

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE ENGENHARIA QUÍMICA
BACHARELADO EM ENGENHARIA QUÍMICA**

MARCOS EDUARDO HOFFMANN VALÉRIO

**SIMULAÇÃO CFD DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO PARA
MÁQUINAS COMPUTACIONAIS PORTÁTEIS**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

**PONTA GROSSA
2021**

MARCOS EDUARDO HOFFMANN VALÉRIO

**SIMULAÇÃO CFD DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO PARA
MÁQUINAS COMPUTACIONAIS PORTÁTEIS**

CFD simulation of a cooling system for portable computing machines

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Química, do Departamento de Engenharia Química, da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. Everton Moraes Matos

PONTA GROSSA

2021



[4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/)

Esta licença permite remixe, adaptação e criação a partir do trabalho, para fins não comerciais, desde que sejam atribuídos créditos ao(s) autor(es) e que licenciem as novas criações sob termos idênticos. Conteúdos elaborados por terceiros, citados e referenciados nesta obra não são cobertos pela licença.



TERMO DE APROVAÇÃO

**SIMULAÇÃO CFD DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO PARA MÁQUINAS
COMPUTACIONAIS PORTÁTEIS**

por

Marcos Eduardo Hoffmann Valério

Monografia apresentada no dia 27 de julho de 2021 ao Curso de Engenharia Química da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Câmpus Ponta Grossa. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

Profa. Dra. Juliana Martins Teixeira De Abreu Pietrobelli
(UTFPR)

Profa. Dra. Simone Delezuk Inglez
(UTFPR)

Prof. Dr. Everton Moraes Matos
(UTFPR)
Orientador

Profa. Dra. Juliana de Paula Martins
Responsável pelo TCC do Curso de Engenharia Química

(O Termo de Aprovação assinado encontra-se na Coordenação do Curso)

RESUMO

HOFFMANN VALÉRIO, Marcos Eduardo. **Simulação CFD de um sistema de refrigeração para máquinas computacionais portáteis. 2021. 68 p.** Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Química) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2021.

Nesse projeto foi desenvolvido um sistema de refrigeração para computadores portáteis, como notebooks, computadores de bolso e afins, através da técnica conhecida como *Computational Fluid Dynamics* (CFD). Esse tipo de simulação permite prever o comportamento de fluidos sem a necessidade da criação de um sistema real. O objetivo é desenvolver um sistema que consiga manter o processador computacional da *Central Processing Unit* (CPU) de um equipamento *open-hardware* em temperaturas aceitáveis de funcionamento para que não ocorra perda de performance do *chip* ou dano físico ao mesmo. A simulação foi desenvolvida em *softwares* gratuitos: a parte do desenho 3D, realizada no programa *SALOMÉ* e a simulação, bem como visualização dos resultados, realizada através do conjunto de programas *ANSYS*. As análises em estado estacionário e transiente obtiveram resultados que possibilitaram a visualização das variáveis de simulação, bem como observar o comportamento térmico do processador, fração molar dos fluidos envolvidos, e eficiência dos dissipadores de calor desenvolvidos. Além disso, foi concluído que o dissipador composto puramente de metal seria o mais indicado para o sistema simulado.

Palavras-chave: CFD. Resfriamento. Simulação.

ABSTRACT

HOFFMANN VALÉRIO, Marcos Eduardo. **CFD simulation of a cooling system for portable computing machines. 2021. 68 p.** Work of Conclusion Course (Graduation in Chemical Engineering) – Federal Technology University - Paraná. Ponta Grossa, 2021.

In this project, a refrigeration system for portable computers, such as notebooks, pocket computers and the like, was developed through the technique known as Computational Fluid Dynamics (CFD). This type of simulation allows predict the behavior of fluids without the need to create a real system. The goal is to develop a system that can keep the computational processor of the Central Processing Unit (CPU) of an open-hardware device at acceptable operating temperatures so that there is no loss of chip performance or physical damage to it. The simulation was developed using free software: the 3D drawing part, carried out in the SALOMÉ program, and the simulation, as well as the visualization of the results, carried out through the set of ANSYS programs. Steady-state and transient analyzes obtained results that enabled the visualization of the simulation variables, as well as the observation of the processor's thermal behavior, molar fraction of the fluids involved, and the efficiency of the heat sinks developed. Furthermore, it was concluded that a purely metal composite heatsink would be the most suitable for the simulated system.

Keywords: CFD. Cooling. Simulation

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – <i>Layout</i> interno do notebook <i>Dell G5</i>	15
Figura 2 – Funcionamento de um Tubo de Calor	18
Figura 3 – Funcionamento de uma <i>Vapor Chamber</i>	19
Figura 4 – Estruturas <i>Wick</i>	20
Figura 5 – Placa Computacional <i>Raspberry PI 4</i>	31
Figura 6 – Multímetro <i>USB</i>	35
Figura 7 – Resultado do <i>Stresstest 1</i> a 15°C	40
Figura 8 – Resultado do <i>Stresstest 2</i> a 15°C	41
Figura 9 – Resultado do <i>Stresstest 3</i> a 15°C	42
Figura 10 – Resultado do <i>Stresstest 1</i> a 23°C	43
Figura 11 – Resultado do <i>Stresstest 2</i> a 23°C	44
Figura 12 – Resultado do <i>Stresstest 3</i> a 23°C	45
Figura 13 – Sistema para medição de potência	46
Figura 14 – Vista superior da geometria <i>Raspberry PI 4</i> no <i>ANSYS</i>	47
Figura 15 – Simulação do sistema pré-teste a 15°C	48
Figura 16 – Simulação do sistema durante o teste a 15°C	49
Figura 17 – Simulação do sistema pré-teste a 23°C	50
Figura 18 – Simulação do sistema durante o teste a 23°C	51
Figura 19 – Geometria isométrica do <i>Cooler</i> de metal	53
Figura 20 – Simulação do sistema com <i>Cooler</i> de metal	54
Figura 21 – Geometria isométrica do <i>Cooler</i> com <i>HeatPipe</i>	55
Figura 22 – Gráfico da simulação transiente de evolução da temperatura para geometria 2	56
Figura 23 – Perfil térmico da geometria 2 na simulação para tempo 10 seg.	57
Figura 24 – Gráfico da simulação transiente de evolução da temperatura (34,5°C) para geometria 2	58
Figura 25 – Fração volumétrica de vapor para a simulação (34,5°C) da geometria 2 no tempo 5s	59
Figura 26 – Geometria isométrica do <i>Cooler</i> com <i>HeatPipe</i>	60

Figura 27 – Gráfico da simulação transiente de evolução da temperatura para geometria 3	61
Figura 28 – Perfil térmico da geometria 3 na simulação para tempo 10 segundos	62
Figura 29 – Fração volumétrica de vapor para a simulação (34,5°C) da geometria 3 no tempo 5s	63
Figura 30 – Fração volumétrica de vapor para a simulação (34,5°C) da geometria 3 no tempo 5s	64

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Resumo da simulação	38
Quadro 2 – Critérios para a geometria do sistema de resfriamento	52

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Limitações das Estruturas <i>Wick</i>	21
Tabela 2 – Tipos de fluidos internos	22
Tabela 3 – Valores médios do Coeficiente de troca de calor por convecção “ <i>h</i> ”	23
Tabela 4 – Resultados da medição de potência	46
Tabela 5 – Resultados comparativo das geometrias simuladas a 23°C	65
Tabela 6 – Resultados comparativo das geometrias simuladas a 34,5°C	66

LISTA DE EQUAÇÕES

Equação 1 - Condutividade térmica efetiva	19
Equação 2 - Coeficiente de troca de calor por convecção	23
Equação 3 - Equação da continuidade para o modelo <i>VOF</i>	25
Equação 4 – Equação do coeficiente de troca de calor por convecção	25
Equação 5 - Equação da fração volumétrica	25
Equação 6 - Equação da Formulação Implícita	26
Equação 7 - Equação da Formulação Explícita	26
Equação 8 - Equação do Momento	26
Equação 9 - Equação da Energia	27
Equação 10 - Modelo <i>VOF</i> para Equação da Energia	27
Equação 11 – Modelo <i>VOF</i> para o termo da Equação da Energia	27
Equação 12 - Equação da Tensão Superficial	27
Equação 13 - Equação do modelo de adesão a parede	28
Equação 14 - Equação do modelo de meio poroso	29
Equação 15 - Equação do modelo <i>Power Law</i>	29
Equação 16 - Equação do modelo <i>Power Law</i> desenvolvida	30
Equação 17 - Equação do Modelo Lee	30
Equação 18 - Equação da transferência de massa para Temperatura de saturação menor	31
Equação 19 - Equação da transferência de massa para Temperatura de saturação maior	31
Equação 20 - Fórmula de <i>Hertz Knudsen</i>	31
Equação 21 - Equação de <i>Clapeyron-Clausius</i>	31
Equação 22 - Equacionamento do fator <i>coef f</i>	32
Equação 23 - Coeficiente de transferência de calor em função da velocidade	32
Equação 24 – Equação da potência elétrica	36

LISTA DE ABREVIATURAS

T_{sat}	Temperatura de saturação
Fev.	Fevereiro
Mai.	Maio
Out.	Outubro
Nov.	Novembro
q^{th}	Espécie do fluido
α_q	Fração volumétrica
m_{qp}	Transferência de massa entre as fases
n	Indicador de tempo
U_f	Vazão volumétrica da fase
V	Volume da célula
ρ	Densidade do fluido
E	Energia
T	Temperatura
v	Velocidade
p	Pressão
$coef f$	Coeficiente de relaxation time

LISTA DE ACRÔNIMOS

CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
CPU	<i>Central Processing Unit</i>
GPU	<i>Graphics Processing Unit</i>
VOF	<i>Volume of Fluid</i>
CSF	<i>Continuum Surface Force</i>
ANSYS	<i>Analysis Systems</i>
PCB	<i>Printed Circuit Board</i>
PC	<i>Pocket Computer</i>
OS	<i>Operating System</i>

SUMÁRIO

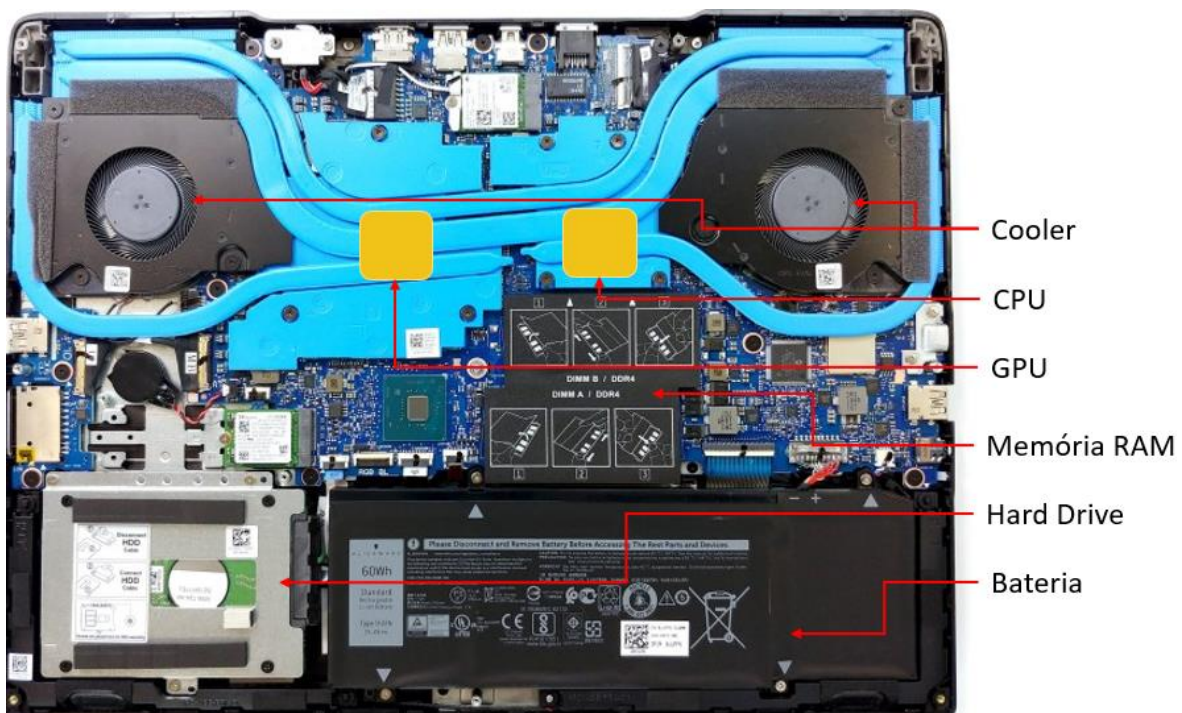
1. INTRODUÇÃO	15
1.1 OBJETIVOS	16
1.1.1 Objetivo Geral.....	16
2.2 Objetivos Específicos	16
1.2 JUSTIFICATIVA.....	17
2. REFERENCIAL TEÓRICO	18
2.1 TUBOS DE CALOR	18
2.2 CÂMARA DE VAPOR.....	19
2.3 ESTRUTURAS <i>WICK</i>	20
2.4 TIPOS DE FLUIDOS	21
2.5 TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO	22
2.6 MODELOS UTILIZADOS NA SIMULAÇÃO	24
2.6.1 Modelo Teórico VOF (<i>Volume of fluid</i>).....	24
2.6.2 Criação de Superfície Porosa	28
2.6.3 Condições de meios porosos.....	28
2.6.4 Efeitos de Transferência de Massa	29
2.6.5 Modelo Lee.....	30
2.6.6 Equacionamento de transferência de calor convectivo.....	32
3. METODOLOGIA	33
3.1 SISTEMA <i>RASPBERRY PI 4</i>	33
3.1.1 Teste de Estresse na <i>Raspberry PI 4</i>	34
3.1.2 Medição de potência.....	35
3.2 SISTEMA DE SIMULAÇÃO	36
3.2.1 <i>Geometry</i>	36
3.2.2 <i>Mesh</i>	36

3.2.3 Simulação	37
3.2.4 Visualização dos Resultados	38
4. RESULTADOS E DISCUSSÃO	39
4.1 SISTEMA <i>RASPBERRY PI 4</i>	39
4.1.1 Testes de estresse a 15°C.....	39
4.1.2 Testes de estresse a 23°C.....	42
4.1.3 Medições de Potência	45
4.2 SIMULAÇÃO DO SISTEMA.....	47
4.2.1 Simulação da <i>Raspberry PI 4</i>	47
4.2.2 Simulação do sistema de resfriamento	51
4.2.3 Comparação das geometrias de simulação.....	65
5. CONCLUSÃO.....	67
6. REFERENCIAL BIBLIOGRÁFICO.....	68

1. INTRODUÇÃO

Dentro de qualquer computador portátil temos, em seu núcleo, a placa mãe que faz a ligação entre todos os componentes presentes nessa máquina como mostrado na Figura 1. Dentre as várias peças podemos destacar a *Central Processing Unit* (CPU) e a *Graphics Processing Unit* (GPU) (Khan Academy, 2019). Esses componentes são responsáveis por qualquer processo que a máquina deve resolver e elas devem atender a alguns requisitos para funcionar corretamente: existem os requisitos mecânicos, elétricos e térmicos.

Figura 1 – Layout interno do notebook Dell G5



Fonte: (LAPTOPMEDIA 2019).

Requisitos mecânicos estão relacionados em disponibilizar o espaço adequado para as partes mostradas na Figura 1, requisitos elétricos estão ligados a quantidade de energia que cada componente consome para funcionar corretamente e, por fim, requisitos térmicos estão atrelados a confiabilidade de que

a peça funcionará na performance máxima. É necessário atender todos esses pontos para montar uma máquina computacional com desempenho adequado.

O monitoramento das temperaturas dos chips descritos acima é de extrema importância para garantir a integridade dos componentes. Esse calor é gerado a partir da energia aplicada nas partes para alcançar sua função. A confiabilidade desses componentes está diretamente relacionada em como eles mantêm sua performance com a variação de temperatura (BUILDCOMPUTERS, 2016).

As tecnologias de refrigeração desses componentes utilizam geralmente ar para reduzir as temperaturas, sendo que os parâmetros de construção desses sistemas são design, tamanho, peso, temperaturas de operação e custo, entre outros. Falhar em algum quesito aumentará o risco de defeito nas peças internas dessas máquinas. Quando isso acontece ocorre a perda do funcionamento normal e, com isso, a consequente perda dos *chips*. Esse problema deve ser corrigido através de uma simulação do sistema para prever se as unidades de processamento possuem a capacidade de funcionar corretamente, atendendo os requisitos descritos.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

Simular um sistema de refrigeração para *chips* de processamento, no conjunto de programa ANSYS, para melhor dissipar o calor de uma superfície aquecida, comparando um sistema tradicional de resfriamento com um novo modelo.

2.2 Objetivos Específicos

- Analisar um equipamento real para coleta de dados simuláveis;
- Aplicar a simulação partindo de dados coletados;

1.2 JUSTIFICATIVA

A existência de alguns designs de resfriamento ineficientes para processadores computacionais é o principal motivo dessa pesquisa. Quando as máquinas computacionais ultrapassam as temperaturas limites consideradas normais para o funcionamento, os componentes da *CPU* ou *GPU* possuem programação interna que diminui a potência dos chips e, dessa forma, o equipamento não funcionará em regime de melhor desempenho que poderia apresentar.

