



**OTIMIZAÇÃO TOPOLOGICA DE UM CUBO DE RODA  
PARA UM CARRO DE FÓRMULA SAE**

**MATHEUS MELLO DE BRITO**

**PROJETO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**FACULDADE DE TECNOLOGIA  
UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA**

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA  
FACULDADE DE TECNOLOGIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA DE UM CUBO DE RODA  
PARA UM CARRO DE FÓRMULA SAE**

**MATHEUS MELLO DE BRITO**

**Orientador: PROF. ALBERTO CARLOS GUIMARÃES CASTRO DINIZ, ENM/UNB**

**PROJETO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**BRASÍLIA-DF, 19 DE DEZEMBRO DE 2023.**

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA  
FACULDADE DE TECNOLOGIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA DE UM CUBO DE RODA  
PARA UM CARRO DE FÓRMULA SAE**

**MATHEUS MELLO DE BRITO**

PROJETO DE GRADUAÇÃO SUBMETIDO AO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA FACULDADE DE TECNOLOGIA DA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA, COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE BACHAREL EM ENGENHARIA MECÂNICA.

**APROVADA POR:**

Prof. Alberto Carlos Guimarães Castro Diniz, ENM/UnB  
Orientador

Prof. Aline Souza de Paula, ENM/UnB  
Examinador interno

Lais Bittencourt Visnadi, GDS/UnB

**BRASÍLIA, 19 DE DEZEMBRO DE 2023.**

## **FICHA CATALOGRÁFICA**

MATHEUS MELLO DE BRITO

**Otimização Topológica de um Cubo de Roda para um Carro de Fórmula SAE**

**2023 ix, 95 p., 201x297 mm**

(ENM/FT/UnB, Bacharel, Engenharia Mecânica, 2023)

Projeto de Graduação - Universidade de Brasília

Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica

## **REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA**

MATHEUS MELLO DE BRITO (2023) Otimização Topológica de um Cubo de Roda para um Carro de Fórmula SAE. Projeto de Graduação em Engenharia Mecânica, Publicação, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 95 p.

## **CESSÃO DE DIREITOS**

AUTOR: Matheus Mello de Brito

TÍTULO: Otimização Topológica de um Cubo de Roda para um Carro de Fórmula SAE.

GRAU: Bacharel ANO: 2023

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias desta projeto de Graduação e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor se reserva a outros direitos de publicação e nenhuma parte desta projeto de Graduação pode ser reproduzida sem a autorização por escrito do autor.

---

Matheus Mello de Brito

matheusmellodebrito@gmail.com

# Agradecimentos

Gostaria de agradecer primeiramente ao meu orientador Alberto Carlos Guimarães Castro Diniz pelo tema principal do projeto e pelos conhecimentos passados à mim, além da equipe de competição Apuama Racing e seus membros pelos ensinamentos em práticas de engenharia no software ANSYS, assim como a sugestão da utilização do cubo de roda como peça de estudo neste projeto de graduação. Também gostaria de agradecer à minha família e à minha namorada Júlia Passos Pontes pelo apoio ao longo da minha jornada acadêmica.

# Resumo

Este projeto de graduação tem como objetivo realizar a otimização topológica de um cubo de roda de aro 10 polegadas para um carro de Fórmula SAE, mais especificamente para a equipe Apuama Racing. A importância desse projeto se dá principalmente pela redução de massa da peça, o que implica em um cubo de roda mais leve e ao mesmo tempo resistente aos esforços atuantes, tornando o carro mais competitivo. Portanto, neste relatório é apresentado o MEF, procedimento matemático utilizado pelo software ANSYS para calcular os esforços no cubo de roda. Em seguida são expostos os tipos de otimização estrutural mais difundidos, assim como as etapas de projeto. Também são mostrados os softwares utilizados neste projeto para a criação das geometrias. Apresenta-se em seguida o projeto do cubo de roda, mostrando desde as condições de contorno adotadas até a sua validação. Finalizando o relatório, são feitas as devidas conclusões e análises a respeito dos resultados obtidos neste projeto. No apêndice é apresentada a metodologia de otimização topológica em um suporte como uma peça didática, destacando-se os fundamentos da técnica e sua implementação usando o ANSYS.

# Abstract

This graduation project aims to perform the topology optimization of a 10-inch wheel hub for a Formula SAE car, specifically for the Apuama Racing team. The importance of this project lies primarily in reducing the mass of the component, resulting in a lighter wheel hub and, consequently, a lighter competition car. Therefore, this report presents the Finite Element Method (FEM), a mathematical procedure used by the ANSYS software to calculate the stresses in the geometry. The most widely used types of structural optimization and the design stages are then introduced. The softwares used in this project for creating the geometries are also presented. In the next chapter is presented the wheel hub design, showcasing everything from the adopted boundary conditions to its validation. Concluding the report, the conclusions and analyses regarding the results obtained in this project are presented. In the appendix, the methodology of topological optimization on a support is presented as a didactic component, highlighting the fundamentals of the technique and its implementation using ANSYS.

# SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	<b>1</b>
1.1	CUBO DE RODA .....	2
1.2	FÓRMULA SAE .....	4
1.3	APUAMA RACING .....	4
1.4	ORGANIZAÇÃO DO RELATÓRIO .....	5
<b>2</b>	<b>MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS</b> .....	<b>6</b>
2.1	PRINCÍPIO DE HAMILTON.....	7
2.2	FORMULAÇÃO .....	8
2.2.1	MÉTODO DO DESLOCAMENTO .....	8
2.3	QUALIDADE DA MALHA DE DISCRETIZAÇÃO.....	11
<b>3</b>	<b>OTIMIZAÇÃO ESTRUTURAL</b> .....	<b>14</b>
3.1	ETAPAS DE PROJETO .....	14
3.1.1	OTIMIZAÇÃO .....	15
3.2	FORMA MATEMÁTICA DA OTIMIZAÇÃO ESTRUTURAL .....	15
3.3	PROBLEMA DE OTIMIZAÇÃO ESTRUTURAL .....	16
3.4	MÉTODOS DE OTIMIZAÇÃO ESTRUTURAL .....	17
3.4.1	OTIMIZAÇÃO DE DIMENSIONAMENTO .....	17
3.4.2	OTIMIZAÇÃO DE FORMA.....	18
3.4.3	OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA.....	19
<b>4</b>	<b>SOFTWARES UTILIZADOS</b> .....	<b>22</b>
4.1	SOLIDWORKS .....	22
4.2	ANSYS .....	23
4.2.1	ANSYS WORKBENCH .....	24
4.2.2	ANSYS SPACECLAIM .....	25
4.2.3	ANSYS MECHANICAL.....	26
<b>5</b>	<b>OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA DO CUBO DE RODA</b> .....	<b>27</b>
5.1	CONDIÇÕES DE CONTORNO .....	28
5.2	SIMULAÇÃO ESTÁTICA ESTRUTURAL .....	31
5.2.1	CUBO TRASEIRO: ACELERAÇÃO E CURVA .....	31

5.2.2	CUBO TRASEIRO: DESACELERAÇÃO E CURVA .....	33
5.2.3	CUBO DIANTEIRO: DESACELERAÇÃO E CURVA .....	35
5.3	OTIMIZAÇÃO TOPOLOGICA .....	37
5.3.1	REGIÃO DE OTIMIZAÇÃO .....	37
5.3.2	SOLUÇÃO .....	41
5.4	ANÁLISE DE FABRICAÇÃO .....	46
5.5	DETALHAMENTO DAS PEÇAS - VERSÃO 1 .....	46
5.6	VALIDAÇÃO COMPUTACIONAL DO PROJETO - VERSÃO 1 .....	49
5.6.1	CUBO TRASEIRO: ACELERAÇÃO E CURVA .....	49
5.6.2	CUBO TRASEIRO: DESACELERAÇÃO E CURVA .....	50
5.6.3	CUBO DIANTEIRO: DESACELERAÇÃO E CURVA .....	52
5.7	DETALHAMENTO DAS PEÇAS - VERSÃO 2 .....	53
5.8	VALIDAÇÃO COMPUTACIONAL DO PROJETO - VERSÃO 2 .....	55
5.8.1	CUBO TRASEIRO: ACELERAÇÃO E CURVA .....	56
5.8.2	CUBO TRASEIRO: DESACELERAÇÃO E CURVA .....	57
5.8.3	CUBO DIANTEIRO: DESACELERAÇÃO E CURVA .....	59
<b>6</b>	<b>CONCLUSÕES .....</b>	<b>61</b>
	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>65</b>
	<b>APÊNDICE A - ETAPAS DE UMA OTIMIZAÇÃO TOPOLOGICA .....</b>	<b>67</b>
6.1	SUPORTE METÁLICO .....	67
6.2	A SIMULAÇÃO .....	68
6.2.1	SIMULAÇÃO ESTÁTICA ESTRUTURAL .....	70
6.2.2	SIMULAÇÃO DE OTIMIZAÇÃO TOPOLOGICA .....	77
6.2.3	VALIDAÇÃO COMPUTACIONAL DO PROJETO .....	79
	<b>APÊNDICE B - STATUS DE CÉLULAS E QUALIDADES DE MALHA .....</b>	<b>87</b>
6.3	STATUS DAS CÉLULAS DO ANSYS .....	87
6.4	QUALIDADES DE MALHA .....	88

# LISTA DE FIGURAS

1.1	Montagem do conjunto de roda traseiro (esquerda) e dianteiro (direita) do AF-22. ..	2
1.2	Cubo de roda traseiro do aro de 10 polegadas da Apuama Racing. ....	3
1.3	Antigo cubo de roda utilizado pela Apuama Racing. - Autoria própria. ....	3
1.4	AF-22.....	4
2.1	Peça dividida em elementos.....	6
3.1	Método iterativo-intuitivo.....	15
3.2	Exemplo de otimização de dimensionamento. ....	18
3.3	Exemplo de otimização de forma.....	18
3.4	Exemplo de otimização topológica de treliça.....	19
3.5	Exemplo de otimização topológica de uma viga.....	20
3.6	Procedimento de projeto estrutural por otimização topológica.....	21
4.1	Interface do ANSYS Workbench.....	24
4.2	Interface do ANSYS SpaceClaim.....	25
4.3	Interface do ANSYS Mechanical.....	26
5.1	Comparativo entre os cubos dianteiro (esquerda) e traseiro (direita). ....	27
5.2	Condições de contorno do cubo de roda traseiro para o caso 3.....	29
5.3	Condições de contorno do cubo de roda traseiro para o caso 4.....	30
5.4	Condições de contorno do cubo de roda dianteiro para o caso 4.....	30
5.5	Análise das tensões equivalentes de von-Mises no cubo traseiro em aceleração com curva.....	32
5.6	Detalhe dos esforços sofridos devido ao torque trativo e carga do veículo.....	32
5.7	Fatores de segurança gerais do cubo traseiro em aceleração e curva.....	33
5.8	Análise das tensões equivalentes de von-Mises no cubo traseiro em frenagem com curva.....	33
5.9	Detalhe em um dos pontos críticos do cubo traseiro em frenagem com curva.....	34
5.10	Fatores de segurança gerais do cubo traseiro em desaceleração e curva.....	34
5.11	Análise das tensões equivalentes de von-Mises no cubo dianteiro em frenagem com curva.....	35
5.12	Fatores de segurança locais do cubo dianteiro em desaceleração e curva.....	36
5.13	Região mais crítica do cubo dianteiro em frenagem brusca com curva.....	36

5.14	Regiões de projeto topológico (roxo) e de exclusão (vermelho). .....	37
5.15	Regiões de projeto topológico (roxo) e de exclusão (vermelho). .....	38
5.16	Regiões de projeto topológico (roxo) e de exclusão (vermelho). .....	39
5.17	Regiões de projeto topológico (roxo) e de exclusão (vermelho). .....	39
5.18	Regiões de projeto topológico (roxo) e de exclusão (vermelho). .....	40
5.19	Regiões de projeto topológico (roxo) e de exclusão (vermelho). .....	40
5.20	Resultado da otimização topológica do cubo traseiro (caso 3) com 70% de retenção de massa (vista frontal).....	41
5.21	Resultado da otimização topológica do cubo traseiro (caso 3) com 70% de retenção de massa (vista traseira).....	41
5.22	Resultado da otimização topológica do cubo traseiro (caso 4) com 60% de retenção de massa (vista frontal).....	42
5.23	Resultado da otimização topológica do cubo traseiro (caso 4) com 60% de retenção de massa (vista traseira).....	43
5.24	Detalhe no suporte do disco de freio com baixa tensão aplicada (azul). .....	44
5.25	Resultado da otimização topológica do cubo dianteiro (caso 4) com 60% de retenção de massa (vista frontal). .....	44
5.26	Resultado da otimização topológica do cubo dianteiro (caso 4) com 60% de retenção de massa (vista traseira). .....	45
5.27	Detalhe na formação de uma treliça pela otimização topológica.....	45
5.28	Cubo traseiro otimizado e detalhado para fabricação (Versão 1).....	47
5.29	Cubo dianteiro otimizado e detalhado para fabricação (Versão 1).....	47
5.30	Redução de massa na espessura interna do cubo traseiro. ....	48
5.31	Tensões atuantes no cubo traseiro otimizado e detalhado no cenário 3 (Versão 1). ...	49
5.32	Fatores de segurança gerais do cubo traseiro otimizado e detalhado no cenário 3 (Versão 1).....	50
5.33	Tensões atuantes no cubo traseiro otimizado e detalhado no cenário 3 (Versão 1). ...	50
5.34	Fatores de segurança gerais do cubo traseiro otimizado e detalhado no cenário 3 (Versão 1).....	51
5.35	Tensões atuantes no cubo dianteiro otimizado e detalhado no cenário 4 (Versão 1). .	52
5.36	Fatores de segurança gerais do cubo dianteiro otimizado e detalhado no cenário 4 (Versão 1).....	52
5.37	Cubo traseiro otimizado e detalhado para fabricação (Versão 2).....	54
5.38	Cubo dianteiro otimizado e detalhado para fabricação (Versão 2).....	54
5.39	Tensões atuantes no cubo traseiro otimizado e detalhado no cenário 3 (Versão 2). ...	56
5.40	Fatores de segurança locais do cubo traseiro otimizado e detalhado no cenário 3 (Versão 2).....	56
5.41	Tensões atuantes no cubo traseiro otimizado e detalhado no cenário 4 (Versão 2). ...	57
5.42	Fatores de segurança locais do cubo traseiro otimizado e detalhado no cenário 4 (Versão 2).....	58
5.43	Tensões atuantes no cubo dianteiro otimizado e detalhado no cenário 4 (Versão 2). .	59

5.44	Fatores de segurança locais do cubo dianteiro otimizado e detalhado no cenário 4 (Versão 2).....	59
6.1	Peça em estudo.....	67
6.2	Ícone da simulação estrutural estática.....	68
6.3	Tela com o ícone <i>Static Structural</i> .....	69
6.4	Inserindo a peça no ANSYS Workbench.....	69
6.5	Tela do ANSYS Mechanical.....	70
6.6	Seleção do método de tamanho.....	71
6.7	Aplicação do método em toda a peça e definição de tamanho.....	71
6.8	Malha gerada.....	72
6.9	Dados da assimetria dos elementos da malha.....	72
6.10	Dados da qualidade ortogonal dos elementos da malha.....	73
6.11	Seleção da célula de carga de rolamento.....	73
6.12	Condição de contorno de força aplicada.....	74
6.13	Seleção da célula de suporte cilíndrico.....	74
6.14	Condição de contorno de apoio aplicada.....	75
6.15	Inserindo a tensão equivalente de von-Mises na solução.....	75
6.16	Inserindo o fator de segurança na solução.....	76
6.17	Solução da tensão equivalente de von-Mises.....	76
6.18	Solução do fator de segurança.....	77
6.19	Criação da dependência de resultados.....	77
6.20	Otimização topológica no ANSYS Mechanical.....	78
6.21	Resultado da otimização topológica (60%).....	79
6.22	Criação do sistema de validação.....	80
6.23	Edição da peça no ANSYS SpaceClaim.....	80
6.24	Seleção do contorno da peça.....	81
6.25	Colando o contorno da peça.....	81
6.26	Ferramentas de simplificação do contorno.....	82
6.27	Primeira simplificação do contorno da peça.....	82
6.28	Novo contorno do suporte.....	83
6.29	Nova geometria gerada no SpaceClaim.....	83
6.30	Resultado da tensão equivalente de von-Mises (60%).....	84
6.31	Resultado do fator de segurança (60%).....	84
6.32	Resultado da tensão equivalente de von-Mises (40%).....	85
6.33	Resultado do fator de segurança (40%).....	85
6.34	Resultado da tensão equivalente de von-Mises (20%).....	86
6.35	Resultado do fator de segurança (20%).....	86
6.36	Tabela descritiva dos ícones de status do ANSYS.....	87
6.37	Dados da assimetria dos elementos da malha (60%).....	88
6.38	Dados da qualidade ortogonal dos elementos da malha (60%).....	88

6.39	Dados da assimetria dos elementos da malha (40%).	89
6.40	Dados da qualidade ortogonal dos elementos da malha (40%).	89
6.41	Dados da assimetria dos elementos da malha (20%).	90
6.42	Dados da qualidade ortogonal dos elementos da malha (20%).	90
6.43	Dados da assimetria dos elementos da malha para o cubo traseiro do projeto conceitual.	91
6.44	Dados da qualidade ortogonal dos elementos da malha para o cubo traseiro do projeto conceitual.	91
6.45	Dados da assimetria dos elementos da malha para o cubo dianteiro do projeto conceitual.	92
6.46	Dados da qualidade ortogonal dos elementos da malha para o cubo dianteiro do projeto conceitual.	92
6.47	Dados da assimetria dos elementos da malha para o cubo traseiro do projeto otimizado (Versão 1).	93
6.48	Dados da qualidade ortogonal dos elementos da malha para o cubo traseiro do projeto otimizado (Versão 1).	93
6.49	Dados da assimetria dos elementos da malha para o cubo dianteiro do projeto otimizado (Versão 1).	94
6.50	Dados da qualidade ortogonal dos elementos da malha para o cubo dianteiro do projeto otimizado (Versão 1).	94
6.51	Dados da assimetria dos elementos da malha para o cubo traseiro do projeto otimizado (Versão 2).	95
6.52	Dados da qualidade ortogonal dos elementos da malha para o cubo traseiro do projeto otimizado (Versão 2).	95
6.53	Dados da assimetria dos elementos da malha para o cubo dianteiro do projeto otimizado (Versão 2).	96
6.54	Dados da qualidade ortogonal dos elementos da malha para o cubo dianteiro do projeto otimizado (Versão 2).	96

# LISTA DE TABELAS

2.1	Parâmetros de qualidade de malha segundo a métrica Skewness. ....	12
2.2	Parâmetros de qualidade de malha segundo a métrica Orthogonal Quality.....	13
5.1	Massas dos cubos traseiros e dianteiros.....	28
5.2	Todas as forças e torques aplicados diretamente nos cubos. ....	29
5.3	Máximas tensões e fatores de segurança das três simulações estáticas estruturais das geometrias otimizadas.....	36
5.4	Massas dos cubos traseiros e dianteiros otimizados.....	48
5.5	Máximas tensões e fatores de segurança das três validações computacionais das geometrias otimizadas (Versão 1).....	53
5.6	Massas dos cubos traseiros e dianteiros (Versão 2).....	55
5.7	Máximas tensões e fatores de segurança das três validações computacionais das geometrias otimizadas (Versão 2).....	60
6.1	Análise de fabricação dos modelos de cubo de roda traseiro. ....	61
6.2	Análise de fabricação dos modelos de cubo de roda dianteiro.....	62
6.3	Massas completas dos quatro cubos de cada projeto.....	63
6.4	Custo total de usinagem dos modelos otimizados 1 e 2. ....	63

# LISTA DE TERMOS E SIGLAS

AF	Apuama Formula
CAD	<i>Computer-Aided Design</i>
MEF	Método dos Elementos Finitos
OE	Otimização Estrutural
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>

# Capítulo 1

## Introdução

Almejando-se um veículo com maior performance, a equipe de competição Apuama Racing de Fórmula SAE da Universidade de Brasília - UnB busca que as peças de seu novo carro sejam mais leves. Assim, como membro dessa equipe, nesse Projeto de Graduação proponho aprimorar o cubo de roda do aro de 10 polegadas através da otimização topológica usando o software ANSYS Workbench<sup>®</sup>.

Essa necessidade por elementos veiculares mais leves sempre foi um grande objetivo no ramo automotivo e principalmente no automobilismo, o que por si só já é uma área de estudo. Alinhado a isso, a otimização topológica é uma importante ferramenta que consegue avaliar através do método dos elementos finitos (MEF) as regiões da peça onde o material pode ser retirado, tornando-a mais leve. Logo, este é o objeto de estudo deste projeto, otimizar um cubo de roda através da otimização topológica para que o veículo fique mais leve e competitivo, sem que isso comprometa o funcionamento deste componente nos casos mais críticos de atuação do cubo.

Para atingir esse objetivo foi feita uma revisão sobre o método de otimização topológica e estudado a aplicação do mesmo via o software comercial ANSYS Workbench<sup>®</sup>. Apesar do software possuir ferramentas para a otimização topológica, seus usos não são evidentes e cuidados devem ser tomados para garantir que a malha de elementos finitos não afete a qualidade dos resultados obtidos.

Tomando como função objetivo a massa do cubo de roda com as restrições de que a peça deveria atender as condições de carregamento e de contorno, foi utilizado um modelo sólido dos cubos dianteiros e traseiros desenvolvido no software SolidWorks<sup>®</sup> e discretizado em elementos finitos usando o ANSYS SpaceClaim<sup>®</sup>.

Para a definição dos carregamentos foram considerados os casos de aceleração e frenagem, tanto em linha reta como em curva. Isso implicou na realização de diferentes otimizações e na combinação dos resultados de maneira que a peça final atendesse a todos as situações de carregamento. Cabe ressaltar que, apesar de alguns trabalhos anteriores aplicarem simultaneamente todas as condições de carregamento e fazer a otimização, essa não é uma solução de engenharia viável visto que as condições de aceleração e frenagem nunca acontecem ao mesmo tempo.

Então a metodologia de otimização deve considerar separadamente os casos de carregamento e o engenheiro de projeto deve combinar as soluções otimizadas para que a peça final atenda aos diferentes casos. Além disso, na metodologia de realização da otimização nesse Projeto de Graduação considerou-se também aspectos da fabricação da peça final. A otimização topológica leva a uma redução ótima da massa atendendo as restrições de carregamento e condições de contorno, contudo pode levar a geometrias complexas de fabricação inviável ou muito caras. Assim, após a obtenção das geometrias otimizadas para os cubos foi feita uma avaliação da viabilidade de fabricação e uma adaptação da solução para otimizar também os custos de fabricação. Por fim, as peças otimizadas foram testadas no tocante às suas resistências aos esforços aplicados.

A seguir são apresentados os aspectos fundamentais quanto ao cubo de roda, a competição Fórmula SAE, a equipe Apuama Racing, bem como a organização desse relatório.

## 1.1 Cubo de Roda

Um cubo de roda, também conhecido simplesmente como cubo, é uma parte fundamental dos sistemas de suspensão e direção de veículos automotores, sendo responsável por permitir que as rodas girem em torno do eixo, enquanto mantém uma ligação com o veículo. Montado juntamente com rolamentos, o cubo exerce a função de suportar cargas, transferir o torque do semieixo para a roda (apenas em eixos motores), reduzir atrito entre o conjunto rodante e o veículo e, também, fixar as rodas e os discos de freio (Figura 1.1).

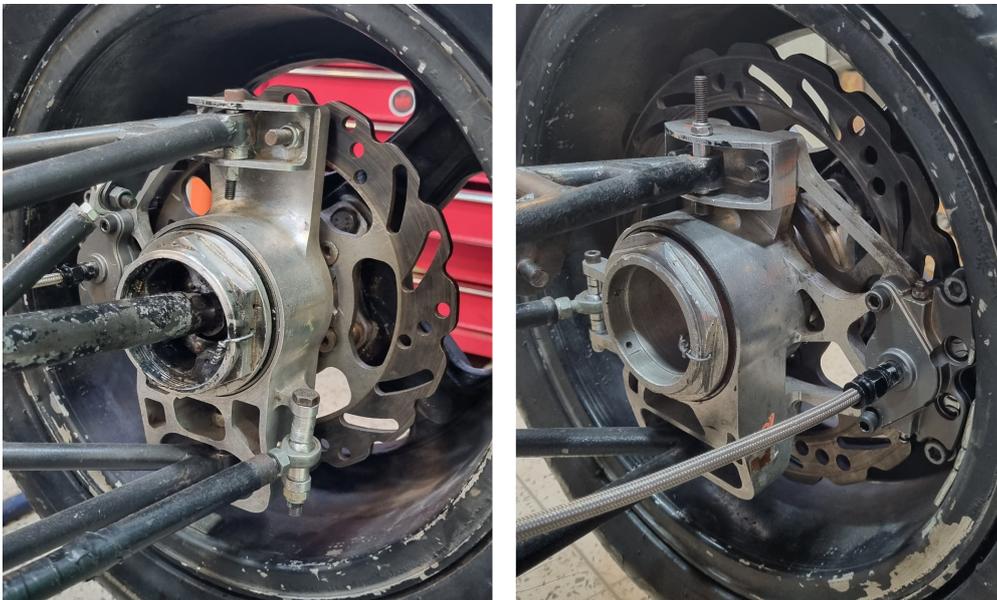


Figura 1.1: Montagem do conjunto de roda traseiro (esquerda) e dianteiro (direita) do AF-22.

Fonte: Autoria própria.

Atualmente, no projeto conceitual, cada cubo de roda traseiro (Figura 1.2) e dianteiro pesa aproximadamente 612,06 g e 485,94 g, respectivamente, pesando o conjunto todo 2,196 kg, sendo estes valores fornecidos pelo software SolidWorks com a especificação do alumínio 7075-T6 como

material de fabricação. Como o veículo possui um peso de aproximadamente 260 kg, sem piloto, os quatro cubos de roda representam 0,845% da massa total do carro.

Já para a conta onde o veículo está com o piloto, sua massa total é de 335 kg e o conjunto representa 0,655% de sua massa total.

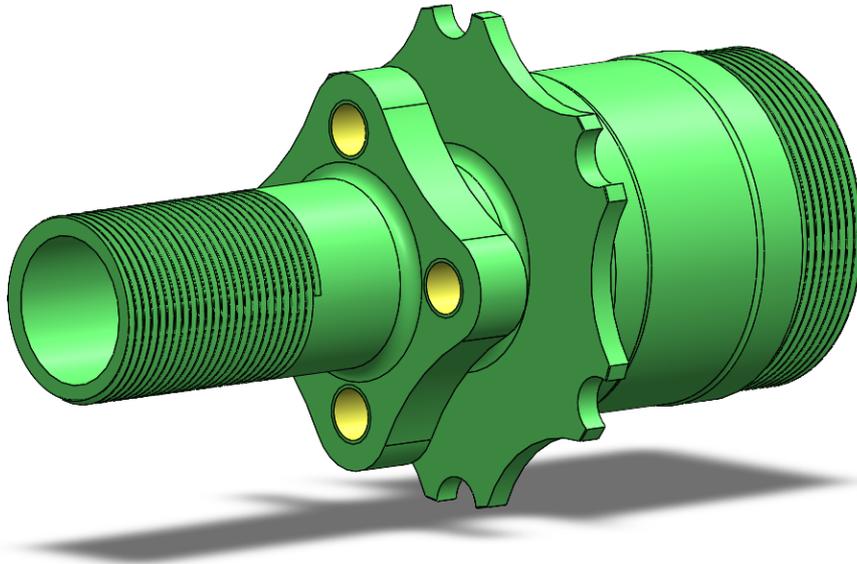


Figura 1.2: Cubo de roda traseiro do aro de 10 polegadas da Apuama Racing.

Fonte: Autoria própria.

Vale ressaltar que este projeto conceitual já apresenta elementos de otimização topológica principalmente nas regiões de encaixe com a roda e com o disco de freio, como pode ser comparado com a Figura 1.3 onde mostra um cubo antigo utilizado pela equipe. Outras grandes diferenças entre essas peças se dá pelo tipo de encaixe da roda e também pelos tamanhos de aros distintos.



Figura 1.3: Antigo cubo de roda utilizado pela Apuama Racing. - Autoria própria.

## 1.2 Fórmula SAE

Como enunciado em SAE BRASIL (2023), a competição Fórmula SAE tem como objetivo principal impulsionar de forma expressiva a interação entre teoria e prática na formação dos estudantes de Engenharia. Ao participarem dessa competição, os estudantes têm uma oportunidade real de aplicar os conceitos e técnicas aprendidos em suas aulas de forma concreta e tangível. Além disso, a competição estimula ativamente a colaboração e a cooperação entre os membros das equipes, reconhecendo sua importância fundamental para o desenvolvimento completo do projeto de um veículo do tipo Fórmula. Através dessa sinergia entre conhecimento teórico e prático, os participantes adquirem uma valiosa experiência que contribui para sua formação profissional e os prepara para os desafios do mundo real na área de Engenharia.

## 1.3 Apuama Racing

A Apuama Racing é uma equipe reconhecida na Universidade de Brasília por sua participação na competição Fórmula SAE Brasil. Fundada em 2004 por alunos do curso de Engenharia, a equipe tem desempenhado um papel fundamental na formação prática dos estudantes ao longo de suas graduações (APUAMA RACING, 2023). Com o apoio dedicado de professores e mentores, a Apuama Racing lançou seu primeiro protótipo em 2005, marcando sua estreia na prestigiada competição. Desde então, a equipe tem se empenhado em aprimorar suas habilidades e conhecimentos, buscando constantemente superar desafios e alcançar resultados notáveis a cada ano.

A Apuama Racing é uma verdadeira prova do talento e dedicação dos alunos da UnB, que combinam seu aprendizado teórico com uma experiência prática inestimável, impulsionando seu desenvolvimento profissional e contribuindo para o avanço da engenharia no país. A Figura 1.4 mostra o carro construído pela equipe para a competição do ano de 2022.



Figura 1.4: AF-22.

Fonte: Autoria própria.

## 1.4 Organização do Relatório

Este relatório apresenta, além desta introdução, mais quatro capítulos com o desenvolvimento do trabalhos, mais um capítulo de conclusão e dois apêndices.

No Capítulo 2 são apresentados os procedimentos matemáticos do MEF que são utilizados na simulação estrutural, onde serão analisadas as tensões equivalentes de von-Mises e o seu fator de segurança. Além disso, este método também é utilizado na otimização topológica, onde se remove material das regiões menos cruciais do cubo de roda.

Já no Capítulo 3 são apresentadas as etapas de projeto e o modelo de otimização, além dos principais métodos de otimização estrutural mais utilizados no mercado, a otimização de dimensionamento, a otimização de forma e a otimização topológica. E no Capítulo 4 são descritos os softwares utilizados na elaboração deste projeto.

No Capítulo 5 é feita a otimização estrutural do cubo de roda em si, mostrando todas as ferramentas utilizadas ao longo do processo, assim como as condições de contorno definidas como parâmetros de entrada da simulação, como regiões de apoio e aplicações de forças, assim como suas magnitudes. Com os resultados obtidos, finaliza-se este projeto com uma análise e conclusão das geometrias geradas. Espera-se assim que a estrutura final otimizada do cubo de roda seja validada, apresentando um fator de segurança de projeto adequado à sua aplicação, de modo que ela não seja super-dimensionada ao mesmo tempo que mais leve que a original.

O Capítulo 6 apresenta as conclusões do trabalho, seguido pela lista de referências utilizadas.

No Apêndice A é apresentada uma otimização topológica de um suporte, que é uma peça mais didática para exemplo. Nela são mostradas todas as etapas necessárias para a criação de uma geometria otimizada, desde a sua modelagem no software SolidWorks® até a otimização propriamente dita no ANSYS Workbench®, passando pelos processos de simulação estrutural e redefinição dos contornos do suporte. O objetivo deste exemplo é mostrar como a otimização topológica age em uma peça mecânica e como ela afeta a sua estrutura, onde são analisadas três situações diferentes de retenção de massa, 60%, 40% e 20%. Já no Apêndice B são apresentadas os resultados das avaliações das qualidades de malha da maioria das geometrias presentes neste relatório.

## Capítulo 2

# Método dos Elementos Finitos

O método dos elementos finitos é bastante utilizado nos softwares comerciais de simulação, como o ABAQUS, NASTRAN, ALTAIR e ANSYS, por exemplo. Neste método, o objeto em estudo é dividido, através de um processo de aproximação discreta, em pequenos elementos que são interligados por nós em seus vértices, gerando a malha. Estes elementos possuem as mesmas propriedades do todo. A representação do MEF pode ser visualizada na Figura 2.1.

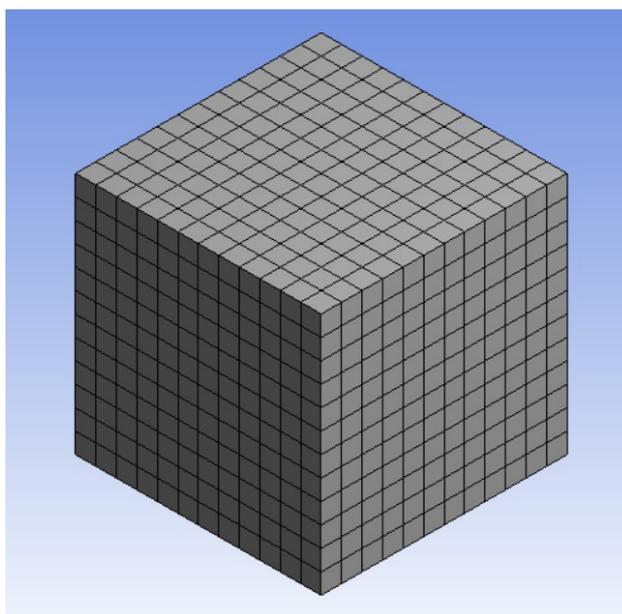


Figura 2.1: Peça dividida em elementos.

Fonte: Autoria própria.

No exemplo acima, os elementos possuem a forma de um hexaedro, porém isto não é uma regra. Eles também podem assumir formas de tetraedros para simulações em três dimensões, e para duas dimensões podem ser triângulos e quadrados.

