfer**, Vol. 41, pp. 280-288.

HARAHAP, F.; LESMANA, H.; SAMBEGORO, P. L., 2010, “Concurrent Calorimetric and Interferometric Studies of Steady-State Natural Convection from Miniaturized Horizontal Single Plate-Fin Systems and Plate-Fin Arrays” **Heat and Mass Transfer**, Vol. 46, pp. 929-942.

INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P., 1998, “Fundamentos de Transferência de Calor e Massa” LTC – Livros Técnicos Científicos S.A., 4ª ed., Rio de Janeiro, Brasil, 494 p.

INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P.; BERGMAN T. L.; LAVINE A. S., 2008, “Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa” LTC – Livros Técnicos Científicos S.A., 6ª ed., Rio de Janeiro, Brasil, 730 p.

ISMAIL, M. F.; REZA, M. O.; ZOBAER, M. A.; ALI, M., 2013, “Numerical Investigation of Turbulent Heat Convection from Solid and Longitudinally Perforated Rectangular Fins”, **Procedia Engineering**, Vol. 56, pp. 497-502.

ISSA, R., 1986, “Solution of Implicitly Discretized Fluid Flow Equations by Operator-Splitting”, **Journal of Computational Physics**, Vol. 62, pp. 40-65.

JOUHARA, H.; AXCELL, B. P., 2009, “Modelling and Simulation Techniques for Forced Convection Heat Transfer in Heat Sinks with Rectangular Fins”, **Simulation Modelling Practice and Theory**, Vol. 17, pp. 871-882.

KARATHANASSIS, I. K.; PAPANICOLAOU, E.; BELESSIOTIS, V., 2013, “Multi-Objective Design Optimization of a Micro Heat Sink for Concentrating Photovoltaic/Thermal

(CPVT) Systems Using a Genetic Algorithm”, **Applied Thermal Engineering**, Vol. 59, pp. 733-744.

KUNKELMANN, C.; STEPHAN, P., 2010, “Numerical Simulation of the Transient Heat Transfer During Nucleate Boiling of Refrigerant HFE-7100”, **International Journal of Refrigeration**, Vol. 33, pp. 122-228.

LEDEZMA, G.; BEJAN, A., 1996, “Heat Sinks with Sloped Plate Fins in Natural and Forced Convection”, **Int. J. of Heat and Mass Transfer**, Vol. 39, pp. 1773-1783.

LIMA E SILVA, S. M. M.; BORGES, V. L.; VILARINHO, L. O.; SCOTTI, A.; GUIMARÃES, G.; 2002, “Desenvolvimento de uma Técnica Experimental para a Determinação do Fluxo de Calor em um Processo de Soldagem TIG”, **9th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering - ENCIT 2002**, CDROM, Caxambu, Minas Gerais, Brasil.

LIU, C. H.; CHUNG, T. N. H., 2012, “Forced Convective Heat Transfer Over Ribs at Various Separation”, **Int. J. of Heat and Mass Transfer**, Vol. 55, pp. 5111-5119.

LUITEN, G. A., 2014, “Heat Spreading in a Thin Longitudinal Fin”, **Microelectronics Journal**, Vol. 45, pp. 539-546.

MAGNUSSON, J., 2010, “ConjugateHeatFoam with Explanational Tutorial Together with a Buoyancy Driven Flow Tutorial and a Convective Conductive Tutorial”, Magnusson's Technology Center, Chalmers University of Technology, Gothenburg, Suécia, 42p.

MANUAL DO OPENFOAM 2.4.0, Disponível em: <http://cfd.direct/openfoam/user-guide/>, Data de acesso: 24/10/15.

MOBEDI, M.; YÜNCÜ, H., 2003, “A Three Dimensional Numerical Study on Natural Convection Heat Transfer From Short Horizontal Rectangular Fin Array”, **Journal of Heat and Mass Transfer**, Vol. 39, pp. 267-275.

NAIA, F. R.; LIMA E SILVA, A. L. F.; LIMA E SILVA, S. M. M., 2008, “Análise da Transferência de Calor por Convecção Natural em Aletas Planas Retangulares”, **V CONEM (Congresso Nacional de Engenharia Mecânica)**, Salvador, Bahia, Brasil.

PATANKAR, S. V.; SPALDIN, D. B., 1972, “A Calculation Procedure for Heat, Mass, and Momentum Transfer in Three Dimensional Parabolic Flows”, **Int. J. of Heat and Mass Transfer**, Vol. 15, pp. 1787-1806.

QU, W.; MUDAWAR, I., 2002, “Analysis of Three-Dimensional Heat Transfer in Micro-Channel Heat Sinks”, **Int. J. of Heat and Mass Transfer**, Vol. 45, pp. 3973-3985.

RAO, V. D.; NAIDU, S. V.; RAO, B. G.; SHARMA, K. V., 2006, “Heat Transfer from a Horizontal Fin Array by Natural Convection and Radiation—A Conjugate Analysis”, **Int. J. of Heat and Mass Transfer**, Vol. 49, pp. 3379-3391.

SHAO, B.; WANG, L.; CHENG, H.; LI, J., 2012, “Optimization and Numerical Simulation of Multi-layer Microchannel Heat Sink”, **Procedia Engineering**, Vol. 31, pp. 928 – 933.

SHEN, Q.; SUN, D.; XU, Y.; JIN, T.; ZHAO, X., 2014, “Orientation Effects on Natural Convection Heat Dissipation of Rectangular Fin Heat Sinks Mounted on LEDs”, **Int. J. of Heat and Mass Transfer**, Vol. 75, pp. 462-469.

SILVA, V. A., 2015, “Análise Experimental da Influência dos Parâmetros Geométricos de Dissipadores na Convecção Natural”, Itajubá, 95p. **Dissertação** (Mestrado em Conversão de Energia) – Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

SILVA, V. A.; GOMES, L. A. C. N.; RIBEIRO, C. A. C.; LIMA E SILVA, A. L. F.; LIMA E SILVA, S. M. M., 2012, "Analysis of Steady-State Heat Dissipation in Short Horizontal Rectangular Fin Array", **14th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering - ENCIT 2012, Rio de Janeiro**, Rio de Janeiro, Brasil.

TARI, I.; MEHRTASH, M., 2012, "Natural Convection Heat Transfer from Inclined Plate-Fin Heat Sinks", **Int. J. of Heat and Mass Transfer**, Vol. 56, pp. 574-593.

YALCIN, H. G.; BASKAYA, S.; SIVRIOGLU, M., 2008, "Numerical Analysis of Natural Convection Heat Transfer from Rectangular Shrouded Fin Arrays on a Horizontal Surface", **International Communications in Heat and Mass Transfer**, Vol. 35, pp. 299-311.