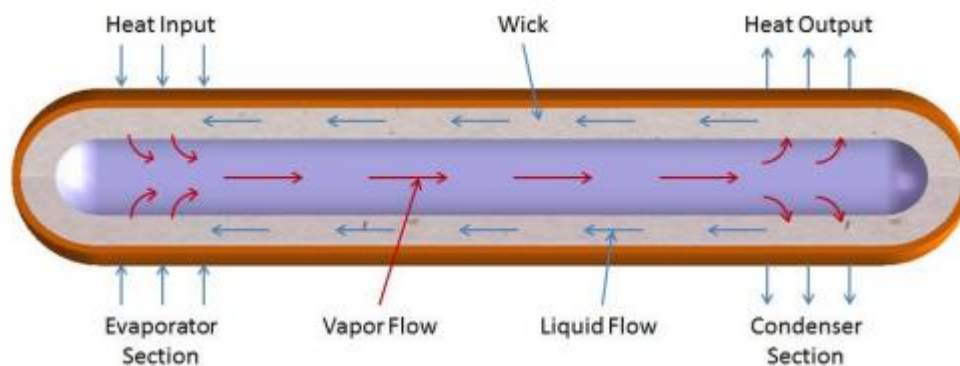
2. REFERENCIAL TEÓRICO

Para discutir o desenvolvimento de um sistema de refrigeração para processadores computacionais, existe a necessidade de descrever os equipamentos já desenvolvidos e como funcionam. Além disso, como a simulação é *CFD*, a análise dos fluidos envolvidos facilitará a compreensão da dinâmica dos sistemas.

2.1 TUBOS DE CALOR

Para atender aos requisitos de temperatura, os processadores contam com sistemas de refrigeração. Um equipamento muito comum para essa finalidade são os tubos de calor (*Heat pipes*) que funcionam como canais que transferem calor de uma ponta para outra de maneira rápida e eficiente. Seu princípio de funcionamento consiste em dividir a peça em 3 regiões: um evaporador, uma região adiabática e um condensador (PRASHER, 2003), como mostrado na Figura 2. A partir disso, o tubo trabalha com o fenômeno de mudança de fase em baixa pressão de um fluido interno à peça.

Figura 2 – Funcionamento de um Tubo de Calor



Fonte: (MODAK 2016).

Dessa maneira, energia entra no sistema na parte do evaporador e transforma o fluido interno (água) em vapor; esse vapor se desloca dentro do tubo

através de um gradiente de pressão até a região do condensador onde troca calor com uma superfície fria e o fluido condensa; o fluido condensado, por sua vez, se movimenta na parede porosa do tubo por forças capilares até chegar ao evaporador novamente. Esse ciclo se mantém enquanto houver uma diferença de temperatura entre as regiões.

Justamente pela mudança de fase do fluido dentro de um tubo metálico, sua condutividade térmica é mais alta do que somente um tubo metálico maciço. Essa grandeza pode variar já que depende de outras especificações do tubo de calor (CELSIA, 2004). Comercialmente a condutividade térmica efetiva de um tubo de calor é calculada através da seguinte equação (CELSIA, 2004):

$$k_{eff} = \frac{Q L_{eff}}{A \Delta T} \quad (1)$$

Onde:

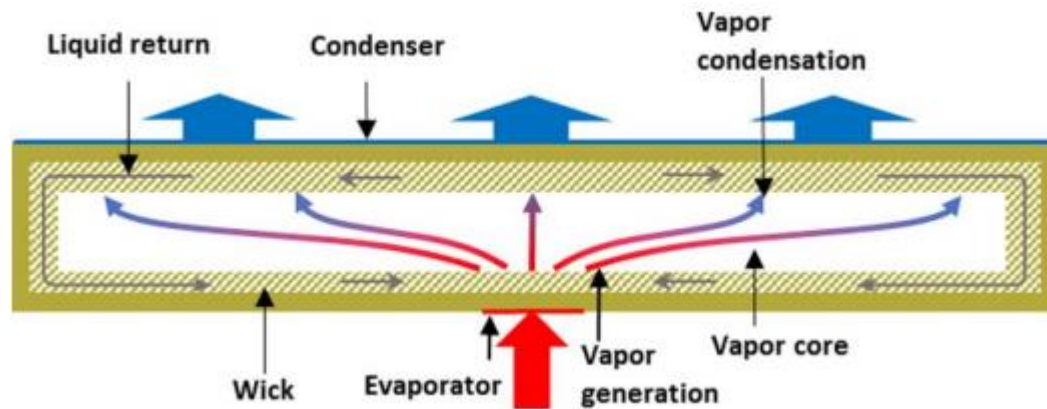
k_{eff}	Condutividade térmica efetiva (W/m.K)
Q	Potência transportada (W)
L_{eff}	Comprimento efetivo (m)
A	Área da região adiabática (m ²)
ΔT	Diferença de temperatura entre o evaporador e condensador (°C)

2.2 CÂMARA DE VAPOR

Da mesma forma que os tubos de calor, as câmaras de vapor trabalham com um fluido em baixa pressão que evapora e condensa. A diferença está em onde estão as superfícies quentes e frias. No caso das *Vapor Chambers* a superfície quente está diretamente acima do componente computacional quente e a parte fria está afastada, no sentido oposto, para realizar a condensação e enviar o fluido para a região quente por ação gravitacional como mostrado na Figura 3. Por ser um equipamento com área superficial relativamente grande e, trabalhando com pressões menores do que a atmosfera, existe a necessidade de pilares de sustentação para a câmara de vapor não entrar em colapso (PRASHER, 2003). Por

ser uma tecnologia mais recente é, também, mais cara, sendo encontrada somente em máquinas de maior valor.

Figura 3 – Funcionamento de uma *Vapor Chamber*



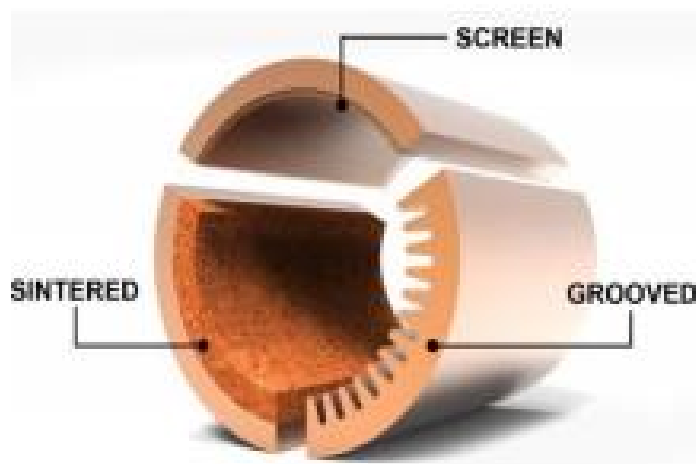
Fonte: MODAK (2016).

2.3 ESTRUTURAS WICK

Dentro desses equipamentos de refrigeração exemplificados acima (itens 2.1 e 2.2), existem estruturas internas específicas. Dependendo da geometria das mesmas, o *Heatpipe* ou *Vapor Chamber* vai ser mais eficiente no transporte do fluido refrigerado. Para determinar o melhor tipo de estrutura *wick* é necessário analisar alguns parâmetros, tais como: a melhor ação capilar, a mais baixa resistência ao escoamento de fluido e a mais alta permeabilidade.

Existem 3 tipos principais de estruturas *wick* mostradas na Figura 4: as *Sintered*, as *Screen* e as *Grooved*. A estrutura *Sintered* consiste em uma camada porosa aderida à superfície interna do equipamento; a estrutura *Screen* possui uma camada metálica em contato com a parede interna do tubo e sua eficiência é definida pela porosidade dessa camada metálica; já a estrutura *Grooved* consiste em adicionar chicanas à parede interna do tubo, garantindo canais pelos quais o fluido pode se deslocar com maior controle.

Figura 4 – Estruturas Wick



Fonte: MEYER (2017).

Cada tipo de estrutura possui uma aplicação correta que está condicionada as seguintes condições apresentadas na Tabela 1:

Tabela 1 – Limitações das Estruturas Wick

Estrutura	Potência recebida por unidade de área (W/cm²)	Resistência (°C/W/cm²)	Orientação
<i>Sintered Powder</i>	< 500	0,15 – 0,03	+90° até -90°
<i>Screen</i>	< 30	0,25 – 0,15	+90° até -5°
<i>Grooved</i>	< 20	0,35 – 0,22	+90° até 0°

Fonte: MEYER (2017).

2.4 TIPOS DE FLUIDOS

Como tanto os tubos de calor quanto as câmaras de vapor trabalham com mudança de fase, existe, portanto, a necessidade de analisar qual fluido será colocado no interior. Fatores como temperatura de funcionamento do tubo, pressão de vapor do fluido e o calor latente são parâmetros que influenciam na decisão e

estão listados na tabela 2 (MODAK, 2016). Além disso, é necessário analisar a tensão superficial dos fluidos para que a mudança de fase e mistura dos fluidos não seja um fator limitante. O range de temperatura varia com a potência dos chips computacionais, mas de forma geral, os processadores podem trabalhar com seu fluido interno a temperaturas ambientes podendo até chegar a 99°C nas piores condições de operação.

Tabela 2 – Tipos de fluidos internos

Fluido interno	Temperatura de ebulição (°C) à pressão atmosférica (101 kPa)	Pressão de Vapor (kPa) na T_{sat} 45 °C	Calor Latente de Vaporização (KJ/Kg)
Água	100	9,59	2264,76
Metanol	64,7	44,47	1104
Acetona	56	67,91	518
Amônia	-33,34	1578,9	1369

Fonte: MODAK (2016).

2.5 TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO

Convecção é o nome do fenômeno de transferência de energia entre superfícies e fluidos em movimento. Ela pode acontecer de forma natural ou forçada (ÇENGEL, 2013).

A convecção natural, como o próprio nome aponta, ocorre naturalmente nos fluidos que possuam gradientes de temperatura. Um fluido como o ar, quando aquecido, terá sua densidade diminuída e por consequência tenderá a subir através do empuxo. O inverso também acontece: o ar, quando resfriado, terá sua densidade aumentada e por consequência tenderá a descer (NETO, 2010).

Já convecção forçada realiza a movimentação do fluido com a assistência de um equipamento externo como um ventilador. Sendo assim, essa modalidade garante maiores coeficientes de troca de calor convectivos.

Tabela 3 – Valores médios do Coeficiente de troca de calor por convecção “h”

Processo		h (W/m ² .K)
Convecção Natural	Ar	5 – 30
	Gases	4 – 25
	Líquidos	120 – 1.200
	Água, líquida	20 – 100
	Água em ebulição	120 – 24.000
Convecção Forçada	Ar	30 – 300
	Gases	12 – 120
	Líquidos	60 – 25.000
	Água, líquida	50 – 10.000
	Água em ebulição	3.000 – 100.000
	Água em condensação	5.000 – 100.000

Fonte: NETO (2010).

Conforme apontado acima na tabela 3, o valor do coeficiente de troca de calor por convecção é uma grandeza calculada que varia de acordo com as condições de temperatura de corrente livre, temperatura da superfície, fluxo de calor e área de troca térmica:

$$h = \frac{Q}{A (T_p - T_\infty)} \quad (2)$$

Em que:

<i>h</i>	<i>Coeficiente de troca de calor convectivo (W/m².K)</i>
<i>Q</i>	<i>Potência transportada (W)</i>
<i>A</i>	<i>Área da região adiabática (m²)</i>
<i>T_p</i>	<i>Temperatura da superfície (K)</i>
<i>T_∞</i>	<i>Temperatura da corrente livre (K)</i>

2.6 MODELOS UTILIZADOS NA SIMULAÇÃO

Com os equipamentos de resfriamento mais utilizados descritos, o mesmo deve ser feito para os modelos computacionais envolvidos na simulação. Isso envolve quais equacionamentos serão resolvidos e aplicados pelos *softwares*, dessa forma, todas as equações apresentadas foram retiradas do *ANSYS Fluent Database* de 2019.

2.6.1 Modelo Teórico VOF (*Volume of fluid*)

É um modelo que pode contemplar 2 ou mais fluidos resolvendo equações de momento e rastreando a fração volumétrica de cada fluido dentro do domínio de simulação. Uma das grandes limitações desse modelo é que só é possível modelar um fluido como compressível, além de necessitar informar qual fluido e fase estão presentes nos volumes de controle.

Dessa maneira, as variáveis e propriedades de qualquer célula são representadas por uma fase ou uma mistura de fases dependendo dos valores de fração volumétrica. Ou seja, se a fração volumétrica do fluido q^{th} é dada por α_q , então existem as seguintes possíveis condições:

$$\begin{array}{ll} \alpha_q = 0 & \text{então a célula esta vazia (do fluido } q^{th}\text{)} \\ \alpha_q = 1 & \text{então a célula esta preenchida (do fluido } q^{th}\text{)} \\ 0 < \alpha_q < 1 & \text{então existem mais de um fluido na célula} \end{array}$$

Baseado no valor local de α_q , é possível retirar os valores das variáveis e propriedades para cada volume de controle dentro do domínio.

O rastreamento de cada interface entre as fases é calculado através da solução da equação da continuidade para fração volumétrica de uma ou mais fases. Para uma fase q^{th} , a equação (3) é dada como:

$$\frac{1}{\rho_q} \left[\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_q \rho_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{v}_q) \right] = S_{\alpha_q} + \sum_{p=1}^n (\dot{m}_{pq} - \dot{m}_{qp}) \quad (3)$$

Em que: m_{qp} é a transferência de massa da fase 'q' para fase 'p' e m_{pq} é a transferência de massa da fase 'p' para a fase 'q'. O termo S_{α_q} por padrão é igual a zero, mas pode ser especificado.

A equação (4) da fração volumétrica não será resolvida para a fase primária, portanto o seu valor será dado seguindo a seguinte condição:

$$\sum_{q=1}^n \alpha_q = 1 \quad (4)$$

E a equação (5) da fração volumétrica pode ser resolvida através da formulação implícita ou explícita:

$$\frac{\alpha_q^{n+1} \rho_q^{n+1} - \alpha_q^n \rho_q^n}{\Delta t} V + \sum_f (\rho_q^{n+1} U_f^{n+1} \alpha_{q,f}^{n+1}) = \left[S_{\alpha_q} + \sum_{p=1}^n (\dot{m}_{pq} - \dot{m}_{qp}) \right] V \quad (5)$$

Onde:

$n + 1$	<i>index do atual time step</i>
n	<i>index do time step anterior</i>
α_q^{n+1}	<i>valor da fração volumetrica na célula no time step atual</i>
α_q^n	<i>valor da fração volumetrica na célula no time step anterior</i>
$\alpha_{q,f}^{n+1}$	<i>valor da fase do q^{th} da fração volumetrica na célula no time step atual</i>
U_f^{n+1}	<i>vazão volumetrica da fase no time step atual</i>
V	<i>volume da célula</i>

A formulação implícita (6) pode ser utilizada para simulações em estado estacionário ou que dependem do tempo.

$$\frac{\alpha_q^{n+1}\rho_q^{n+1}-\alpha_q^n\rho_q^n}{\Delta t}V+\sum_f(\rho_qU_f^n\alpha_{q,f}^n)=\left[\sum_{p=1}^n(\dot{m}_{pq}-\dot{m}_{qp})+S_{\alpha_q}\right]V \quad (6)$$

Onde:

$n + 1$	<i>index do atual time step</i>
n	<i>index do time step anterior</i>
$\alpha_{q,f}$	<i>valor da fase do q^{th} da fração volumetrica</i>
V	<i>volume da célula</i>
U_f	<i>vazão volumetrica através da face, beseado na velocidade normal</i>

A formulação explicita (6) somente pode ser utilizada com simulações que dependem do tempo.

Com isso, o sistema entende como resolver a equação do momento (7), mostrada abaixo, que depende da fração volumétrica de todas as fases bem como as propriedades especificas dos fluidos.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\vec{v})+\nabla\cdot(\rho\vec{v}\vec{v})=-\nabla p+\nabla\cdot[\mu(\nabla\vec{v}+\nabla\vec{v}^T)]+\rho\vec{g}+\vec{F} \quad (7)$$

E para resolver problemas com troca térmica, o modelo VOF utiliza da seguinte equação da energia (8) que é compartilhada entre as fases.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E)+\nabla\cdot(\vec{v}(\rho E+p))=\nabla\cdot\left(k_{eff}\nabla T-\sum_q\sum_j h_{jq}\vec{J}_{j,q}+(\bar{\tau}_{eff}\cdot\vec{v})\right)+S_h \quad (8)$$

Onde k é a condutividade efetiva, J é o fluxo difusivo entre as espécies e h é a entalpia das espécies na fase em que se encontram.

O modelo *VOF* resolve a equação da energia (9) como se fosse uma variável de massa aproximada:

$$E = \frac{\sum_{q=1}^n \alpha_q \rho_q E_q}{\sum_{q=1}^n \alpha_q \rho_q} \quad (9)$$

$$E_q = h_q - \frac{p}{\rho_q} + \frac{v^2}{2} \quad (10)$$

Ainda é possível adicionar modelos de tensão superficial e adesão ao sistema que permitem interações entre interfaces das fases. Essas novas variáveis são importantes quando existem análises onde a gravidade é zero ou próxima de zero, mas são úteis em problemas que possuem zonas porosas.

A tensão superficial é um resultado das forças atrativas entre as moléculas de um fluido. Seu cálculo (11) é dado pelo modelo *Continuum Surface Force (CSF)* que envolve uma equação com queda de pressão, coeficiente da tensão superficial e a curvatura superficial das interfaces:

$$p_2 - p_1 = \sigma \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (11)$$

Em que p são as pressões e R são as curvaturas.

A adesão à parede acontece quando a interface do fluido entra em contato com a parede da peça de simulação. Nesse caso, a equação (12) desenvolvida envolve \hat{n}_w e \hat{t}_w que são vetores normais e tangenciais respectivamente, bem como um coeficiente representando o ângulo com a parede.

$$\hat{n} = \hat{n}_w \cos \theta_w + \hat{t}_w \sin \theta_w \quad (12)$$

Quando existe o fenômeno de adesão de salto, o equacionamento é o mesmo da adesão à parede. É geralmente aplicado quando existem regiões de *Porous Jump*, em que o fluido interage com pequenas partes sólidas para se deslocar com maior facilidade.