Na formulação do problema em meios contínuos, as incógnitas, também conhecidas como variáveis de campo, podem assumir valores distintos em cada região do domínio. Para isso, o software calcula os valores das variáveis de campo em cada um dos nós da malha gerada na discre-

tização do domínio, e através de cálculos de interpolação numérica consegue aproximar os valores para os pontos entre os nós; o que permite obter resultados com boa precisão. Mas para que isso ocorra, é de suma importância que a malha seja de boa qualidade, caso contrário as aproximações podem retornar valores incorretos e a simulação não será confiável. Mas isso será tratado mais à frente no tópico de qualidade de malha (Seção 2.3).

## 2.1 Princípio de Hamilton

Segundo G. R. Liu e Quek (2003), o princípio de Hamilton é um princípio variacional usado nas equações de elementos finitos. Ela é uma ferramenta simples porém poderosa que é utilizada para derivar sistemas discretizados de equações dinâmicas. Este princípio diz que de todos os históricos temporais de deslocamento, a solução mais precisa faz a função lagrangiana ser mínima.

Um campo de deslocamento admissível deve satisfazer as três seguintes condições:

- **Equações de compatibilidade:** Garante a continuidade dos deslocamentos no domínio do problema;
- **Condições de contorno cinemáticas:** Garante que as restrições de deslocamento sejam satisfeitas;
- **Condições de tempo inicial e final** ( $t_1$  e  $t_2$ ): requer o histórico de deslocamento para satisfazer as restrições de tempo inicial e final.

Representando matematicamente, tem-se o princípio variacional de Hamilton:

$$\delta \int_{t_1}^{t_2} L dt = 0 \quad (2.1)$$

Onde  $\delta$  é a variação de caminho e  $L$  é a função lagrangiana descrita como:

$$L = T - \Pi + W_f \quad (2.2)$$

Sendo  $T$  a energia cinética,  $\Pi$  a energia de deformação elástica e  $W_f$  o trabalho realizado por forças externas. A equação da energia cinética é:

$$T = \frac{1}{2} \int_V \rho \dot{\mathbf{U}}^T \dot{\mathbf{U}} dV \quad (2.3)$$

Em que  $V$  representa o volume total do sólido,  $\rho$  é a densidade do material e  $U$  é o conjunto admissível de histórico de tempo de deslocamento. Já a energia de deformação em todo o domínio é expressa por:

$$\Pi = \frac{1}{2} \int_V \varepsilon^T \sigma dV = \frac{1}{2} \int_V \varepsilon^T \mathbf{c} \varepsilon dV \quad (2.4)$$

Onde  $\varepsilon$  são as deformações causadas pelo vetor  $\mathbf{U}$ ,  $\sigma$  é a tensão aplicada e  $\mathbf{c}$  é a matriz das constantes dos materiais. Por último, o trabalho realizado pelas forças externas ao longo do conjunto admissível de histórico de tempo de deslocamento ( $\mathbf{U}$ ) é obtido pela seguinte equação:

$$W_f = \int_V \mathbf{U}^T \mathbf{f}_b dV + \int_{S_f} \mathbf{U}^T \mathbf{f}_s dS_f \quad (2.5)$$

Em que a superfície do sólido onde as forças são aplicadas é representada por  $S_f$ , e  $\mathbf{f}_b$  e  $\mathbf{f}_s$  são os vetores de força do corpo e da superfície, respectivamente.

O princípio de Hamilton permite assumir qualquer conjunto de deslocamento, desde que satisfaça as três condições. A sua aplicação garante uma combinação deste conjunto assumido de deslocamentos para produzir a solução mais precisa para o sistema.

## 2.2 Formulação

A discretização do domínio resulta em uma divisão do volume total do objeto em pequenos sub-volumes, denominados elementos finitos, como pode ser visto na Figura 2.1. As funções que representam deslocamentos aproximados e campos de tensão são específicas de cada elemento e, condições impostas nos nós promovem a continuidade no campo de funções.

### 2.2.1 Método do Deslocamento

Sendo o campo de deslocamento descrito como:

$$\{\mathbf{u}(x, y, z)\} = [\boldsymbol{\phi}(x, y, z)]\{\boldsymbol{\alpha}\} \quad (2.6)$$

Onde  $[\boldsymbol{\phi}(x, y, z)]$  é o vetor dos modos de deslocamento escolhidos e  $\{\boldsymbol{\alpha}\}$  é um vetor de constantes que será determinado por deslocamentos de nós. Para cada nó  $i$ , o vetor das componentes de deslocamento é dado por:

$$\{\mathbf{q}_i\} = \{\mathbf{u}(x_i, y_i, z_i)\} = [\boldsymbol{\phi}(x_i, y_i, z_i)]\{\boldsymbol{\alpha}\} \quad (2.7)$$

Sendo  $(x_i, y_i, z_i)$  as coordenadas do nó. Assim, se todas as componentes de deslocamento de todos os nós forem arranjadas em um único vetor, tem-se:

$$\{\mathbf{q}\} = [\boldsymbol{\Phi}]\{\boldsymbol{\alpha}\} \quad (2.8)$$

Onde  $[\Phi]$  é uma matriz constante dada por:

$$[\Phi] = \begin{bmatrix} \phi(x_1, y_1, z_1) \\ \phi(x_2, y_2, z_2) \\ \vdots \\ \phi(x_n, y_n, z_n) \end{bmatrix} \quad (2.9)$$

Já o campo de deslocamento é escrito em função dos deslocamentos nodais, como é mostrado na Equação 2.10

$$\{\mathbf{u}(x, y, z)\} = [\phi(x, y, z)][\Phi]^{-1}\{\mathbf{q}\} \quad (2.10)$$

Como  $[\phi(x, y, z)][\Phi]^{-1} = [\mathbf{N}(x, y, z)]$ , tem-se:

$$\{\mathbf{u}(x, y, z)\} = [\mathbf{N}(x, y, z)]\{\mathbf{q}\} \quad (2.11)$$

O campo de tensão é obtido através da Equação 2.12.

$$\{\boldsymbol{\varepsilon}(x, y, z)\} = [\mathbf{B}(x, y, z)]\{\mathbf{q}\} \quad (2.12)$$

Para análises vibracionais, se a força externa pode ser expressa por um potencial  $V$ , utilizando-se o princípio de Hamilton tem-se:

$$\int_{t_1}^{t_2} \left[ T - U - \int_{vol} W \, dvol \right] dt \quad (2.13)$$

Sendo que a energia cinética e a energia potencial de deformação são dadas pela Equação 2.14 e pela Equação 2.15, respectivamente.

$$T = \frac{1}{2} \int_{vol} \{\dot{\mathbf{u}}\}^T [\boldsymbol{\rho}] \{\dot{\mathbf{u}}\} \, dvol \quad (2.14)$$

$$U = \frac{1}{2} \int_{vol} \{\boldsymbol{\varepsilon}\}^T [\mathbf{C}] \{\boldsymbol{\varepsilon}\} \, dvol \quad (2.15)$$

Onde  $[\boldsymbol{\rho}]$  é a matriz de inércia e  $[\mathbf{C}]$  é a matriz das constantes elásticas.

Da Equação 2.11 e Equação 2.12, tem-se:

$$\delta \left( \frac{1}{2} \{\dot{\mathbf{q}}\}^T [\mathbf{M}] \{\dot{\mathbf{q}}\} + \frac{1}{2} \{\mathbf{q}\}^T [\mathbf{K}] \{\mathbf{q}\} - \{\mathbf{q}\}^T \{\mathbf{Q}\} \right) = 0 \quad (2.16)$$

Onde a matriz de massa  $[\mathbf{M}]$  e de rigidez  $[\mathbf{K}]$  são dadas respectivamente por:

$$[\mathbf{M}] = \int [\mathbf{N}]^T [\boldsymbol{\rho}] [\mathbf{N}] dvol \quad (2.17)$$

$$[\mathbf{K}] = \int [\mathbf{B}]^T [\mathbf{C}] [\mathbf{B}] dvol \quad (2.18)$$

Onde  $[\mathbf{B}]$  é a matriz de tensões e  $\{\mathbf{Q}\}$  é o vetor carregamento resultante da integral de volume da Equação 2.13.

Como a energia cinética do sistema é a soma das energias cinéticas individuais de cada elemento, tem-se a Equação 2.19.

$$T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \int_{vol_i} \{\dot{\mathbf{u}}_i\}^T [\boldsymbol{\rho}_i] \{\dot{\mathbf{u}}_i\} d vol \quad (2.19)$$

Da mesma maneira para a energia potencial de deformação:

$$U = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \int_{vol_i} \{\boldsymbol{\varepsilon}_i\}^T [\mathbf{C}_i] \{\boldsymbol{\varepsilon}_i\} d vol \quad (2.20)$$

Aplicando a equação de energia estacionária (Equação 2.14), tem-se a seguinte expressão:

$$\delta \left( \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} \{\dot{\mathbf{q}}_i\}^T [\mathbf{M}_i] \{\dot{\mathbf{q}}_i\} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} \{\mathbf{q}_i\}^T [\mathbf{K}_i] \{\mathbf{q}_i\} - \sum_{i=1}^n \{\mathbf{q}_i\}^T \{\mathbf{Q}_i\} \right) = 0 \quad (2.21)$$

Se todos os vetores coordenadas  $\{\mathbf{q}_i\}$  forem considerados um único vetor comum  $\{\mathbf{q}\}$  pela transformação  $\{\mathbf{q}_i\} = [\mathbf{n}_i] \{\mathbf{q}\}$ , então a Equação 2.21 torna-se:

$$\delta \left[ \frac{1}{2} \{\dot{\mathbf{q}}\}^T \left( \sum_{i=1}^n [\overline{\mathbf{M}}_i] \right) \{\dot{\mathbf{q}}\} + \frac{1}{2} \{\mathbf{q}\}^T \left( \sum_{i=1}^n [\overline{\mathbf{K}}_i] \right) \{\mathbf{q}\} - \{\mathbf{q}\}^T \left( \sum_{i=1}^n \{\overline{\mathbf{Q}}_i\} \right) \right] = 0 \quad (2.22)$$

Onde as variáveis  $[\overline{\mathbf{M}}_i]$ ,  $[\overline{\mathbf{K}}_i]$  e  $\{\overline{\mathbf{Q}}_i\}$  são:

$$\begin{aligned} [\overline{\mathbf{M}}_i] &= [\mathbf{n}_i]^T [\mathbf{M}_i] [\mathbf{n}_i] \\ [\overline{\mathbf{K}}_i] &= [\mathbf{n}_i]^T [\mathbf{K}_i] [\mathbf{n}_i] \\ \{\overline{\mathbf{Q}}_i\} &= [\mathbf{n}_i]^T \{\mathbf{Q}_i\} \end{aligned}$$

Estas equações são utilizadas para agrupar o sistema de equações de movimento. Assim, comparando a Equação 2.16 com a Equação 2.22, infere-se que:

$$\begin{aligned}
 [\mathbf{M}] &= \sum_{i=1}^n [\overline{\mathbf{M}}_i] \\
 [\mathbf{K}] &= \sum_{i=1}^n [\overline{\mathbf{K}}_i] \\
 \{\mathbf{Q}\} &= \sum_{i=1}^n \{\overline{\mathbf{Q}}_i\}
 \end{aligned}$$

Por fim, considerando a forma variacional do Princípio de Hamilton (Equação 2.16), chega-se a Equação 2.23, que é a equação governante de movimento na matriz de forma.

$$[\mathbf{M}]\{\ddot{\mathbf{q}}\} + [\mathbf{K}]\{\mathbf{q}\} = \{\mathbf{Q}\} \quad (2.23)$$

## 2.3 Qualidade da Malha de Discretização

A avaliação da qualidade da malha é extremamente importante em uma simulação de elementos finitos pois, sendo a malha a discretização do domínio de análise, ela refere-se à adequação e precisão da representação da geometria e das propriedades do material através desses elementos.

Algumas das razões pelas quais esta avaliação é crucial é a precisão dos resultados, onde a qualidade de malha afeta diretamente a confiabilidade dos resultados da simulação de elementos finitos. Uma malha de baixa qualidade pode introduzir erros significativos nos resultados, levando a interpretações equivocadas e a projetos inadequados. Uma malha de alta qualidade, por outro lado, proporciona resultados mais confiáveis e precisos.

Além disso, também há a eficiência computacional, onde a malha de alta qualidade pode melhorar a agilidade da simulação de elementos finitos. Quando bem refinada, ela pode capturar características importantes do problema com um número menor de elementos, resultando em tempos de computação mais rápidos e menor consumo de recursos. Isso também pode ser relacionado com as geometrias complexas, curvas acentuadas, interfaces ou regiões com gradientes acentuados, pois uma malha de baixa qualidade nessas situações pode levar a erros significativos e dificultar a representação precisa do comportamento físico do sistema, podendo levar a problemas numéricos, como instabilidades e resultados não físicos.

Para que se garanta a qualidade de uma simulação no ANSYS, existem as métricas de malha, onde através de números e gráficos podem ser avaliados os parâmetros dos elementos criados, assim como o seu tipo. Algumas destas métricas são *Element Quality*, *Aspect Ratio*, *Jacobian Ratio*, *Skewness* e *Orthogonal Quality*. Segundo Adam et al. (2020) e ANSYS (2013) os principais parâmetros de avaliação de malha para sistemas estáticos estruturais são:

- *Skewness*: É uma métrica primária das medições de malha em que se determina o quão perto da forma ideal as faces e os elementos estão. Na maioria dos casos, essas formas são triângulos e quadrados equiláteros. A Tabela 2.1 apresenta a faixa de valores da qualidade dos elementos seguindo o parâmetro de assimetria (*skewness*):

Tabela 2.1: Parâmetros de qualidade de malha segundo a métrica Skewness.

Skewness	Qualidade do elemento
0 - 0,25	Excelente
0,25 - 0,50	Muito bom
0,50 - 0,80	Bom
0,80 - 0,94	Aceitável
0,95 - 0,97	Ruim
0,98 - 1	Inaceitável

Pela definição de *skewness*, o valor 0 representa o elemento perfeito, enquanto o valor 1 representa o elemento degenerado. Esses valores são obtidos através da Equação 2.24.

$$skewness = \frac{\text{elemento per feito} - \text{elemento}}{\text{elemento per feito}} \quad (2.24)$$

- *Orthogonal Quality*: Essa métrica é utilizada para avaliar a qualidade da malha para elementos tetraédricos em problemas tridimensionais, sendo avaliado o quão próximo os ângulos internos dos tetraedros da malha estão dos ângulos ideais. A qualidade do elemento é inversamente proporcional à distorção desses ângulos internos. Em um elemento tetraédrico ideal, os ângulos internos entre todas as arestas devem ser iguais a 60°.

O ANSYS utiliza a Equação 2.25 para calcular a qualidade ortogonal de um elemento tetraédrico:

$$orthogonal\ quality = \frac{\theta}{\theta_{per\ feito}} \quad (2.25)$$

Onde  $\theta$  é o ângulo mínimo entre todas as arestas do elemento e  $\theta_{per\ feito}$  é o ângulo ideal de 60 graus.

O valor da qualidade ortogonal varia de 0 a 1, onde 1 indica uma qualidade perfeita do elemento, ou seja, todos os ângulos internos são exatamente iguais a 60 graus. Quanto mais próximo de 0 for o valor, pior será a qualidade do elemento. A Tabela 2.2 apresenta o espectro destes valores seguindo o parâmetro (*Orthogonal Quality*):

Tabela 2.2: Parâmetros de qualidade de malha segundo a métrica Orthogonal Quality.

<b>Orthogonal Quality</b>	<b>Qualidade do elemento</b>
0 - 0,001	Inaceitável
0,001 - 0,14	Ruim
0,15 - 0,20	Aceitável
0,20 - 0,69	Bom
0,70 - 0,95	Muito bom
0,95 - 1	Excelente

Essa métrica de qualidade do elemento é útil para identificar elementos tetraédricos com distorções significativas nos ângulos internos. Elementos com qualidade ortogonal baixa podem introduzir erros na simulação e afetar a precisão e confiabilidade dos resultados. Ao analisar a qualidade ortogonal dos elementos, é possível identificar regiões da malha que requerem refinamento ou ajustes para melhorar a qualidade e a precisão da simulação.

# Capítulo 3

## Otimização Estrutural

A otimização estrutural tem como objetivo melhorar alguma estrutura mecânica em função de sua utilização. Para isso, considerando a função da estrutura ou peça, é necessário definir o objetivo da otimização, se é torná-la mais rígida, estável, resistente à flambagem ou reduzir a sua massa, tudo isso sem comprometer a funcionalidade da peça.

Na otimização, deve-se definir quais são as restrições do problema. Estes podem ser as tensões, os deslocamentos e a geometria. Qualquer peça funcional possui regiões onde há contato com outros corpos, seja por apoio ou pela aplicação de esforços, sendo assim necessário que essas regiões sejam restringidas na otimização estrutural. Com isso, a otimização irá atuar na retirada de material nas regiões da peça onde haja pouca relevância para o seu bom funcionamento.

Na sequência, esse capítulo apresenta as etapas de um projeto estrutural e onde a otimização participa dele, bem como os conceitos fundamentais da teoria de otimização. Por fim, apresentam-se os tipos de otimização estrutural com destaque para a Otimização Topológica.

### 3.1 Etapas de Projeto

Neste tópico serão apresentadas as etapas do projeto mecânico, levando-se em conta, além da resistência e funcionalidade, também a viabilidade econômica e de fabricação da peça. Segundo Kirsch (1993), estas etapas são:

1. **Função:** Definir a funcionalidade da peça a ser projetada, quais dimensões deve possuir, qual a carga máxima que deve aguentar e como ela se conecta às outras peças.
2. **Projeto Conceitual:** Projetar a peça em seu formato preliminar, com quais outras peças ela se fixa e em que espaço ela deve caber.
3. **Otimização:** Transformar a peça preliminar em sua melhor forma possível, sendo mais leve e mais barata, por exemplo.

4. **Detalhes:** Avaliar a peça através dos critérios de fabricação e estética, se ela é usinável e apresenta uma aparência atrativa para o mercado.

### 3.1.1 Otimização

A etapa de otimização é realizada pelo método iterativo-intuitivo, que é descrito pelo fluxograma da Figura 3.1:

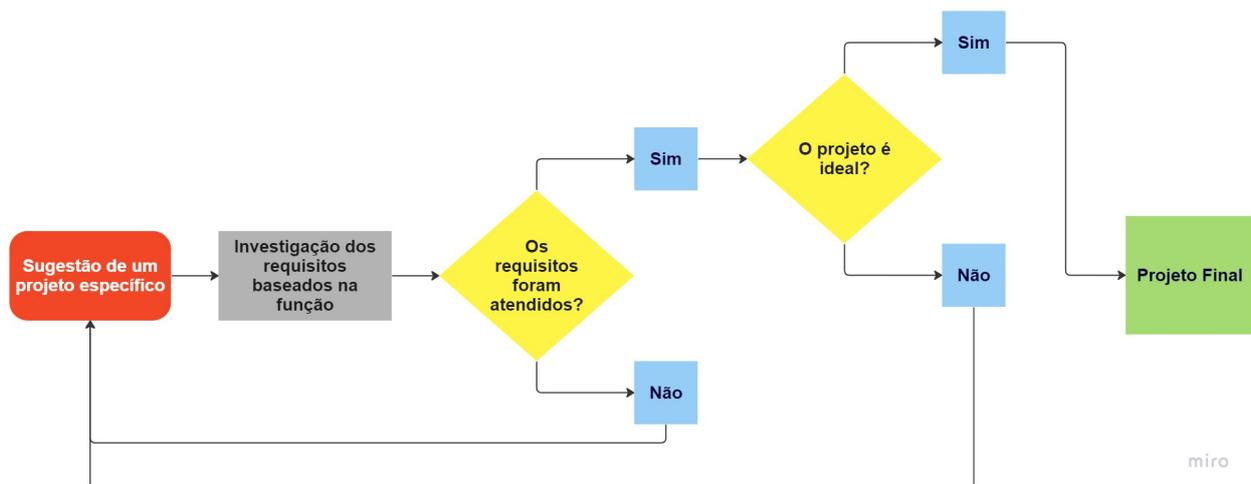


Figura 3.1: Método iterativo-intuitivo.

Fonte: Autoria própria.

Nos dias atuais, a etapa de investigação dos requisitos é, em sua maioria, realizada através de métodos computacionais como o *Multi Body Dynamics* (MBD) e o Método dos Elementos Finitos (MEF), sendo este o adotado neste projeto. Estes métodos fazem com que cada interação do processo de otimização possa ser analisada com uma maior precisão, aumentando a confiabilidade do processo de otimização e dos resultados obtidos.

## 3.2 Forma Matemática da Otimização Estrutural

Segundo Christensen e Klarbring (2009) as funções e variáveis da teoria de otimização estrutural são:

- **Função Objetivo ( $f$ ):** É a função que classifica os projetos, onde  $f$  retorna um número que corresponde à sua qualidade. Em problemas de minimização, busca-se um valor de  $f$  menor, que pode representar o peso ou tensão efetiva, por exemplo. Pelo lado matemático, a função objetivo é função das variáveis de projeto e de estado  $f(x, y)$ .
- **Variável de Projeto ( $x$ ):** É o vetor, ou função, que representa o projeto em si, como a geometria da peça ou até mesmo o seu material. No caso da geometria, ele refere-se à interpolação da forma. Esta variável pode ser redefinida ao longo do processo de otimização.

- **Variável de Estado ( $y$ ):** Para uma variável de projeto  $x$ , a variável de estado  $y$  é o vetor, ou função, que representa a resposta da estrutura quanto às suas condições impostas. No caso de um objeto mecânico, esta resposta significa deslocamento, tensão, deformação ou força.

### 3.3 Problema de Otimização Estrutural

Um problema geral de otimização estrutural (OE), segundo Christensen e Klarbring (2009) pode ser definido como:

$$OE = \begin{cases} \text{minimizar } f(x,y) \text{ em relação a } x \text{ e } y \\ \text{sujeito à } \begin{cases} \text{restrições de comportamento em } y \\ \text{restrições de projeto em } x \\ \text{restrição de equilíbrio} \end{cases} \end{cases}$$

Quando existem problemas com mais de uma função objetivo, estes são conhecidos como problemas de otimização multi-objetivo ou problemas de otimização vetorial, como pode ser observado abaixo:

$$\text{minimizar}(f_1(x, y), f_2(x, y), \dots, f_l(x, y))$$

em que  $l$  é o número total de funções objetivo do problema de otimização, sendo as restrições as mesmas da otimização estrutural (OE).

Como visto acima, os três tipos de restrições em uma OE são:

1. **Restrições de comportamento em  $y$ :** Estas restrições são descritas como  $g(y) \leq 0$ , sendo  $g$  a função que representa a resposta da estrutura, como um deslocamento ou uma deformação, por exemplo.
2. **Restrições de projeto em  $x$ :** São as restrições similares da variável de projeto  $x$ , como a dimensão e o material, por exemplo.
3. **Restrição de equilíbrio:** Se tratando de um problema linear discretizado, esta restrição pode ser representada como:

$$\mathbf{K}(x)\mathbf{u} = \mathbf{F}(x) \tag{3.1}$$

Em que  $\mathbf{K}(x)$  é a matriz de rigidez da estrutura, função do projeto,  $\mathbf{u}$  é o vetor deslocamento, que assume o papel da variável de estado geral  $y$ , e  $\mathbf{F}(x)$  é o vetor de força, que também pode ser dependente do projeto. O problema de estado é o termo que engloba as restrições de equilíbrio.

Em uma formulação de uma otimização estrutural, onde  $x$  e  $y$  são tratados como variáveis independentes, esta é conhecida como uma formulação simultânea pois o problema de estado é resolvido ao mesmo tempo que o problema de otimização. Em certos casos,  $y$  é definido unicamente pelo problema de estado para um dado  $x$ . Por exemplo, se  $\mathbf{K}(x)$  é inversível para todo  $x$ , tem-se a seguinte equação:

$$\mathbf{u} = \mathbf{u}(x) = \frac{1}{\mathbf{K}(x)} \mathbf{F}(x) \quad (3.2)$$

Considerando que  $\mathbf{u}(x)$  é uma função dada, a restrição de equilíbrio pode ser deixada de fora da otimização estrutural, podendo ser substituída pela variável de estado:

$$(OE)_{nf} = \begin{cases} \min f(x, \mathbf{u}(x)) \\ \text{sujeito à } g(x, \mathbf{u}(x)) \leq 0 \end{cases}$$

Assim, assume-se que todas as variáveis de estado e restrições devem ser escritas como  $g(x, \mathbf{u} \leq 0)$ , conhecida como formulação aninhada.

Para a resolução numérica, deve-se derivar as funções  $f$  e  $g$  em relação ao projeto  $x$ , sendo este o objetivo da análise de sensibilidade. Porém, por  $\mathbf{u}(x)$  ser fornecido apenas implicitamente, determinar estas derivadas não é uma tarefa trivial.

## 3.4 Métodos de Otimização Estrutural

De acordo com Christensen e Klarbring (2009), dependendo de qual for a utilização da estrutura, a otimização estrutural pode ser classificada em três diferentes categorias: otimização de dimensionamento, otimização de forma e otimização topológica.

### 3.4.1 Otimização de Dimensionamento

Também conhecida como otimização paramétrica, se trata de um método que otimiza as dimensões de uma estrutura, sem alterar sua forma  $x$  (dimensão estrutural), apenas o seu aspecto, como a área transversal ou a espessura de uma barra em uma treliça, podendo ser visualizada na Figura 3.2. Nessa figura as barras mais escuras no projeto otimizado indicam as barras da treliça que tiveram suas dimensões modificadas para melhor atender ao projeto, minimizando o peso da estrutura, sem comprometer sua resistência e funcionalidade.

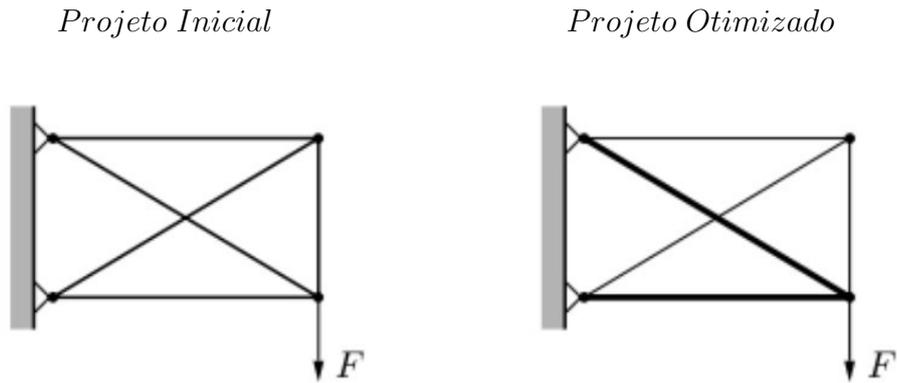


Figura 3.2: Exemplo de otimização de dimensionamento.

Fonte: (CHRISTENSEN; KLARBRING, 2009).

### 3.4.2 Otimização de Forma

Este método opera na interface da estrutura de maneira a encontrar a solução ótima, onde a variável de projeto pode ser as coordenadas de contorno de alguma região limite da estrutura ou até mesmo os coeficientes das curvas que representam a forma da peça, como mostra a Figura 3.3.

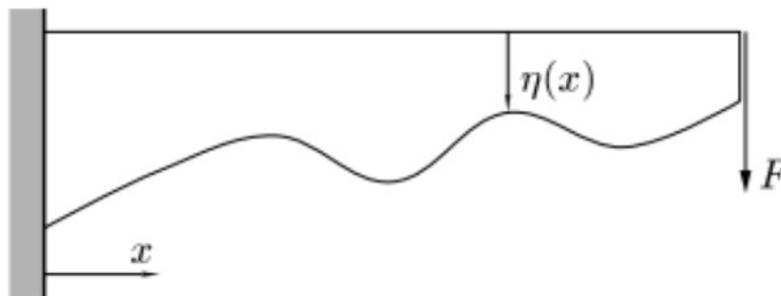


Figura 3.3: Exemplo de otimização de forma.

Fonte: (CHRISTENSEN; KLARBRING, 2009).

Segundo Haftka e Gürdal (1995), o grande empecilho da otimização de forma é que com a alteração da geometria da estrutura a cada interação, a malha de elementos finitos é distorcida, sendo necessária uma nova malha ao longo da otimização, o que demanda mais tempo. Para este problema existem soluções confiáveis para modelos em duas dimensões, porém para modelos em três dimensões estas soluções não apresentam bons resultados.

### 3.4.3 Otimização Topológica

É a forma mais completa de otimização estrutural, que consiste em um método computacional de elementos finitos onde se projeta a topologia ótima da estrutura seguindo o critério adotado, como máxima rigidez e menor peso, por exemplo. As áreas das seções transversais, no caso da treliça (Figura 3.4), são tratadas como variáveis de projeto, podendo assumir valores de zero (remoção das barras) ou um (permanência da barra), dependendo do critério adotado de retenção de massa. Também é possível que o material assuma valores intermediários durante a otimização, valores entre zero e um, definidos pelo chamado modelo de material. O mesmo ocorre para problemas de estrutura contínua, onde a variável de projeto é a densidade (Figura 3.5).

Pode-se dizer que a otimização topológica engloba a otimização de forma, porém se diferem nas implementações práticas, pois são baseadas em técnicas muito distintas, sendo assim abordados separadamente na literatura. Já se tratando da relação entre as otimizações topológica e de dimensionamento, elas se diferem no ponto de vista fundamental, mas são relacionados no quesito de considerações práticas. Na Figura 3.4 pode ser visualizado um exemplo de otimização topológica de uma treliça:

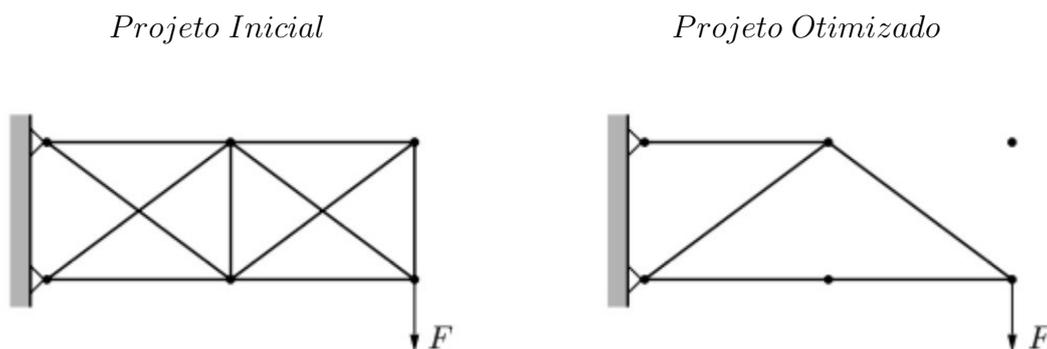


Figura 3.4: Exemplo de otimização topológica de treliça.

Fonte: (CHRISTENSEN; KLARBRING, 2009).

Já na Figura 3.5 é possível ver uma otimização topológica de uma peça contínua, que se assemelha mais com a abordagem utilizada neste projeto.

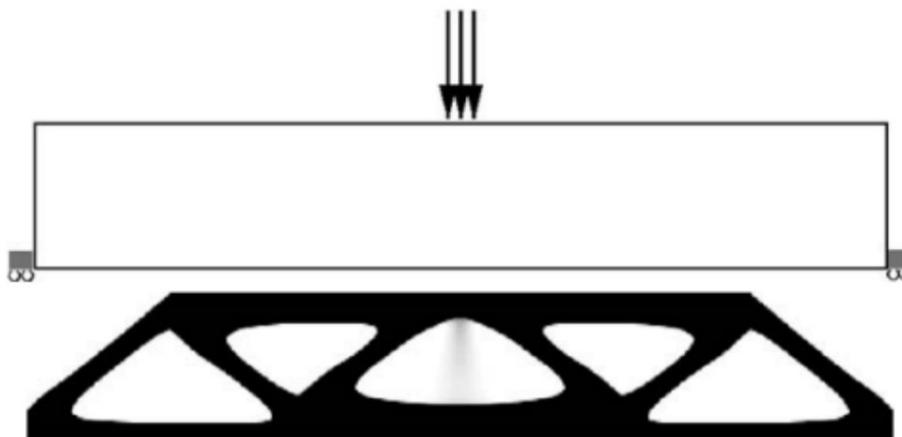


Figura 3.5: Exemplo de otimização topológica de uma viga.

Fonte: (CHRISTENSEN; KLARBRING, 2009).

### 3.4.3.1 Procedimento

Segundo Bendsoe (1995), o procedimento padrão de projeto estrutural utilizando o método de otimização topológica deve ser o seguinte:

1. **Domínio Inicial:** Definição do domínio de existência da estrutura, limitado pelas condições de contorno da peça e pelos pontos de aplicação de carga. Vale enfatizar que quanto mais restrições tiverem, menor será a otimização da solução obtida;
2. **Domínio Discretizado:** São aplicadas as condições de contorno e o método dos elementos finitos;
3. **Topologia Obtida:** Esta etapa gera uma estrutura que serve como ponto de partida para a obtenção do projeto final, que por meio de um processo iterativo, distribui-se o material no domínio com o intuito de minimizar ou maximizar a função objetivo, onde os elementos pretos representam a presença de material (variável de projeto = 1) e os elementos brancos representam a ausência de material (variável de projeto = 0). É possível observar que nesta etapa na Figura 3.6 existem elementos cinzas, denominados escala de cinza. Eles são inerentes a obtenção da solução ótima e representam materiais intermediários que não podem ser aplicados na prática;
4. **Interpretação:** Realiza-se um novo desenho da estrutura baseado na imagem da etapa anterior, ou então por processamento de imagem.
5. **Verificação:** Realiza-se uma simulação com a peça otimizada utilizando o MEF aplicando-se as condições de contorno e as cargas. Esta etapa é importante para a validação da otimização da estrutura.
6. **Fabricação:** Por fim, tem-se a fabricação da estrutura propriamente dita, onde leva-se em consideração as técnicas que permitam realizar corretamente a fabricação da peça.

Na Figura 3.6 podem ser visualizadas as representações visuais do procedimento de otimização topológica descrito acima.