2.6.2 Criação de Superfície Porosa

O programa *ANSYS Fluent*, *software* utilizado na simulação, permite a criação de zonas porosas que são muito úteis quando a geometria possuir características de um meio poroso, mas que seja muito difícil de desenhar de maneira fiel. Para criar uma região porosa, basta mudar a condição de parede para uma parede com região de poro.

2.6.3 Condições de meios porosos

Quando esse modelo é ativado dentro do *software* de simulação, é aplicada uma queda de pressão na localização da célula porosa para poder calcular as equações de momento baseado nas entradas da região. Tanto para uma ou mais fases de escoamento, o modelo usado para calcular a equação do momento é a formulação da velocidade superficial do poro. Os meios porosos são modelados em uma equação (13) com dois termos: o primeiro se refere à variação de viscosidade e o segundo à queda de pressão interna.

$$S_i = - \left(\sum_{j=1}^3 D_{ij} \mu v_j + \sum_{j=1}^3 C_{ij} \frac{1}{2} \rho |v| v_j \right) \quad (13)$$

Onde S_i é o termo da equação do momento, v é a magnitude da velocidade e C e D são matrizes prescritas.

Quando essa equação é transformada, tem-se a formulação do modelo *Power Law* em que o *Fluid* utiliza (13) para definir os parâmetros e resolver o modelo.

$$S_i = - \left(\frac{\mu}{\alpha} v_i + C_2 \frac{1}{2} \rho |v| v_i \right) \quad (14)$$

$$S_i = -C_0 |v|^{C_1} = -C_0 |v|^{(C_1-1)} v_i \quad (15)$$

Onde C_0 e C_1 são parâmetros fornecidos pelo usuário.

2.6.4 Efeitos de Transferência de Massa

Efeitos de transferência de massa acontecem quando existe um escoamento com mais de uma fase, como é o caso de modelos *VOF* ou Euleriano e pode ser dado em 3 modos: (i) taxa constante de transferência de massa unidirecional; (ii) transferência de massa *UDF-prescribed*; e (iii) transferência de massa através de cavitação, evaporação-condensação, ebulição e outros mecanismos. Nesse último caso, existe interação entre as fases e basta escolher o mecanismo. Se for necessário utilizar cavitação, evaporação-condensação ou ebulição, será pedida a fase que irá se transformar e a fase transformada.

Para o mecanismo de evaporação-condensação tem-se alguns modelos a escolher. Caso seja o modelo *VOF* ou *Mixture multiphase* pode-se escolher o modelo Lee de transferência de massa; caso seja o modelo Euleriano, além do modelo Lee, pode-se escolher o modelo Mudança de fase térmica.

Em qualquer um dos modelos, existe a necessidade de definir a temperatura de saturação do fluido. Somente no modelo Lee, é necessário especificar a frequência de evaporação e a frequência de condensação. E somente no modelo de Mudança de fase térmica, precisa especificar os coeficientes C_1 e C_v .

2.6.5 Modelo Lee

O modelo Lee trabalha com a transferência de massa governada pela equação (16) do transporte do vapor:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_v \rho_v) + \nabla \cdot (\alpha_v \rho_v \vec{V}_v) = \dot{m}_{lv} - \dot{m}_{vl} \quad (16)$$

Onde

v	<i>fase de vapor</i>
α_v	<i>fração volumétrica de vapor</i>
ρ_v	<i>densidade do vapor</i>
V_v	<i>velocidade da fase vapor</i>
$\dot{m}_{lv}, \dot{m}_{vl}$	<i>taxa de transferência através de evaporação e condensação respectiva</i>

Como mostrado na equação acima, a transferência de massa no *software* acontece do líquido para o vapor em problemas de evaporação-condensação. Assim, com base nas temperaturas presentes nos volumes de controle, tem-se que a transferência de massa pode ser descrita como:

- Se temperatura no ponto (T_l) for maior do que a temperatura de saturação (T_{sat})

$$\dot{m}_{lv} = coef f * \alpha_l \rho_l \frac{(T_l - T_{sat})}{T_{sat}} \quad (17)$$

- Se temperatura no ponto (T_l) for menor do que a temperatura de saturação (T_{sat})

$$\dot{m}_{vl} = \text{coeff} * \alpha_v \rho_v \frac{(T_{sat} - T_v)}{T_{sat}} \quad (18)$$

O termo *coeff* é um coeficiente que representa o *relaxation time* (representa a medida de tempo que leva para um objeto do sistema sofrer perturbação). Para a equação da energia, obtém-se o termo de referência através da multiplicação da taxa de transferência de massa pelo calor latente.

Considere a fórmula de *Hertz Knudsen*, que relaciona o fluxo de evaporação-condensação baseado na teoria cinética para uma interface plana:

$$F = \beta \sqrt{\frac{M}{2\pi RT_{sat}}} (P^* - P_{sat}) \quad (19)$$

A unidade de fluxo é kg/s/m², P é a pressão, T a temperatura e R a constante universal dos gases e β é um coeficiente que mostra a porção do vapor que é absorvida na interface do líquido.

A equação de *Clapeyron-Clausius* relaciona a pressão com a temperatura para condições de saturação:

$$\frac{dP}{dT} = \frac{L}{T(v_v - v_l)} \quad (20)$$

Onde v_v e v_l são volumes específicos para o vapor e líquido respectivamente e L é o calor latente.

Com as duas equações anteriores temos a possibilidade de encontrar o fator *coeff*:

$$\text{coeff} = \frac{6}{d_b} \beta \sqrt{\frac{M}{2\pi RT_{sat}}} L \left(\frac{\alpha_v \rho_v}{\rho_l - \rho_v} \right) \quad (21)$$

Em que d_b é o diâmetro, em metros, da bolha.

2.6.6 Equacionamento de transferência de calor convectivo

A transferência de calor entre uma superfície sólida e um fluido em movimento se chama convecção. Ela pode acontecer de maneira livre ou forçada sendo que a primeira acontece naturalmente e a segunda necessita ser assistida por influências externas (THE ENGINEERING TOOLBOX, 2003).

A equação da convecção depende de um coeficiente de transferência de calor, da área de troca térmica e da diferença de temperatura entre a superfície e o fluido como mostrado abaixo:

$$Q = h_c A dT \quad (22)$$

Q	<i>quantidade de calor transferida</i>
h_c	<i>coeficiente de transferência de calor convectivo</i>
A	<i>área de troca térmica</i>
dT	<i>diferença de temperatura entre a superfície e o fluido</i>

O coeficiente de transferência de calor, por sua vez, também depende de variáveis. No caso do coeficiente do ar, a dependência é dada pela velocidade do fluido:

$$h_c = 12.12 - 1.16v + 11.6v^{1/2} \quad (23)$$

A equação (23) possui a unidade do coeficiente em Watts e a velocidade relativa entre o objeto e o ar “v” tem unidade m/s. Uma limitação dessa equação é que ela funciona para velocidades do ar entre 2 m/s até 20 m/s.

3. METODOLOGIA

A metodologia está dividida em três etapas: a primeira parte está baseada em observar o comportamento real de um sistema, a segunda parte é desenvolver os modelos de simulação com análise dos resultados e por fim, uma análise do perfil de temperatura das geometrias envolvidas para avaliar a eficiência de transferência térmica.

3.1 SISTEMA *RASPBERRY PI 4*

Equipamentos computacionais portáteis possuem uma alta variabilidade de tamanhos e componentes. Por esta causa, a simulação foi baseada em uma placa chamada *Raspberry Pi 4*.

Figura 5 – Placa Computacional *Raspberry Pi 4*



Fonte: Autoria própria (2020).

A escolha dessa placa em relação as outras é devido sua grande versatilidade. Podendo ser utilizada como *PC Linux*, Estação de jogos, controle de luzes, câmeras, equipamentos de som e outros eletrodomésticos. Além disso, possui um amplo uso industrial como controlador incorporado ou workstations Linux.

Apesar de toda sua utilidade, a *Raspberry PI 4* também possui um problema de superaquecimento do chip de processamento. Isso permite a implementação de um sistema de resfriamento. A "*Raspberry Pi Foundation*", criadora da placa, especifica o comportamento de seu chip. No caso da *Raspberry PI 4*, a temperatura máxima de funcionamento está entre 80°C-85°C que é facilmente alcançado quando o equipamento se encontra em capacidade máxima de utilização. Quando ultrapassa esse limite o sistema todo é desligado para evitar danos à placa.

3.1.1 Teste de Estresse na *Raspberry PI 4*

Com o sistema *Raspberry PI OS* instalado na placa, é possível observar seu comportamento térmico com um teste de stress no chip desenvolvido pela equipe "Core Electronics". Para realizar esse teste é necessário digitar no Terminal de Comando:

```
sudo apt install stress  
  
pip3 install stressberry --user
```

Isso fará com que sejam instalados os comandos para realizar o teste de estresse do chip. Em seguida, é criada uma pasta para guardar as informações do teste:

```
mkdir ~/TemperatureTests  
cd ~/TemperatureTests
```

Finalmente, se insere o comando para iniciar o teste:

```
/home/pi/.local/bin/stressberry-run -n "My Test" -d 1800 -i 300 -c 4  
mytest.out
```

Esse comando possui algumas variáveis que podem ser alteradas:

- (-n "my test"): é a parte do comando que dá nome ao teste;

- (-i 300): é a parte do comando que manda o chip estabilizar a temperatura por 5 minutos;
- (-d 1800): parte do comando que executa o stress test por 30 minutos;
- (-c 4): utilizando os 4 núcleos de processamento do chip;
- (mytest.out): nome do arquivo que coleta os dados;

Depois do teste concluído, pode ser gerado um gráfico a partir dos dados coletados com o comando:

```
MPLBACKEND=Agg /home/pi/.local/bin/stressberry-plot mytest.out -f -d
300 -f -l 400 1600 -t 30 90 -o mytest.png --not-transparent
```

Em que as opções de plotagem são:

- (mytest.out): nome do arquivo que contém os dados do experimento;
- (-f): Eixo que plota a frequência do *CPU*;
- (-l 400 1600): frequência minutos/máximo limites;
- (--not-transparent): imagem com fundo branco;

Para aumentar a confiabilidade foram realizadas 3 rodadas de testes, anotando a temperatura do ambiente.

3.1.2 Medição de potência

Um sistema computacional como a *Raspberry PI 4* ajusta níveis de potência durante seu funcionamento dependendo da atividade realizada pelo software. Boa parte dessa potência é convertida em calor pelo chip de processamento. Por isso é necessário medir o quanto de energia é utilizado e incorporar esses valores na simulação.

Para medir a potência na *Raspberry PI 4* foi utilizado um multímetro acoplado em serie com a fonte para medir a corrente.

Figura 6 – Multímetro USB



Fonte: A autoria própria (2020).

O multímetro *USB* usado possui a capacidade de detectar diferença de potencial de 3.0V até 9.0V e corrente de 0.0A até 3.0A. Possuindo ambos os valores, a diferença de potencial e corrente, foi possível calcular a potência através da equação:

$$P = U * i \quad (24)$$

Em que:

- P: potência (W);
- U: diferença de potencial (V);
- i: corrente (A);

3.2 SISTEMA DE SIMULAÇÃO

Para o desenvolvimento dos modelos utilizados na simulação, é necessário seguir os seguintes passos:

3.2.1 *Geometry*

O programa *SALOMÉ 9.3.0* foi usado como o software de criação da peça para a simulação. Ela deverá ser exportada do programa no modo *Geometry* para poder ser importada no *ANSYS*. As principais partes que devem ser desenhadas são: a superfície aquecida, a parte que retirará energia do sistema e as conexões entre elas.

3.2.2 *Mesh*

A peça será importada para o *ANSYS Workbench* e irá para a parte de *mesh*. Para garantir uma simulação correta o desenho será dividido em partes nomeadas e, com isso, o programa não terá dificuldades para entender o sistema. O *mesh* utilizado será o padrão do modelo do programa de simulação com tamanho médio

entre 1mm-2mm e qualidade ortogonal superior a 0,01 reportada pelo *ANSYS Fluent*.

3.2.3 Simulação

As primeiras simulações foram realizadas em regime de estado estacionário térmico que permite a análise de peças metálicas. O próprio programa importa o *mesh* para ser utilizado na solução do problema. Os inputs necessários para realizar a simulação são: aplicar uma potência na superfície aquecida e selecionar os corpos da simulação que realizam convecção. Além disso, devem ser definidas as temperaturas iniciais de simulação e temperatura do ambiente.

As simulações que utilizarem tubos de calor ou câmeras de vapor foram realizadas no software *Fluent* dentro do *Workbench* da seguinte forma: o regime é transiente e será ativada a gravidade no eixo correto da geometria; o modelo utilizado será de *Volume of fluid* com 3 fluidos (ar, água e vapor) e ativada a opção de *Implicit body force*; deve-se ativar a equação da energia para obter análises de variação de temperatura; o modelo de viscosidade será *k-epsilon (2 eqn) – realizable* com *enhanced wall treatment* e efeitos térmicos bem como *curvature correction*.

Na seleção de materiais, escolhe-se ar, água e água-vapor nos fluidos e alumínio e cobre para os sólidos. Além disso, é preciso definir o nome das fases e a interação entre elas: a fase primária é o ar, secundária é a água e terciária o vapor; existe uma interação entre as fases sendo está um fenômeno de condensação-*evaporação* da água para o vapor; como o sistema trabalha com pressão baixa, a temperatura de saturação usada será de aproximadamente 35°C. Além disso, precisa ser ativado o modelo de tensão superficial com *wall adhesion* e *jump adhesion*

A próxima etapa consiste em definir as condições de operação do sistema, colocando a pressão abaixo da atmosférica para atender a condição da temperatura de saturação. Em seguida, deve-se definir as *Baundry Condition* das sessões nomeadas vindas do *mesh*. O importante é aplicar uma potência na superfície aquecida (*chip*), iniciando a geração de calor e uma corrente de ar frio na parte do

cooler, garantindo um meio de dissipação. Com todos os parâmetros definidos, é necessário inicializar o problema e corrigir eventuais erros da seguinte maneira: colocar a fração volumétrica da água para 1 na parte da água e 0 para que toda a peça sobre fração volumétrica do vapor.

Dessa forma, é possível finalmente iniciar a simulação com um *time step* de 0,0005 segundos para que não ocorram divergências e com o resultado da simulação sendo salva a cada 20 interações.

3.2.4 Visualização dos Resultados

Após a solução ser calculada, os resultados deverão ser mandados para o *CFD-Post* para análise. Criando um plano no meio da geometria foi possível visualizar as variáveis calculadas como fração parcial de água e vapor, bem como a temperatura do sistema.

Abaixo encontra-se o Quadro 1 com o resumo da metodologia de simulação.

Quadro 1 – Resumo da simulação

Etapa	Software	Objetivo
<i>Geometry</i>	<i>SALOMÉ 9.3.0</i>	Desenhar a peça para ser exportada;
MESH	<i>ANSYS Workbench – Mesh</i>	Criar a malha do sistema e definir as áreas nomeadas;
Simulação	<i>ANSYS Workbench – Fluent</i>	Definir os parâmetros de simulação e gerar resultados com o passar do tempo;
Visualização dos Resultados	<i>ANSYS Workbench – CFD-Post</i>	Coletar os dados e resultados da simulação;

Fonte: Autoria própria (2019).

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Da mesma forma que a metodologia foi dividida em partes, os resultados também foram. Para poder realizar uma boa simulação é necessário observar primeiramente o comportamento do sistema real sob estresse e compará-lo ao sistema simulado.

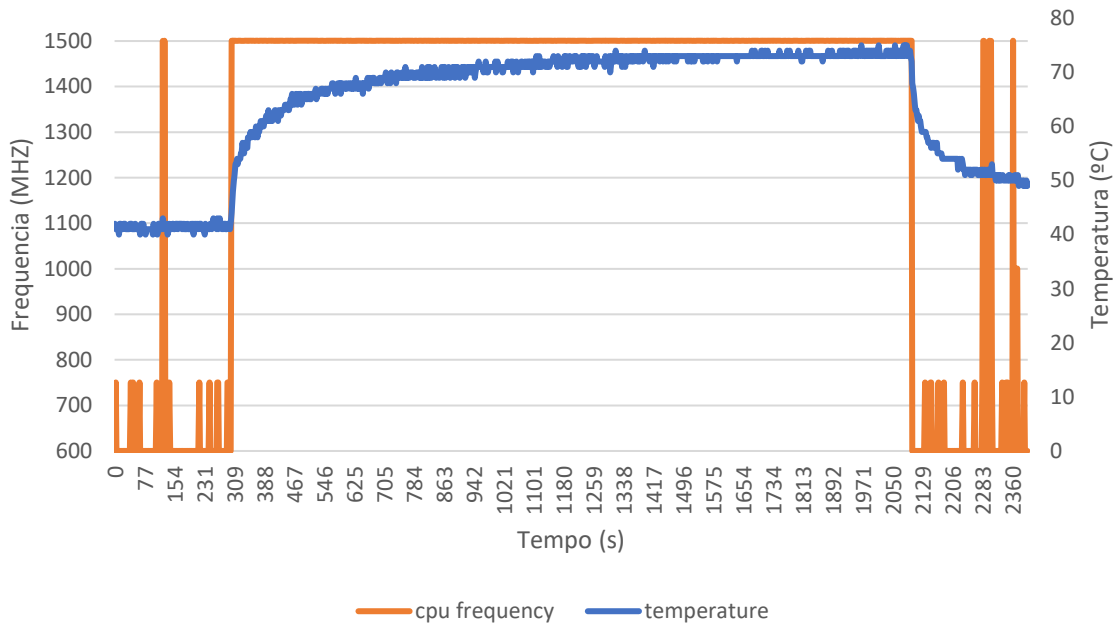
4.1 SISTEMA RASPBERRY PI 4

Para garantir a confiabilidade da simulação, é necessário conhecer como um sistema real se comportaria em diferentes situações. Dessa forma, foram realizados os testes de estresse na *Raspberry PI 4* e medida a temperatura do *chip* e a frequência do *CPU*.