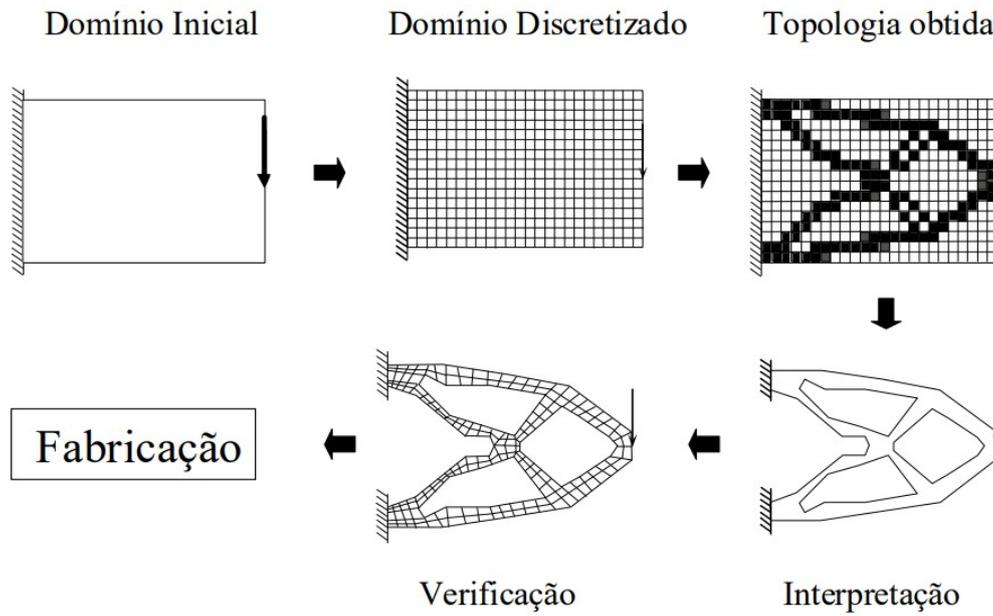


Figura 3.6: Procedimento de projeto estrutural por otimização topológica.

Fonte: (BENDSOE MARTIN PHILIP; KIKUCHI, 1988).

# Capítulo 4

## Softwares Utilizados

Neste capítulo são apresentados os dois softwares que foram utilizados neste projeto, o SolidWorks para a modelagem da geometria inicial, e o ANSYS para a simulação estrutural e otimização topológica com o ANSYS Mechanical, e para a remodelagem da peça utilizou-se o ANSYS SpaceClaim, sendo esses dois concentrados dentro do ANSYS Workbench.

### 4.1 SolidWorks

Segundo Bethany (2017), o SolidWorks foi lançado pela primeira vez em 1995 por Jon Hirschtick, juntamente com outros engenheiros, com o objetivo de revolucionar o processo de design e modelagem 3D na indústria. Antes disso, as ferramentas de CAD (*Computer-Aided Design*) disponíveis eram complexas, caras e requeriam treinamento extensivo para serem utilizadas.

O SolidWorks é um software de design e modelagem 3D amplamente utilizado por engenheiros, projetistas e profissionais da indústria para criar peças, montagens e desenhos técnicos. Desenvolvido pela empresa *Dassault Systèmes*, o SolidWorks é conhecido por sua capacidade de auxiliar no desenvolvimento de produtos complexos e precisos, permitindo que os usuários visualizem e simulem seus projetos de forma virtual antes de serem fabricados fisicamente (SOLIDWORKS, 2015).

Uma das principais características do SolidWorks é a sua interface intuitiva e fácil de usar. O software oferece uma ampla gama de ferramentas e recursos que permitem aos usuários criar modelos 3D detalhados de forma rápida e eficiente. Ele possui uma vasta biblioteca de componentes e materiais pré-definidos que podem ser facilmente incorporados aos projetos, acelerando o processo de design.

Outra importante ferramenta do SolidWorks é a sua capacidade de realizar simulações e análises de engenharia. Os usuários podem aplicar cargas, restrições e condições de contorno aos seus modelos para avaliar o desempenho e o comportamento dos mesmos. Isso permite identificar possíveis problemas ou áreas de melhoria, evitando custos e retrabalhos desnecessários.

Além disso, o SolidWorks também é amplamente utilizado para a criação de desenhos técnicos. Os usuários podem gerar vistas 2D detalhadas de seus modelos 3D, com anotações, tolerâncias e outras informações relevantes para a fabricação. O software automatiza grande parte do processo de criação de desenhos, garantindo maior precisão e consistência.

Outro recurso importante do SolidWorks é a sua capacidade de trabalhar em colaboração. Várias pessoas podem trabalhar simultaneamente em um projeto, compartilhando e atualizando informações em tempo real. Isso facilita a comunicação e a colaboração entre os membros da equipe, permitindo um fluxo de trabalho mais eficiente e reduzindo erros.

O SolidWorks também oferece uma variedade de ferramentas adicionais, como simulação de fluxo de fluidos, simulação de movimento e renderização fotorrealista. Esses recursos estendem a funcionalidade do software, permitindo a análise de problemas específicos e a criação de imagens de alta qualidade para apresentações e marketing.

No projeto, foi utilizada a versão do SolidWorks de 2021 para gerar o arquivo da peça, que posteriormente foi enviado para o ANSYS para realizar a otimização, e também para fazer o desenho técnico da peça.

## 4.2 ANSYS

Conforme Chen e Yijun Liu (2015), o ANSYS é um software de simulação de engenharia amplamente utilizado em diversos setores da indústria. Ele é desenvolvido pela empresa ANSYS Inc. e oferece um conjunto abrangente de ferramentas para análise, projeto e otimização de sistemas físicos complexos.

Este software é projetado para ajudar os engenheiros a resolver uma ampla gama de desafios de engenharia por meio da simulação computacional. Ele utiliza métodos de elementos finitos e outros métodos numéricos para modelar e analisar o comportamento de estruturas, fluidos, eletromagnetismo, acústica, transferência de calor e muitos outros fenômenos físicos.

Com o ANSYS, os engenheiros podem criar modelos virtuais dos seus projetos e simular seu comportamento em diferentes condições de operação, antes mesmo de construir um protótipo físico. Isso ajuda a reduzir custos, tempo e riscos associados ao desenvolvimento de produtos. Além disso, o software permite explorar várias alternativas de projeto e otimizar o desempenho com base nos resultados das simulações.

O ANSYS possui uma interface intuitiva e poderosa que permite aos usuários definir geometrias complexas, atribuir propriedades de materiais, aplicar condições de contorno e gerar malhas computacionais adequadas para a análise. Ele oferece uma vasta variedade de recursos de análise, incluindo análise estrutural, análise de fluidos computacional, análise eletromagnética, análise térmica, análise de fadiga, análise de vibração, entre outros.

O software também permite a realização de simulações multifísicas, onde diferentes fenômenos físicos podem ser analisados de forma acoplada. Por exemplo, é possível simular o comportamento

térmico de uma estrutura metálica submetida a um fluxo de fluido, levando em consideração os efeitos da transferência de calor e da convecção.

Além disso, o ANSYS oferece recursos avançados de pós-processamento que permitem visualizar e interpretar os resultados das simulações de forma clara e precisa. Os resultados podem ser apresentados em forma de gráficos, animações, diagramas de contorno e relatórios detalhados, fornecendo informações valiosas para a tomada de decisões de projeto.

No projeto, foi utilizada a versão 19.2 do ANSYS e, mais especificamente, o Workbench, o SpaceClaim e o Mechanical para realizar as simulações estruturais e topológicas da peça, obtendo-se a sua forma ótima.

## 4.2.1 ANSYS Workbench

De acordo com Chen e Yijun Liu (2015), o ANSYS Workbench é uma plataforma de simulação que permite aos usuários modelar e resolver uma ampla gama de problemas de engenharia usando a análise de elementos finitos. Ele é o software que reúne os módulos de projeto e análise do ANSYS em um ambiente de simulação integrado, como as análises estruturais, térmicas, termoelétricas, de fluido, modais e de vibração, por exemplo, além de reunir também o ANSYS SpaceClaim e o ANSYS Mechanical. As simulações estruturais e térmicas também possuem a opção de serem estáticas ou transientes. A interface do Workbench é dividida principalmente entre caixa de ferramentas (*Toolbox*) e projeto esquemático (*Project Schematic*) como mostra a Figura 4.1.

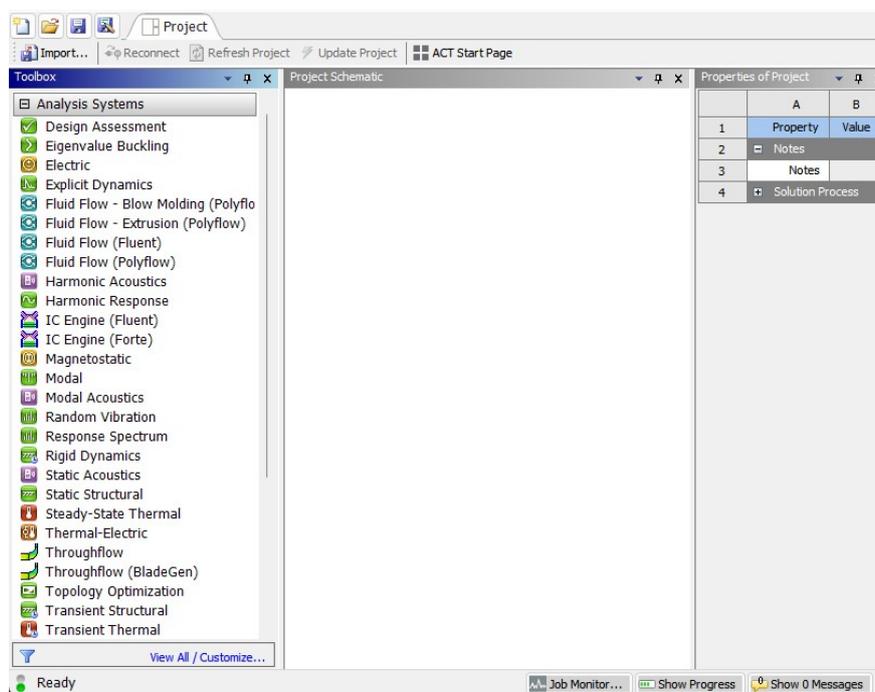


Figura 4.1: Interface do ANSYS Workbench.

Fonte: Autoria própria.

## 4.2.2 ANSYS SpaceClaim

O ANSYS SpaceClaim é um software de modelagem 3D, complementar ao ANSYS Workbench, que permite a criação e edição de geometrias 3D de forma intuitiva e interativa (SPACECLAIM, 2013). Nele é possível importar e exportar arquivos de diferentes formatos, como CAD, STL e OBJ, por exemplo. Além disso, ele oferece ferramentas para realizar operações de modelagem, como criação de sólidos, superfícies, adição e subtração de volumes, corte, estiramento, remoção de imperfeições e muito mais. O SpaceClaim também possui recursos avançados, como a análise de interferências, simplificação de geometrias complexas e preparação de modelos para simulação. Estas ferramentas são de extrema importância na realização deste projeto. A interface do ANSYS SpaceClaim é representada na Figura 4.2.

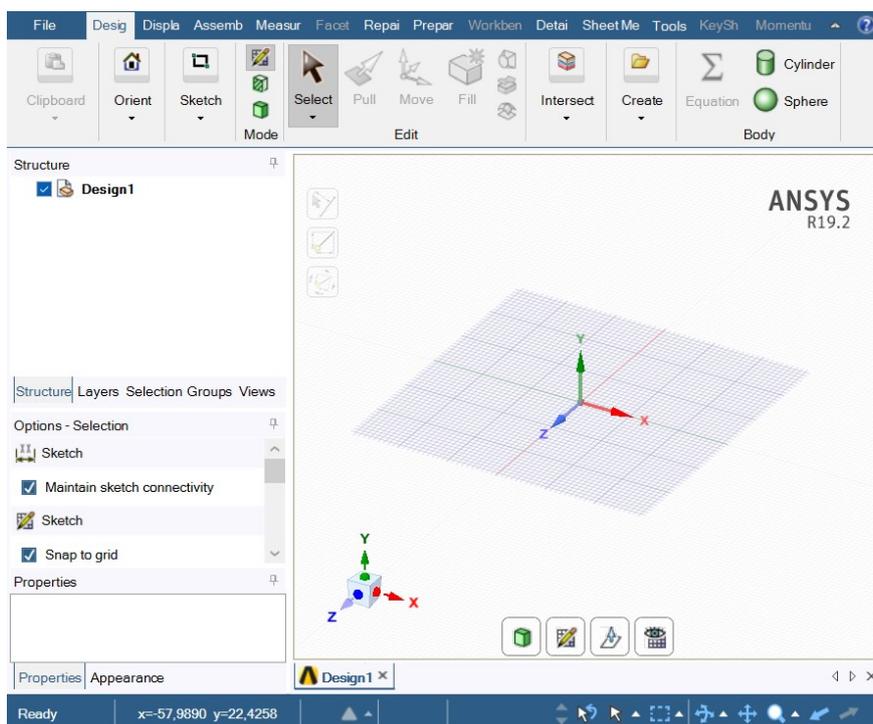


Figura 4.2: Interface do ANSYS SpaceClaim.

Fonte: Autoria própria.

### 4.2.3 ANSYS Mechanical

O ANSYS Mechanical é um software de análise estrutural e simulação de elementos finitos projetado para auxiliar na análise de comportamento estrutural de componentes e sistemas, oferecendo uma ampla gama de recursos para análise e interpretação de resultados de estruturas e sistemas mecânicos. Ele permite aplicar cargas, restrições e condições de contorno, e realizar simulações para avaliar o comportamento estrutural sob diferentes condições de operação, como análises estáticas, dinâmicas, térmicas, de fadiga, de contato, de elementos de casca, de elementos sólidos, entre outras (SIMUTECH GROUP, 2023). O ANSYS Mechanical também oferece os resultados em gráficos e animações, permitindo extrair informações importantes para tomada de decisões de projeto. Sua interface é apresentada na Figura 4.3.

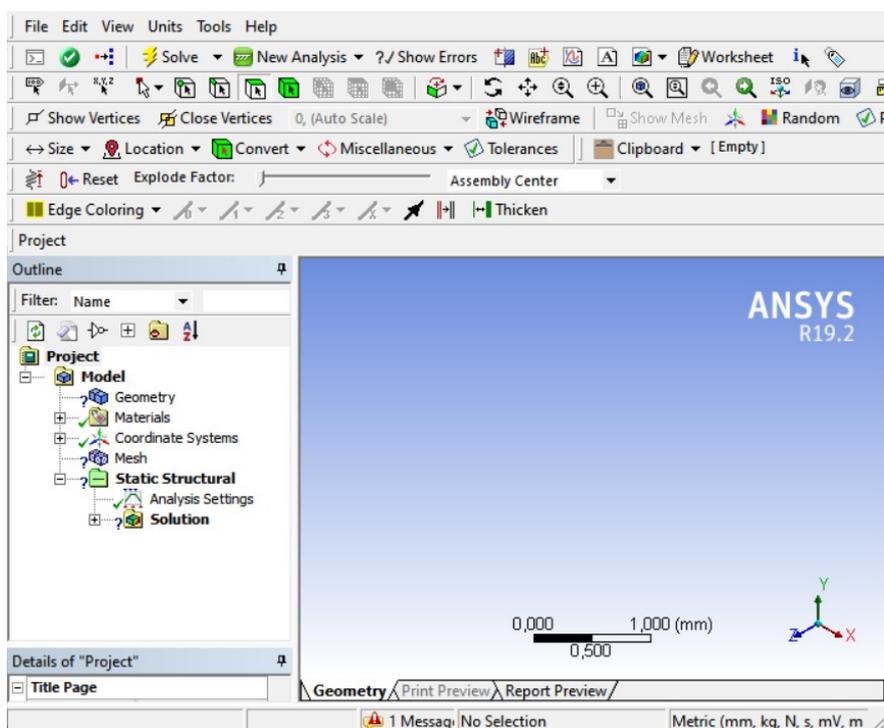


Figura 4.3: Interface do ANSYS Mechanical.

Fonte: Autoria própria.

## Capítulo 5

# Otimização Topológica do Cubo de Roda

Um veículo de Fórmula SAE possui quatro cubos, um para cada roda, com dois pares diferentes para os eixos dianteiro e traseiro. O cubo de roda traseiro da Apuama Racing é mostrado na Figura 1.1. As diferenças entre os cubos traseiros e dianteiros estão basicamente nas distâncias entre os encaixes da roda e do disco e em seu comprimento total, porém o principal diferencial se encontra na presença do encaixe da trizeta do semieixo nos cubos que recebem torque do motor (conjunto traseiro). Esse detalhe pode ser visualizado na Figura 5.1.

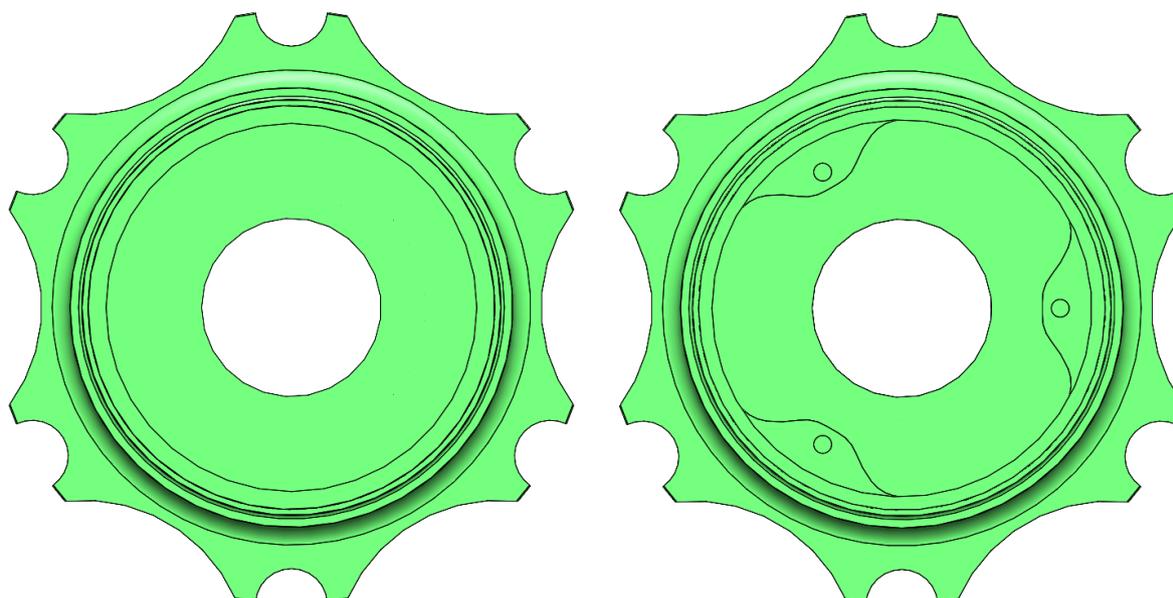


Figura 5.1: Comparativo entre os cubos dianteiro (esquerda) e traseiro (direita).

Fonte: Autoria própria.

As massas dos cubos traseiros e dianteiros do projeto conceitual declarados como alumínio 7075-T6 fornecidas pelo SolidWorks são mostradas na Tabela 5.1.

Tabela 5.1: Massas dos cubos traseiros e dianteiros.

	<b>Massa</b>
Cubo traseiro	612,0598 g
Cubo dianteiro	485,9442 g

A seguir neste capítulo, serão apresentadas as condições de contorno determinadas para as situações críticas de trabalho de cada conjunto traseiro e dianteiro do cubo de roda e depois as simulações estruturais do projeto conceitual, seguido de sua otimização topológica e projeto de detalhamento e finalizando com sua validação computacional, passando por suas respectivas análises.

Todas as geometrias e versões das peças ilustradas ao longo deste capítulo possuem os seus detalhes a respeito de suas respectivas qualidades de malha expostas no Apêndice deste relatório.

## 5.1 Condições de Contorno

Para analisar a confiabilidade desta peça, foram considerados quatro cenários críticos e distintos onde o cubo esteja sofrendo esforços. Apesar de serem ocasiões diferentes em que o veículo de Fórmula SAE esteja sendo analisado, apenas um projeto de cubo deve ser feito para o conjunto traseiro e um para o conjunto dianteiro. Portanto, os momentos de maior exigência desta peça em uma situação de corrida são:

- Caso 1: Aceleração linear;
- Caso 2: Frenagem linear;
- Caso 3: Aceleração e curva máxima;
- Caso 4: Frenagem e curva máxima.

No primeiro cenário, o cubo traseiro sofre com a força trativa máxima gerada pelo torque de aceleração e transferência de massa longitudinal. Já no segundo, tanto os componentes traseiro e dianteiro sofrem com o travamento total de suas respectivas rodas em movimento e o deslocamento de carga também longitudinal. E na terceira e quarta situação, são acrescidas ainda as cargas laterais máximas de curvas de esterçamento limite aos cenários anteriores. Dessa forma, tem-se que o terceiro e quarto cenário são críticos para o cubo traseiro, pois ele sofre com a força trativa de aceleração com a transferência de carga máxima e também com o travamento da roda, enquanto para o cubo dianteiro apenas o cenário quatro é crítico pois ele sofre com a transferência de carga longitudinal e lateral em frenagem mas não recebe torque de aceleração.

Assim, criou-se a Tabela 5.2 com os valores máximos dos casos mais críticos para o conjunto dianteiro e traseiro. Estes dados foram obtidos juntamente com as áreas de Drivetrain, Suspensão e Dinâmica Veicular da equipe Apuama Racing.

Tabela 5.2: Todas as forças e torques aplicados diretamente nos cubos.

	Traseiro (Caso 3)	Traseiro (Caso 4)	Dianteiro (Caso 4)
Carga vertical (rolamento)	1346,37 N	417,2 N	1447,11 N
Torque trativo	552 Nm	-	-
Torque de frenagem (pinça)	-	606,27 Nm	648,05 Nm
Contato com a roda	Suporte cilíndrico	Suporte cilíndrico	Suporte cilíndrico
Carga lateral	1732,3 N	1732,3 N	1732,3 N
Velocidade rotacional (cubo)	-	158,38 rad/s	158,38 rad/s

Os valores acima representam as forças aplicadas diretamente ou deslocadas das linhas de ação originais em direção ao cubo dos casos mais críticos para cada conjunto. Porém, para a realização da otimização topológica destes componentes, precisa-se levar em consideração os cenários críticos respectivos de cada conjunto, sendo esta a situação adotada para a realização das otimizações topológicas. Portanto, o cubo traseiro possui duas otimizações e o cubo dianteiro apenas uma. Em seguida, estes dados foram inseridos no ANSYS como condições de contorno para a realização das simulações estáticas estruturais, podendo ser visualizados na Figura 5.2, Figura 5.3 e Figura 5.4.

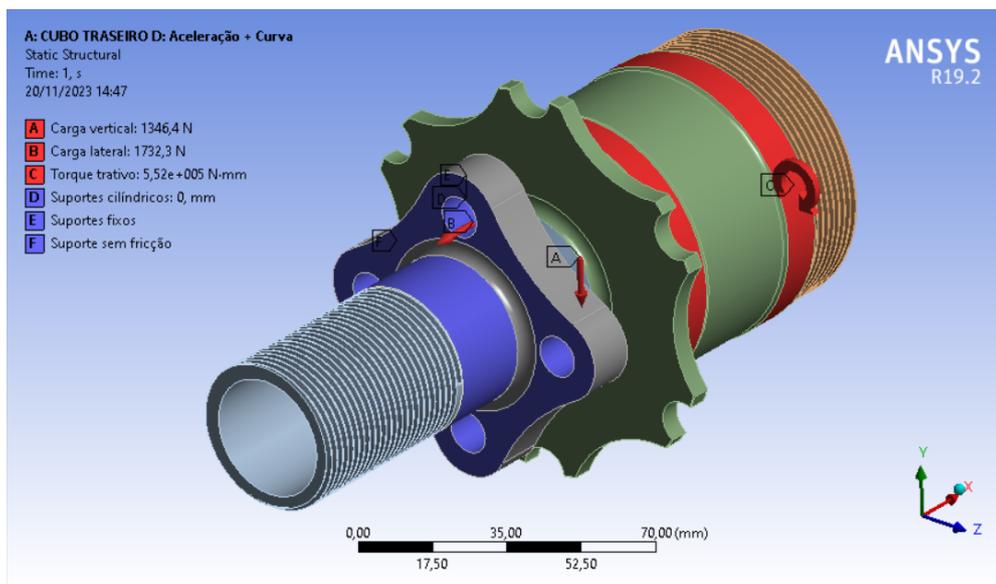


Figura 5.2: Condições de contorno do cubo de roda traseiro para o caso 3.

Fonte: Autoria própria.

Avaliando as condições de contorno para o cubo traseiro em situação de aceleração em arrancada com curva (Figura 5.2), adotou-se a ferramenta *Cylindrical Support* para a região de contato com a roda nas quatro guias e na fixação central da roda e o *Fixed Support* para as quatro guias apenas, além da função *Frictionless Support* para a parede em contato com a parte interna da roda. A carga vertical foi aplicada com *Bearing Load*, pois permite uma aplicação de força com possibilidade de rotação em torno da superfície, e *Force* para a carga lateral. Por último, a função *Moment* foi implementada no inserto da trizeta para o torque trativo proveniente do semieixo.

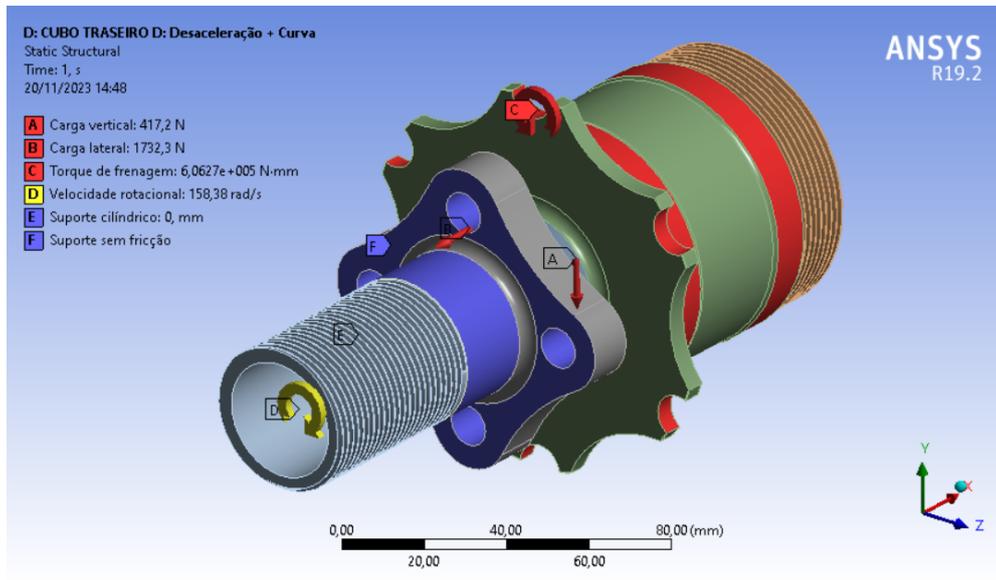


Figura 5.3: Condições de contorno do cubo de roda traseiro para o caso 4.

Fonte: Autoria própria.

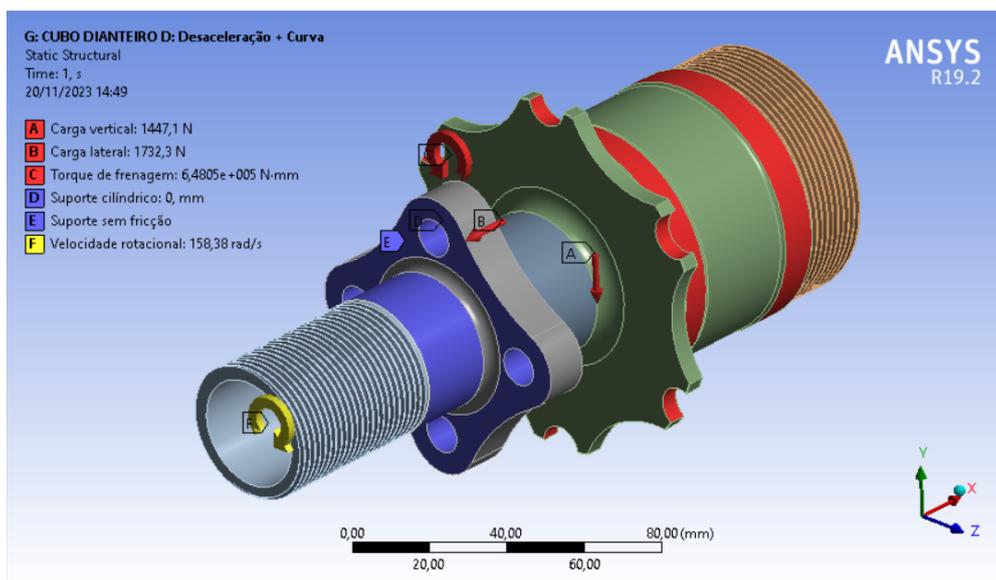


Figura 5.4: Condições de contorno do cubo de roda dianteiro para o caso 4.

Fonte: Autoria própria.

Já para o cenário de frenagem máxima com travamento das rodas, tanto para o conjunto traseiro (Figura 5.3) quanto para o dianteiro (Figura 5.4) adotou-se o *Cylindrical Support* e o *Frictionless Support* para as restrições de contato com a roda. As cargas verticais e laterais também foram definidas pelas funções *Bearing Load* e *Force*, respectivamente. Também foi considerada a velocidade rotacional do cubo em um cenário crítico onde o carro esteja a 130 km/h através da ferramenta *Rotational Velocity*. Por último, o torque exercido pela pinça de freio foi deslocada para a região de contato do disco com o cubo e parametrizado com o modo *Moment*.

## 5.2 Simulação Estática Estrutural

Finalizada a declaração das condições de contorno das peças, realizou-se as simulações estruturais para as três situações analisando as tensões equivalentes de von-Mises, assim como os seus fatores de segurança de projeto.

### 5.2.1 Cubo Traseiro: Aceleração e Curva

Para o caso de aceleração em arrancada com transferência de carga lateral, tem-se que a região com maior concentração de tensão é o filete do apoio do disco de freio, como pode ser visualizado na Figura 5.5. No canto esquerdo da figura é possível observar o gradiente de tensões em que a peça está sendo submetida, sendo a região entre o suporte da roda e do disco a mais crítica com uma tensão de 159,07 MPa. Também é possível ver que a porção da direita do cubo está sob tensão devido a aplicação das cargas verticais e laterais, e também pela aplicação do torque trativo, como ilustra a Figura 5.6. Vale ressaltar também que o eixo guia da roda quase não sofre esforços por ser considerado um suporte fixo e, também, que o suporte do disco de freio também não é colocado sob tensões consideráveis pois neste caso o veículo está apenas em aceleração.

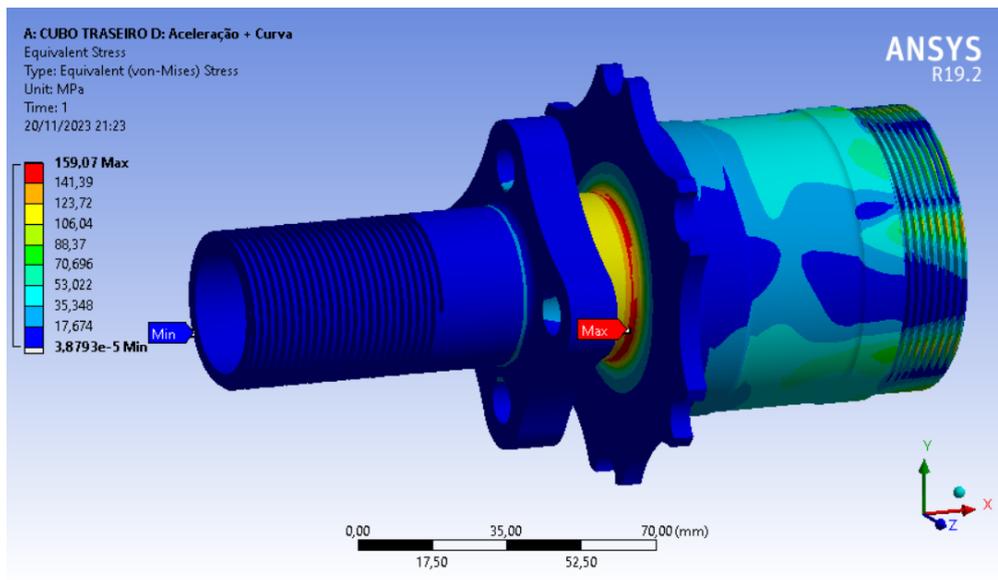


Figura 5.5: Análise das tensões equivalentes de von-Mises no cubo traseiro em aceleração com curva.

Fonte: Autoria própria.

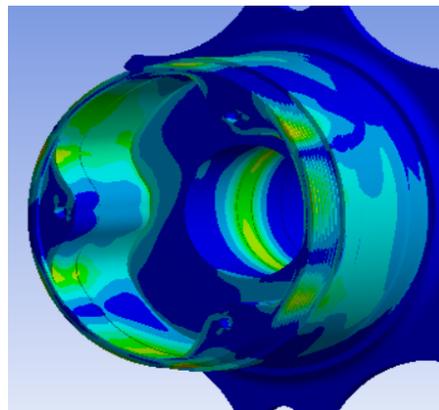


Figura 5.6: Detalhe dos esforços sofridos devido ao torque trativo e carga do veículo.

Fonte: Autoria própria.

Em conformidade com a Figura 5.5, o fator de segurança global da peça está localizado na região mais crítica da peça com um fator 3,1622, como mostra a Figura 5.7, e as demais regiões em verde e azul possuem coeficientes superiores. Analisando estes resultados, conclui-se que para este cenário, existe uma margem para otimização topológica visto que o objetivo deste trabalho é projetar um cubo com fator de segurança contra a falha próximo a 2.