4.1.1 Testes de estresse a 15°C

Os primeiros testes de estresse com a *Raspberry PI 4* foram realizados com uma temperatura ambiente de 15°C em uma sala fechada sem ventilação. Nas Figuras 7 a 9 são apresentados os gráficos gerados sendo a temperatura representada pela linha azul e a frequência pela linha laranja.

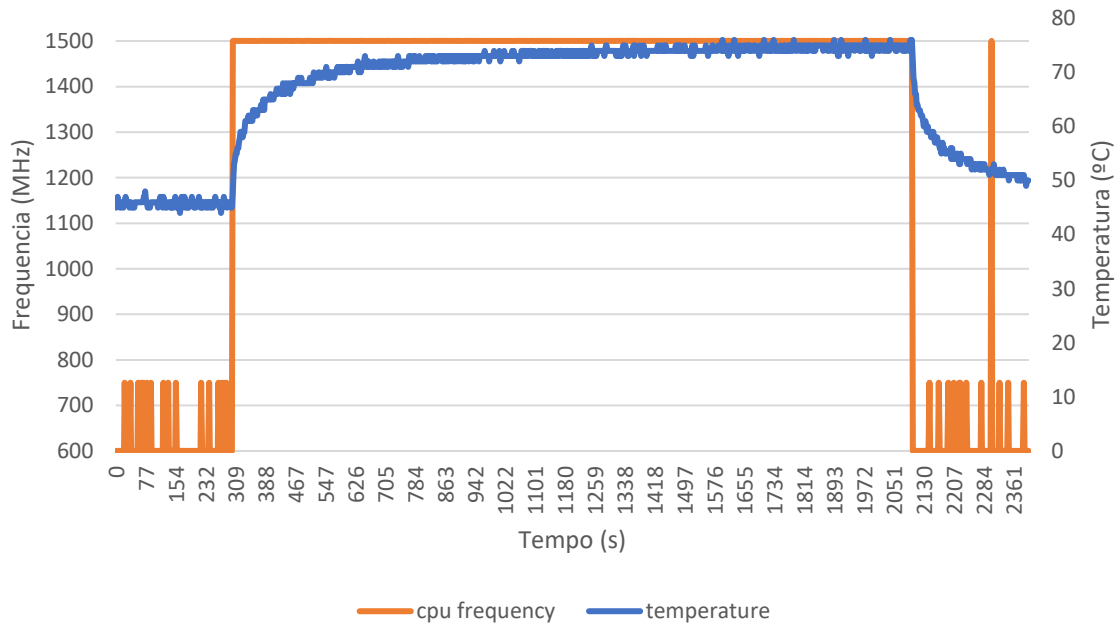
Figura 7 – Resultado do Stresstest 1 a 15°C



Fonte: Autoria própria (2020).

A Figura 7 representa o resultado do primeiro teste de estresse na placa *Raspberry PI 4* em que: durante os primeiros 5 minutos (300 segundos) a temperatura do *chip* estava sendo monitorada e estabilizada em torno dos 41°C-43°C; nos próximos 30 minutos o *CPU* ficou em 100% de utilização com sua frequência máxima de 1.5GHz atingida e temperatura máxima de 74°C, sem ocorrência de restrição térmica ou restrições de potência; após o teste de estresse terminar, foi observado por mais 5 minutos a temperatura do sistema que começou a se estabilizar em 50°C.

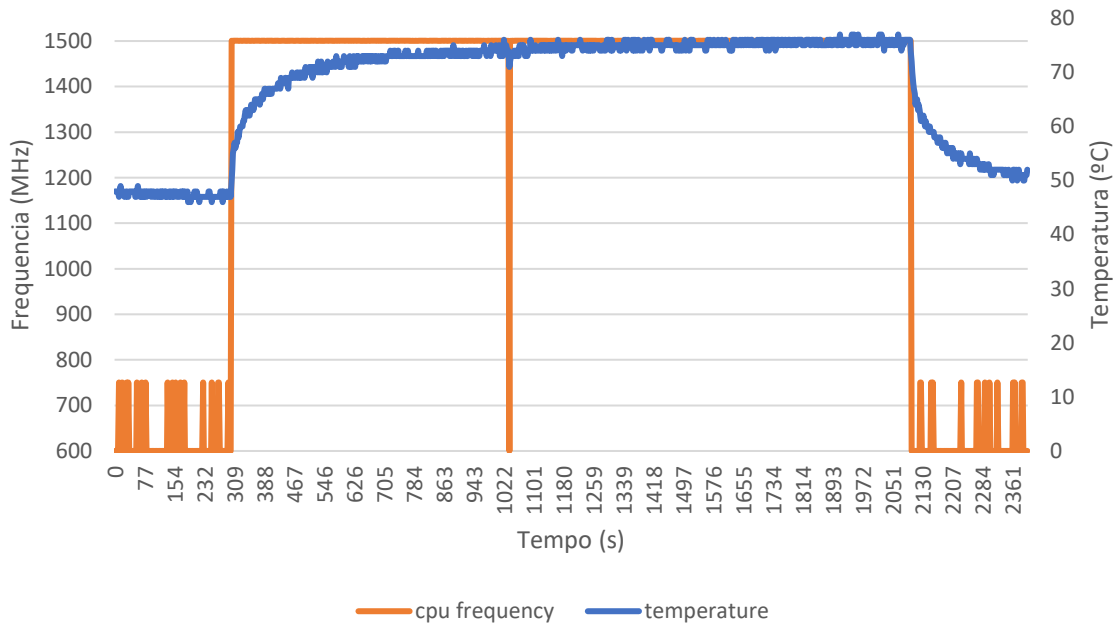
Figura 8 – Resultado do Stresstest 2 a 15°C



Fonte: Autoria própria (2020).

A Figura 8 representa o segundo teste de estresse que segue um comportamento muito parecido com o primeiro. A diferença está na temperatura inicial do sistema (em torno de 46°C) e um leve aumento na temperatura máxima atingida pelo CPU durante o teste de estresse (em torno de 76°C).

Figura 9 – Resultado do Stresstest 3 a 15°C



Fonte: Autoria própria (2020).

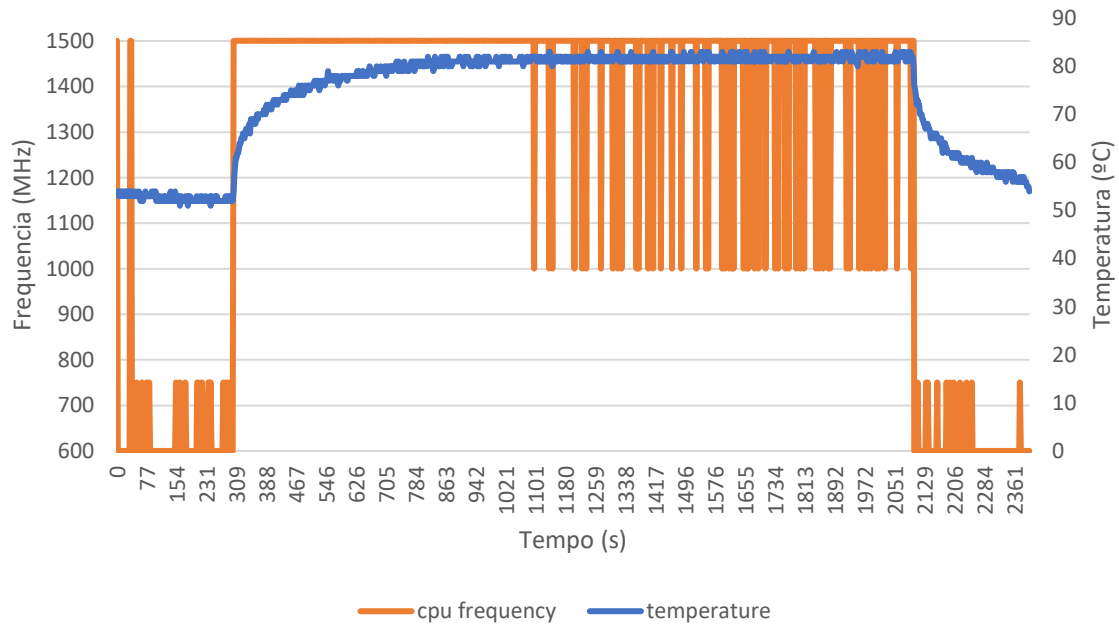
Na Figura 9 está representado o terceiro teste de estresse na Raspberry PI 4 com uma diferença significativa em relação aos testes anteriores. Também é possível observar um aumento da temperatura antes do teste (em torno de 48°C) mas durante o stresstest houve uma restrição em que a frequência do chip caiu momentaneamente de 1.5GHz para 0.6GHz.

Como a temperatura não tinha atingido 80°C não se pode afirmar com absoluta certeza qual tipo de restrição ocorreu, por isso foram feitos mais testes com uma temperatura ambiente mais elevada.

4.1.2 Testes de estresse a 23°C

Os novos testes com a *Raspberry PI 4* foram realizados com uma temperatura ambiente de 23°C e sala fechada. Abaixo estão os gráficos gerados:

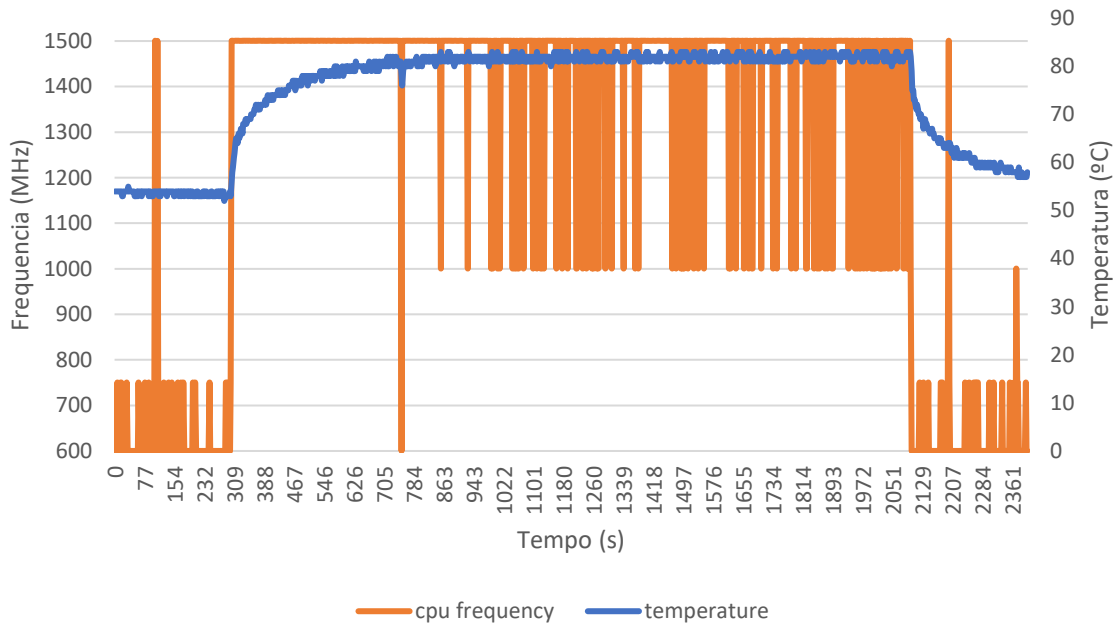
Figura 10 – Resultado do Stresstest 1 a 23°C



Fonte: Autoria própria (2020).

Já no primeiro teste é possível observar diversas ocorrências de restrições térmicas em que o CPU reduziu a frequência de 1.5GHz para 1GHz. A temperatura antes do início do teste estava em torno dos 52°C e durante o teste chegou a alcançar 83°C, mas ficando normalmente entre 81°C e 82°C.

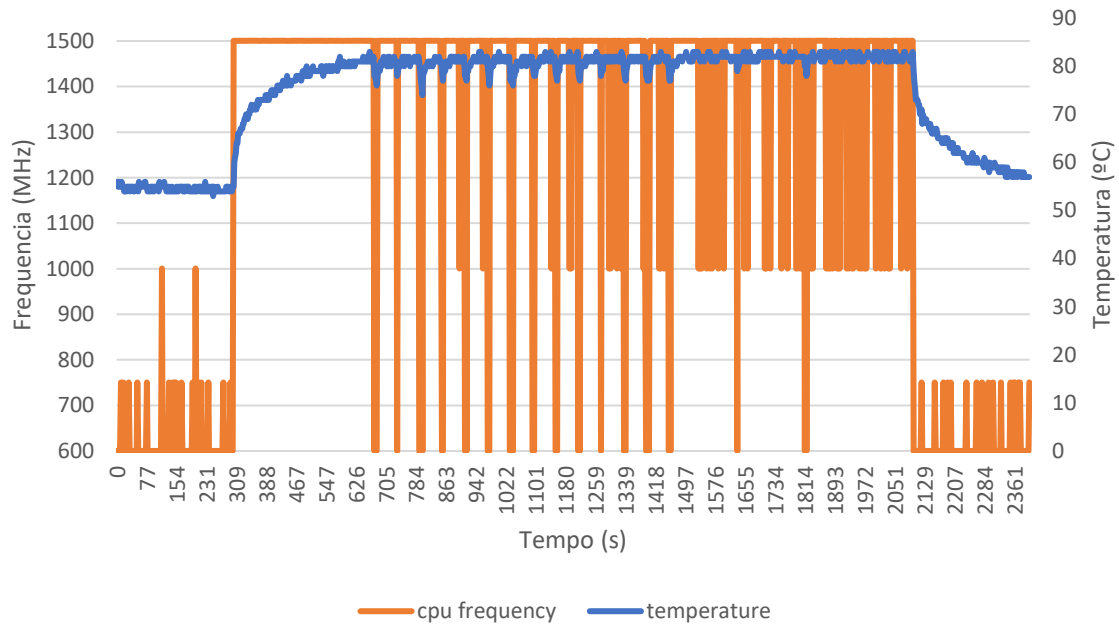
Figura 11 – Resultado do Stresstest 2 a 23°C



Fonte: Autoria própria (2020).

No segundo teste as restrições térmicas começaram a acontecer mais antecipadamente. Um ponto diferente, em torno de 750 s, mostra a frequência caindo de 1.5GHz para 0.6GHz, onde ocorreu uma restrição em que a temperatura do chip baixou quando reduziu a potência utilizada. Esse tipo de evento ocorre quando o aparelho sofre uma breve diminuição de potência. A temperatura máxima atingida nesse teste foi de 83°C.

Figura 12 – Resultado do Stresstest 3 a 23°C



Fonte: Autoria própria (2020).

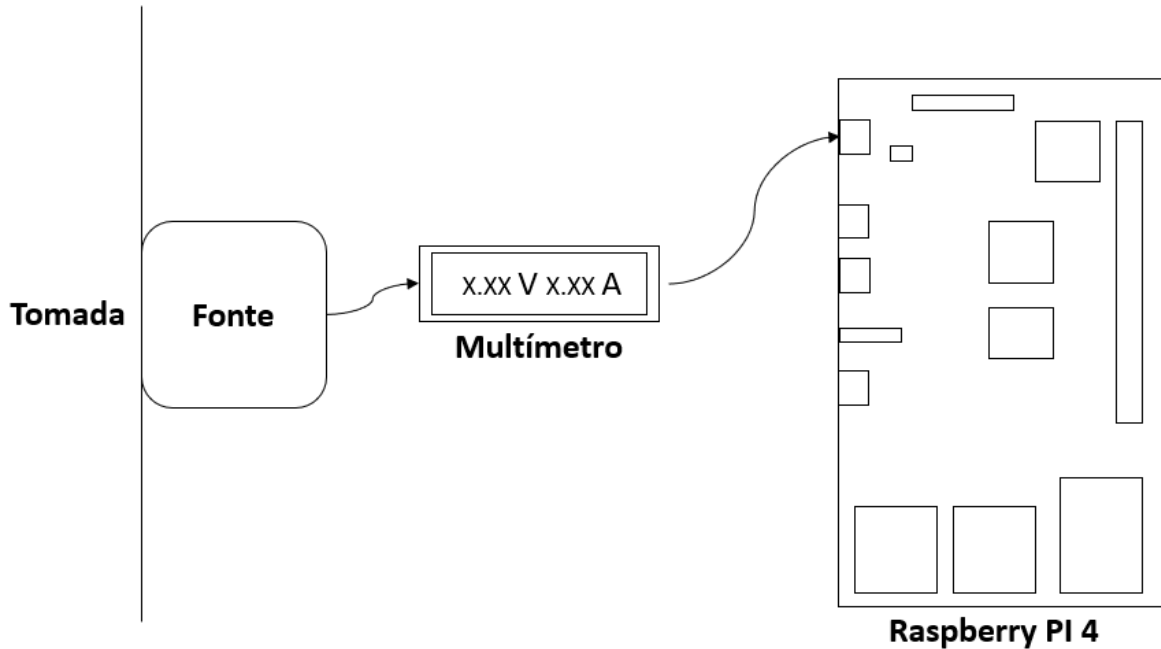
No último teste ocorreram muitas restrições em que o chip tentava reduzir a temperatura para preservar a integridade do aparelho, representadas pelas reduções de 1.5GHz para 0.6GHz em diversos pontos do gráfico. Ainda assim a temperatura durante o stresstest chegou a 83°C, impedindo o máximo desempenho da *Raspberry PI 4*, evidenciando a necessidade de um sistema de resfriamento para melhor dissipação do calor.

4.1.3 Medições de Potência

Para medir a potência da *Raspberry PI 4* foi-se necessário o uso de um multímetro posicionado após a fonte para que somente a energia enviada a placa passe pelo aparelho.

A Figura 13 mostra o esquema de medição:

Figura 13 – Sistema para medição de potência



Fonte: Autoria própria (2020).

Com o sistema montado foi possível obter os valores de diferença de potencial e corrente para diferentes fases de um teste de estresse:

Tabela 4 – Resultados da medição de potência.

Estado do sistema	Diferença de Potencial (V)	Corrente (A)	Potência (W)
Pré-teste	5.20	0.50	2.60
Durante teste	5.18	1.02	5.28
Pós-teste	5.19	0.51	2.65

Fonte: Autoria própria (2020).

Os valores do quadro acima mostram a quantidade de energia utilizada pela *Raspberry PI 4* durante seu funcionamento. Com isso é possível construir um sistema virtual para validar a simulação.

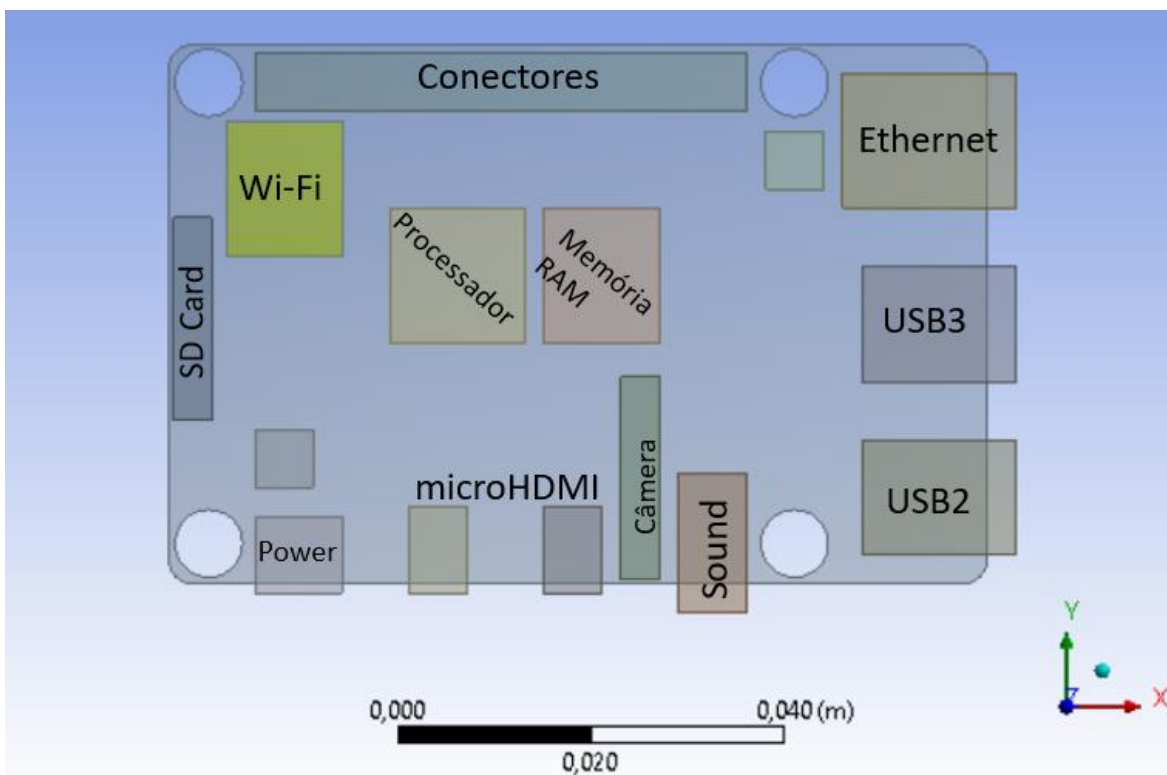
4.2 SIMULAÇÃO DO SISTEMA

Para garantir que a simulação do sistema de refrigeração seja válida, primeiro deve-se simular a *Raspberry PI 4* com as informações obtidas do sistema real.

4.2.1 Simulação da *Raspberry PI 4*

Considerando as medidas oficiais da placa *Raspberry PI 4*, foi possível criar uma geometria simplificada no software *SALOMÉ 9.3.0* que foi transferida para o *ANSYS* via arquivo do tipo *STEP*.

Figura 14 – Vista superior da geometria *Raspberry PI 4* no *ANSYS*



Fonte: Autoria própria (2020).

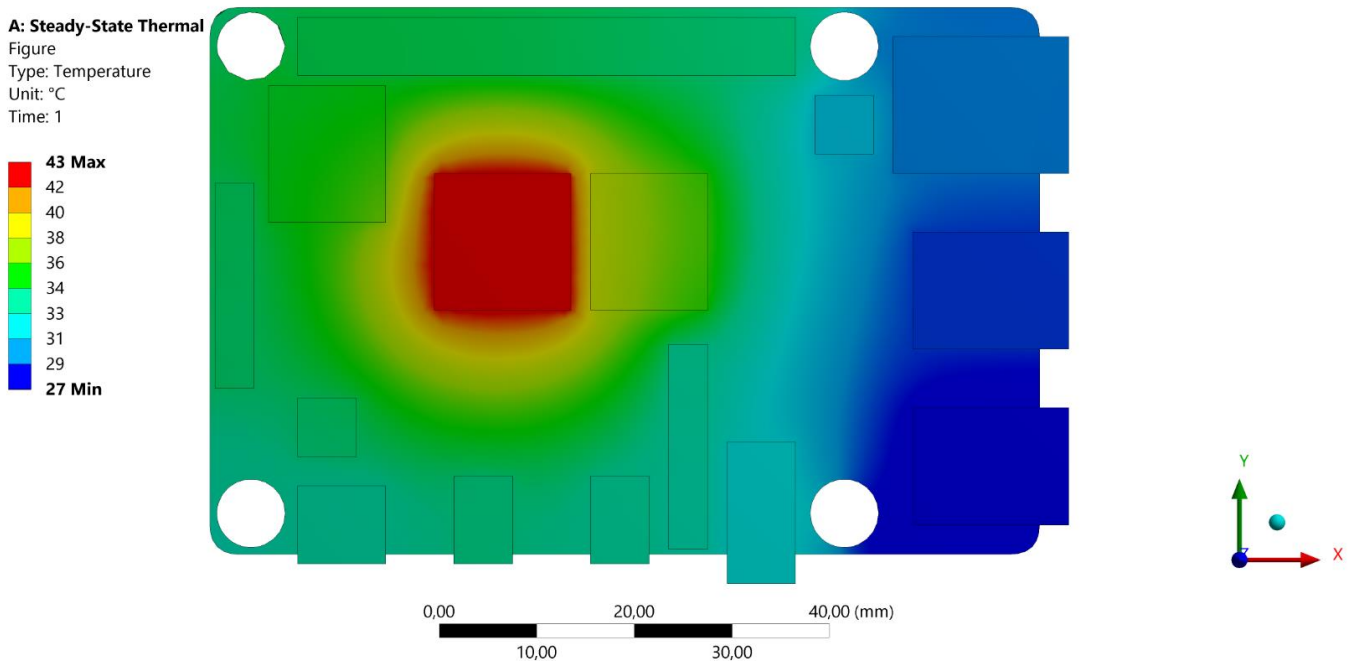
Para a simulação do equipamento será utilizada uma análise térmica em estado estacionário. Os materiais escolhidos para a análise foram: alumínio para cada componente da *Raspberry PI 4* e *PCB* para a base da placa, um polímero, que

possui 35 W/mK devido às várias linhas metálicas conectando os componentes. A seguir estão os resultados para validar a confiabilidade da simulação.

4.2.1.1 Simulação da Raspberry PI 4 com T_{amb} de 15°C

A primeira medição feita foi para verificar o comportamento térmico da placa antes do início do teste de estresse. Por isso, foi aplicado na área do processador um fluxo de calor representativo para uma potência elétrica de 2.6W e observou-se o resultado:

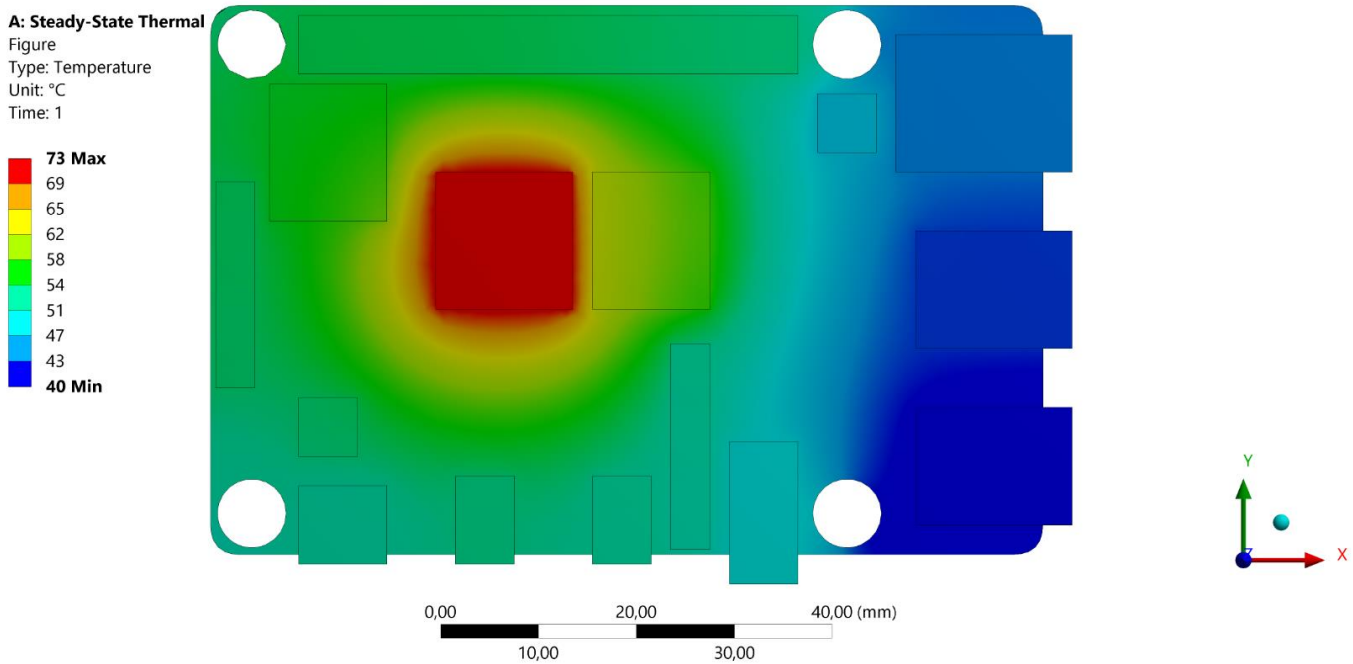
Figura 15 – Simulação do sistema pré-teste a 15°C



Fonte: Autoria própria (2020).

Pode-se observar a compatibilidade das temperaturas do sistema real e do sistema simulado durante o período de pré-teste. A temperatura máxima se encontra em 43°C, a convecção aplicada é de 10W/m² (valor padrão para o ar com convecção natural) e a temperatura ambiente se encontra a 15°C. Para continuar a validação é necessário simular o comportamento térmico da *Raspberry PI 4* durante o teste de estresse e após seu término.

Figura 16 – Simulação do sistema durante o teste a 15°C



Fonte: Autoria própria (2020).

A Figura 16 representa o comportamento térmico durante o teste de estresse, por isso, a potência aplicada no processador foi de 5.28W. Comparando com o sistema real as temperaturas perto do processador foram muito próximas, ambas em 73°C.

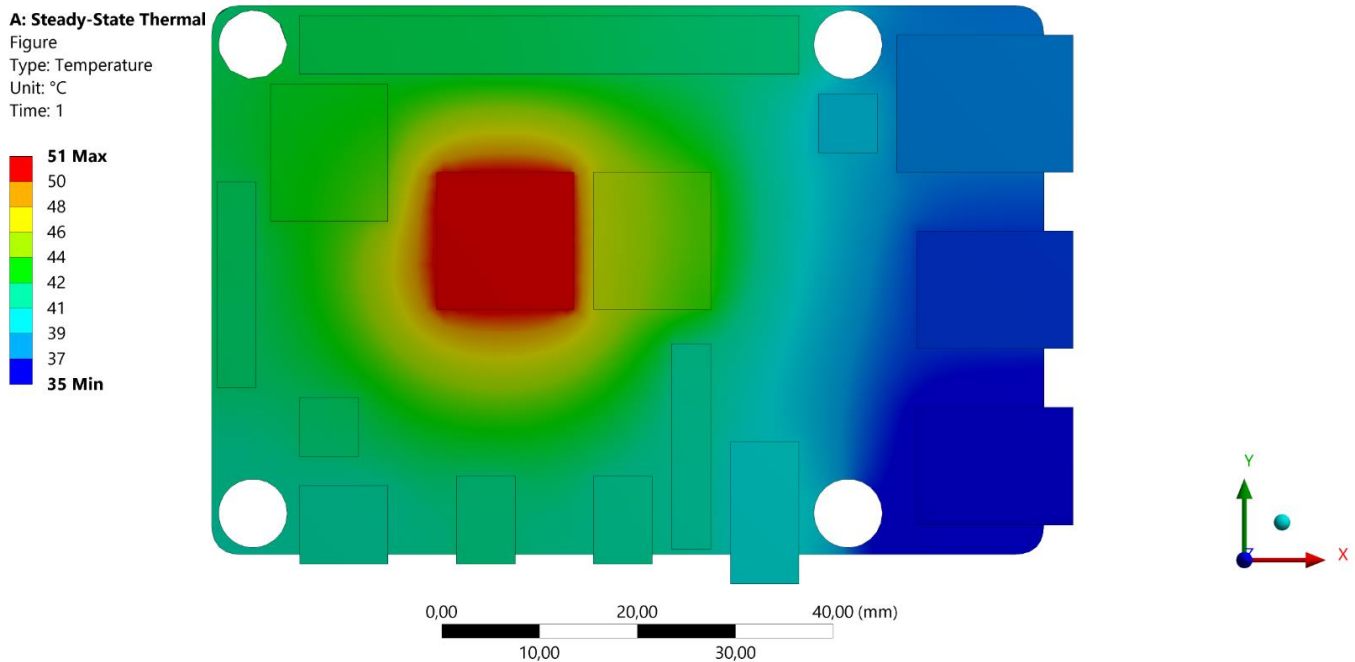
Como a simulação é em estado estacionário apenas podemos considerar as temperaturas finais do teste de estresse, já que é quando o processador está trabalhando continuamente sem aumento excessivo da temperatura. É por esse motivo que as análises térmicas pós-teste não serão contempladas, já que as temperaturas registradas são um reflexo do que estava ocorrendo durante o teste de estresse.

Para contemplar todas as partes do teste de estresse seria necessário realizar uma simulação em regime transiente com um tempo de 40 minutos e alterando os valores de potência.

4.2.1.2 Simulação da Raspberry PI 4 com T_{amb} de 23°C

Repetindo as análises anteriores, mas alterando a temperatura ambiente para 23°C temos os seguintes perfis térmicos (Figura 17):

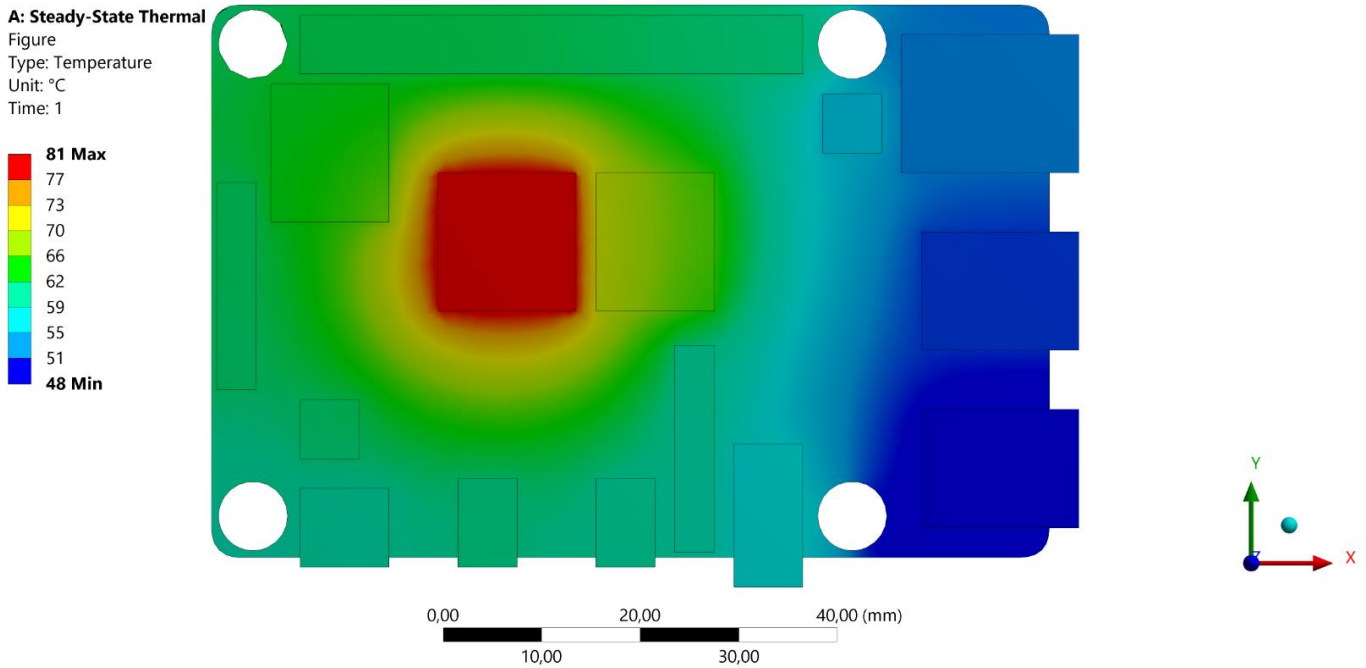
Figura 17 – Simulação do sistema pré-teste a 23°C



Fonte: Autoria própria (2020).