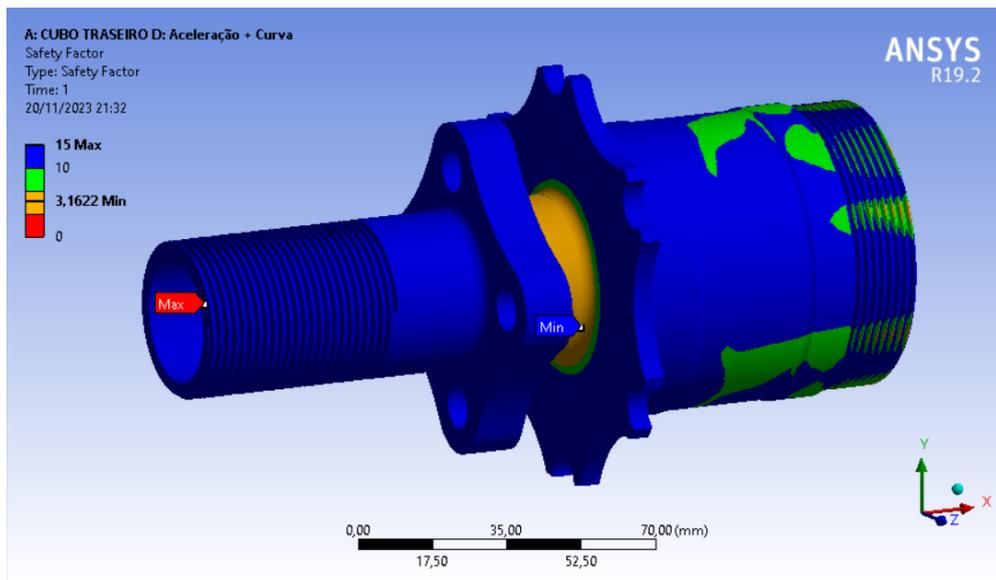


Figura 5.7: Fatores de segurança gerais do cubo traseiro em aceleração e curva.

Fonte: Autoria própria.

## 5.2.2 Cubo Traseiro: Desaceleração e Curva

Na seção anterior, foi analisado o cubo traseiro para o cenário crítico de arrancada e, agora, para a situação de travamento total das quatro rodas em velocidade máxima com deslocamento lateral do peso do carro.

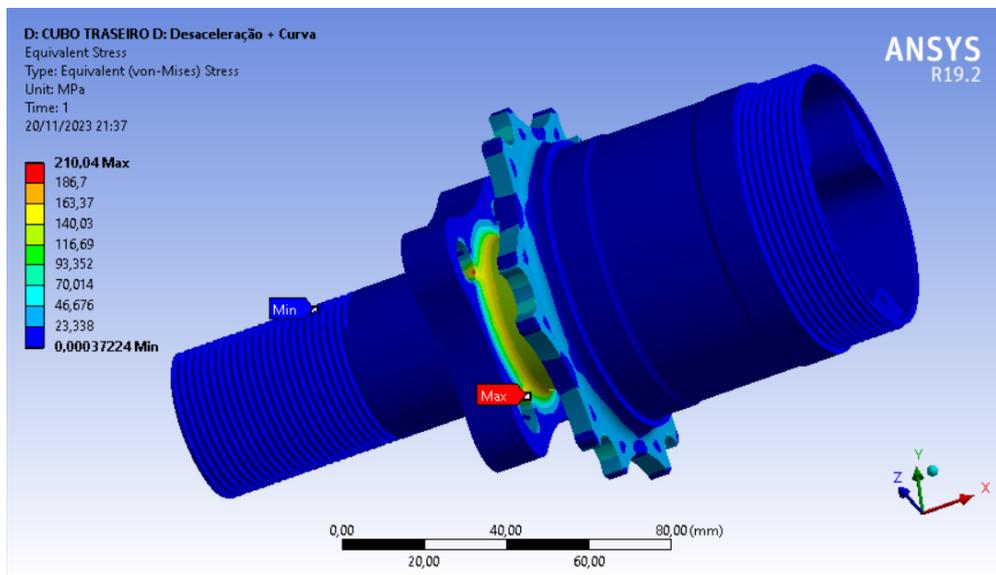


Figura 5.8: Análise das tensões equivalentes de von-Mises no cubo traseiro em frenagem com curva.

Fonte: Autoria própria.

Como é visto na Figura 5.8, percebe-se que os maiores esforços se encontram nos quatro guias de encaixe com a roda com uma tensão de aproximadamente 210 MPa. Diferentemente da simulação para aceleração, nesta é visível que o suporte do disco está sofrendo esforços consideráveis devido ao torque desenvolvido pela pinça de freio durante a frenagem e, conseqüentemente, acarretando em uma maior aplicação de tensões na região entre o disco e a roda. Esse mapa de cores no cubo, mais especificamente na região em azul escuro do suporte do disco, apresenta um indício de onde pode ser feita uma futura otimização topológica. A Figura 5.9 apresenta em detalhe um dos pontos críticos desta simulação.

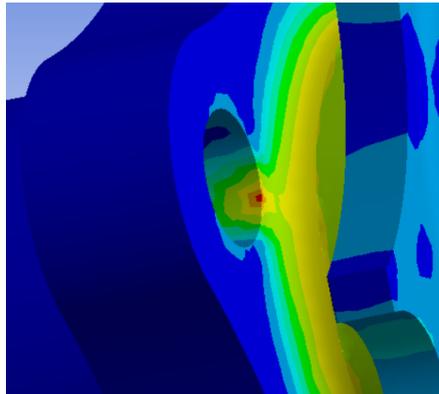


Figura 5.9: Detalhe em um dos pontos críticos do cubo traseiro em frenagem com curva.

Fonte: Autoria própria.

Assim, os fatores de segurança quanto à falha por tensões de von-Mises são apresentados no gradiente a esquerda da Figura 5.10, onde o menor coeficiente de valor 2,3948 se encontra no mesmo ponto de máxima tensão. Como objetiva-se otimizar esta peça para um fator de segurança perto de 2, não há muito espaço para uma otimização topológica que vá reduzir a massa significativamente da peça neste cenário.

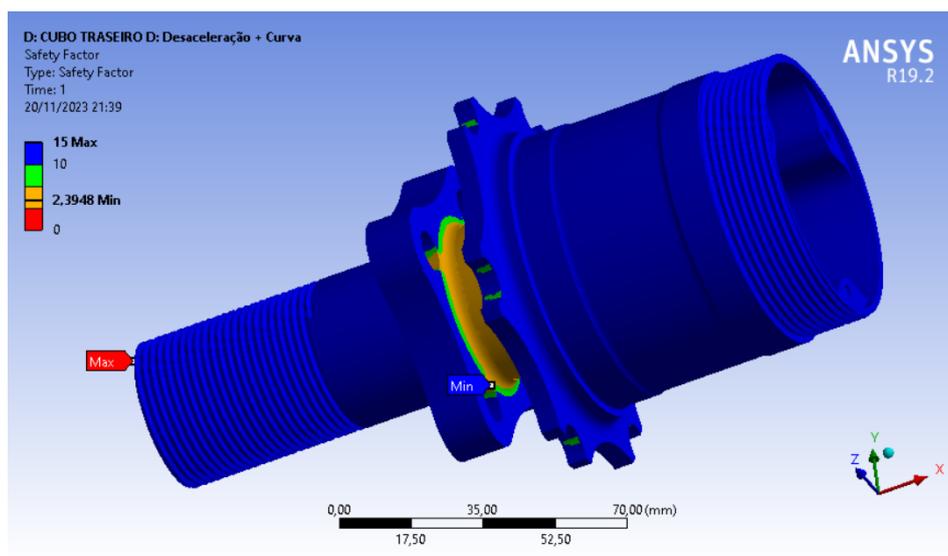


Figura 5.10: Fatores de segurança gerais do cubo traseiro em desaceleração e curva.

Fonte: Autoria própria.

### 5.2.3 Cubo Dianteiro: Desaceleração e Curva

Apesar de se tratar da mesma situação de frenagem, o que diferencia a situação do cubo dianteiro é a maior transferência de carga longitudinal e também a maior força aplicada pela pinça sobre o disco, produzindo um torque de frenagem mais elevado quando comparado ao conjunto posterior. Assim como na frenagem do cubo traseiro, as regiões críticas desta peça estão localizadas na parte mais interna das quatro guias da roda com até 222,5 MPa, como mostra a Figura 5.11. Por se tratar de um caso de frenagem, o disco exerce esforços em seus suportes no cubo, logo é possível notar como esta região se comporta quando colocada sobre atuação. A região de transição entre os suportes do disco e da roda também está sofrendo tensões consideráveis, que de acordo com o diagrama (Figura 5.11), pode ser entre 98 MPa e 148 MPa.

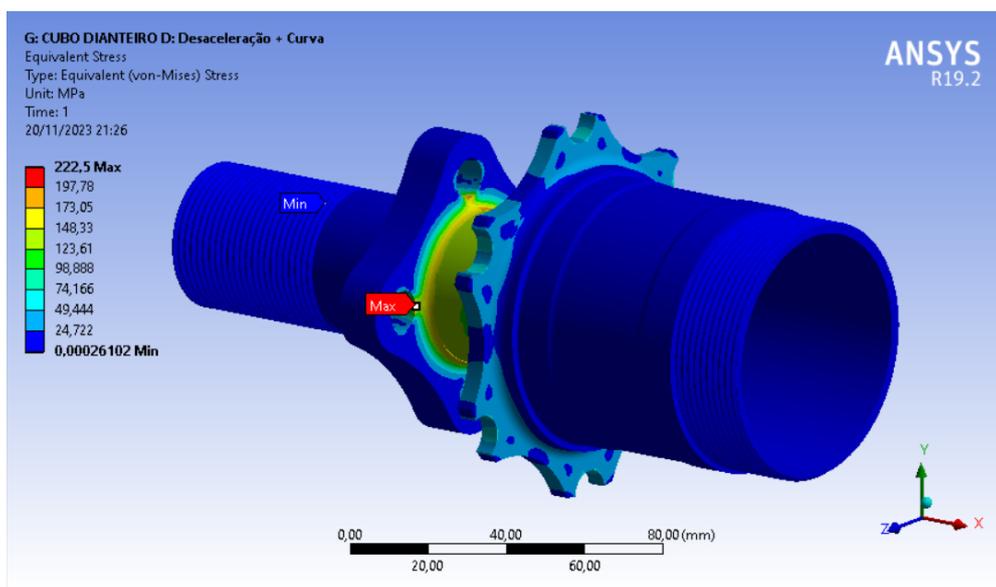


Figura 5.11: Análise das tensões equivalentes de von-Mises no cubo dianteiro em frenagem com curva.

Fonte: Autoria própria.

Na Figura 5.12 são apresentados os fatores de segurança locais deste componente e na Figura 5.13 dá-se um foco em uma das partes mais críticas do cubo, com fator de segurança contra a falha por tensão equivalente de von-Mises de 2,26. Apesar de ser um coeficiente próximo do objetivo de otimização deste projeto, as regiões menos críticas ainda podem ser aliviadas sem interferir agressivamente na confiabilidade da peça.

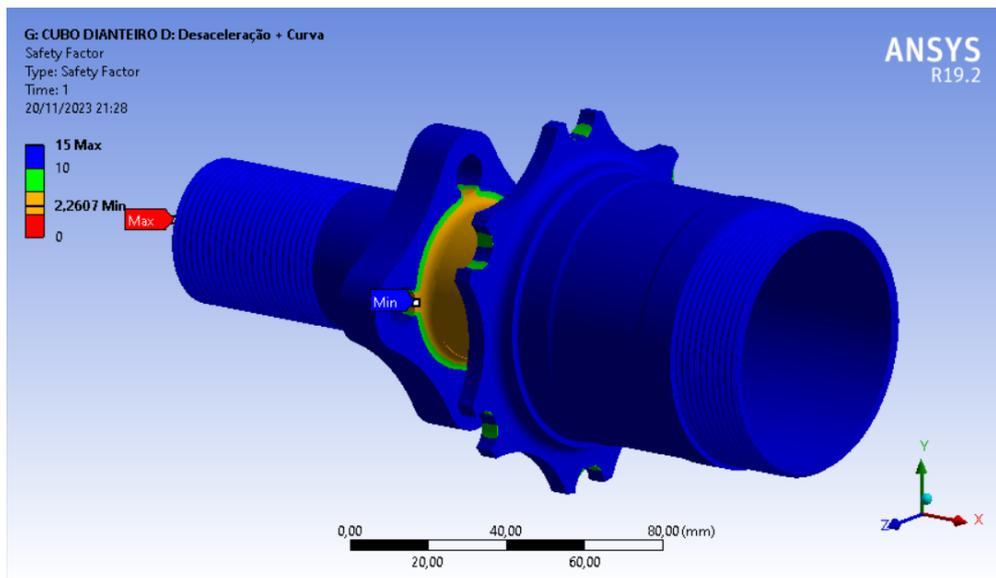


Figura 5.12: Fatores de segurança locais do cubo dianteiro em desaceleração e curva.

Fonte: Autoria própria.

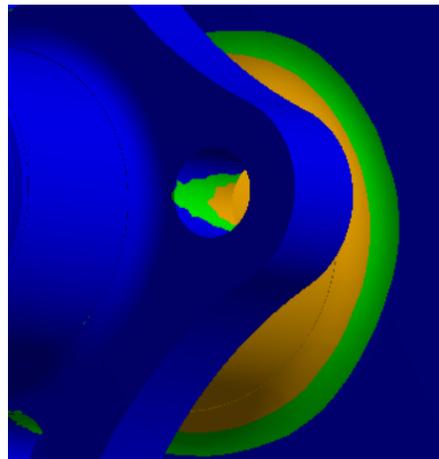


Figura 5.13: Região mais crítica do cubo dianteiro em frenagem brusca com curva.

Fonte: Autoria própria.

Finalizadas todas as três simulações estruturais, como o objetivo deste projeto é reduzir a massa das peças para se obter fatores de segurança 2, é possível otimizar tais estruturas. A Tabela 5.3 apresenta as máximas tensões equivalentes de von-Mises e os três fatores de segurança de projeto determinados pelas simulações estruturais, visando reduzir estes valores para próximo de 2.

Tabela 5.3: Máximas tensões e fatores de segurança das três simulações estáticas estruturais das geometrias otimizadas.

	<b>Máxima Tensão</b>	<b>Fator de Segurança</b>
Cubo Traseiro (Caso 3)	159,07 MPa	3,1622
Cubo Traseiro (Caso 4)	210,04 MPa	2,3948
Cubo Dianteiro (Caso 4)	222,5 MPa	2,2607

## 5.3 Otimização Topológica

A próxima etapa foi realizar as otimizações topológicas no ANSYS dos três casos críticos analisados na Seção 5.2.

### 5.3.1 Região de Otimização

Primeiramente, deve-se selecionar as faces da peça a serem otimizadas e, também, as regiões de exclusão. Portanto, para a otimização topológica do cubo traseiro na situação de aceleração com curva, aplicou-se os seguintes parâmetros, visualizados na Figura 5.14 e na Figura 5.15.

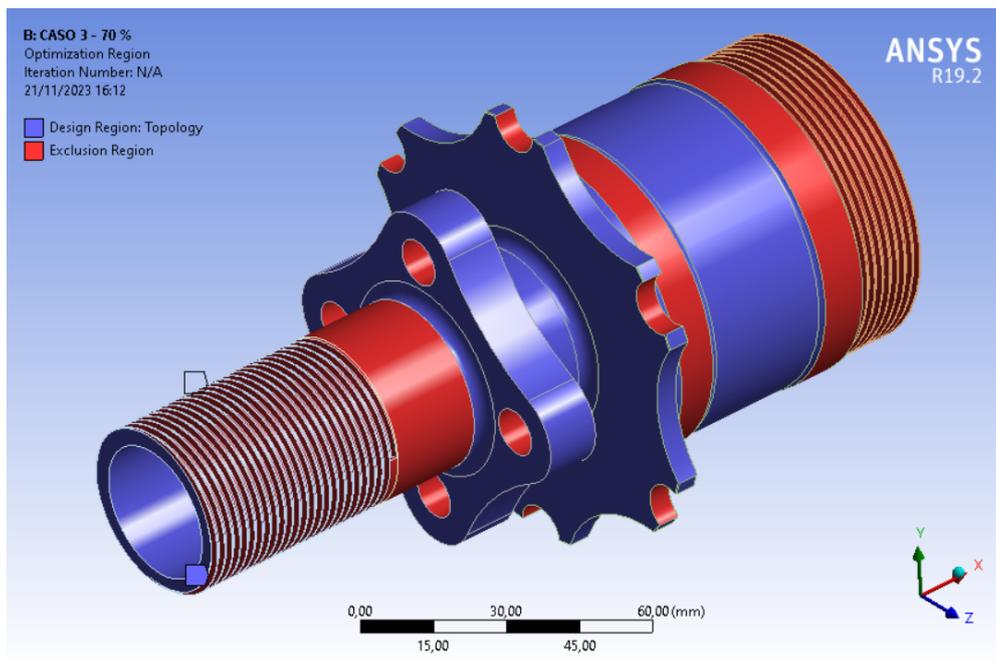


Figura 5.14: Regiões de projeto topológico (roxo) e de exclusão (vermelho).

Fonte: Autoria própria.

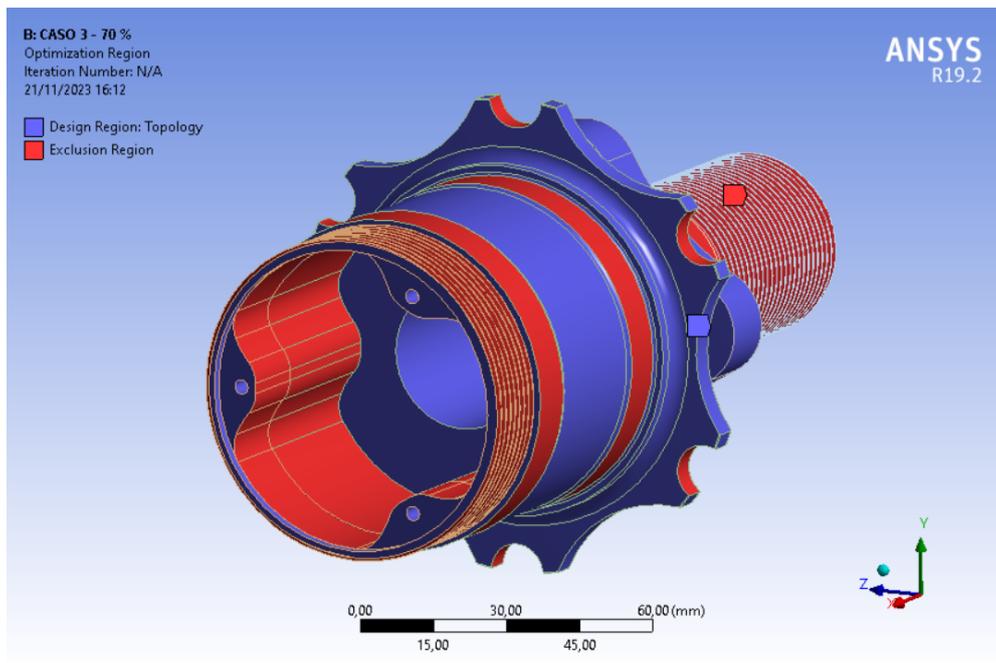


Figura 5.15: Regiões de projeto topológico (roxo) e de exclusão (vermelho).

Fonte: Autoria própria.

Como são apresentados nas próprias imagens, as faces de coloração roxa são regiões de projeto topológico, enquanto as faces avermelhadas são regiões de exclusão desta otimização. Estas áreas eliminadas desta etapa são faces que estão em contato direto com outras peças do veículo de Fórmula SAE, como a trizeta do semieixo, os rolamentos, encaixes com o disco e a roda e, também, as porcas de fixação nas roscas do cubo.

Ainda se tratando do cubo traseiro, realizou-se também a sua otimização estrutural para a situação de frenagem com curva, tendo seus parâmetros apresentados na Figura 5.16 e na Figura 5.17.

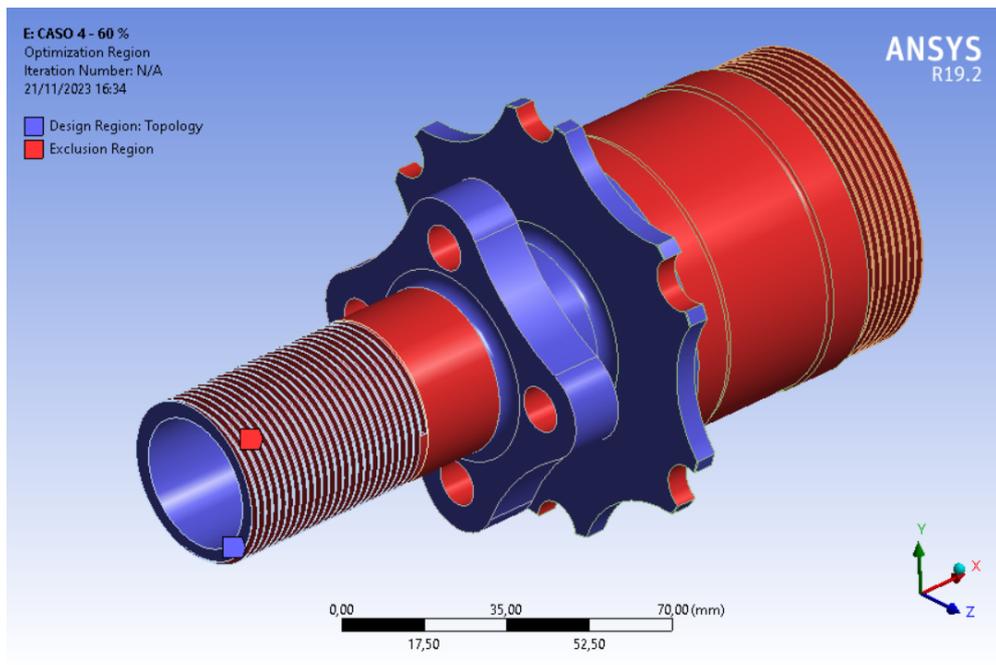


Figura 5.16: Regiões de projeto topológico (roxo) e de exclusão (vermelho).

Fonte: Autoria própria.

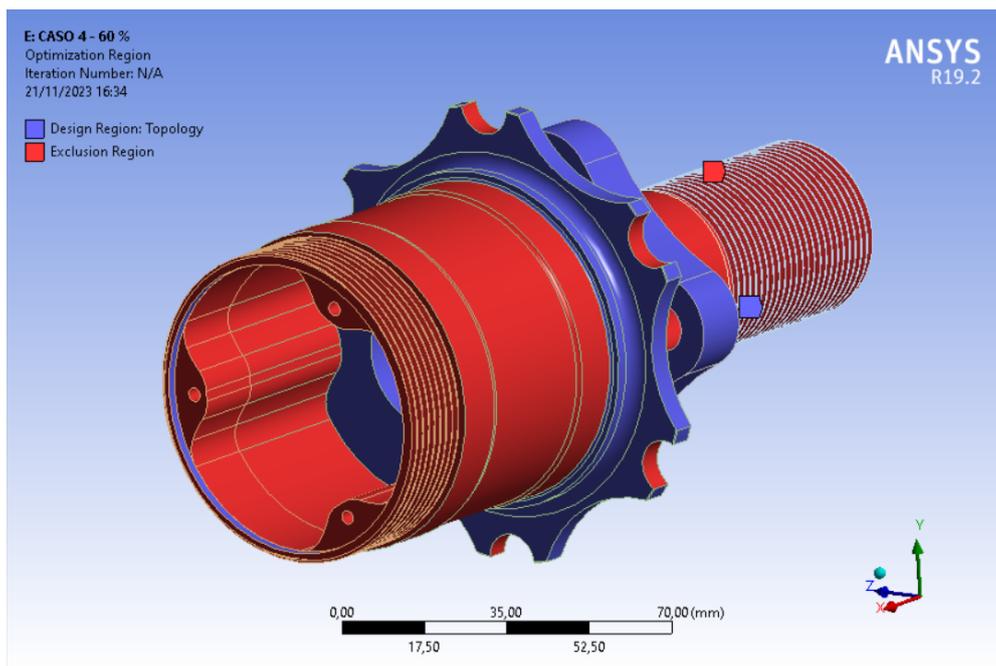


Figura 5.17: Regiões de projeto topológico (roxo) e de exclusão (vermelho).

Fonte: Autoria própria.

Percebe-se que há faces que ora são regiões de otimização, ora são de exclusão. Essa diferença se dá pela dualidade de cenários apresentados para a simulação de uma única peça, onde em um caso de aceleração ou frenagem, estas partes serão ou não submetidas à esforços consideráveis que resultarão na retirada de massa, cabendo ao projetista a decisão de declará-las como regiões de interesse ou de exclusão da otimização, afim de simplificar a otimização computacional.

Por último, tem-se os parâmetros de otimização para o cubo dianteiro na situação de frenagem com curva, ilustrados na Figura 5.18 e na Figura 5.19. Desta vez a face entre os apoios dos rolamentos não foi excluída da simulação pois o cubo dianteiro não possui inserts para o semieixo.

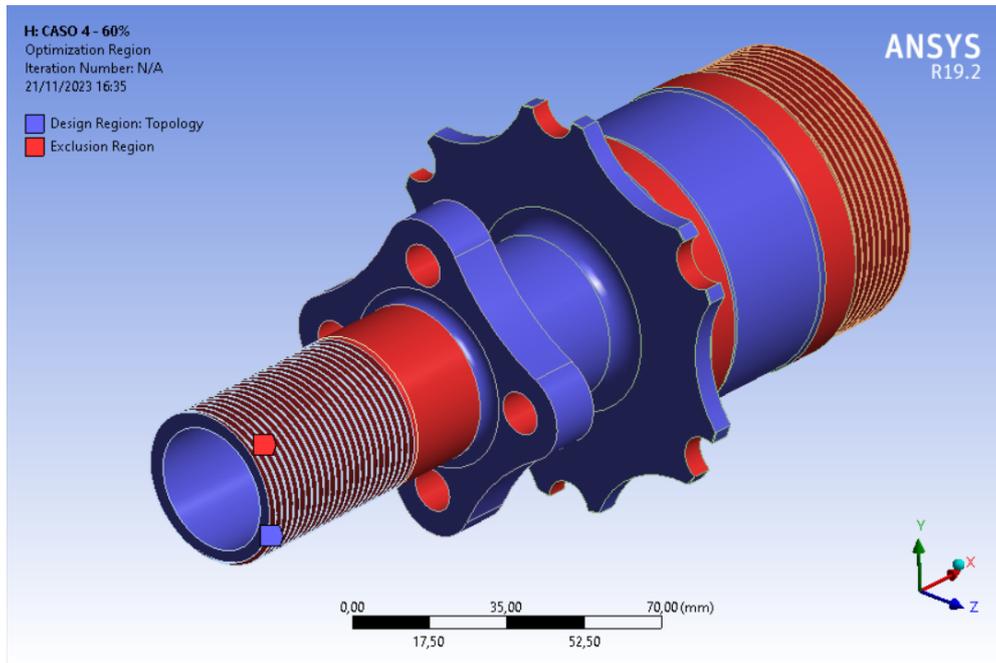


Figura 5.18: Regiões de projeto topológico (roxo) e de exclusão (vermelho).

Fonte: Autoria própria.

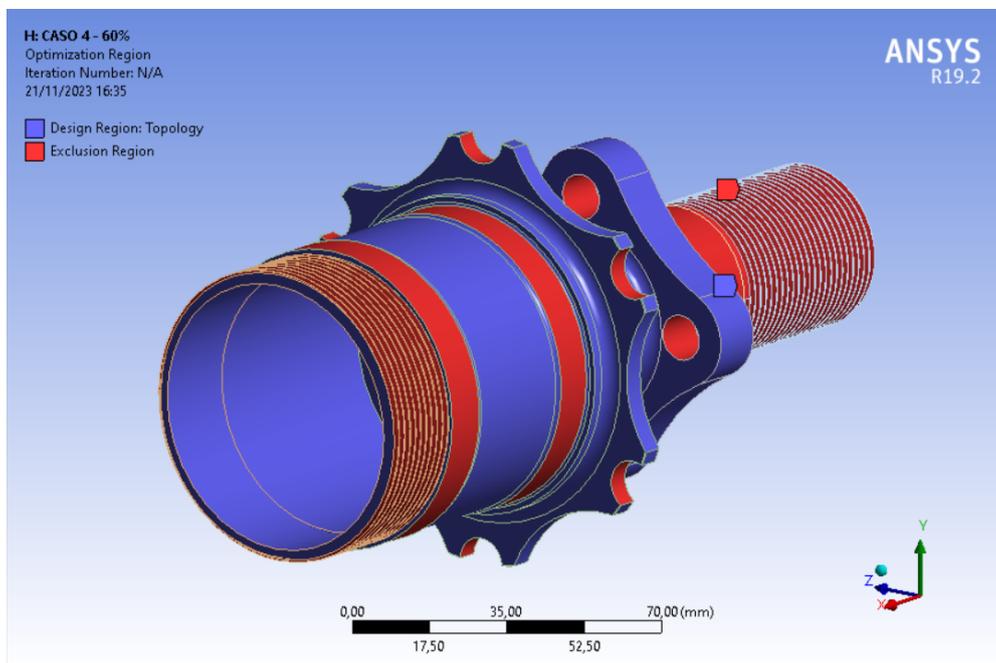


Figura 5.19: Regiões de projeto topológico (roxo) e de exclusão (vermelho).

Fonte: Autoria própria.

### 5.3.2 Solução

Finalizada a etapa de declaração das condições de contorno da otimização topológica (regiões de otimização), as simulações foram resolvidas e os resultados para o cubo traseiro em condição de arrancada com transferência de carga lateral podem ser vistos na Figura 5.20 e na Figura 5.21.

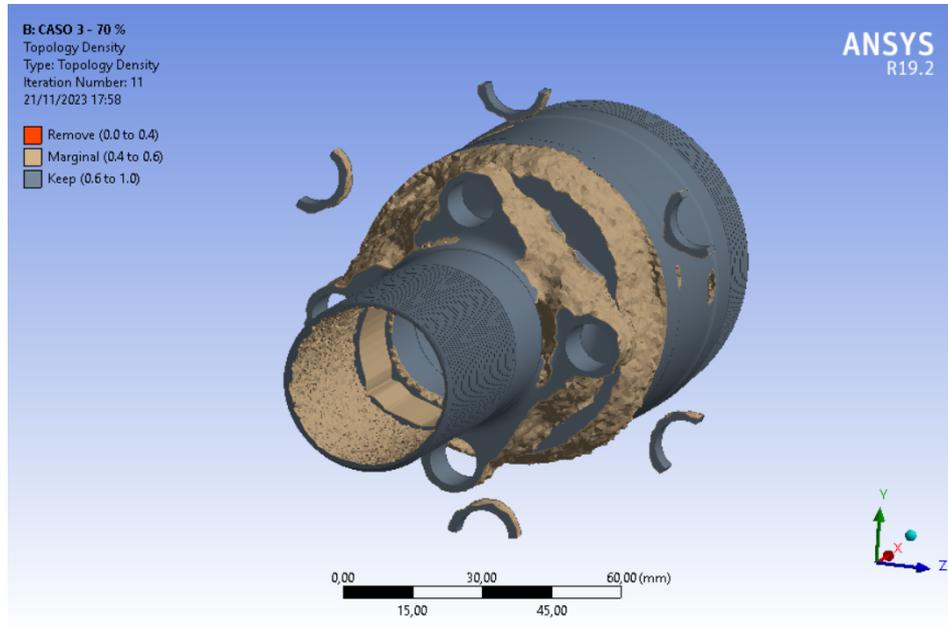


Figura 5.20: Resultado da otimização topológica do cubo traseiro (caso 3) com 70% de retenção de massa (vista frontal).

Fonte: Autoria própria.

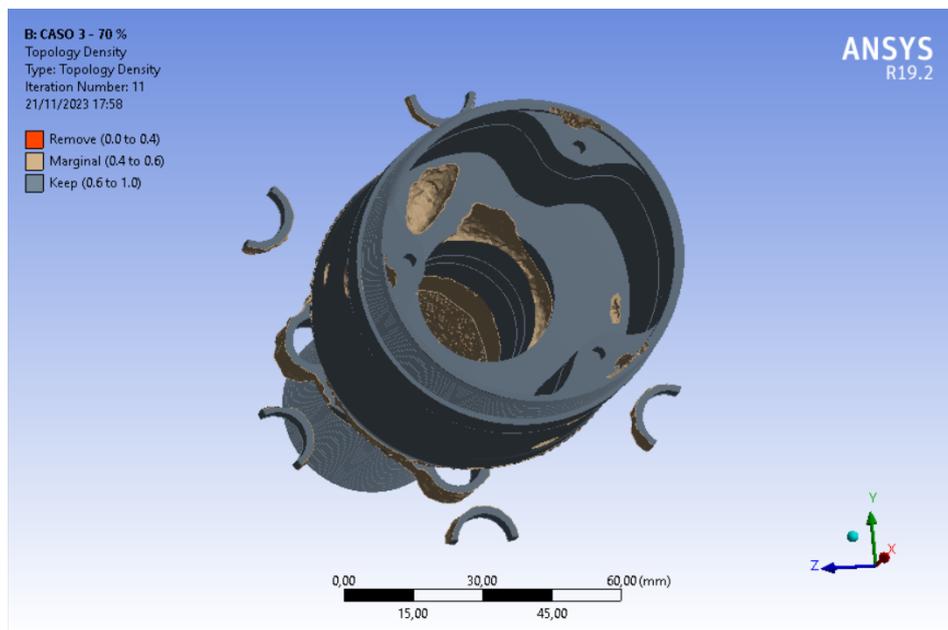


Figura 5.21: Resultado da otimização topológica do cubo traseiro (caso 3) com 70% de retenção de massa (vista traseira).

Fonte: Autoria própria.

Analisando estes resultados, logo percebe-se uma redução de massa irreal na região de contato com o disco de freio, onde os suportes estão "flutuando no espaço", sem ligação com o corpo principal. Esta otimização incorreta se dá pois neste cenário os freios não estão acionados, se tratando apenas de uma situação de aceleração proveniente do torque do motor. Porém, nota-se três pontos de interesse neste resultado, o primeiro é a redução da espessura interna na parte frontal onde se encontra a rosca e a face de encaixe da roda. O segundo ponto é na seção responsável por suportar as rodas, onde a espessura dos furos até a face externa foi reduzida e, também, as nervuras de conexão entre-furos foi otimizada. Já o terceiro ponto de interesse é visto na Figura 5.21 em que a porção do batente longitudinal da trizeta tem a sua massa reduzida, mostrando que se trata de uma região superdimensionada.

Este mesmo cubo foi otimizado para o cenário de frenagem com transferência de carga lateral e é apresentado na Figura 5.22 e na Figura 5.23.

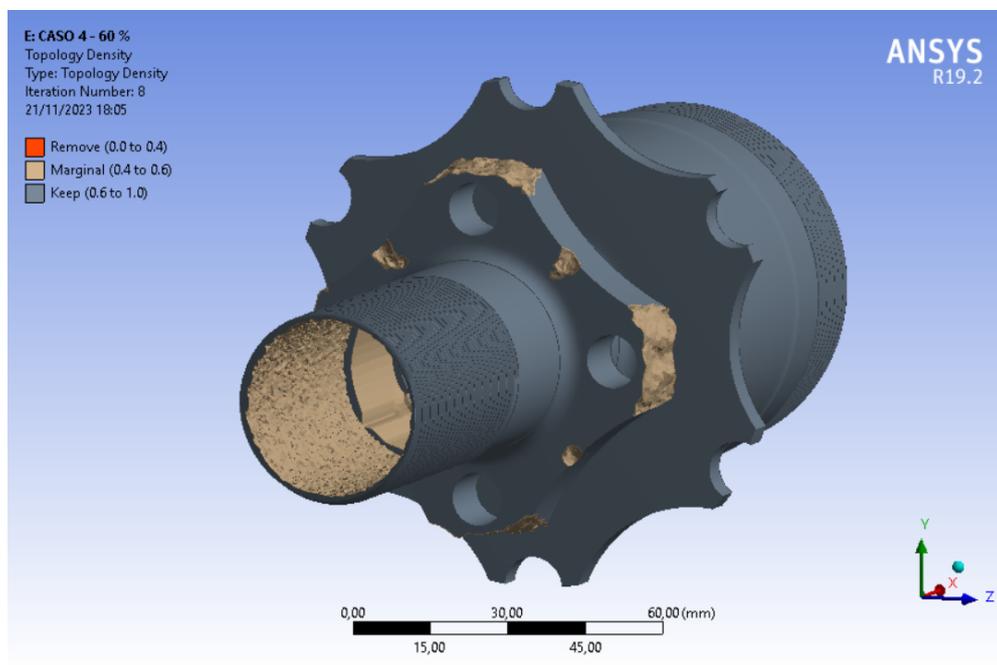


Figura 5.22: Resultado da otimização topológica do cubo traseiro (caso 4) com 60% de retenção de massa (vista frontal).

Fonte: Autoria própria.

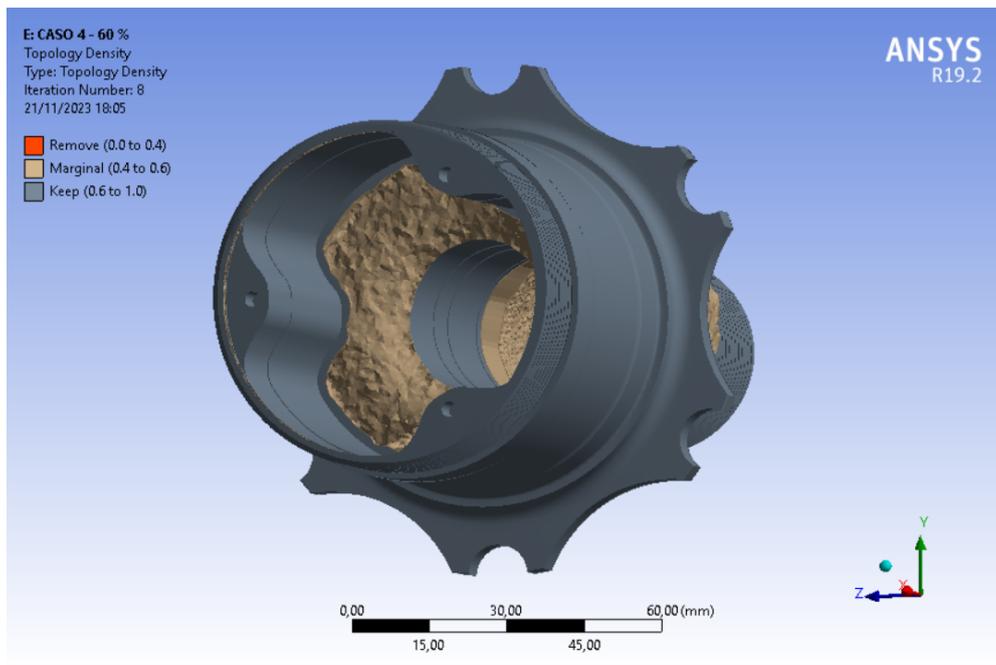


Figura 5.23: Resultado da otimização topológica do cubo traseiro (caso 4) com 60% de retenção de massa (vista traseira).

Fonte: Autoria própria.

Mesmo se tratando de uma situação de corrida diferente da otimização anterior, percebe-se que há reduções de massa semelhantes no cubo. A porção interior da rosca frontal da peça teve sua espessura reduzida novamente, se mostrando como uma região de atuações semelhantes à ambos os casos. Também é visto que há uma otimização no suporte de roda, não tão significativa quanto a simulação para aceleração (Figura 5.20), mas ainda assim é considerável. Na parte traseira do cubo, vista na Figura 5.23 é apresentada uma redução de massa bastante considerável do batente longitudinal da trizeta. Esta região também foi otimizada na simulação anterior (Figura 5.21), mas neste caso foi de forma mais intensa. Vale ressaltar que agora não houve redução de massa no suporte do disco de freio, concordando com o cenário de frenagem do conjunto. Porém, isso não representa que seja impossível realizar uma otimização topológica nesta região, apenas indica que é uma seção mais crítica para ser retirada massa em uma configuração de 60% de retenção de massa. Essa ideia pode ser encontrada na Figura 5.8, onde há pequenas regiões, em azul, com baixas tensões aplicadas neste suporte. Uma melhor visualização é mostrada na Figura 5.24, onde são vistos os detalhes onde há margem para um alívio de peso no suporte.

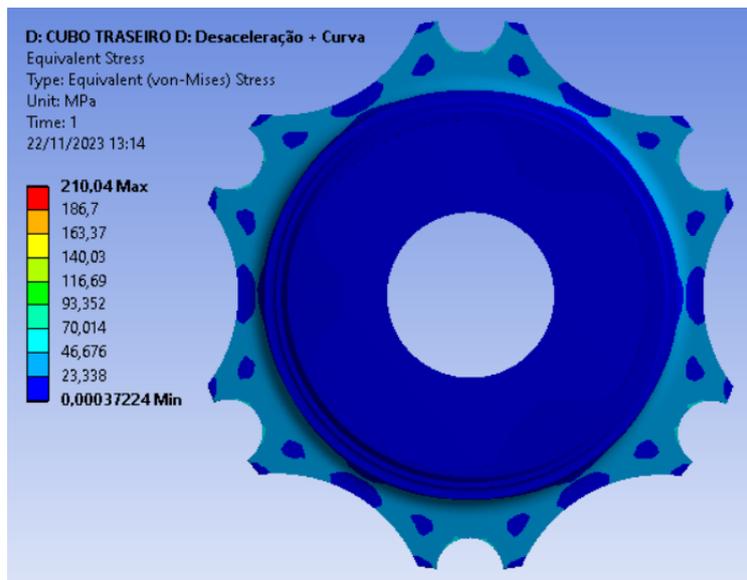


Figura 5.24: Detalhe no suporte do disco de freio com baixa tensão aplicada (azul).

Fonte: Autoria própria.

Já o cubo dianteiro otimizado para o seu único cenário crítico é ilustrado frontalmente na Figura 5.25 e por trás na Figura 5.26.

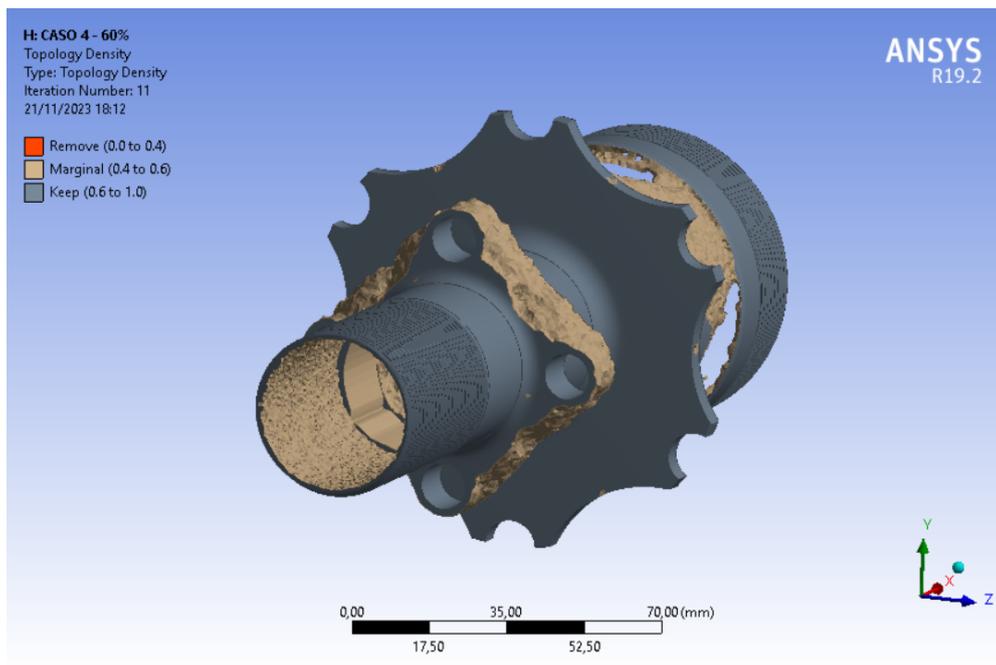


Figura 5.25: Resultado da otimização topológica do cubo dianteiro (caso 4) com 60% de retenção de massa (vista frontal).

Fonte: Autoria própria.

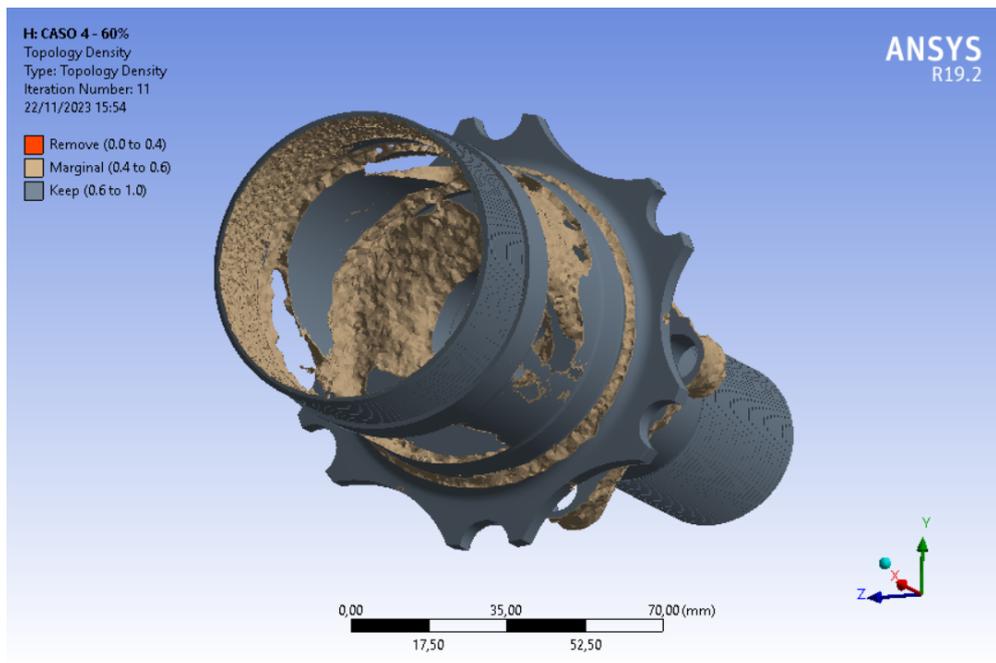


Figura 5.26: Resultado da otimização topológica do cubo dianteiro (caso 4) com 60% de retenção de massa (vista traseira).

Fonte: Autoria própria.

Para a otimização topológica do cubo de roda dianteiro, também tem-se a retirada de material da porção interior da rosca frontal e de parte do suporte de roda (Figura 5.25), como acontece com o cubo traseiro. Porém, o diferencial desta otimização se encontra na região de trás da peça, como mostra a Figura 5.26, onde é perceptível a diminuição da espessura da região de rosca, uma redução de material na porção interna e, principalmente, um grande alívio de massa entre as regiões de contato com o rolamento, formando um esboço de uma treliça. A Figura 5.27 apresenta em detalhe o resultado desta otimização em forma de treliça.

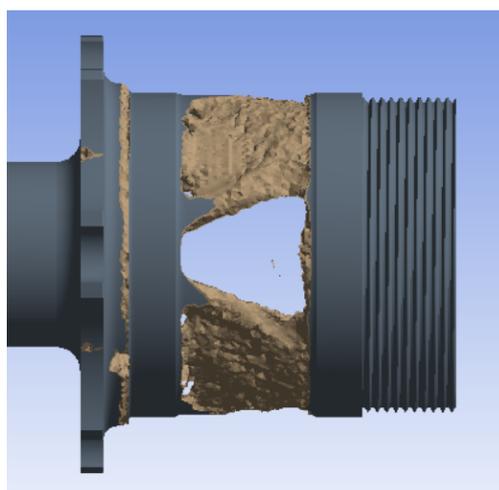


Figura 5.27: Detalhe na formação de uma treliça pela otimização topológica.

Fonte: Autoria própria.

A formação desta estrutura é possível, diferentemente do cubo traseiro, graças à ausência de um eixo motor em contato com o cubo. Assim, na falta de um torque trativo no interior deste componente, as únicas forças atuantes nesta parte tornam-se as cargas verticais e laterais, que como visto na Figura 5.27, permite a redução de material.

## 5.4 Análise de Fabricação

Finalizada a etapa de otimização topológica do projeto conceitual, a próxima etapa consiste em detalhar as geometrias de forma que elas apresentem uma aparência fabricável do ponto de vista da indústria. Portanto, os cubos serão detalhados de forma que tenham uma redução de massa significativa comparado com os cubos conceituais sem que isso comprometa o seu bom funcionamento em condições normais e principalmente em seus cenários críticos. Assim, será feito um projeto visando a maior taxa de otimização topológica (Versão 1) e outro um pouco mais conservador, sem tanta riqueza de detalhes que possam encarecer a peça (Versão 2). Esta segunda versão servirá como comparação estrutural e financeira, pois serão avaliados os esforços internos, seus respectivos fatores de segurança e o custo extra para a realização desses alívios. Assim, partindo do projeto conceitual, ao final destes dois projetos serão avaliados os seguintes critérios para a decisão do projeto definitivo:

- Massa;
- Taxa de otimização;
- Máxima tensão de von-Mises;
- Fator de segurança;
- Custo de fabricação.

## 5.5 Detalhamento das Peças - Versão 1

Finalizadas as otimizações topológicas dos cubos de roda em seus respectivos casos críticos, seguiu-se para a etapa de detalhamento da primeira versão das peças, onde as geometrias otimizadas pelo ANSYS são corrigidas em uma forma fabricável, simplificando as reduções de massa geradas nas simulações. Visando o maior alívio de peso possível, sem que isso comprometa o funcionamento da peça com um fator de segurança próximo a 2, utilizou-se o software SolidWorks para realizar tais correções nos cubos traseiro (Figura 5.28) e dianteiro (Figura 5.29).

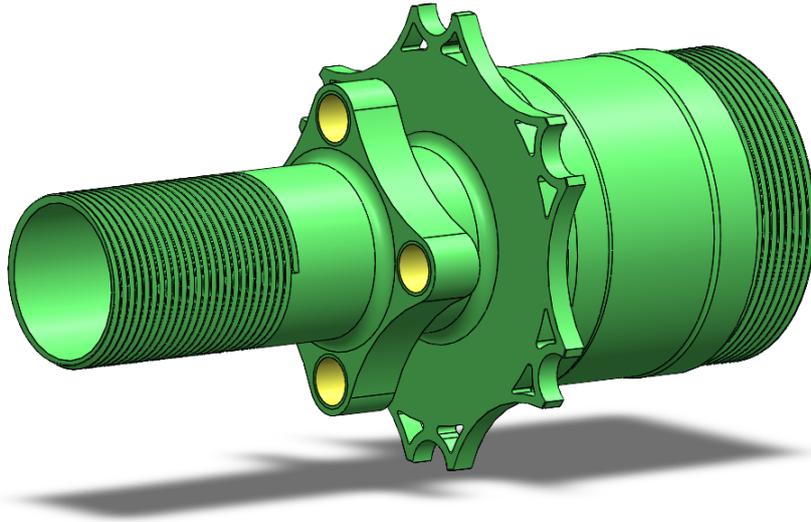


Figura 5.28: Cubo traseiro otimizado e detalhado para fabricação (Versão 1).

Fonte: Autoria própria.

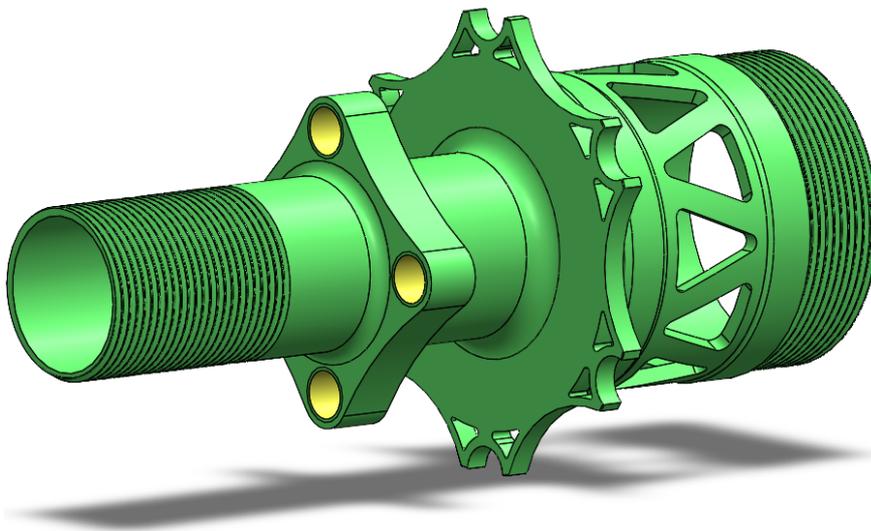


Figura 5.29: Cubo dianteiro otimizado e detalhado para fabricação (Versão 1).

Fonte: Autoria própria.

As otimizações realizadas no cubo traseiro foram:

- Redução de 2 mm de espessura interna do início da rosca frontal até o suporte da roda, 72,32 mm de profundidade;
- Redução de 4 mm de espessura entre os furos das guias de roda e as suas faces externas;
- Aumento da profundidade das nervuras entre as guias de roda;
- Alívios triangulares no suporte do disco de freio;

- Redução em 6,5 mm da espessura do batente longitudinal da trizeta por 21,46 mm de profundidade (Figura 5.30).

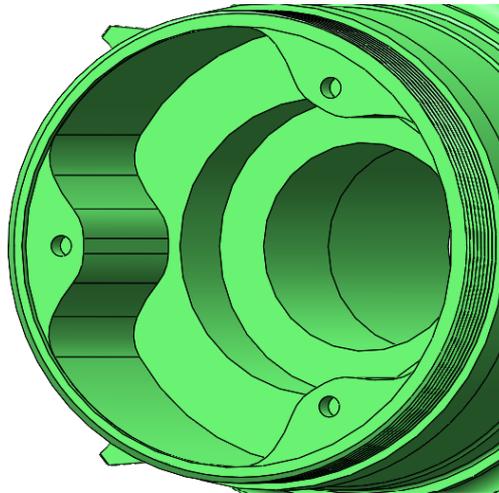


Figura 5.30: Redução de massa na espessura interna do cubo traseiro.

Fonte: Autoria própria.

Já as otimizações estruturais no cubo de roda dianteiro foram:

- Redução de 2 mm de espessura interna do início da rosca frontal até o suporte da roda, 71,64 mm de profundidade;
- Redução de 4 mm de espessura entre os furos das guias de roda e as suas faces externas;
- Aumento da profundidade das nervuras entre as guias de roda;
- Alívios triangulares no suporte do disco de freio;
- Alívios em forma de treliça na região entre os encaixes dos rolamentos;
- Extensão em 2,46 mm do furo interno longitudinal traseiro.

As novas massas da primeira versão dos cubos traseiros e dianteiros fornecidas pelo SolidWorks são exibidas na Tabela 5.4 assim como a porcentagem de redução de massa comparada com a geometria inicial.

Tabela 5.4: Massas dos cubos traseiros e dianteiros otimizados.

	<b>Massa</b>	<b>Redução de massa</b>
Cubo traseiro	482,9388 g	21%
Cubo dianteiro	332,0482 g	32%

## 5.6 Validação Computacional do Projeto - Versão 1

Assim, com as novas peças otimizadas topologicamente e detalhadas, partiu-se para a etapa de validação computacional destes componentes, aplicando-as nas mesmas condições de trabalho que as geometrias iniciais.

### 5.6.1 Cubo Traseiro: Aceleração e Curva

Primeiramente, para a situação de aceleração com curva, o cubo traseiro sofre com as seguintes tensões equivalentes de von-Mises apresentadas na Figura 5.31 e seus fatores de segurança locais podem ser vistos na Figura 5.32.

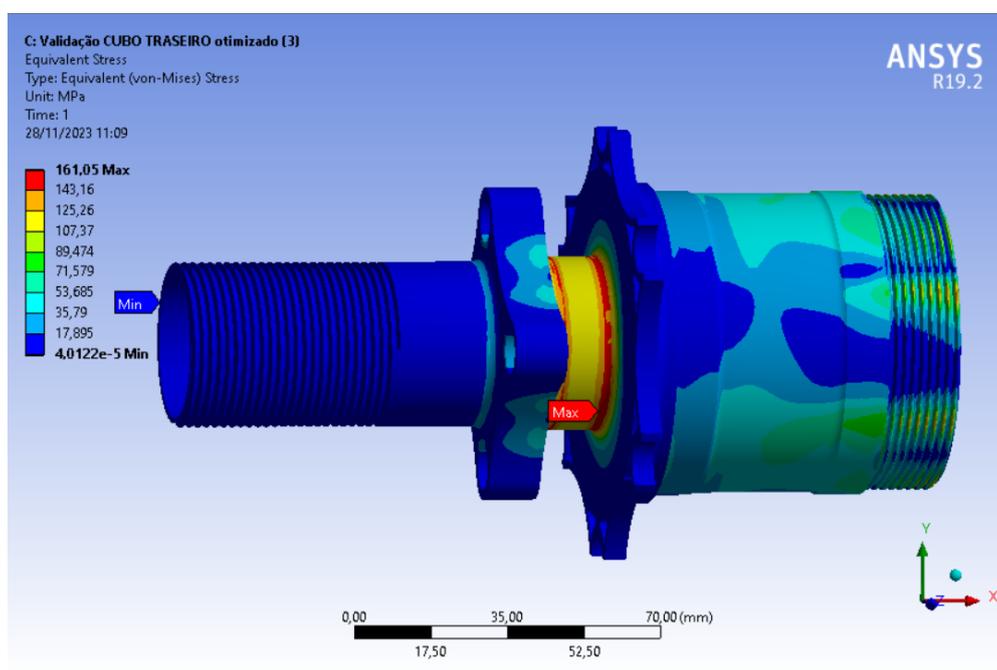


Figura 5.31: Tensões atuantes no cubo traseiro otimizado e detalhado no cenário 3 (Versão 1).

Fonte: Autoria própria.

Comparando os resultados desta nova simulação estrutural (Figura 5.31) com a simulação da peça sem otimização (Figura 5.5), percebe-se que houve um aumento da tensão máxima em 2 MPa na mesma região crítica da peça. Também é notável como a redução de massa fez com que o suporte da roda distribuisse mais os esforços. Já comparando os dois fatores de segurança máximos de cada simulação, percebe-se que não houve uma perda significativa de confiabilidade da nova geometria, onde este fator abaixou de 3,1622 (Figura 5.7) para 3,1232 (Figura 5.32). Se analisar isoladamente este resultado, esta peça poderia ter sido mais otimizada estruturalmente, visando um fator de segurança próximo a 2.

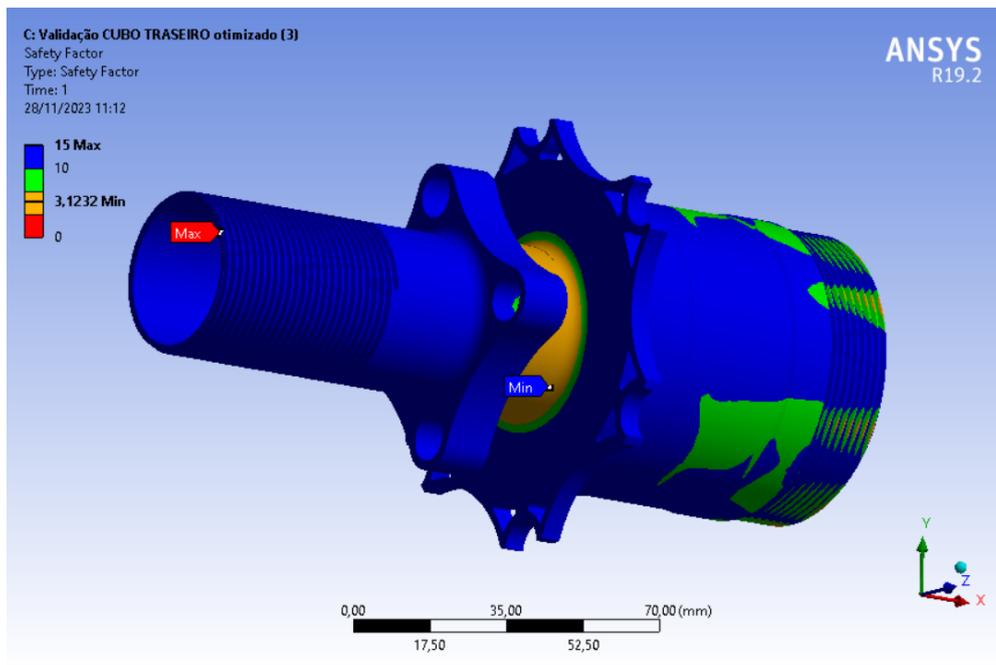


Figura 5.32: Fatores de segurança gerais do cubo traseiro otimizado e detalhado no cenário 3 (Versão 1).

Fonte: Autoria própria.

### 5.6.2 Cubo Traseiro: Desaceleração e Curva

Como este cubo possui dois cenários de trabalho críticos, a confiabilidade do mesmo deve ser levada em conta ambos os casos, assim, tem-se a Figura 5.33 que apresenta as tensões atuantes no cubo traseiro em frenagem e os seus fatores de segurança presentes na Figura 5.34.

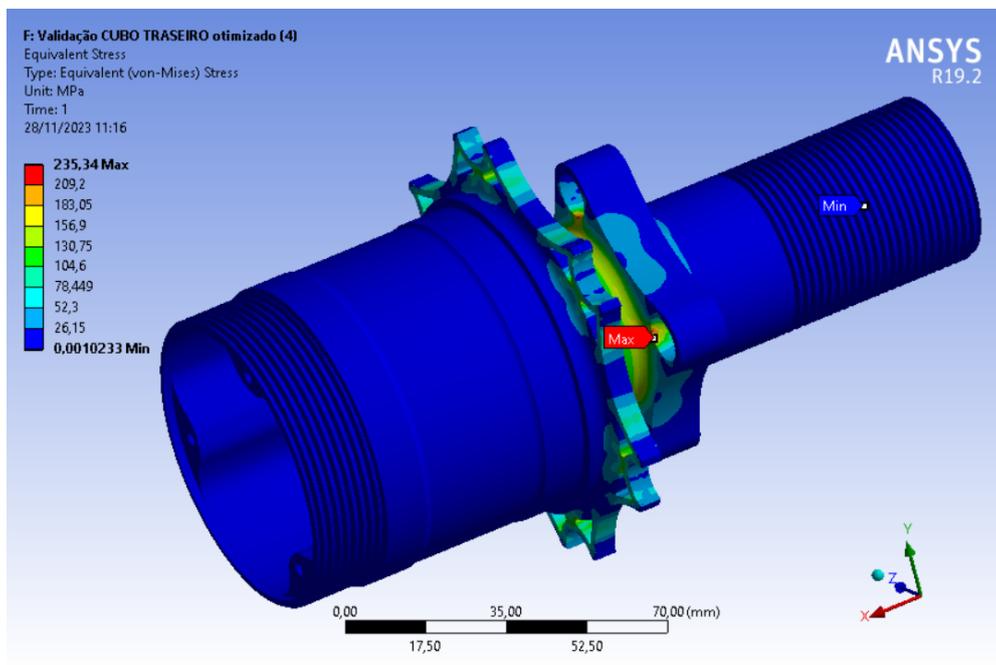


Figura 5.33: Tensões atuantes no cubo traseiro otimizado e detalhado no cenário 3 (Versão 1).

Fonte: Autoria própria.

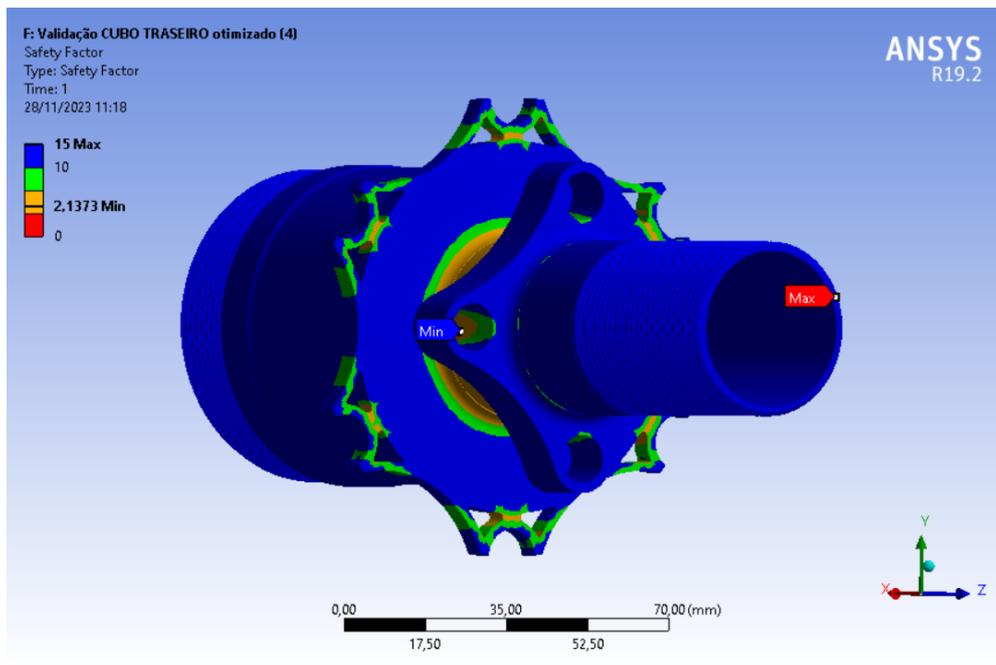


Figura 5.34: Fatores de segurança gerais do cubo traseiro otimizado e detalhado no cenário 3 (Versão 1).

Fonte: Autoria própria.

Nesta situação de travamento das rodas, percebe-se na Figura 5.33 que houve um aumento em cerca de 25 MPa da máxima tensão equivalente de von-Mises no encaixe do inserto da guia da roda, ponto mais crítico do cubo, quando comparado com a simulação estrutural desta geometria inicial (Figura 5.8). Essa tensão mais elevada se dá pela redução de material nas porções de suporte tanto do disco de freio quanto da roda, o que acaba por reduzir a rigidez torcional do cubo, mesma situação observada nos encaixes do disco que sofreram com a otimização topológica. Consequentemente, o seu fator de segurança global diminuiu de 2,3948 (Figura 5.10) para 2,1373 (Figura 5.34), o que representa que, dada as regiões possíveis de serem otimizadas, a quantidade de material a ser reduzida aproximou-se do seu máximo, tendo em vista que o coeficiente de segurança da peça chegou próximo de 2.

### 5.6.3 Cubo Dianteiro: Desaceleração e Curva

Finalmente, o cubo dianteiro foi analisado em sua condição de trabalho crítico (caso 4), tendo os seus esforços apresentados na Figura 5.35 e seus fatores de segurança locais na Figura 5.36.

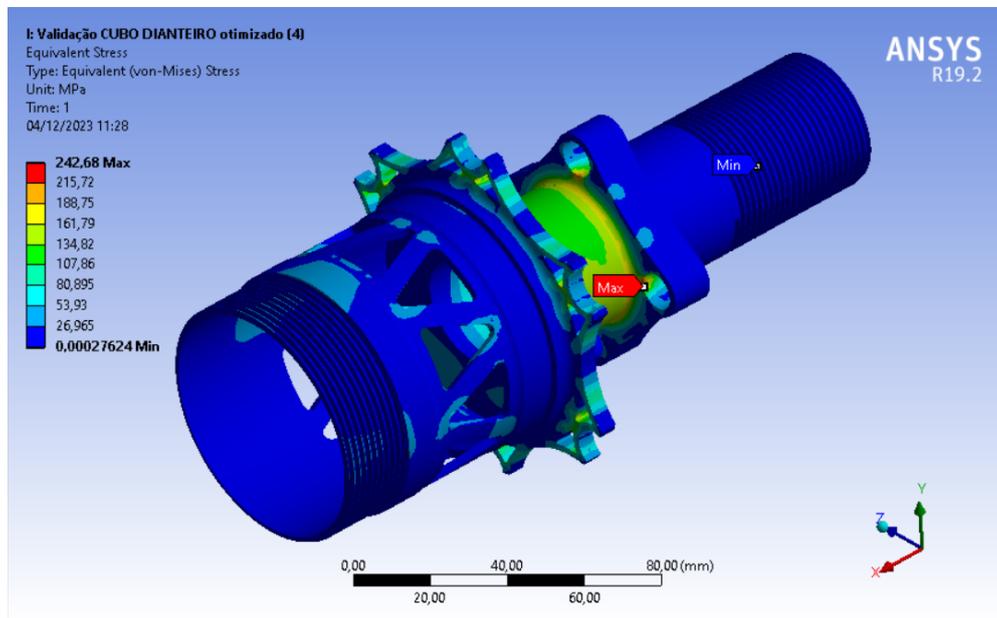


Figura 5.35: Tensões atuantes no cubo dianteiro otimizado e detalhado no cenário 4 (Versão 1).