Nesta simulação ocorreu uma divergência entre as temperaturas, em que o sistema real estava a 52°C no período de pré-teste. Essa diferença de 1°C pode ser explicada devido a simplificação do valor de condução térmica do material *PCB* que foi ajustado para omitir a presença de pequenas ligações entre os componentes da *Raspberry PI 4* que deixariam a geometria da placa muito complicada de realizar o *Mesh*.

Figura 18 – Simulação do sistema durante o teste a 23°C



Fonte: Autoria própria (2020).

Para a simulação do sistema durante o teste de estresse, o perfil térmico se mostrou perto do comportamento real. (Figura 18) A temperatura alcançou 81°C em que a *Raspberry PI 4* pode começar a diminuir a potência do chip para evitar restrições térmicas.

Dessa maneira é possível observar que a simulação pode ser validada em um sistema real, já que os valores observados foram compatíveis. A partir disso, pode-se desenvolver um sistema de resfriamento dentro da simulação e garantir sua solução como verdadeira.

4.2.2 Simulação do sistema de resfriamento

Com a geometria da *Raspberry PI 4* definida, é necessário a construção de geometrias que representem a sistema de resfriamento. O objetivo é garantir o conforto térmico do processador, porém para manter o equipamento como um sistema computacional portátil, não é interessante exceder o tamanho máximo da

peça. Dessa forma é necessário estabelecer critérios, apresentados no Quadro 2, para desenhar uma geometria que atenda todos.

Quadro 2 – Critérios para a geometria do sistema de resfriamento.

Critério	Objetivo
Térmico	Com o comportamento da <i>Raspberry PI 4</i> observado, pode-se dizer que abaixo de 80°C não ocorrem restrições térmicas no sistema.
Espacial	Considerando as pequenas dimensões da <i>Raspberry PI 4</i> , não se deve aplicar um sistema de resfriamento maior que a própria peça.

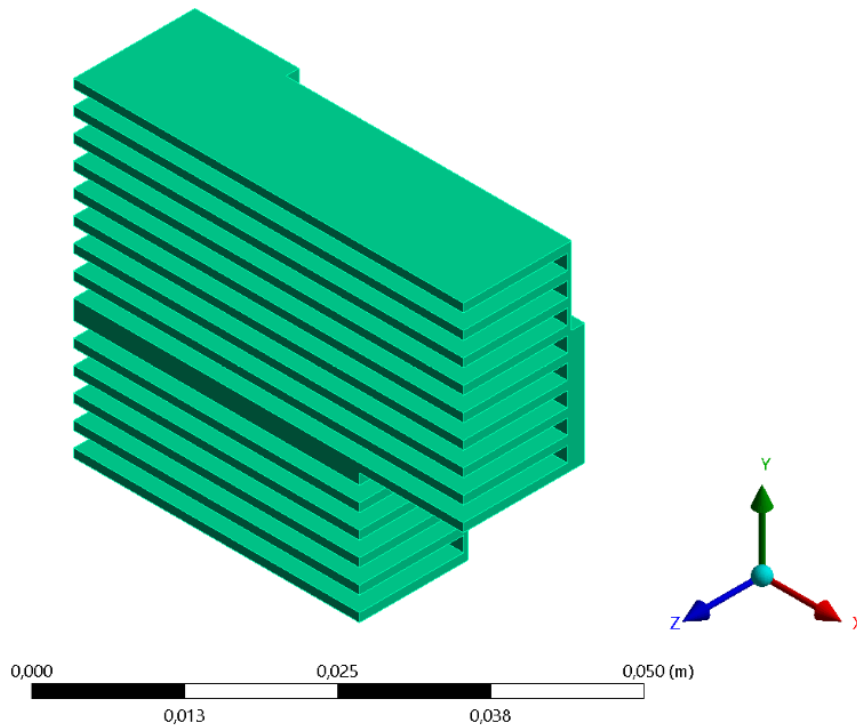
Fonte: Autoria própria (2020).

A criação da geometria foi realizada no software *SALOMÉ 9.3.0* em três variações: uma de metal puro, uma que possui um tubo de calor e uma que possui uma câmara de vapor.

4.2.2.1 Geometria do sistema de resfriamento 1

A base do sistema foi desenhada com a finalidade de realizar um contato entre o processador, memória *RAM*, placa de rede e controlador de energia da *Raspberry PI 4* que representam as regiões de maior aquecimento.

Figura 19 – Geometria isométrica do Cooler de metal



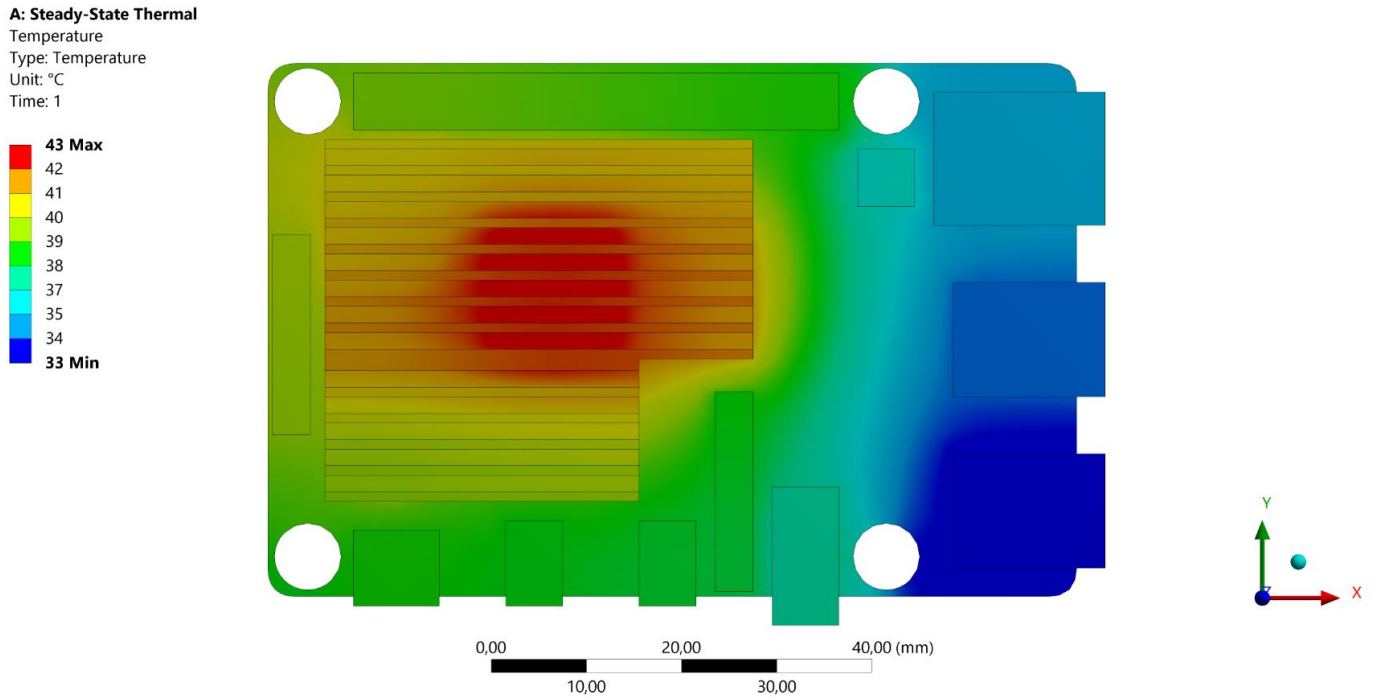
Fonte: Autoria própria (2020).

A parte superior do cooler conta com 14 haletas de altura 12.5mm e espaçamento de 1.75mm (Figura 19). A peça toda pode cabe dentro de uma região de $45 \times 38 \times 14 \text{ mm}^3$ e a simulação considera a composição como barra de alumínio.

4.2.2.2 Simulação com a Geometria 1

Para visualizar a performance do sistema de resfriamento (Figura 19), será mostrado o perfil térmico da placa *Raspberry PI 4* com o pior cenário de teste de estresse: com temperatura ambiente de 23°C , potência do processador 5.28W e convecção a $10\text{W}/\text{m}^2$.

Figura 20 – Simulação do sistema com Cooler de metal



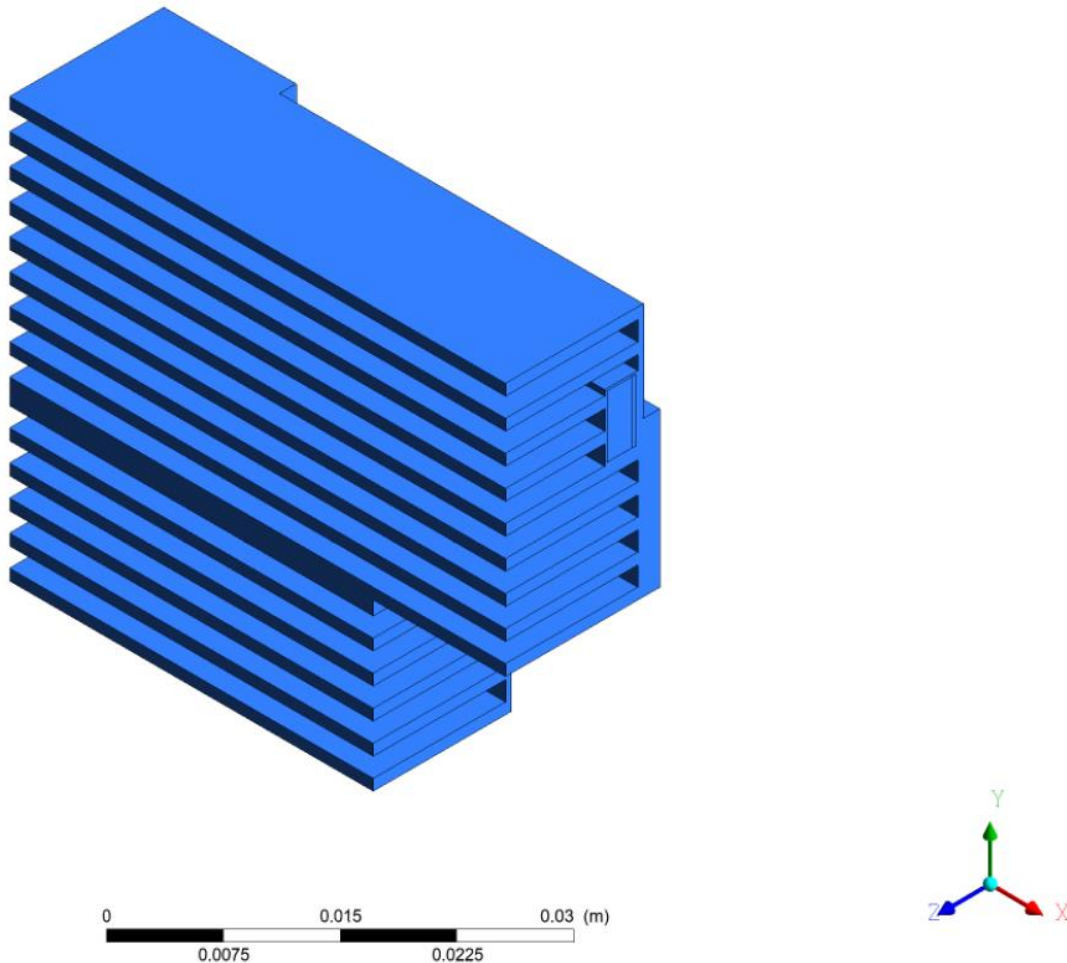
Fonte: Autoria própria (2020).

Observa-se (Figura 20) que a temperatura máxima do sistema teve uma grande redução, de 38°C com o Cooler de metal. Isso se deve ao fato de que grande parte da potência foi dissipada com a ajuda da área extra provida pela adição do sistema de resfriamento. Essa geometria já seria suficiente para acabar com qualquer restrição térmica e não ultrapassa os limites de altura da *Raspberry Pi 4*.

4.2.2.3 Geometria do sistema de resfriamento 2

Para a segunda geometria, bastou modificar a geometria 1 com a adição de um tubo de calor percorrendo toda a peça.

Figura 21 – Geometria isométrica do Cooler com *HeatPipe*



Fonte: Autoria própria (2020).

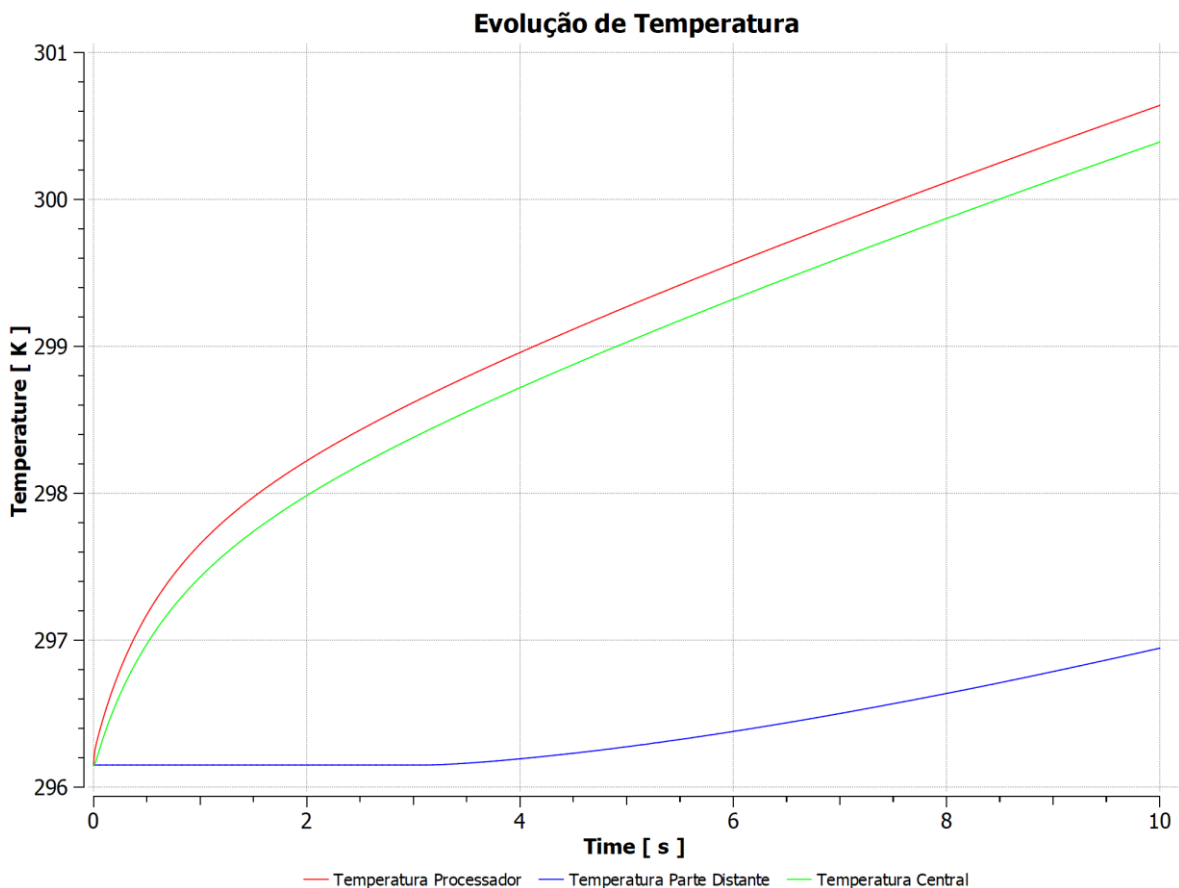
As dimensões da peça continuam as mesmas já que o design foi baseado na primeira geometria (Figura 21). A adição do tubo de calor foi feita para entrar em contato com a região mais aquecida na metade da peça e distribuir o calor de maneira mais uniforme para o resto das aletas. O comprimento do *HeatPipe* é de 56,189 mm.

4.2.2.4 Simulação com a Geometria 2

Uma simulação envolvendo corpos metálicas e corpos fluidos são comuns dentro dos programas ANSYS e muitas vezes podem ser realizadas dentro de um sistema em estado estacionário. Mas para o caso do cooler com *heatpipe* será necessário a utilização de um sistema em estado transiente para que a simulação possa acompanhar a movimentação de partículas do fluido confinado.

Esse setup necessita de um computador com alto poder de processamento, sendo necessária a utilização de workstations específicas para uma simulação de longa duração. Por isso, foi feita a simulação exclusivamente com a da geometria referente ao cooler com tubo de calor durante os 10 primeiros segundos partindo da temperatura de 23 °C com o fluxo de calor correspondente ao teste de estresse.

Figura 22 – Gráfico da simulação transiente de evolução da temperatura para geometria 2

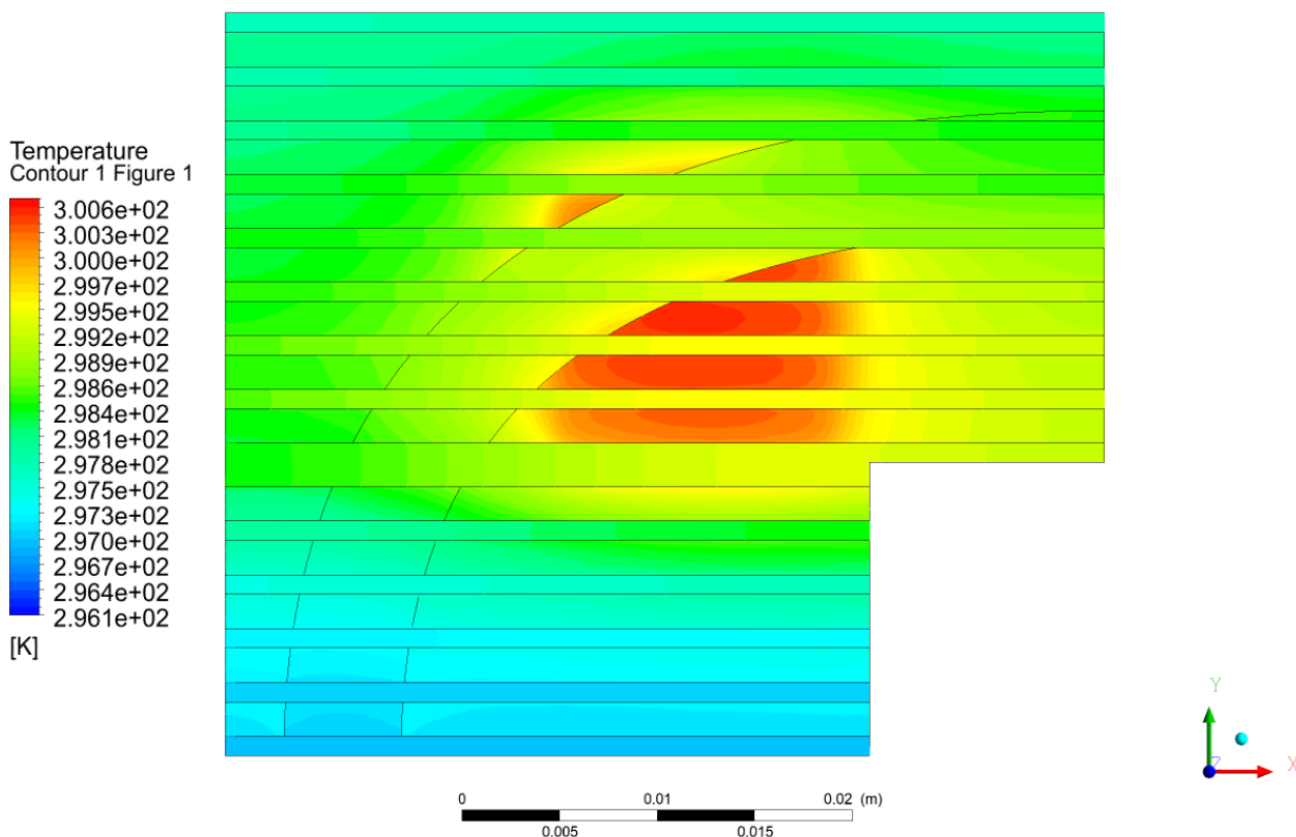


Fonte: Autoria própria (2021).

Foram definidos 3 pontos para mostrar no gráfico a evolução das temperaturas. O ponto da temperatura do processador foi definido como o centro da face representante do *CPU* na geometria; o ponto da temperatura da parte distante foi definido como sendo o ponto mais distante do processador; e o ponto de temperatura central foi definido como sendo o ponto central na face dissipadora de calor.

Da Figura 22 pode-se observar que a temperatura para as 3 series de dados estão crescentes sem previsão de estabilização já que a análise foi conduzida em 10 segundos. Observa-se que para a série do ponto da temperatura na extremidade mais distantes da peça levou mais de 2,5 segundos para que a temperatura começasse a aumentar. O range de temperatura ficou em 3,81 °C sendo que a mínima foi 23,7 °C e a máxima 27,51 °C.

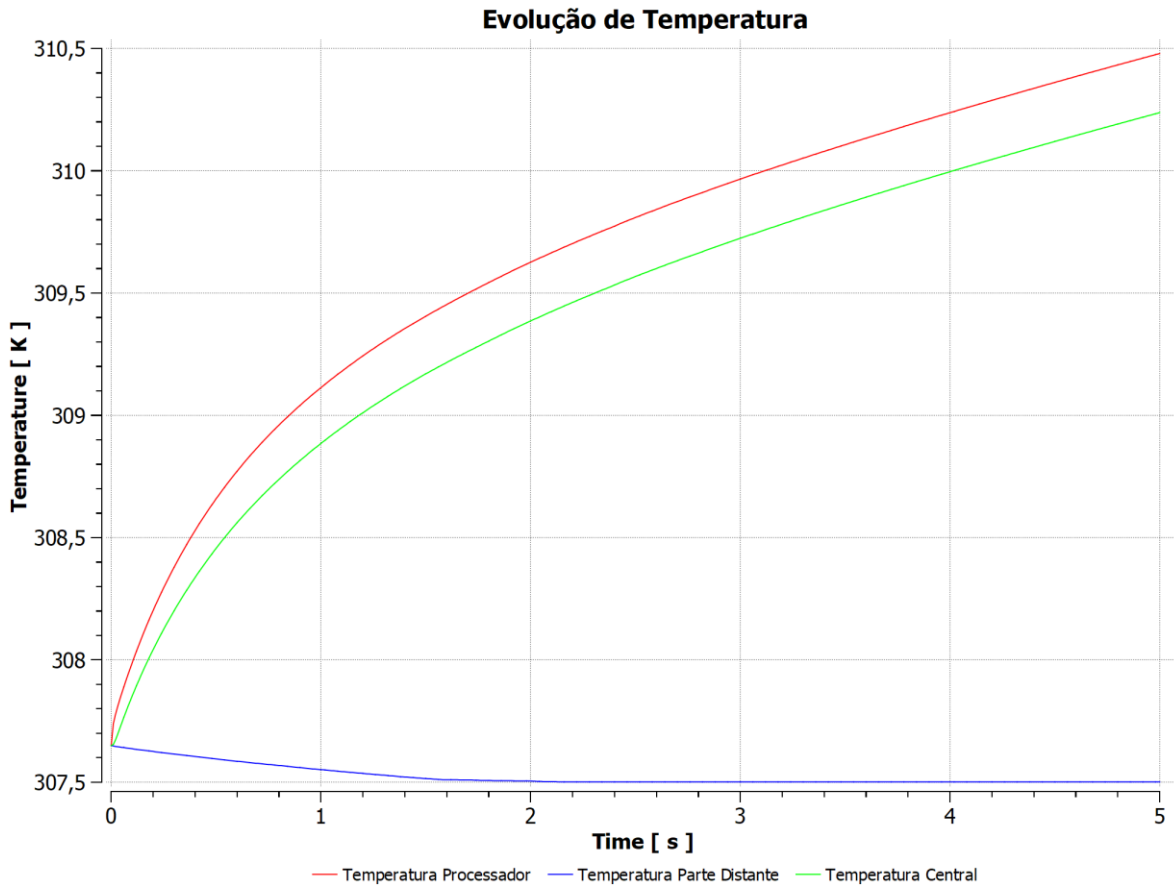
Figura 23 – Perfil térmico da geometria 2 na simulação para tempo 10 segundos



Fonte: Autoria própria (2021).

Como a Figura 23 mostra, a simulação não foi capaz de alcançar a temperatura necessária para mudança de fase de 35 °C. Para isso, foi realizada uma outra simulação com as mesmas definições de setup, porém em vez da peça iniciar em 23 °C foi iniciada em 34,5 °C. Abaixo temos (Figura 24) o gráfico considerando os mesmos pontos de medição de temperatura:

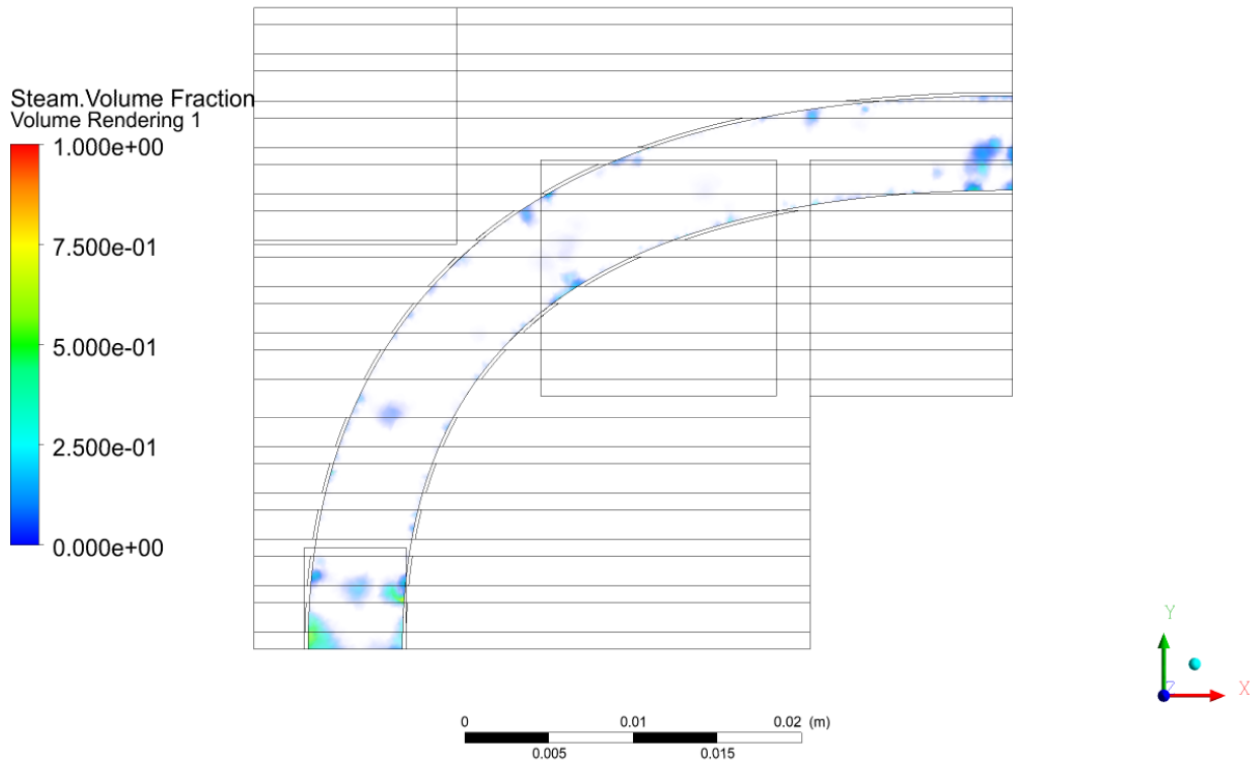
Figura 24 – Gráfico da simulação transiente de evolução da temperatura (34,5°C) para geometria 2



Fonte: Autoria própria (2021).

Pode-se observar (Figura 24) que a temperatura possui um perfil de evolução semelhante à da primeira simulação nos 3 pontos definidos, mas a temperatura inicial foi alterada para garantir mudança de fase do fluido nos pontos onde a temperatura fosse maior que 35 °C. A principal diferença está na linha do ponto da temperatura na parte distante que permaneceu constante em 34,35 °C.

Figura 25 – Fração volumétrica de vapor para a simulação (34,5°C) da geometria 2 no tempo 5s



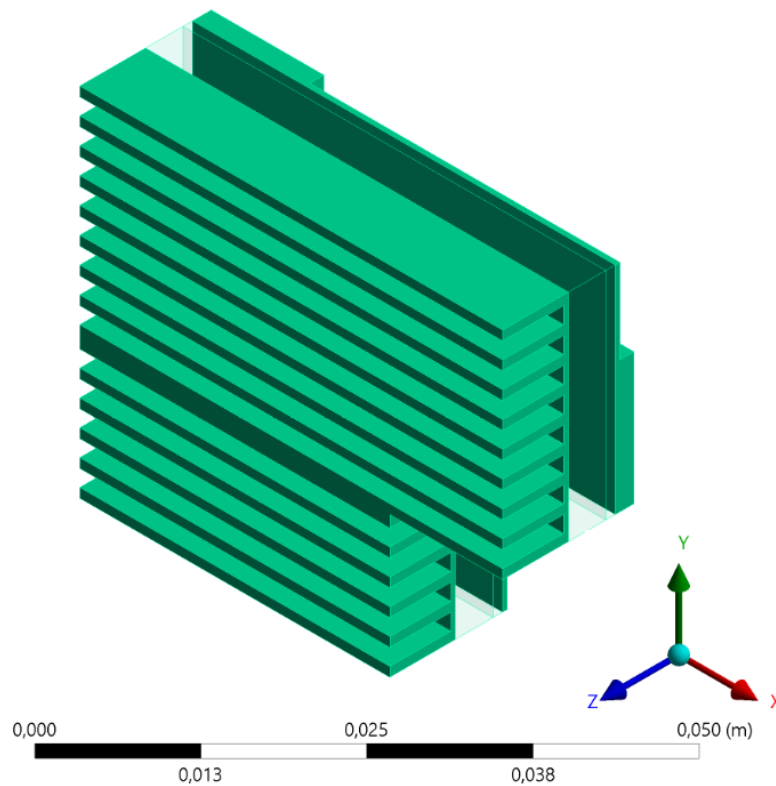
Fonte: Autoria própria (2021).

A Figura 25 confirma a presença de vapor sendo formado durante a simulação. Conforme a teoria, ele se desloca nas paredes do tubo de calor na direção de regiões de temperatura mais baixas (condensadores) para que possa liberar o calor latente e transformar em água para que um novo ciclo seja formado enquanto o gradiente de temperatura permanecer.

4.2.2.5 Geometria do sistema de resfriamento 3

Para a geometria final, modificou-se o cooler para incorporar uma câmara de vapor. A câmara foi construída tendo em mente os pilares de sustentação para que não ocorra o colapso devido à baixa pressão interna. A altura da câmara é de 5mm (Figura 26).

Figura 26 – Geometria isométrica do Cooler com HeatPipe



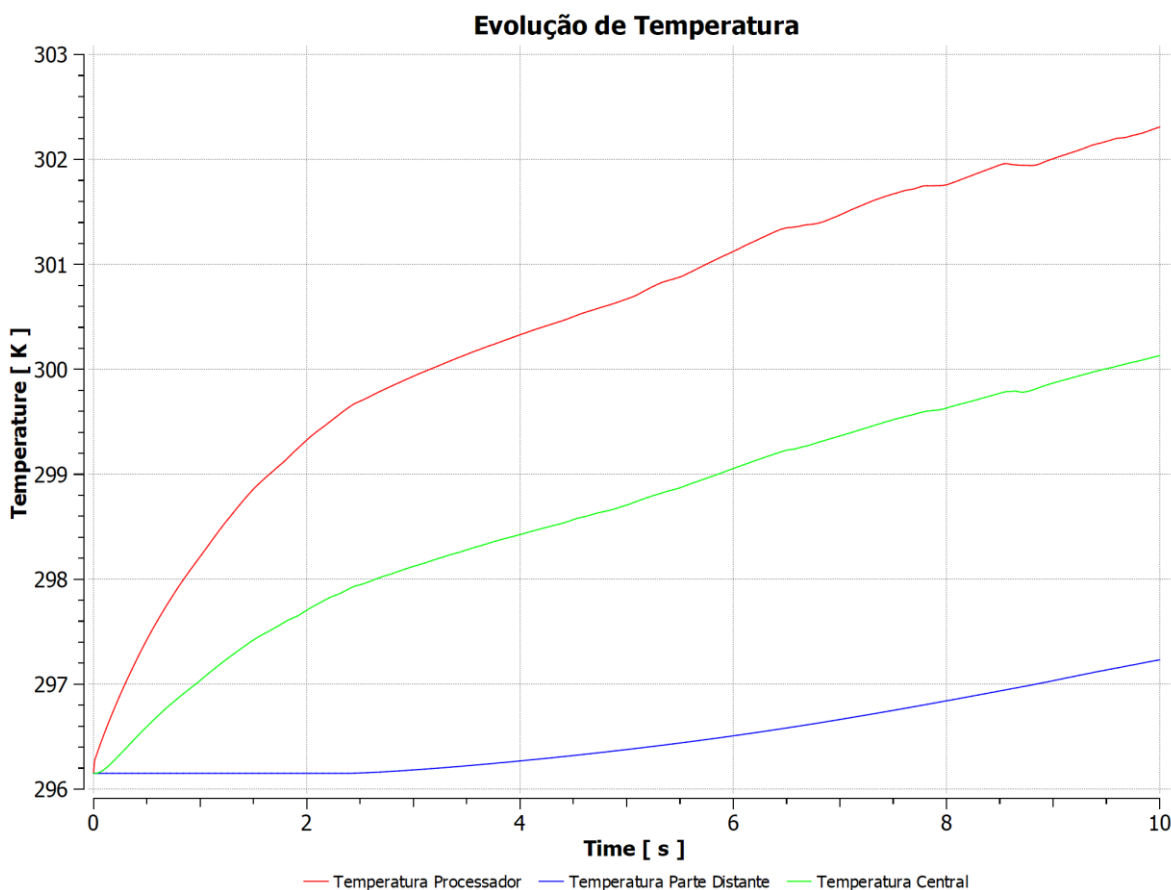
Fonte: Autoria própria (2021).

Foram realizados procedimentos de simulação análogos ao do tubo de calor. A grande vantagem da câmara é toda sua base possuir acesso ao fluido, garantindo a melhor dissipação de calor.

4.2.2.6 Simulação com a Geometria 3

A primeira simulação realizada com a geometria da câmara de vapor foi a de regime transiente por 10 segundos com a temperatura inicial de todas as partes das peças em 23 °C. Foi aferida a temperatura nos mesmos pontos durante a simulação e o perfil de evolução térmica pode ser observado abaixo (Figura 27).