Fonte: Autoria própria.

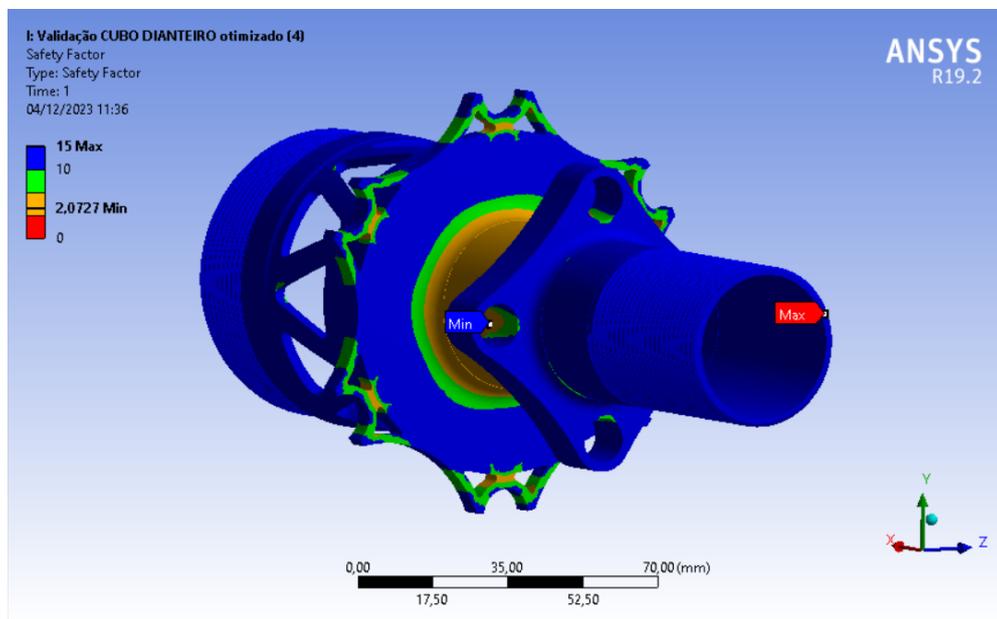


Figura 5.36: Fatores de segurança gerais do cubo dianteiro otimizado e detalhado no cenário 4 (Versão 1).

Fonte: Autoria própria.

Assim como na simulação estrutural de sua peça conceitual, as regiões mais críticas estão localizadas nos furos de encaixe dos insertos da roda, na porção interna. Comparando-se com a Figura 5.11, nota-se que houve um aumento de aproximadamente 18 MPa nestes furos mas que felizmente não comprometeu o fator de segurança estabelecido em projeto (Figura 5.36). Ainda pode ser visto como houve uma maior concentração de tensões nas regiões com alívio de massa, como nos suportes da roda e do disco de freio e também na treliça entre os contatos de fixação dos rolamentos, sendo esta uma região não propícia à falhar primeiramente como mostram as imagens. Sobre o fator de segurança global, vê-se que este reduziu de 2,2607 (Figura 5.11) para 2,0727 (Figura 5.36), o que representa que o objetivo de atingir um coeficiente próximo à 2 foi cumprido.

Portanto, após finalizadas as validações computacionais de ambos os cubos, gerou-se a Tabela 5.5 com os valores de máximas tensões de von-Mises e fatores de segurança de cada uma das peças em seus respectivos cenários críticos.

Tabela 5.5: Máximas tensões e fatores de segurança das três validações computacionais das geometrias otimizadas (Versão 1).

	<b>Máxima Tensão</b>	<b>Fator de Segurança</b>
Cubo Traseiro (Caso 3)	161,05 MPa	3,1232
Cubo Traseiro (Caso 4)	235,34 MPa	2,1373
Cubo Dianteiro (Caso 4)	242,68 MPa	2,0727

## 5.7 Detalhamento das Peças - Versão 2

Para avaliar o custo de usinagem de detalhes de maior precisão nos cubos otimizados, foi realizada a versão 2 das peças onde foram removidos os alívios de massa nos apoios do disco de freio para ambos os cubos traseiro e dianteiro, e também os alívios em forma de treliça no cubo dianteiro. Foi reaproveitada a etapa de otimização topológica, sendo apenas refeita a etapa de detalhamento, levando-se em consideração criar uma nova geometria que barateie o processo de fabricação dos quatro cubos de roda como forma de comparação e também para avaliar os efeitos diretos destes alívios vistos apenas na primeira versão do projeto otimizado. Estes novos CAD's são apresentados na Figura 5.37 (cubo traseiro) e na Figura 5.38 (cubo dianteiro).

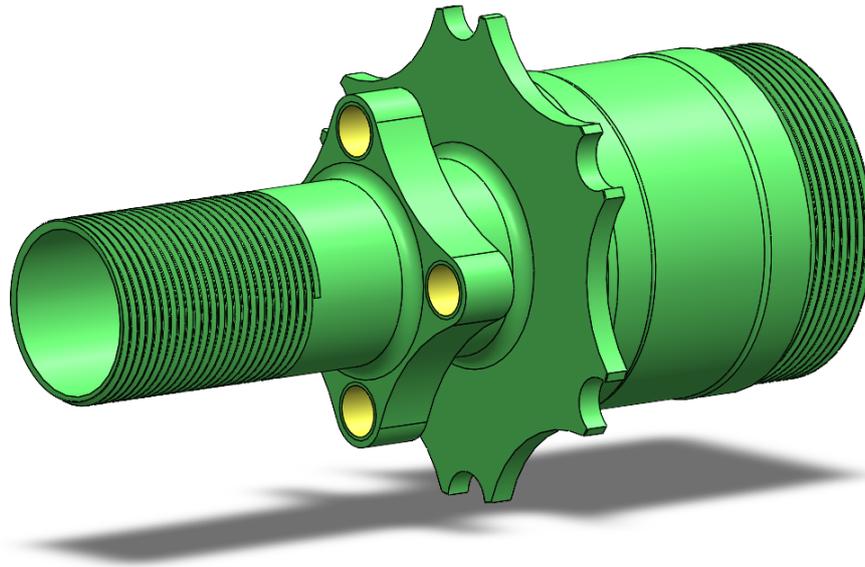


Figura 5.37: Cubo traseiro otimizado e detalhado para fabricação (Versão 2).

Fonte: Autoria própria.

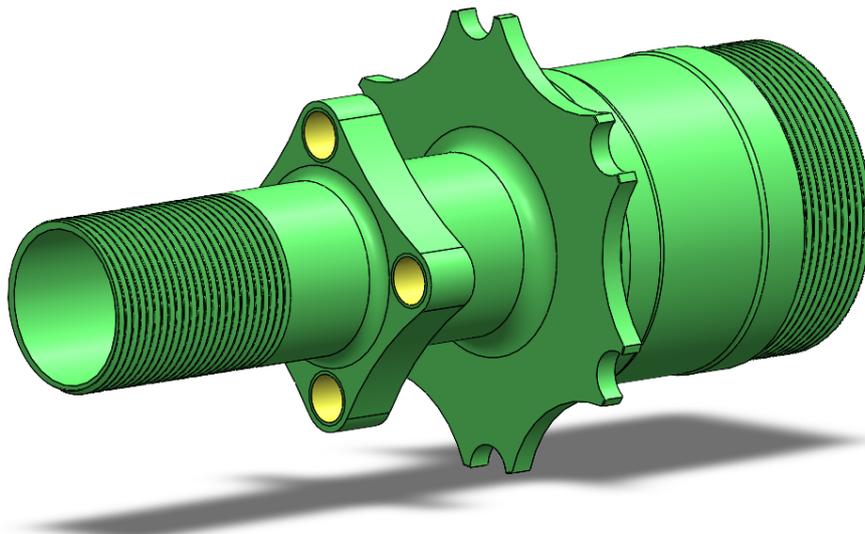


Figura 5.38: Cubo dianteiro otimizado e detalhado para fabricação (Versão 2).

Fonte: Autoria própria.

Apesar de terem sido removidas as otimizações do apoio do disco, ainda foram mantidos os seguintes alívios de massa para o cubo traseiro:

- Redução de 2 mm de espessura interna do início da rosca frontal até o suporte da roda, 72,32 mm de profundidade;
- Redução de 4 mm de espessura entre os furos das guias de roda e as suas faces externas;
- Aumento da profundidade das nervuras entre as guias de roda;

- Redução em 6,5 mm da espessura do batente longitudinal da trizeta por 21,46 mm de profundidade (Figura 5.30).

Já as otimizações estruturais mantidas no cubo de roda dianteiro foram:

- Redução de 2 mm de espessura interna do início da rosca frontal até o suporte da roda, 71,64 mm de profundidade;
- Redução de 4 mm de espessura entre os furos das guias de roda e as suas faces externas;
- Aumento da profundidade das nervuras entre as guias de roda;
- Extensão em 2,46 mm do furo interno longitudinal traseiro.

As novas massas da segunda versão dos cubos traseiros e dianteiros fornecidas pelo SolidWorks são exibidas na Tabela 5.6, assim como a porcentagem de redução de massa comparada com a geometria inicial.

Tabela 5.6: Massas dos cubos traseiros e dianteiros (Versão 2).

	<b>Massa</b>	<b>Redução de massa</b>
Cubo traseiro	488,0152 g	20%
Cubo dianteiro	357,3037 g	26%

## 5.8 Validação Computacional do Projeto - Versão 2

Com as geometrias prontas, partiu-se para a etapa de validação computacional destes componentes, aplicando-as nas mesmas condições de trabalho das geometrias iniciais e das primeiras versões de otimização. Porém, esta segunda versão dos cubos otimizados será comparada com a primeira versão ao invés do projeto conceitual, pois objetiva-se analisar os impactos da retirada destes alívios específicos e, futuramente, investigar se o custo-benefício deste detalhe do projeto é determinante e viável economicamente para a equipe.

### 5.8.1 Cubo Traseiro: Aceleração e Curva

Neste caso, o cubo traseiro sofre com as seguintes tensões equivalentes de von-Mises apresentadas na Figura 5.39 e seus fatores de segurança locais podem ser vistos na Figura 5.40.

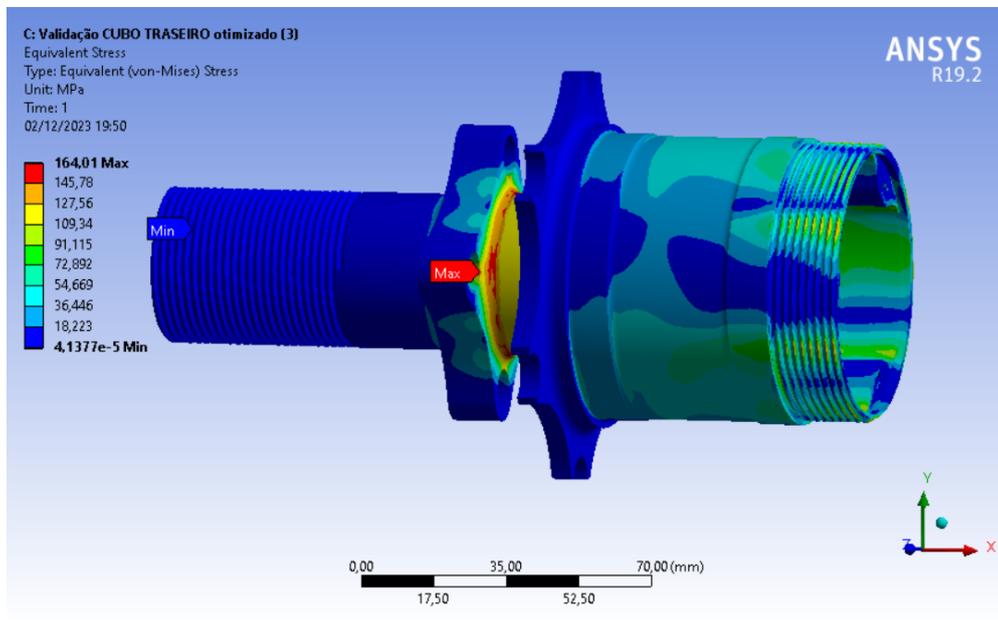


Figura 5.39: Tensões atuantes no cubo traseiro otimizado e detalhado no cenário 3 (Versão 2).

Fonte: Autoria própria.

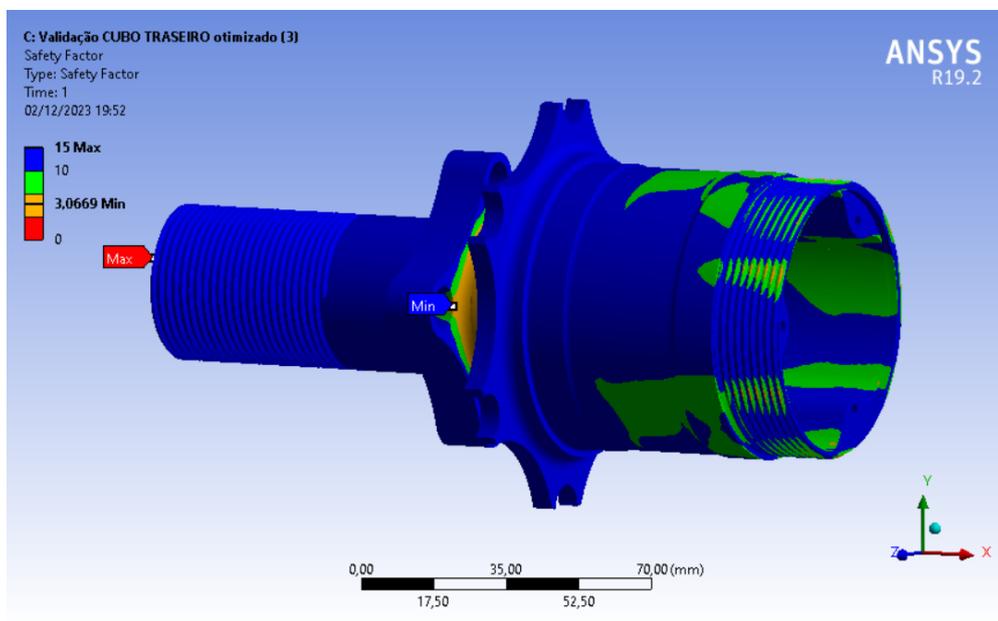


Figura 5.40: Fatores de segurança locais do cubo traseiro otimizado e detalhado no cenário 3 (Versão 2).

Fonte: Autoria própria.

Diferentemente do cubo traseiro da versão 1 (Figura 5.31), a sua região mais crítica está localizada nos furos das guias da roda (164,01 MPa) apesar dos filetes na zona entre apoios apresentarem uma coloração vermelha também, indicando que as tensões nesses locais estão entre 145,78 MPa e 164,01 MPa, segundo o diagrama de cores da Figura 5.39. Assim como houve um leve aumento da máxima tensão nesta peça, consequentemente o seu fator de segurança contra a falha teve uma pequena redução. Os resultados apresentados são bastante próximos, não afetando significativamente o comportamento do cubo em suas condições críticas de trabalho. Diferenças essas que podem ter sido geradas pela diferença do número de elementos nas geometrias, influenciando a distribuição dos esforços internos.

## 5.8.2 Cubo Traseiro: Desaceleração e Curva

Por apresentar dois cenários de trabalho críticos, a confiabilidade do cubo traseiro deve ser levada em conta para ambos os casos, assim, tem-se a Figura 5.41 que apresenta as tensões atuantes no cubo traseiro em frenagem e os seus fatores de segurança locais presentes na Figura 5.42.

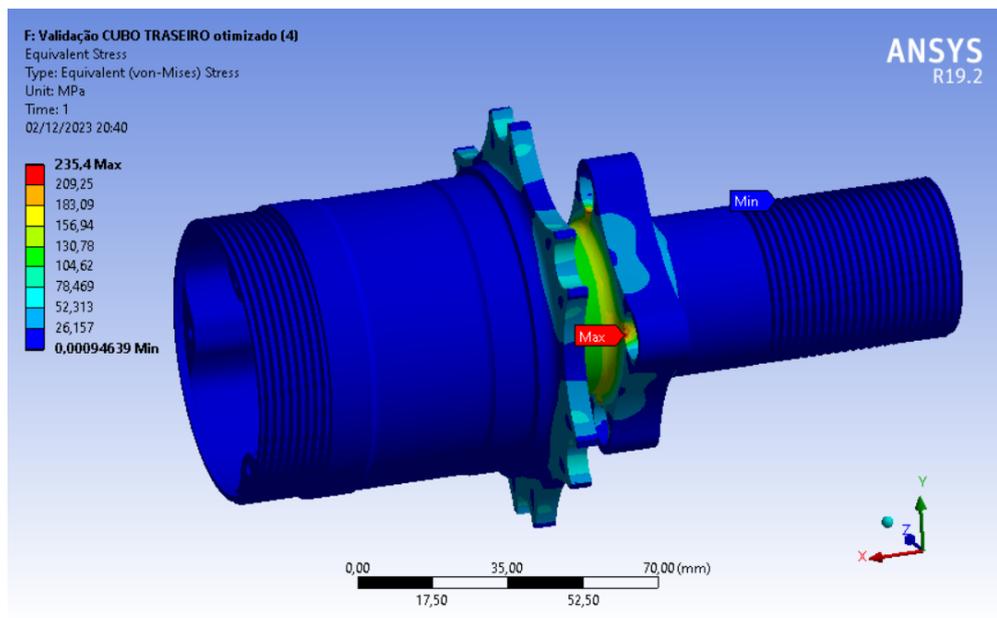


Figura 5.41: Tensões atuantes no cubo traseiro otimizado e detalhado no cenário 4 (Versão 2).

Fonte: Autoria própria.

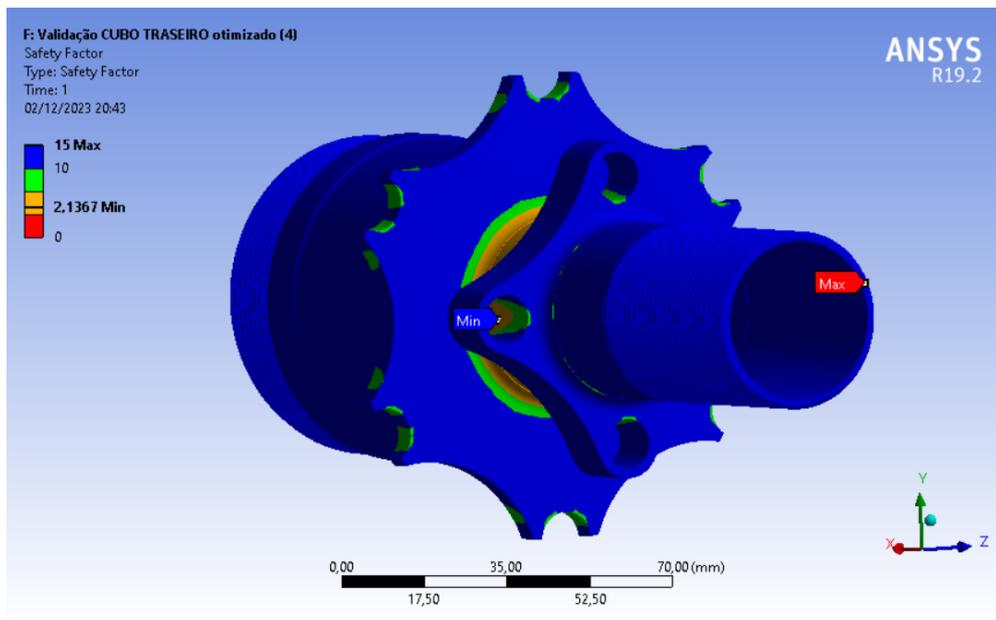


Figura 5.42: Fatores de segurança locais do cubo traseiro otimizado e detalhado no cenário 4 (Versão 2).

Fonte: Autoria própria.

Na Figura 5.41 a região crítica da peça é indicada nos furos da fixação da roda, como ocorre também na mesma simulação da versão 1 (Figura 5.33). Comparando ambas as versões, percebe-se que a alteração nos esforços internos foi de apenas 0,06 MPa, e no fator de segurança de somente 0,006, representando que para uma frenagem total do carro, a otimização topológica na região de suporte do disco no cubo traseiro não oferece mudanças expressivas em sua estrutura.

### 5.8.3 Cubo Dianteiro: Desaceleração e Curva

Já o cubo dianteiro foi analisado em sua única condição de trabalho crítico (caso 4), tendo os seus esforços apresentados na Figura 5.43 e seus coeficientes de segurança locais na Figura 5.44.

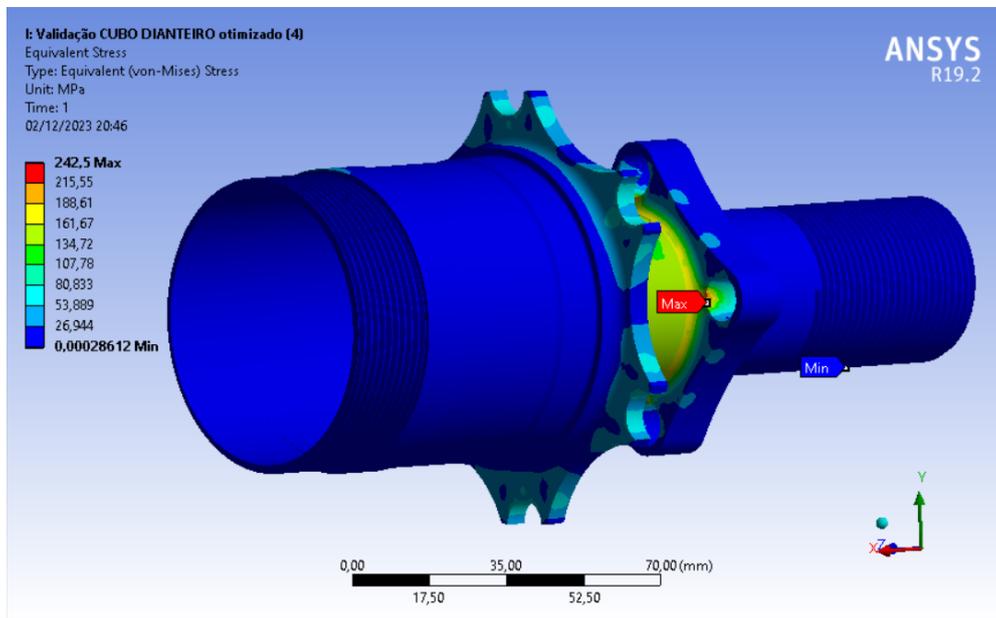


Figura 5.43: Tensões atuantes no cubo dianteiro otimizado e detalhado no cenário 4 (Versão 2).

Fonte: Autoria própria.

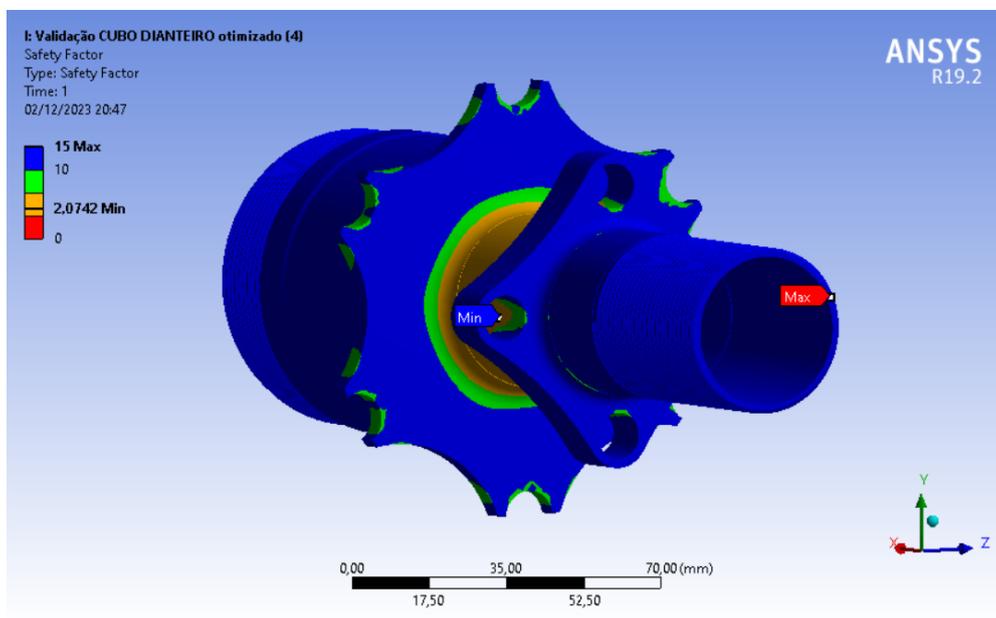


Figura 5.44: Fatores de segurança locais do cubo dianteiro otimizado e detalhado no cenário 4 (Versão 2).

Fonte: Autoria própria.

Analisando as figuras acima com os resultados da primeira versão do cubo dianteiro otimizado, conclui-se que não houve uma mudança relevante na confiabilidade da peça e nem em sua máxima tensão equivalente de von-Mises. Em ambas as versões, as zonas mais propensas a falhar estão localizadas nos furos de encaixe das guias da roda, sendo assim a única mudança significativa os maiores esforços presentes na treliça na região entre rolamentos da Figura 5.35 que não é crítica.

Após a finalização das validações computacionais de ambos os cubos da versão 2 do projeto, gerou-se a Tabela 5.7 com os valores de máximas tensões de von-Mises e fatores de segurança de cada uma das peças em seus respectivos cenários críticos.

Tabela 5.7: Máximas tensões e fatores de segurança das três validações computacionais das geometrias otimizadas (Versão 2).

	<b>Máxima Tensão</b>	<b>Fator de Segurança</b>
Cubo Traseiro (Caso 3)	164,01 MPa	3,0669
Cubo Traseiro (Caso 4)	235,4 MPa	2,1367
Cubo Dianteiro (Caso 4)	242,5 MPa	2,0742

# Capítulo 6

## Conclusões

Ao longo deste relatório foi apresentada uma revisão bibliográfica a respeito do método dos elementos finitos e da otimização estrutural para fundamentar e contextualizar o projeto como um todo. Também foram apresentados os softwares utilizados para as modelagens e simulações computacionais que serviram para introduzir o método de otimização topológica através de uma peça de exemplo com um suporte metálico. Esse capítulo apresentado como um tutorial mostrou de forma didática o passo a passo de como realizar uma otimização topológica em geometrias no ANSYS, servindo de base para um melhor entendimento das otimizações topológicas dos cubos de roda, desde a declaração das condições de contorno até as validações computacionais de todas estas geometrias.

Portanto, para a conclusão deste projeto tem-se as tabelas para a tomada de decisão de qual versão otimizada dos cubos será usinada e implementada no próximo carro de Fórmula SAE da Apuama Racing, atendendo os itens citados na Seção 5.4 sobre análise de fabricação. A Tabela 6.1 apresenta os dados referentes aos cubos traseiros e a Tabela 6.2 aos cubos dianteiros.

Tabela 6.1: Análise de fabricação dos modelos de cubo de roda traseiro.

	Projeto Conceitual	Otimizado - Versão 1	Otimizado - Versão 2
<b>Massa (p/ un.)</b>	612,0598 g	482,9388 g	488,0152 g
<b>Redução de Massa (p/ un.)</b>	-	129,121 g	124,0446 g
<b>Taxa de Otimização</b>	-	21%	20%
<b>Máxima Tensão (Caso 3)</b>	159,07 MPa	161,05 MPa	164,01 MPa
<b>Fator de Segurança (Caso 3)</b>	3,1622	3,1232	3,0669
<b>Máxima Tensão (Caso 4)</b>	210,04 MPa	235,34 MPa	235,4 MPa
<b>Fator de Segurança (Caso 4)</b>	2,3948	2,1373	2,1367
<b>Custo de Fabricação (p/ un.)</b>	-	R\$719,25	R\$561,84

Tabela 6.2: Análise de fabricação dos modelos de cubo de roda dianteiro.

	Projeto Conceitual	Otimizado - Versão 1	Otimizado - Versão 2
<b>Massa (p/ un.)</b>	485,9442 g	332,0482 g	357,3037 g
<b>Redução de Massa (p/ un.)</b>	-	153,896 g	128,6405 g
<b>Taxa de Otimização</b>	-	32%	26%
<b>Máxima Tensão (Caso 4)</b>	222,5 MPa	242,68 MPa	242,5 MPa
<b>Fator de Segurança (Caso 4)</b>	2,2607	2,0727	2,0742
<b>Custo de Fabricação (p/ un.)</b>	-	R\$793,71	R\$483,83

Segundo os resultados para ambos os cubos traseiros e dianteiros, fica evidente que a versão 1 do projeto apresentou uma maior redução de massa comparado a versão 2, sendo esse o objetivo por trás da criação de um modelo alternativo. Além disso, a Tabela 6.1 mostra que apesar da condição de aceleração ser importante para o projeto de um cubo de roda traseiro, a situação de trabalho onde ele é mais exigido é na frenagem pois em todos os seus projetos, conceitual, otimizado versão 1 e 2, as máximas tensões no caso 4 são superiores às tensões no caso 3, acompanhadas de fatores de segurança inferiores.

Para o conjunto traseiro, a primeira otimização obteve uma redução de 129,121 g da geometria inicial e de 5,08 g da segunda otimização, representando uma taxa de 21% de alívio de massa do projeto conceitual e de apenas 1% da versão 2. Acompanhado disso, vê-se que a máxima tensão de von-Mises para a condição de aceleração (caso 3), que no projeto conceitual era de 159,07 MPa aumenta para 161,05 MPa na versão 1 e 164,01 MPa na versão 2, o que mostra que apesar de haver um aumento de tensões, não chega a ser uma mudança muito significativa para a peça, como pode ser visto em seus respectivos fatores de segurança. O modelo 2 apresentou uma máxima tensão levemente maior que o primeiro provavelmente por uma pior distribuição dos esforços ao longo da peça e na região de apoio do disco, como mostra a Figura 5.39, ou também pela diferença na geração de malha nessas regiões. Já para a condição de frenagem com travamento total das rodas (caso 4), a máxima tensão de 210,04 MPa no projeto inicial elevou para 235,34 MPa e 235,4 MPa para a primeira e segunda versão, respectivamente, provando como a redução de massa nesse componente impactou o seu comportamento neste cenário. Isso pode ser visto na segurança destas peças onde o fator original de 2,3948 reduziu, respectivamente, para 2,1373 e 2,1367, fazendo concordância com os seus esforços e mostrando que as otimizações feitas a mais na primeira versão pouco surtiram efeito nas reações da peça apesar de reduzir a sua massa em 5,08 g. Portanto, conclui-se que para o cubo traseiro, a otimização topológica conseguiu reduzir de forma considerável o peso da peça inicial em cerca de 20%, porém as otimizações extras presentes na primeira versão apresentaram pouca influência tanto no alívio de massa quanto nos esforços sofridos pelo cubo e em sua segurança quanto à falha.

No projeto do cubo dianteiro, a massa inicial de 485,9442 g recebeu uma redução de 153,896 g e 128,6405 g respectivamente para as suas duas versões, representando uma taxa de 32% e 26% de otimização. A máxima tensão de von-Mises do projeto conceitual de 222,5 MPa deu lugar a uma tensão de 242,68 MPa na primeira versão de otimização e de 242,5 MPa em sua segunda.

Aliado a isto, o fator de segurança de projeto da geometria inicial de 2,2607 abaixou para aproximadamente 2,07 em ambas as otimizações topológicas. Assim, conclui-se que as otimizações extras no cubo dianteiro versão 1, principalmente na treliça entre apoios de rolamento forneceu uma redução de 25,255 g comparada à versão 2, sendo uma diferença de 8% da massa quando comparado à geometria conceitual. Apesar disso, os esforços sofridos em ambas as versões otimizadas são praticamente idênticos assim como seus fatores de segurança, o que representa que as diferentes regiões otimizadas não eram as mais propensas à falha. As otimizações topológicas nestas regiões são a de melhor eficiência, pois reduzem material em grande quantidade e não influenciam drasticamente na confiabilidade global do projeto, como é o caso deste componente.

A Tabela 6.3 apresenta a análise dos conjuntos completos dos três projetos de cubo apresentados neste relatório.

Tabela 6.3: Massas completas dos quatro cubos de cada projeto.

	Projeto Conceitual	Otimizado - Versão 1	Otimizado - Versão 2
<b>Massa Total</b>	2.196,008 g	1.629,974 g	1.690,638 g
<b>Redução de Massa Total</b>	-	566,034 g	505,370 g

Os valores apresentados na Tabela 6.1 e na Tabela 6.2 sobre custo de fabricação são referentes somente ao preço de usinagem por unidade de peça, o preço do tarugo de alumínio 7075-T6 foi desconsiderado pois é o mesmo independente de qual peça final será utilizada. Para uma melhor visualização dos investimentos totais para cada versão otimizada dos conjuntos, tem-se a Tabela 6.4.

Tabela 6.4: Custo total de usinagem dos modelos otimizados 1 e 2.

	Otimizado - Versão 1	Otimizado - Versão 2
<b>Custo por Unidade - Traseiro</b>	R\$719,25	R\$561,84
<b>Custo por Unidade - Dianteiro</b>	R\$793,71	R\$483,83
<b>Custo Total</b>	<b>R\$3.025,92</b>	<b>R\$2.091,34</b>

Portanto, levando-se em consideração os alívios de peso totais (Tabela 6.3), as seguranças das peças e os custos totais, a equipe optou por fabricar a versão 2 dos cubos de roda otimizados topologicamente, visto que não houveram mudanças significativas de massa e de segurança de projeto comparado à primeira versão, não compensando o investimento necessário de quase R\$1.000,00 a mais para retirar apenas 60,66 g do conjunto todo, tendo em vista a condição financeira de uma equipe de Fórmula SAE. Assim, a criação destes dois modelos de otimização também serviu como forma de comparação em termos de custo-benefício que, para a Apuama Racing, não representa um investimento primordial para tão baixa melhoria de desempenho do seu novo carro, já que os componentes escolhidos da versão 2 já cumprem com esse objetivo.

Se tratando de um projeto voltado para a equipe de competição Apuama Racing e sabendo que estes cubos fabricados a partir deste relatório serão utilizados pela equipe por alguns anos, são apresentadas a seguir sugestões para trabalhos futuros envolvendo este projeto de graduação.

1. Validação experimental dos cubos de roda de aro 10 da equipe Apuama Racing.
2. Análise de fadiga dos cubos de roda de aro 10 da equipe Apuama Racing.
3. Projeto de um novo conceito de cubo para o veículo com rodas aro 10 da equipe Apuama Racing.

# Referências

- ADAM, N.; ATTIA, O.; AL-SULTTANI, A.; MAHMOOD, H.; AS'ARRY, A.; ANAS, K.; MD REZALI, K. A. CFD Letters Numerical Analysis for Solar Panel Subjected with an External Force to Overcome Adhesive Force in Desert Areas. **CFD Letters**, v. 12, p. 60–75, set. 2020. Citado na p. 12.
- ANSYS. **ANSYS Meshing User's Guide**. 2013. v. 15317. Citado nas pp. 12, 87.
- APUAMA RACING. **Início | Apuama Racing**. 2023. Disponível em: <<https://www.apuam racing.com.br/>>. Acesso em: 16 jul. 2023. Citado na p. 4.
- BENDSOE, M. P. **Optimization of Structural Topology, Shape, and Material**. Springer-Verlag, 1995. Citado na p. 20.
- BENDSOE MARTIN PHILIP; KIKUCHI, N. Generating Optimal Topologies in Structural Design Using a Homogenization Method. **Elsevier Science Publishers B.V.**, 1988. Citado na p. 21.
- BETHANY. **A Brief History Of SolidWorks**. 2017. Disponível em: <<https://www.scan2 cad.com/blog/cad/solidworks-history/>>. Acesso em: 16 jul. 2023. Citado na p. 22.
- CHEN, X.; LIU, Y. **Finite Element Modeling and Simulation with ANSYS Workbench**. CRC Press, 2015. Citado nas pp. 23, 24.
- CHRISTENSEN, P. W.; KLARBRING, A. **An Introduction to Structural Optimization**. Springer Science, 2009. Citado nas pp. 15–20.
- DRDALYO. **ANSYS 18.1 Topology Optimization**. 2017. Disponível em: <<https://youtu.be/PMcP7mK1Zec>>. Acesso em: 16 jul. 2023. Citado na p. 67.
- HAFTKA, R.; GÜRDAL, Z. **Elements of Structural Optimization**. Kluwer Academic Publishers, 1995. Citado na p. 18.
- KIRSCH, U. **Structural Optimization Fundamentals and Applications**. Springer-Verlag, 1993. Citado na p. 14.
- LIU, G. R.; QUEK, S. S. **The Finite Element Method: A Practical Course**. Elsevier Science Ltd., 2003. Citado na p. 7.
- SAE BRASIL. **Início | SAE BRASIL**. 2023. Disponível em: <<https://saebrasil.org.br/programas-estudantis/formula-sae-brasil/>>. Acesso em: 16 jul. 2023. Citado na p. 4.

SIMUTECH GROUP. **Benefits of Ansys Mechanical**. 2023. Disponível em: <<https://simutechgroup.com/benefits-of-ansys-mechanical/>>. Acesso em: 16 jul. 2023. Citado na p. 26.

SOLIDWORKS. **Introducing SolidWorks**. Dassault Systèmes, 2015. Citado na p. 22.

SPACECLAIM, A. **ANSYS SpaceClaim Products**. 2013. Disponível em: <<http://www.spaceclaim.com/en/Products/productsoverview.aspx>>. Acesso em: 16 jul. 2023. Citado na p. 25.

# Apêndice A - Etapas de uma Otimização Topológica

Neste capítulo, são detalhados os procedimentos adotados para a realização da otimização estrutural topológica de uma peça exemplo com o objetivo de apresentar uma metodologia de trabalho para otimização topológica no ANSYS Workbench. São apresentados três casos de retenção de massa, desde a modelagem do suporte até a apresentação dos resultados obtidos.

## 6.1 Suporte Metálico

Para a peça exemplo deste projeto foi escolhido um suporte metálico de aço estrutural com três furos, seguindo o exemplo usado por DrDalyO (2017). Seu desenho foi realizado no software SolidWorks e salvo no formato *Parasolid* (\*.x\_t;\*.x\_b), para que fosse possível transferir o arquivo para o ANSYS. A peça pode ser visualizada na Figura 6.1.

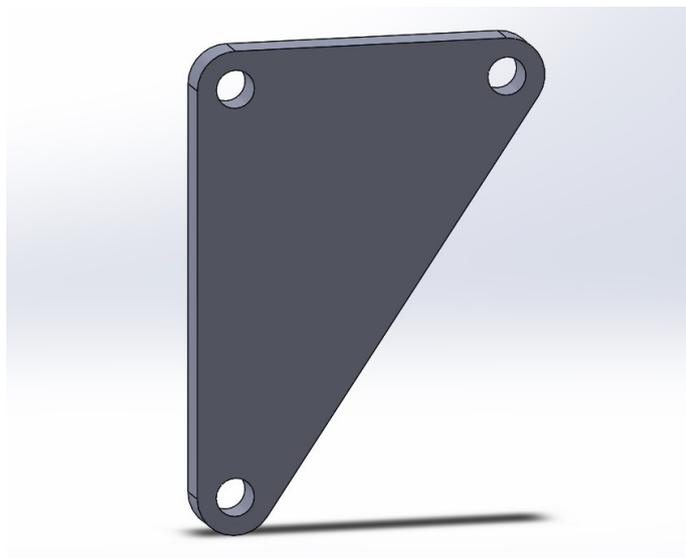


Figura 6.1: Peça em estudo.

Fonte: Autoria própria.

Na Figura 6.1 é possível notar os três furos, onde os dois furos do lado esquerdo são apenas para apoio e o furo da direita sofre aplicação de carga.

## 6.2 A Simulação

Após a criação da peça, partiu-se para a primeira etapa da simulação, que foi realizada no ANSYS Workbench. Nela, selecionou-se o ícone *Static Structural* no canto esquerdo da tela arrastando-a ao projeto esquemático, como mostra a Figura 6.2.

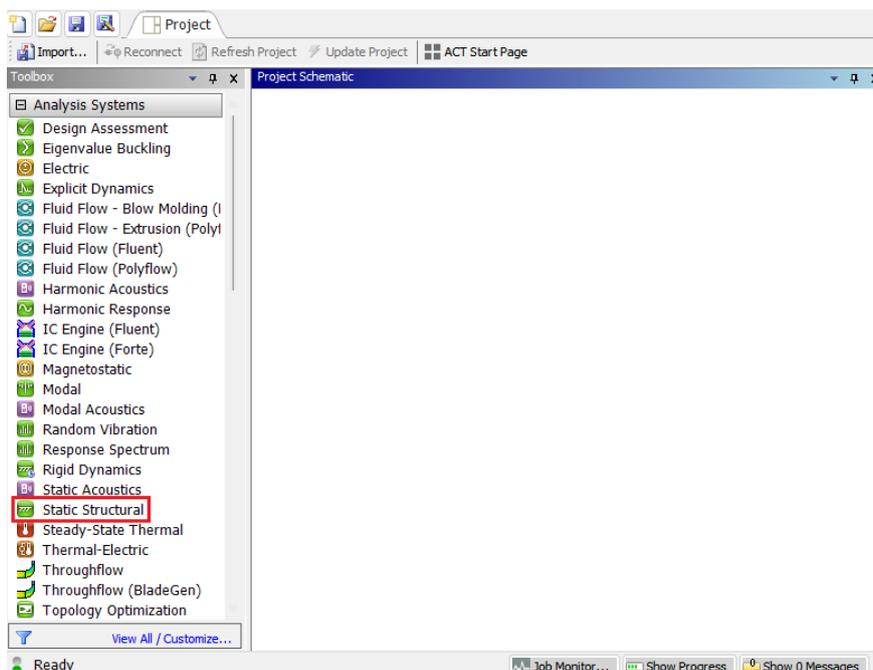


Figura 6.2: Ícone da simulação estrutural estática.

Fonte: Autoria própria.

Com isso, criou-se o quadro da simulação estrutural, podendo ser vista na Figura 6.3.

Por configuração padrão, o ANSYS deixa o aço estrutural como o material da peça que será utilizada na simulação. Porém, caso o material de desejo fosse outro, bastava-se clicar na célula *Engineering Data* e selecionar o material de interesse. Como a biblioteca do ANSYS não possui todos os materiais, em alguns casos se faz necessário criar um material ou derivá-lo de um outro material semelhante já existente na biblioteca. Para o caso deste projeto, utilizou-se o aço estrutural, logo não foi preciso alterar as configurações de material.

A próxima etapa foi inserir a peça criada acessando a célula *Geometry* e em seguida a célula *Import Geometry* para importar a geometria, como mostra a Figura 6.4.

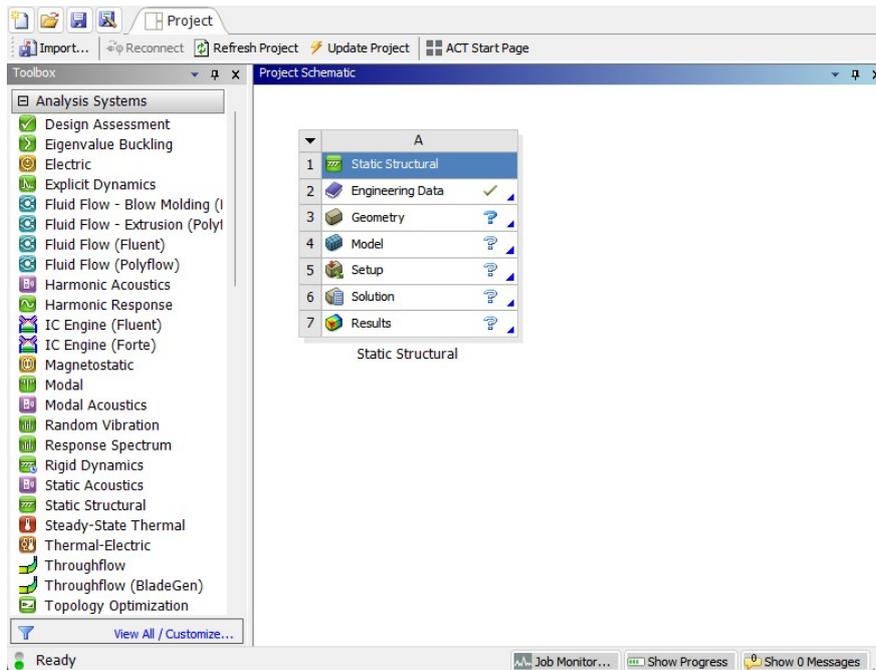


Figura 6.3: Tela com o ícone *Static Structural*.

Fonte: Autoria própria.

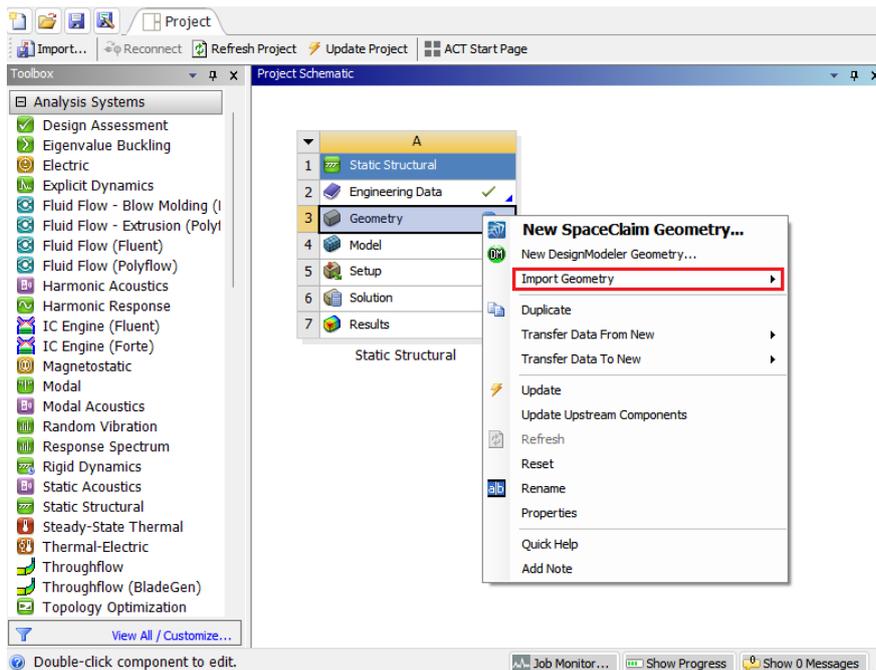


Figura 6.4: Inserindo a peça no ANSYS Workbench.

Fonte: Autoria própria.

Também é possível criar a peça dentro do ANSYS através da ferramenta SpaceClaim, porém foi utilizado o SolidWorks por ser mais comumente usado. Após inserir a peça, seguiu-se para o *Model* que abre o ANSYS Mechanical mostrado na Figura 6.5.

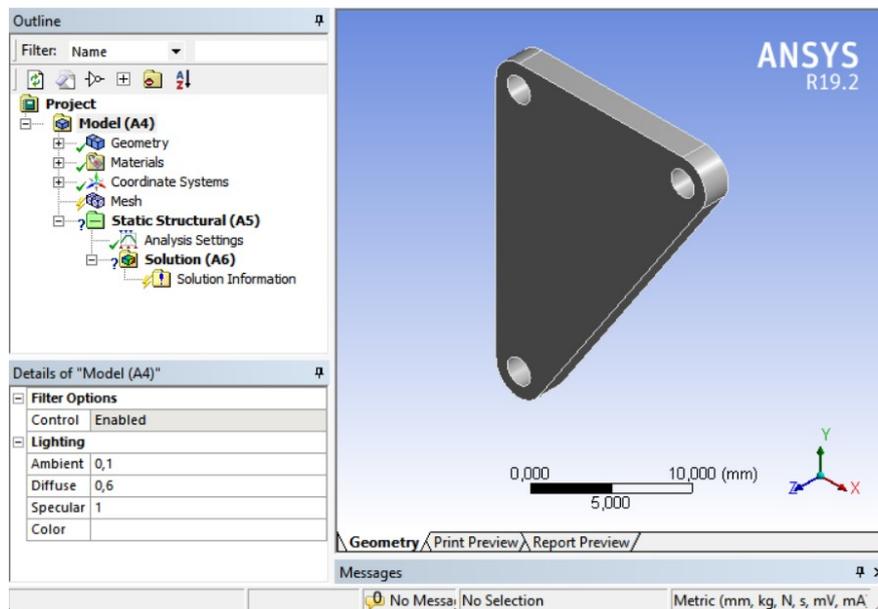


Figura 6.5: Tela do ANSYS Mechanical.

Fonte: Autoria própria.

### 6.2.1 Simulação Estática Estrutural

Na coluna do canto esquerdo da Figura 6.5 estão as células da simulação estrutural. Na primeira célula de geometria nada precisou ser alterado, pois já havia sido definido o material da peça. Complementarmente, a segunda célula mostra quais materiais estão sendo usados na simulação, no caso o aço estrutural e, em seguida, aparece o sistema de coordenadas global do sistema. Já na célula *Mesh*, configura-se o estilo da malha da peça. Esta etapa é extremamente importante pois nela que é avaliada a qualidade de malha, ou seja, a qualidade da aplicação do método dos elementos finitos, como visto na Seção 2.3 do Capítulo 2. Para este projeto foi utilizada a ferramenta *Sizing* em toda a peça e com o tamanho dos elementos definidos em  $0,3\text{ mm}$ , como mostram a Figura 6.6 e a Figura 6.7.

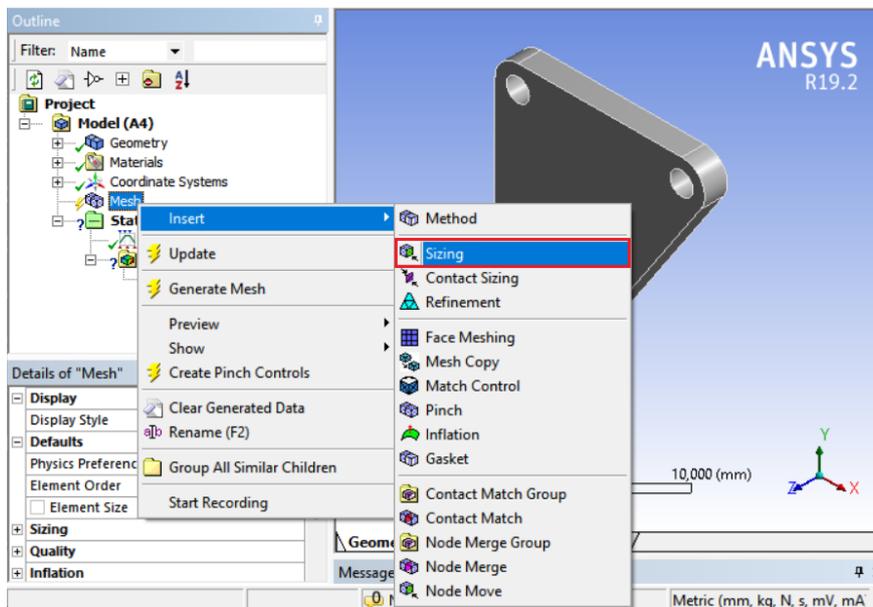


Figura 6.6: Seleção do método de tamanho.

Fonte: Autoria própria.

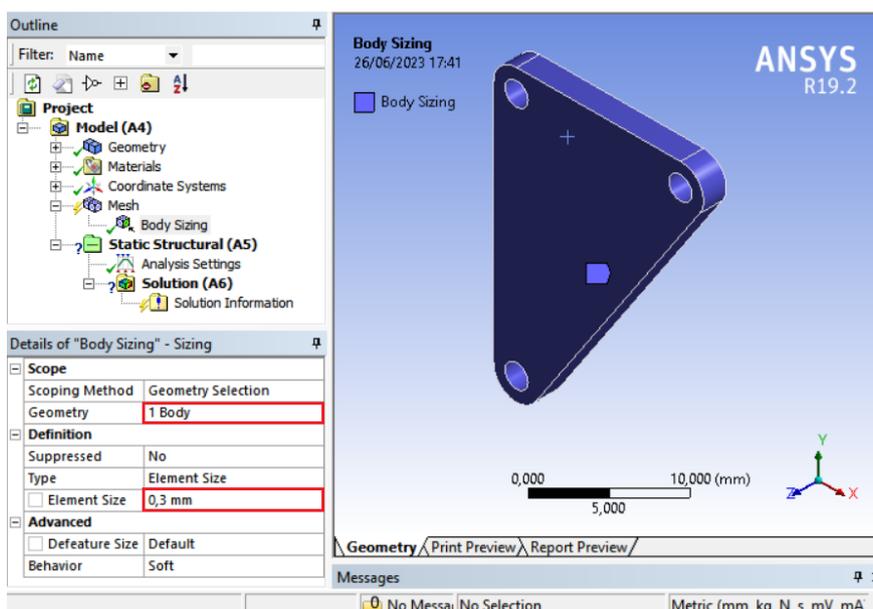


Figura 6.7: Aplicação do método em toda a peça e definição de tamanho.

Fonte: Autoria própria.

Em seguida gerou-se a malha apresentada na Figura 6.8.

Após a geração de malha é muito importante avaliar a sua qualidade para que ela possa garantir que os resultados gerados futuramente sejam confiáveis. Para isso, levou-se em consideração as duas métricas principais adotados pela ANSYS para avaliação da qualidade de malha, como visto na Seção 2.3. Com isso, os resultados apresentados para *Skewness* e *Orthogonal Quality* são respectivamente mostrados na Figura 6.9 e Figura 6.10.

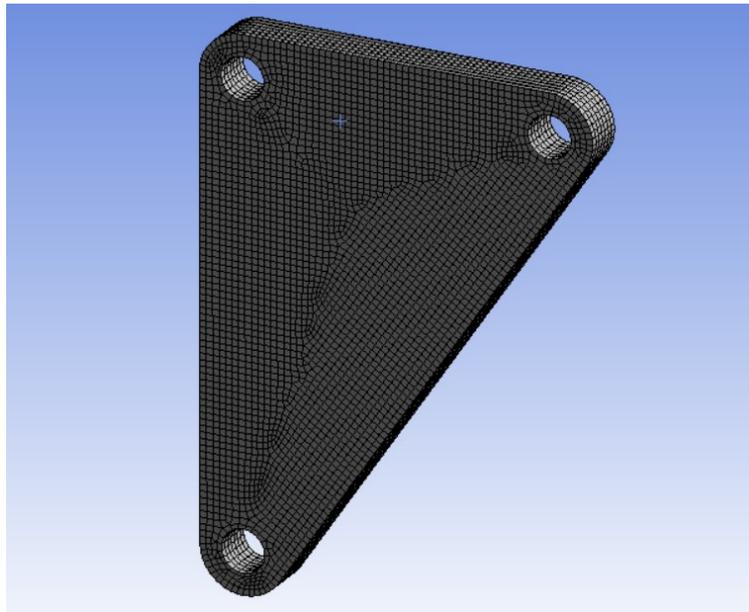


Figura 6.8: Malha gerada.

Fonte: Autoria própria.

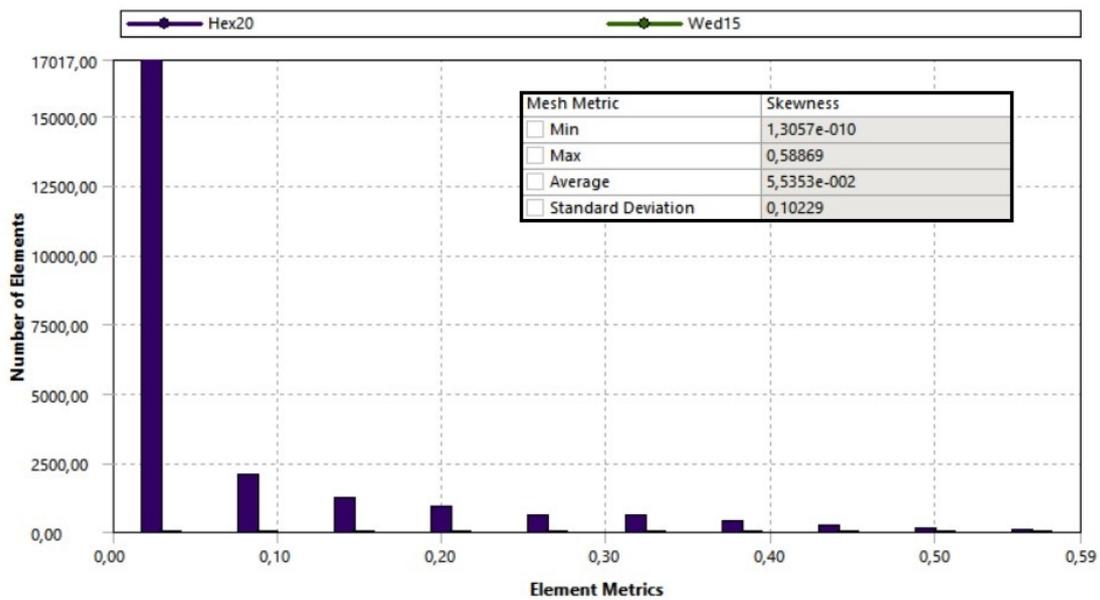


Figura 6.9: Dados da assimetria dos elementos da malha.

Fonte: Autoria própria.

A próxima etapa consistiu em definir as condições de contorno da peça. Este suporte deve suportar uma força no furo superior direito de -100 N na direção Y e 50 N na direção X, enquanto na direção Z não há força. Para isso, na célula *Static Structural* selecionou-se a opção *Bearing Load*, como é visto na Figura 6.11.

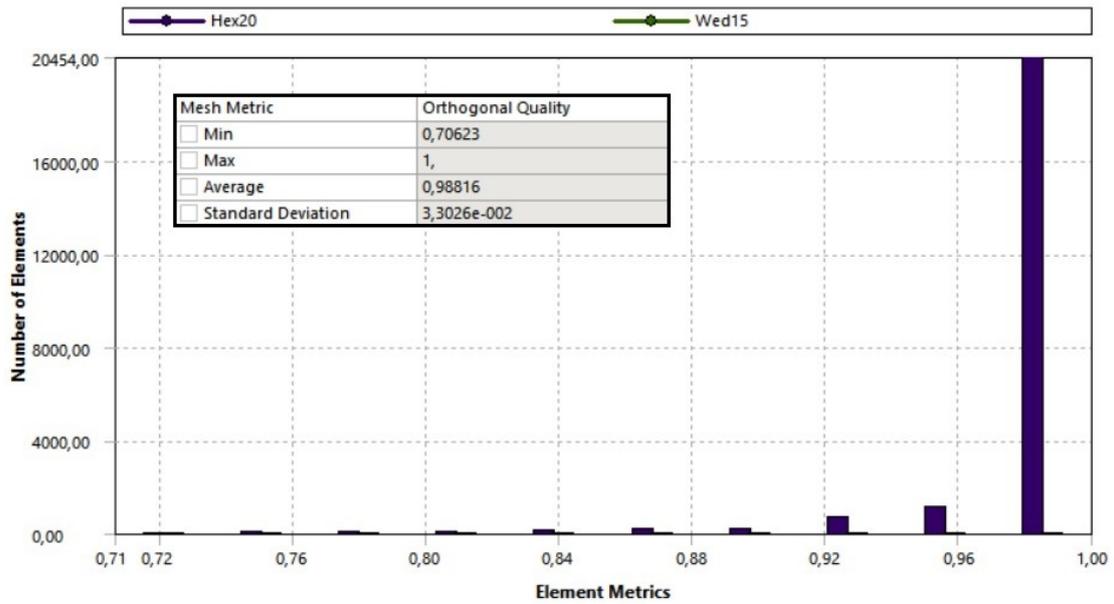


Figura 6.10: Dados da qualidade ortogonal dos elementos da malha.

Fonte: Autoria própria.

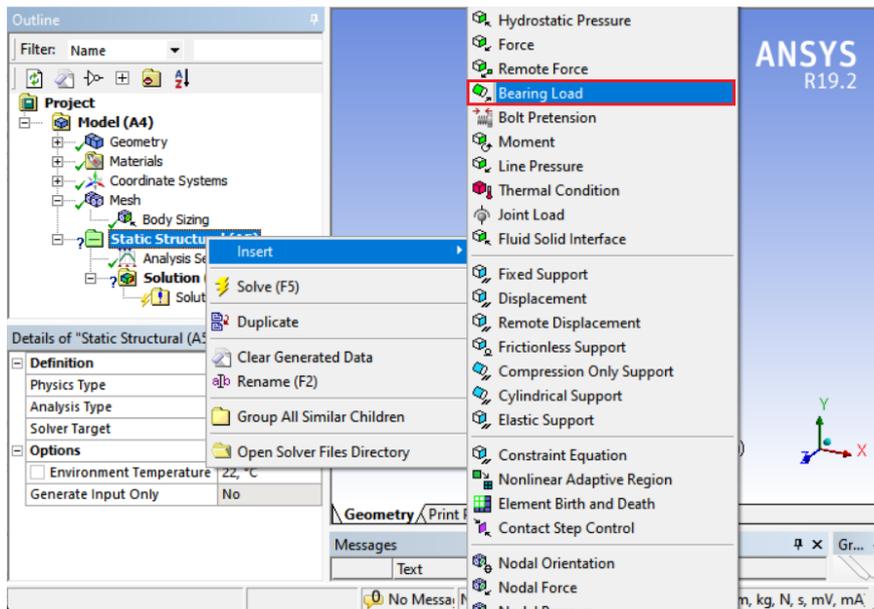


Figura 6.11: Seleção da célula de carga de rolamento.

Fonte: Autoria própria.

Já na Figura 6.12 é apresentada a condição de contorno da aplicação da força.

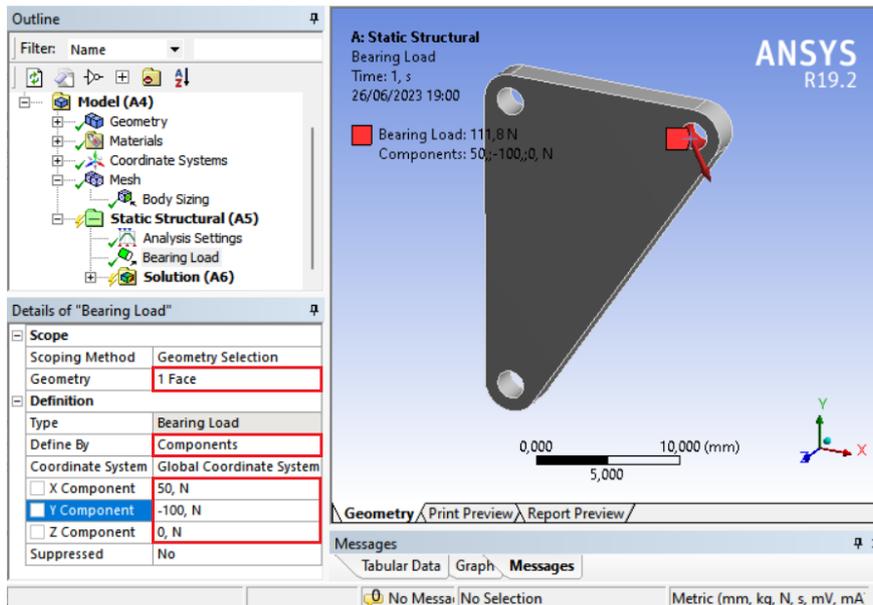


Figura 6.12: Condição de contorno de força aplicada.

Fonte: Autoria própria.

As outras condições de contorno são aplicadas nos demais furos do suporte, sendo estas apenas para apoio, permitindo apenas rotação tangencial. Para esta aplicação, selecionou-se a opção *Cylindrical Support* e em seguida definiu-se as duas faces internas dos furos e também alterou-se a condição do apoio tangencial de fixo para livre, como mostram a Figura 6.13 e Figura 6.14, respectivamente.

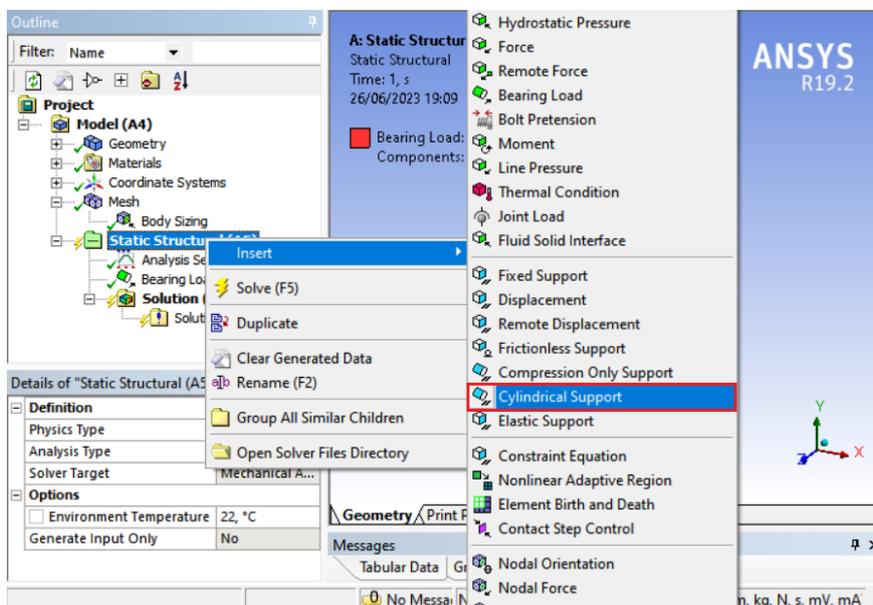


Figura 6.13: Seleção da célula de suporte cilíndrico.

Fonte: Autoria própria.

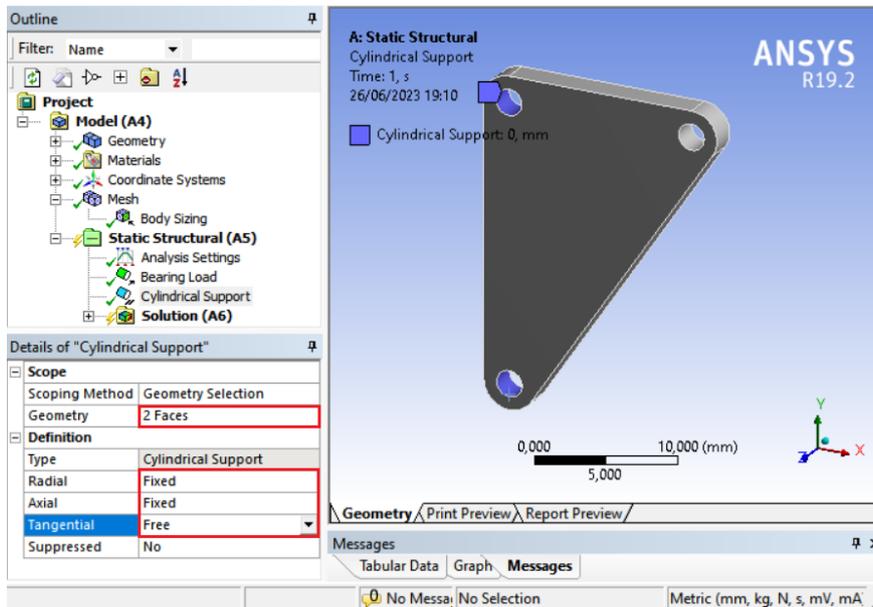


Figura 6.14: Condição de contorno de apoio aplicada.

Fonte: Autoria própria.

Definidas as condições de contorno do suporte, seguiu-se para a última etapa anterior à simulação estática estrutural. Como os pontos de interesse da avaliação desta peça são a tensão equivalente de von-Mises e o seu fator de segurança, selecionou-se estas células para a solução.