Figura 27 – Gráfico da simulação transiente de evolução da temperatura para geometria 3

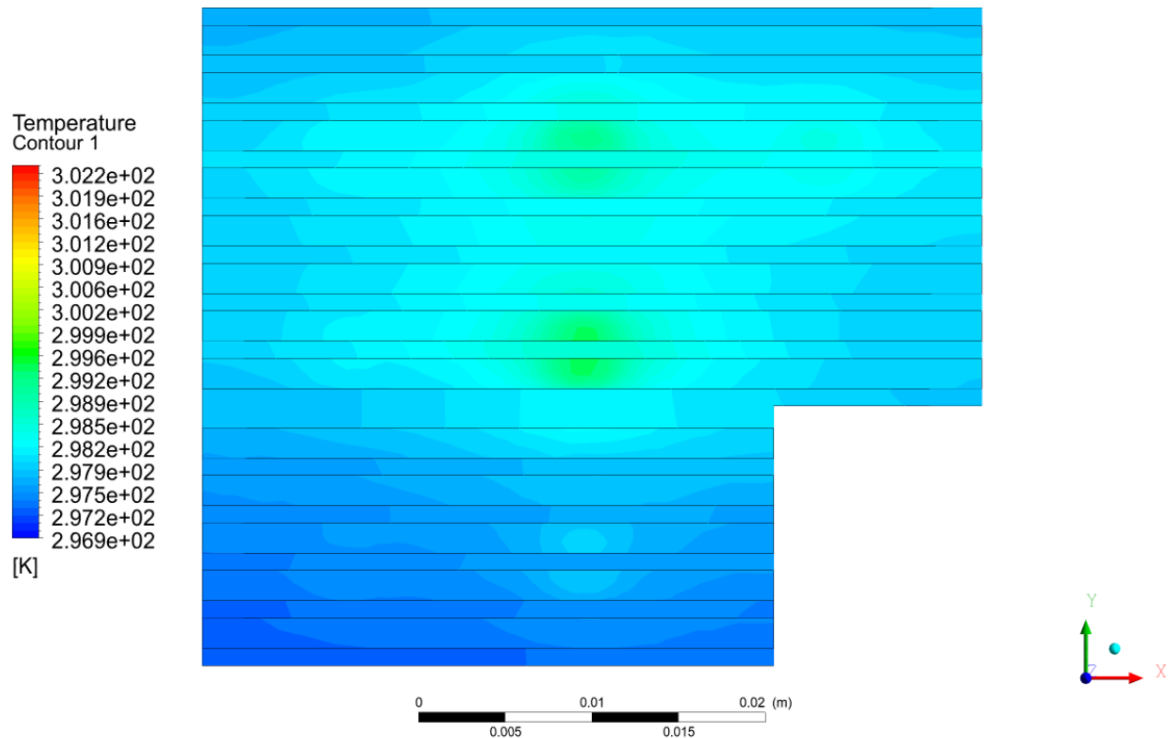


Fonte: Autoria própria (2021).

É possível observar um comportamento parecido com a simulação da geometria 2, mas o aumento de temperatura foi mais significativo durante todo o tempo de simulação. Isso pode ter ocorrido justamente pela existência da câmara de vapor que favorece a transferência de calor entre metal e fluido sobre a condução

somente no metal. Além disso, o range entre a máxima temperatura encontrada e a mínima temperatura encontrada foi de 5,47 °C como mostra a Figura 28.

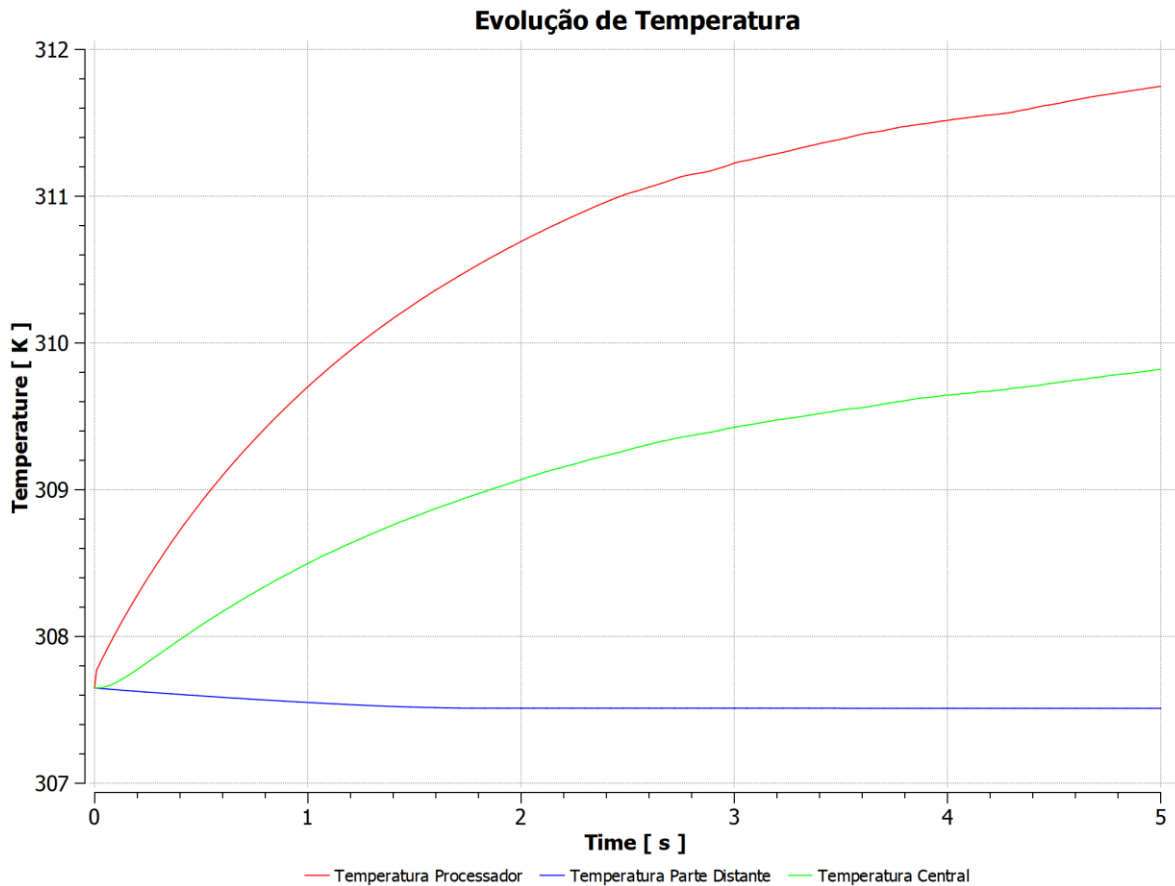
Figura 28 – Perfil térmico da geometria 3 na simulação para tempo 10 segundos



Fonte: Autoria própria (2021).

Para observar o comportamento térmico, quando há mudança de fase, foi realizada uma nova simulação com duração de 5 segundos onde a inicialização de temperatura foi de 34,5 °C (Figura 29).

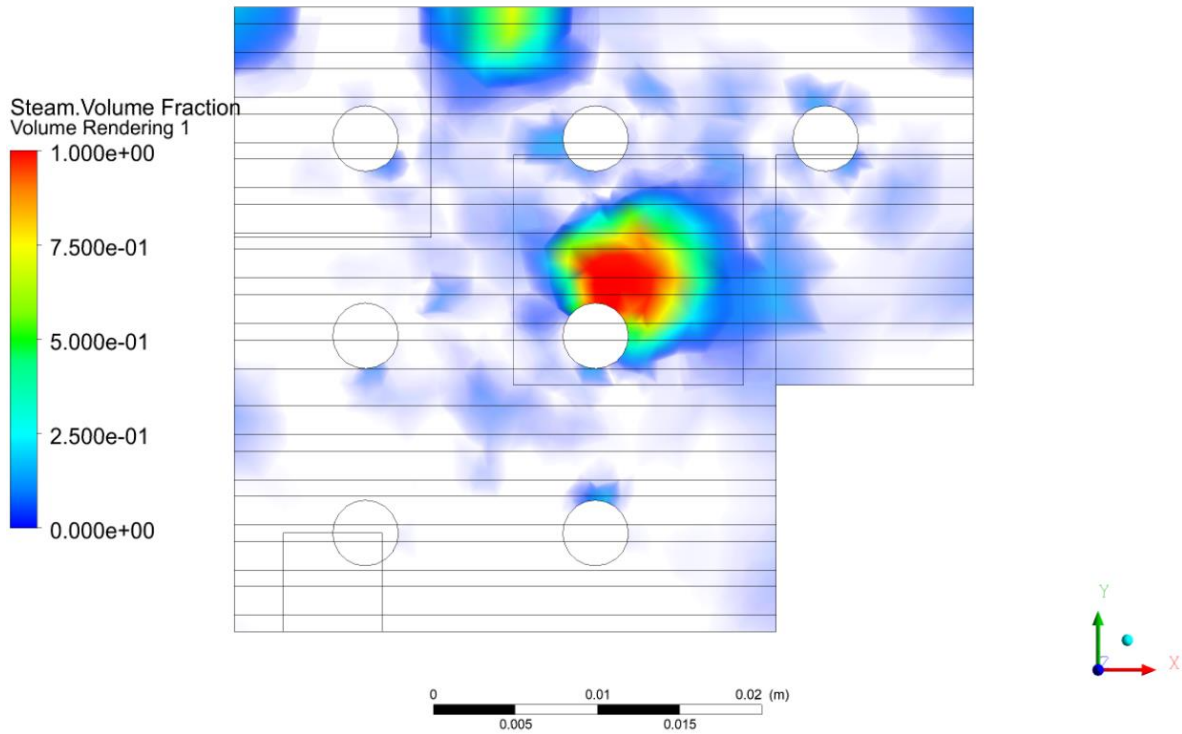
Figura 29 – Fração volumétrica de vapor para a simulação (34,5°C) da geometria 3 no tempo 5s



Fonte: Autoria própria (2021).

Através da Figura 29, é possível notar a estabilização da temperatura do ponto na parte distante além de curvas menos acentuadas nas temperaturas do processador e temperatura central. Isso pode ser explicado pelo fato de que a câmara de vapor distribui de forma mais eficiente a aplicação do fluxo de calor no sistema, sendo assim, a temperatura irá estabilizar em um valor mais baixo quando comparado com o cooler de metal ou com o cooler assistido pelo tubo de calor.

Figura 30 – Fração volumétrica de vapor para a simulação (34,5°C) da geometria 3 no tempo 5s



Fonte: Autoria própria (2021).

A Figura 30 mostra a formação de vapor na região aquecida logo acima do processador onde foi aplicado o fluxo de calor. Da mesma forma que o tubo de calor, o vapor direciona-se para regiões mais frias da peça que atuam como condensadores para mudança de fase de vapor de água para água líquida e o ciclo se perpetua enquanto o gradiente de temperatura existir.

4.2.3 Comparação das geometrias de simulação

Para realizar a comparação das três geometrias analisadas e observar a eficiência dos sistemas em dissipação de calor seria ideal acompanhar a evolução da temperatura durante um período longo suficiente para considerar o sistema em estado estacionário. Como esse cenário não pôde ser atingido devido às limitações de desempenho dos dispositivos disponíveis para cálculo das simulações, foi definido como parâmetro de comparação o desvio padrão das temperaturas das geometrias. E, dessa forma, o programa *CFD-Post* foi capaz de calcular automaticamente os resultados para cada geometria.

Tabela 5 – Resultados comparativo das geometrias simuladas a partir de 23°C.

Geometria	Temperatura Máxima (t=10s)	Temperatura Mínima (t=10s)	Temperatura Média (t=10s)	Desvio Padrão
1 (cooler de metal puro)	300,46 K	296,80 K	298,38 K	3,41 K
2 (cooler com tubo de calor)	300,51 K	296,85 K	298,59 K	3,36 K
3 (cooler com câmara de vapor)	299,49 K	297,23 K	297,98 K	1,42 K

Fonte: Autoria própria (2021).

A tabela 5 mostra o melhor cooler como a geometria 3 devido a seu menor desvio padrão. Apesar da mesma ter apresentado uma temperatura maior no processador, a distribuição foi mais homogênea quando comparado com as outras geometrias que possuíam mais partes de metal puro. Mesmo assim, os resultados para as simulações que inicializaram a 34,5 °C devem ser analisados analogamente.

Tabela 6 – Resultados comparativo das geometrias simuladas a partir de 34,5°C.

Geometria	Temperatura Máxima (t=5s)	Temperatura Mínima (t=5s)	Temperatura Média (t=5s)	Desvio Padrão
1 (cooler de metal puro)	310,21 K	307,43 K	308,33 K	2,17 K
2 (cooler com tubo de calor)	310,35 K	307,50 K	308,53 K	2,19 K
3 (cooler com câmara de vapor)	309,27 K	307,51 K	307,98 K	0,94 K

Fonte: Autoria própria (2021).

Tabela 6 novamente o melhor resultado apresentado da simulação foi a geometria 3. Com isso é possível concluir que para esse design de cooler com as propriedades da placa Raspberry PI 4, a melhor forma de dissipar o calor é com uma câmara de vapor. Apesar disso, o sistema com a geometria 1 em estado estacionário provou que a temperatura máxima atingida foi de 43 °C, bem abaixo do limite para ocorrência de limitações térmicas.

5. CONCLUSÃO

Equipamentos de dissipação de calor para chips de processamento computacional são tópicos de ampla pesquisa devido à temperatura ser um limitador de performance como mostrado no caso da placa *Raspberry PI 4*. Neste caso em específico, a máquina apresentava uma perda de performance na forma de uma redução significativa na frequência do processador quando a temperatura atingia ou passava de 80°C.

Simular o sistema para reproduzir comportamentos baseados em dados reais foi algo indispensável para que os possíveis dissipadores desenhados pudessem mostrar resultados confiáveis. Além disso, a garantia de qualidade em cada etapa do processo de simulação era necessária para que a mesma pudesse ser finalizada sem divergências. Desde a escolha dos materiais que compunham cada peça, para a análise da malha de controle e até mesmo os inputs nos programas de simulação foram cuidadosamente aplicados para que os resultados pudessem serem construídos.

Para os dissipadores criados, a teoria previa a utilização de equipamentos com a assistência de fluidos como os melhores em transferir calor. Isso foi comprovado pelos perfis térmicos mais homogêneos na geometria 3 (câmara de vapor) quando comparado com a geometria 1 (metal puro). A geometria 2, que continha o tubo de calor, não foi eficaz em mostrar os benefícios da fluidodinâmica envolvida no processo devido às dimensões do próprio tubo de calor.

Mesmo com as limitações envolvidas no trabalho, foi possível desenvolver a metodologia para concluir os resultados. Além disso, é possível aplicar a mesma metodologia para simulações mais longas e mais complexas.

Para o estudo com o equipamento da *Raspberry PI 4*, o melhor dissipador é o da geometria 1 (metal puro). Mesmo não possuindo a melhor distribuição de calor, ele já foi capaz de reduzir a temperatura a níveis onde não ocorressem restrições térmicas no processador.

6. REFERENCIAL BIBLIOGRÁFICO

ANSYS Fluent User's Guide, Release 19.1, novembro 2019

CORE ELECTRONICS. **How to Stress Test Temperature on Raspberry Pi (Stressberry)**. 2019. Disponível em: <https://core-electronics.com.au/tutorials/how-to-stress-test-temperature-on-raspberry-pi.html>. Acesso em: 1. mai. 2020.

BUILDCOMPUTERS.NET. **Idle, Normal and Max CPU Temperatures**. 2016. Disponível em: <http://www.buildcomputers.net/cpu-temperature.html>. Acesso em: 1. nov. 2019.

ÇENGEL, Y. A; BOLES, M. A. Termodinâmica. 7º Edição. AMGH, 2013.

CELSIA Making Hot Tecnology Cooler. **Heat Pipe Thermal Conductivity**. 2004. Disponível em: <https://celsiainc.com/heat-sink-blog/heat-pipe-thermal-conductivity/>. Acesso em: 1. mai. 2020.

KHAN ACADEMY. **Computers componentes**. 2019. Disponível em: <https://www.khanacademy.org/computing/ap-computer-science-principles/computers-101/computer--components/a/central-processing-unit-cpu>. Acesso em: 8. out. 2019.

MEYER, G. Design Considerarions When Using Heat Pipes. **Electronics COOLING**, Santa Clara, ago. 2016. Disponível em: <https://www.electronics-cooling.com/2016/08/design-considerations-when-using-heat-pipes/>. Acesso em: 8. out. 2019.

MEYER, G. Heat Pipes & Vapor Chambers Design Guidelines. **THERMAL LIVE 2016**, abr. 2017, Germantown Pike. Disponível em: <https://semi-therm.org/wp-content/uploads/2017/04/Heat-Pipe-Vapor-Chamber-Heat-Sink-Design-Guidelines-Thermal-Live-2016.pptx.pdf>. Acesso em: 8. out. 2019.

MODAK, Y. A. **CFD ANALYSIS OF VAPOR CHAMBER WITH MICRO PILLARS AS HEAT SPREADER FOR HIGH POWER ELECTRONIC DEVICES**. 2016. 48 f. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica – Universidade do Texas, Arlington, 2016. Disponível em: <https://pdfs.semanticscholar.org/8970/64fb1bcd4b177290b29874ec5d40c6196847.pdf>. Acesso em: 9. out. 2019.

NETO, C. B. **TRANSFERÊNCIA DE CALOR (TCL)**. Volume I – Parte 3. 2010. Instituto Federal Santa Catarina - Campus São José. Disponível em: https://wiki.sj.ifsc.edu.br/wiki/images/f/fe/Apostila_TCL_2010_Parte_3.pdf Acesso em: 10. fev. 2021.

PRASHER, R. **A Simplified Conduction Based Modeling Scheme for Design Sensitivity Study of Thermal Solution Utilizing Heat Pipe and Vapor Chamber Technology**. 2003. Vol 125, pag 378-385. Journal of Electronic Packaging. Disponível em: <https://asmedigitalcollection.asme.org/electronicpackaging/article-abstract/125/3/378/461177/A-Simplified-Conduction-Based-Modeling-Scheme-for?redirectedFrom=fulltext>. Acesso em: 2. nov. 2019.

RASPBERRY PI FOUNDATION. **The Hardware in the Raspberry PI**. Disponível em: <https://www.raspberrypi.org/documentation/hardware/raspberrypi/README.md>. Acesso em: 1. mai. 2020.

THE ENGINEERING TOOLBOX. **Convective Heat Transfer**. Disponível em: [https://www.engineeringtoolbox.com/convective-heat-transfer-d_430.html#:~:text=Typical%20convective%20heat%20transfer%20coefficients,%2F\(m2K\)\)](https://www.engineeringtoolbox.com/convective-heat-transfer-d_430.html#:~:text=Typical%20convective%20heat%20transfer%20coefficients,%2F(m2K))) Acesso em: 1. mai. 2020.