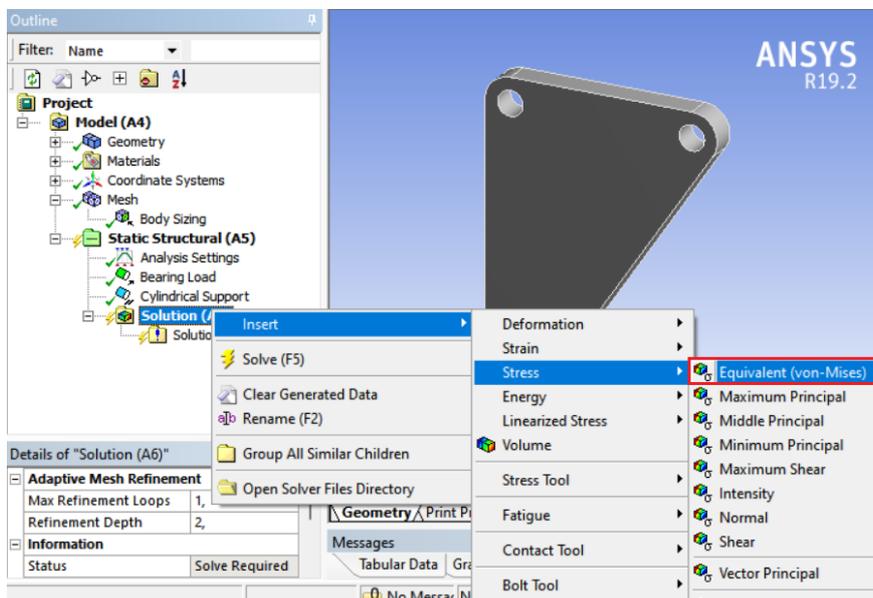


Figura 6.15: Inserindo a tensão equivalente de von-Mises na solução.

Fonte: Autoria própria.

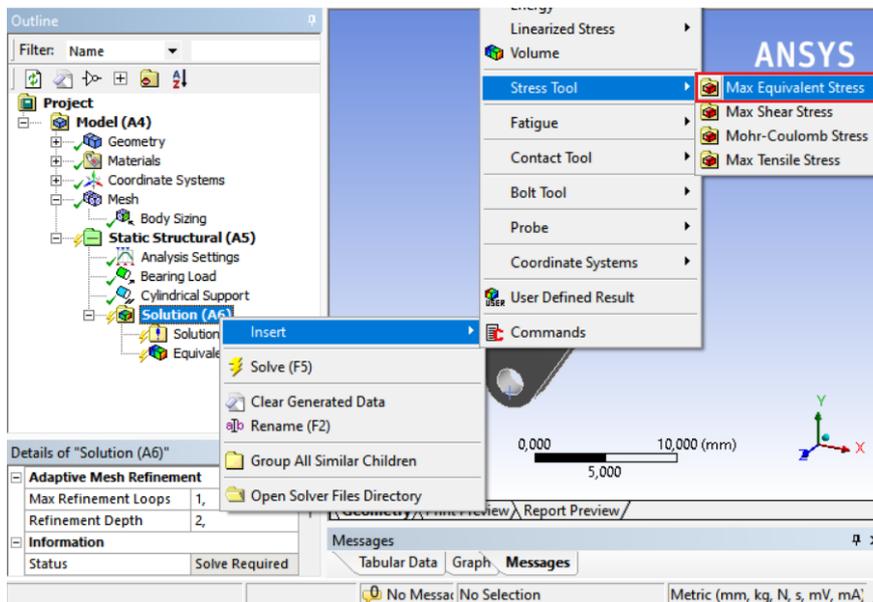


Figura 6.16: Inserindo o fator de segurança na solução.

Fonte: Autoria própria.

Por fim solucionou-se o problema, em que na Figura 6.17 é possível visualizar a escala de tensões em cores representando as regiões da peça onde estão aplicados os maiores e menores esforços, sendo estes o objeto de análise da otimização topológica. E na Figura 6.18 pode-se ver, conseqüentemente, as regiões mais prováveis do suporte falhar, assim como a sua escala de fator de segurança.

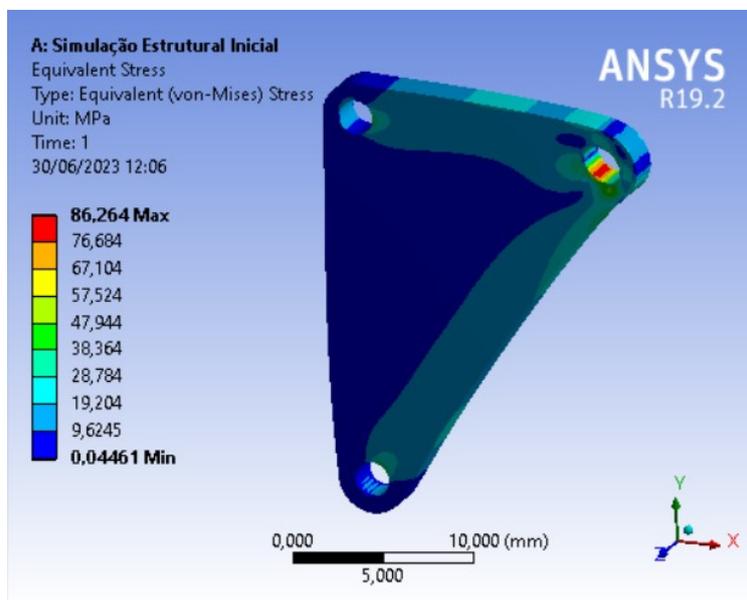


Figura 6.17: Solução da tensão equivalente de von-Mises.

Fonte: Autoria própria.

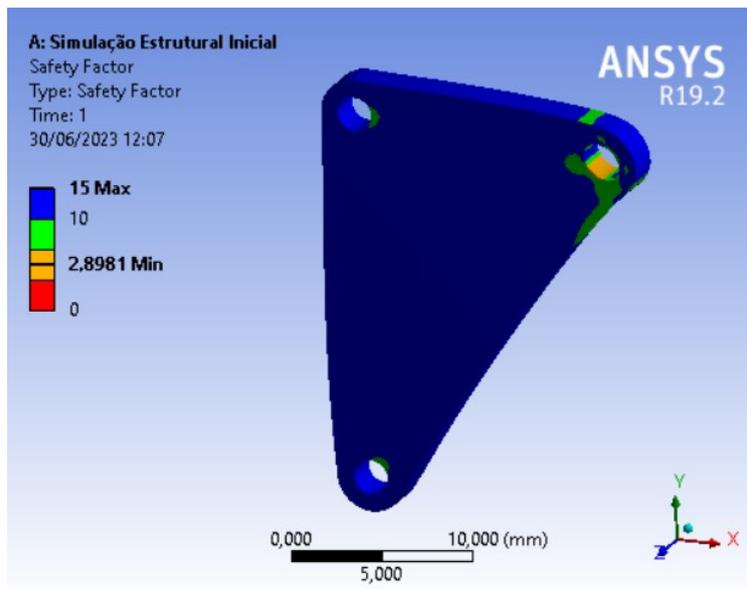


Figura 6.18: Solução do fator de segurança.

Fonte: Autoria própria.

## 6.2.2 Simulação de Otimização Topológica

Finalizada a simulação estrutural da peça, retornou-se para o ANSYS Workbench e criou-se uma otimização topológica dependente da solução já obtida (Figura 6.19).

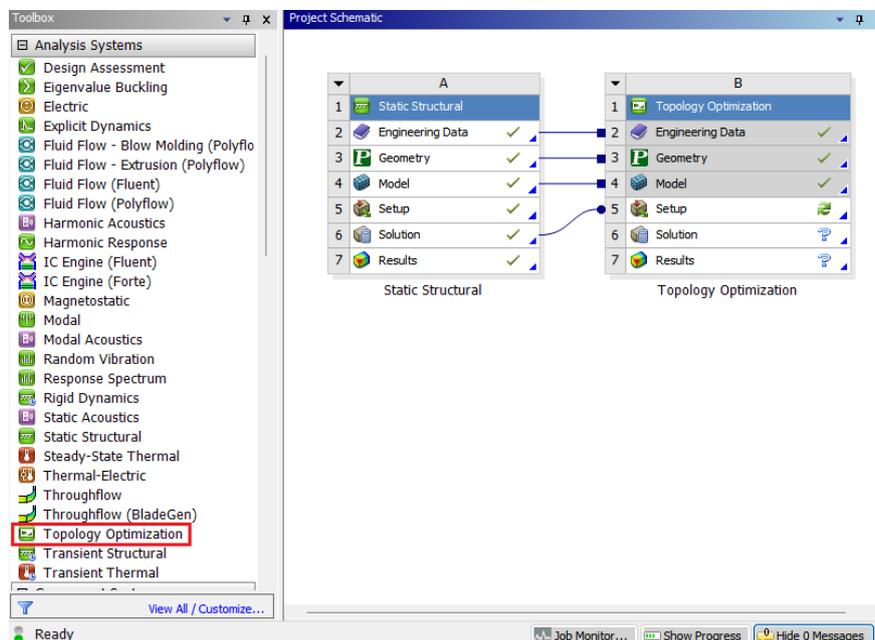


Figura 6.19: Criação da dependência de resultados.

Fonte: Autoria própria.

Feito isso, acessou-se o ANSYS Mechanical pela célula *Setup* da otimização topológica para iniciar a simulação. Uma vez dentro, tem-se a seguinte estrutura representada na Figura 6.20.

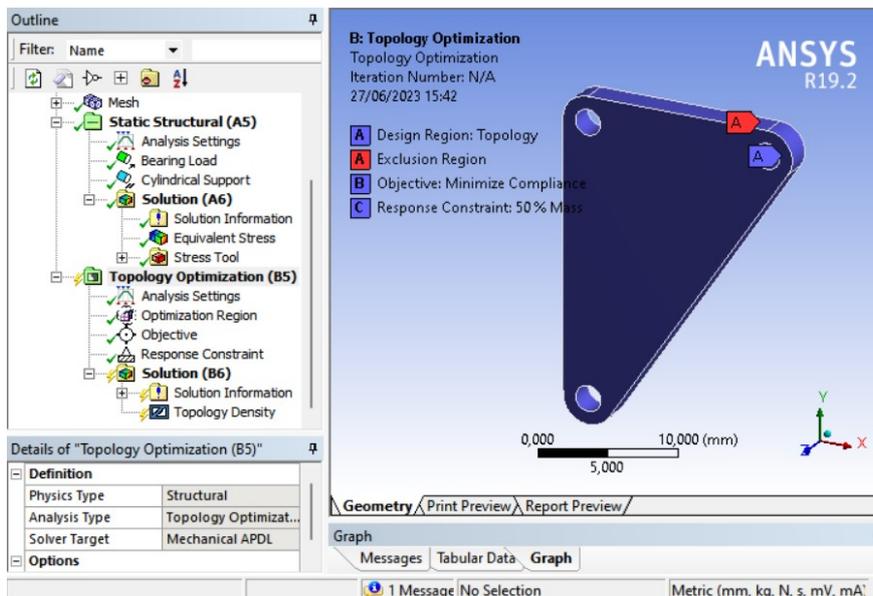


Figura 6.20: Otimização topológica no ANSYS Mechanical.

Fonte: Autoria própria.

No canto esquerdo percebe-se os tópicos de detalhamento da otimização topológica como as configurações de análise, região de otimização, objetivo e a restrição de resposta. Em *Optimization Region* assegurou-se que toda a peça estava selecionada para receber a otimização topológica e também que os três furos (condições de contorno) estavam selecionados como regiões de exclusão. Já em *Response Constraint* definiu-se a massa como a resposta de otimização e a porcentagem de retenção de massa em 60%. Por último, em *Solution*, garantiu-se que a opção de exportação do arquivo STL de topologia no pós processamento estivesse com a função ativa, pois é esta célula que permite utilizar a geometria otimizada como base para a produção da nova peça. As demais configurações foram mantidas como padrão. Em seguida rodou-se a simulação, obtendo-se a resposta apresentada na Figura 6.21.

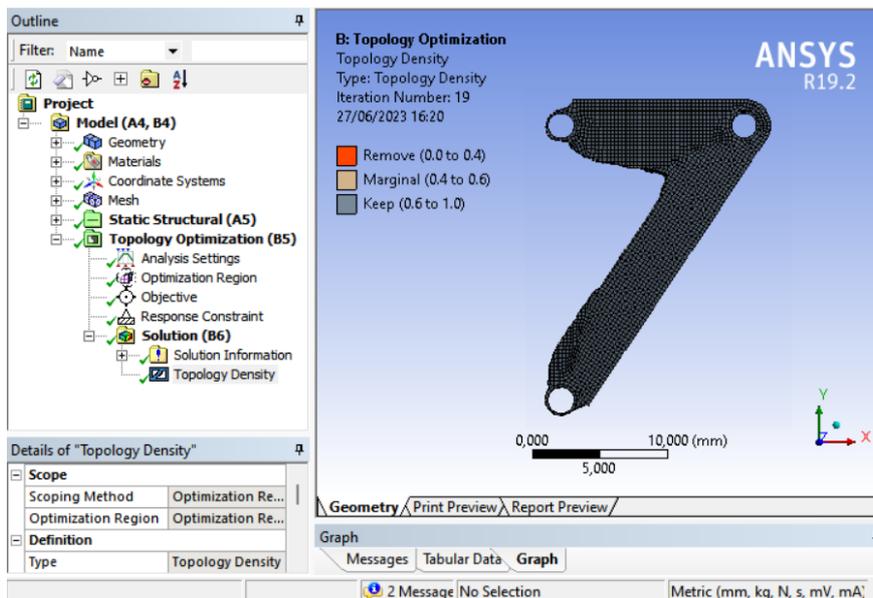


Figura 6.21: Resultado da otimização topológica (60%).

Fonte: Autoria própria.

### 6.2.3 Validação Computacional do Projeto

Finalizada a simulação topológica da geometria, fechou-se o ANSYS Mechanical e retornou-se para o ANSYS Workbench, onde na célula de resultados da otimização topológica selecionou-se a opção *Transfer to Design Validation System...* Esta função criou um sistema onde a peça otimizada será simulada seguindo os mesmos parâmetros adotados na primeira simulação estrutural. Esta etapa pode ser vista na Figura 6.22.

Uma vez criado este novo sistema, atualizou-se a célula de resultados, da otimização topológica, e da geometria, do sistema de validação. Em seguida partiu-se para a edição da geometria no ANSYS SpaceClaim (Figura 6.23).

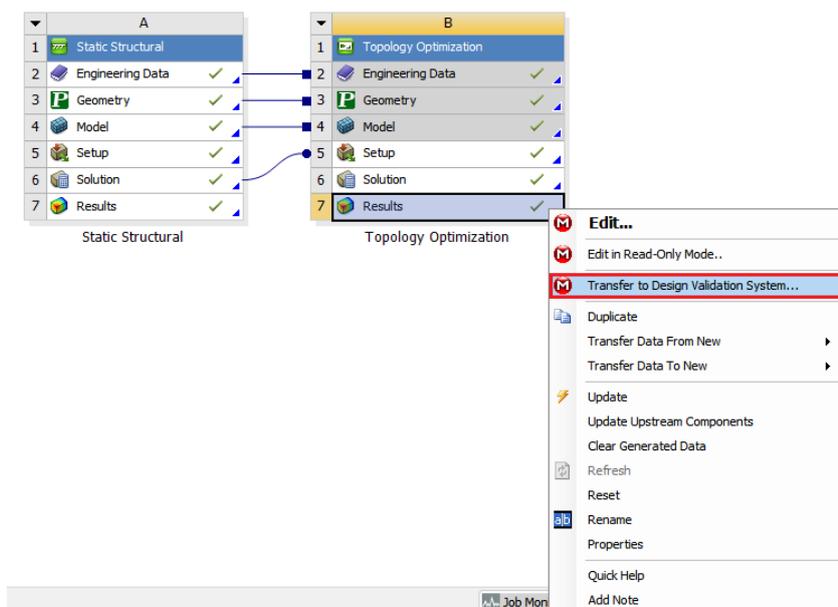


Figura 6.22: Criação do sistema de validação.

Fonte: Autoria própria.

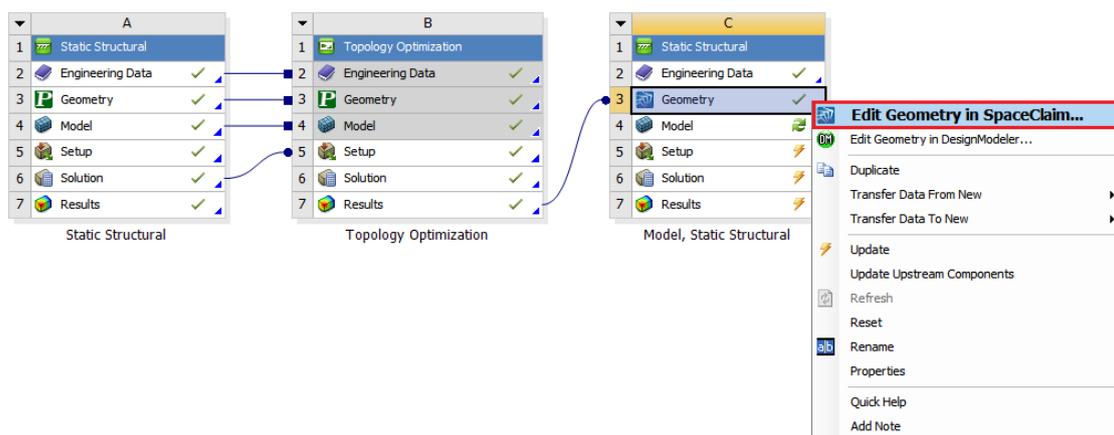


Figura 6.23: Edição da peça no ANSYS SpaceClaim.

Fonte: Autoria própria.

Esta etapa é muito importante pois a geometria obtida após a otimização topológica possui vários detalhes nas extremidades, sendo assim de difícil fabricação e de alto custo. Assim, fez-se necessário transformar esta geometria em uma que seja mais fácil usinar e mais barata através de simplificações em sua estrutura.

O primeiro passo foi copiar todo o contorno da peça usando a ferramenta *Sketch Mode* e selecionando a superfície da geometria (Figura 6.24).

Após copiar as linhas, bastou colá-las no plano e esconder a peça para poder-se editar o contorno como mostra a Figura 6.25.

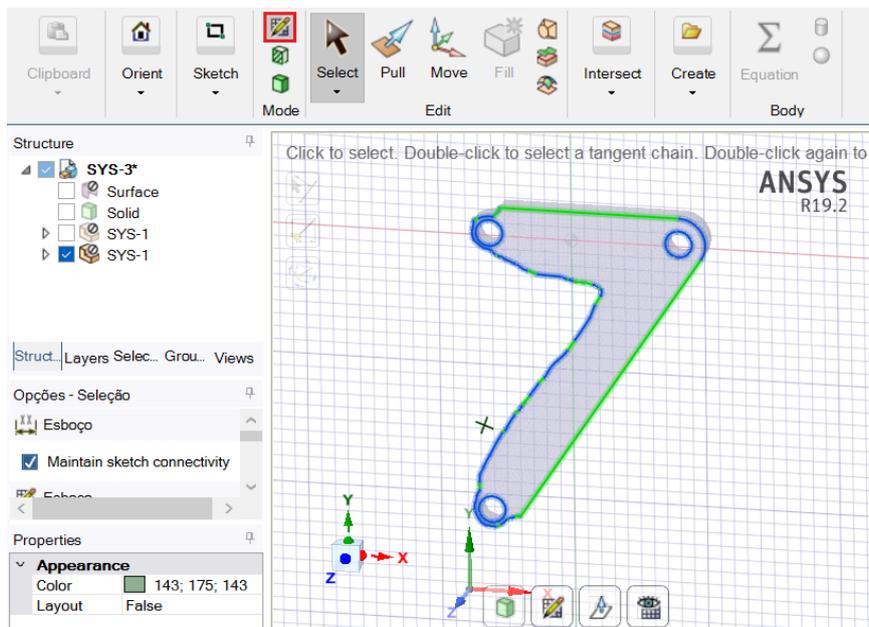


Figura 6.24: Seleção do contorno da peça.

Fonte: Autoria própria.

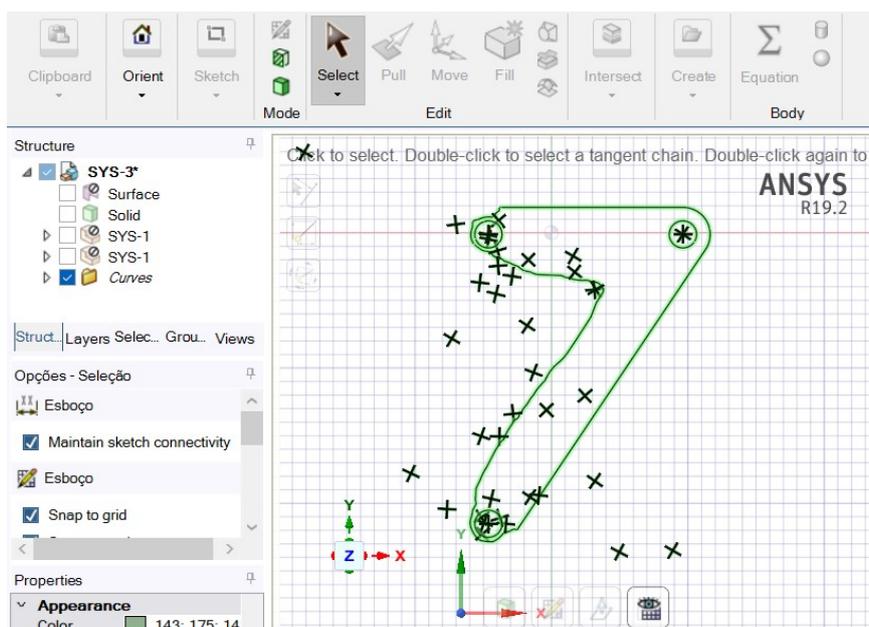


Figura 6.25: Colando o contorno da peça.

Fonte: Autoria própria.

Para simplificar estas linhas, utilizou-se a ferramenta *Fit Curves* localizada na aba *Repair*, mostrada na Figura 6.26. Nesta figura também é mostrado que as opções de correção ativas são as de linhas e de arcos.

Feito isso, a geometria sofreu a primeira simplificação, vista na Figura 6.27.

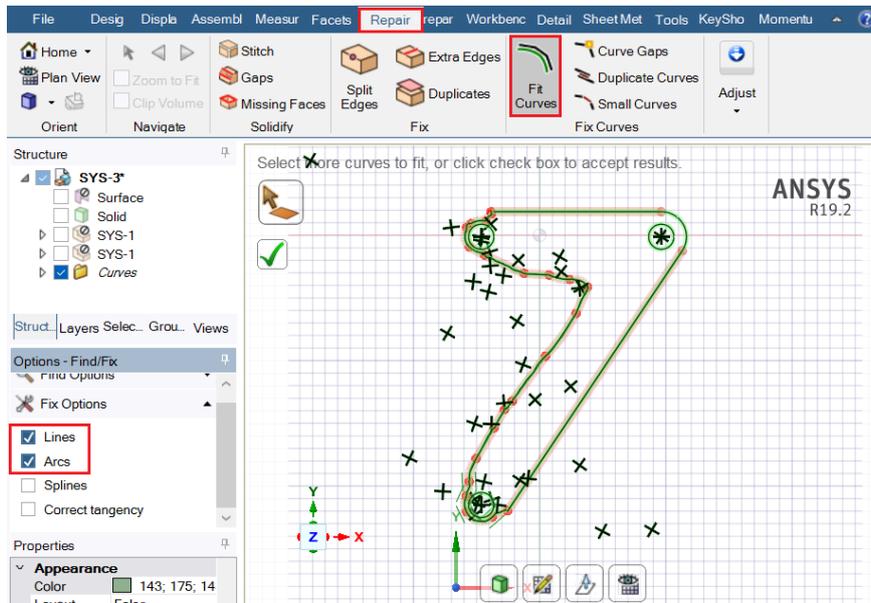


Figura 6.26: Ferramentas de simplificação do contorno.

Fonte: Autoria própria.

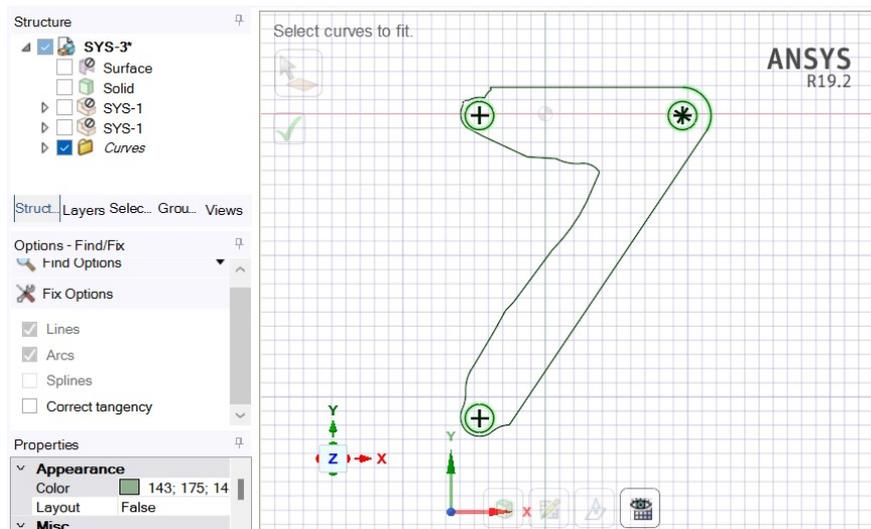


Figura 6.27: Primeira simplificação do contorno da peça.

Fonte: Autoria própria.

Apesar de ter uma forma mais simples, este suporte não precisa ter toda esta riqueza de detalhes em seu contorno. Portanto, fez-se uma segunda simplificação, porém desta vez de forma manual utilizando as ferramentas de *Sketch* presentes da aba de *Design*. Também utilizou-se a ferramenta *Pull* neste mesmo grupo para arredondar as extremidades. Finalizada esta simplificação da forma da geometria, chegou-se à um novo resultado visto na Figura 6.28.

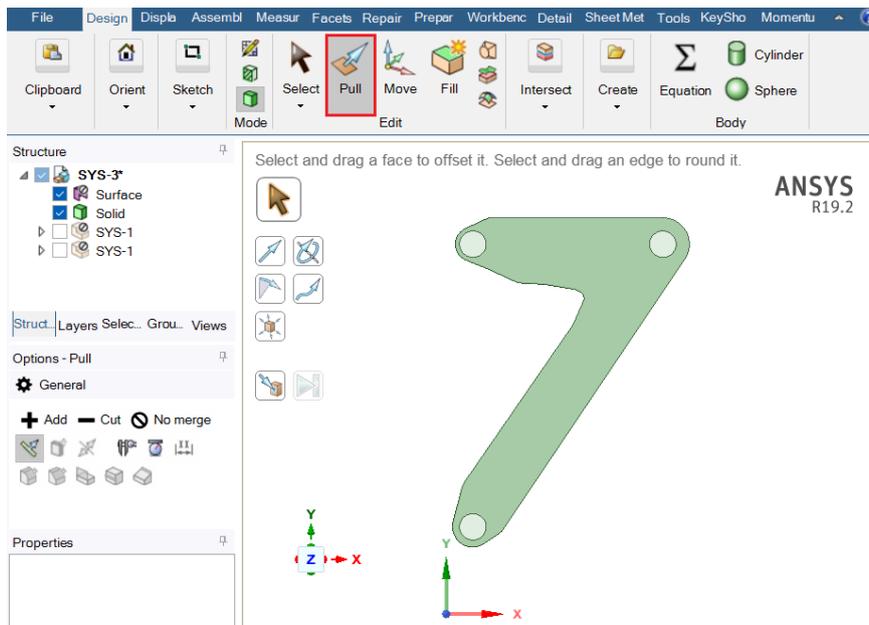


Figura 6.28: Novo contorno do suporte.

Fonte: Autoria própria.

Agora que obteve-se o contorno da peça, utilizou-se novamente a ferramenta *Pull* para extrudar a peça em 2 mm. Por fim, suprimiram-se todos os outros elementos que não fossem a nova peça gerada no ANSYS SpaceClaim através da célula *Supress for Physics*, chegando-se ao resultado apresentado na Figura 6.29.

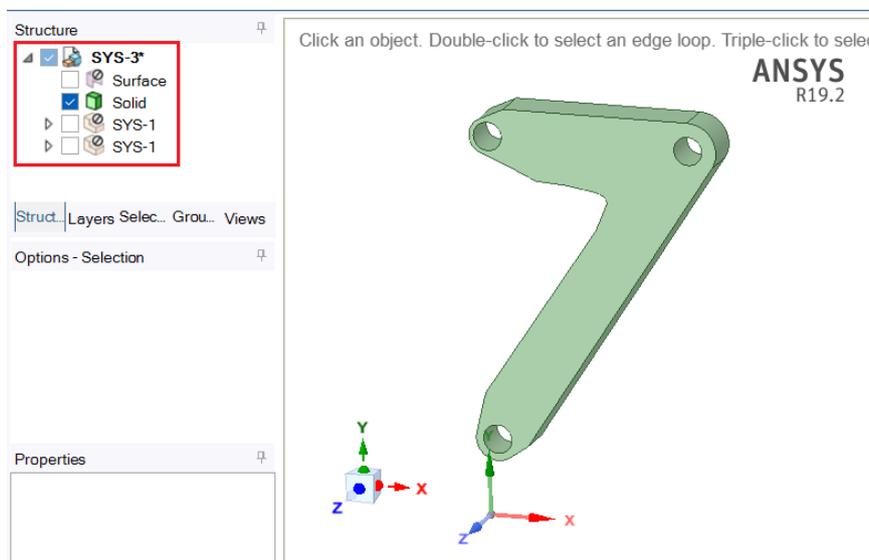


Figura 6.29: Nova geometria gerada no SpaceClaim.

Fonte: Autoria própria.

Feito isso, fechou-se o ANSYS SpaceClaim, retornando ao ANSYS Workbench. Em seguida, entrou-se no ANSYS Mechanical através da célula *Model* para finalmente realizar a simulação estrutural da nova geometria otimizada topologicamente.

Ao entrar no ambiente de simulação, primeiramente foi refeita a malha e em seguida foram redefinidas as condições de contorno. Tanto as características da malha quanto as dos apoios foram as mesmas da primeira simulação estrutural. Finalizado isso, gerou-se a solução do sistema, onde a Figura 6.30 representa as tensões equivalentes de von-Mises e a Figura 6.31 o fator de segurança do suporte.

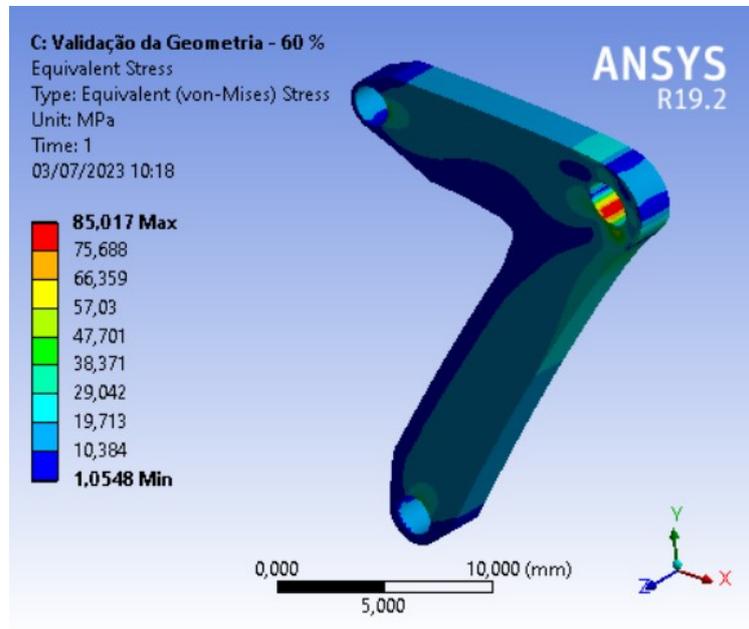


Figura 6.30: Resultado da tensão equivalente de von-Mises (60%).

Fonte: Autoria própria.

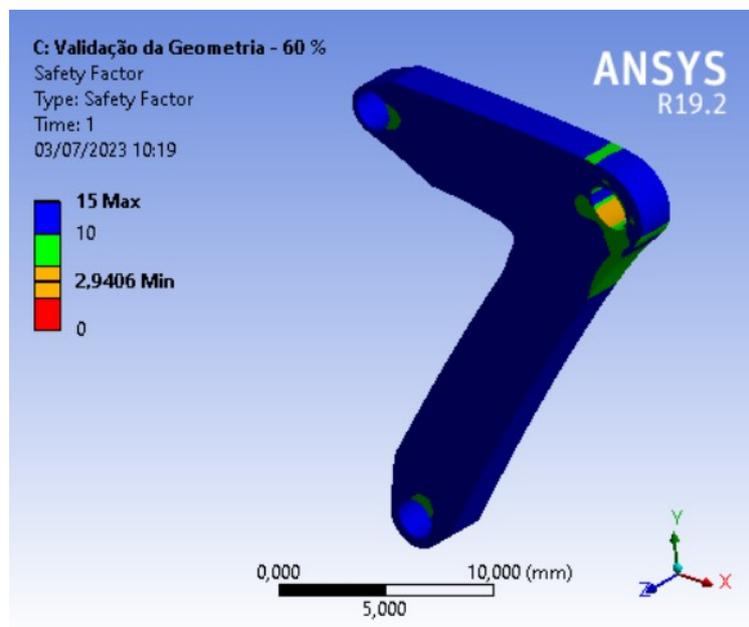


Figura 6.31: Resultado do fator de segurança (60%).

Fonte: Autoria própria.

Por último, realizou-se os mesmos procedimentos para os outros dois casos, onde a taxa de retenção de massa e o *Sizing* foram alterados. Estes outros valores foram para 40% e 20% (retenção de massa) e 0,2 mm (tamanho dos elementos), tendo seus resultados apresentados nas respectivas figuras. As métricas de qualidade de malha para as três peças otimizadas topologicamente estão no apêndice.

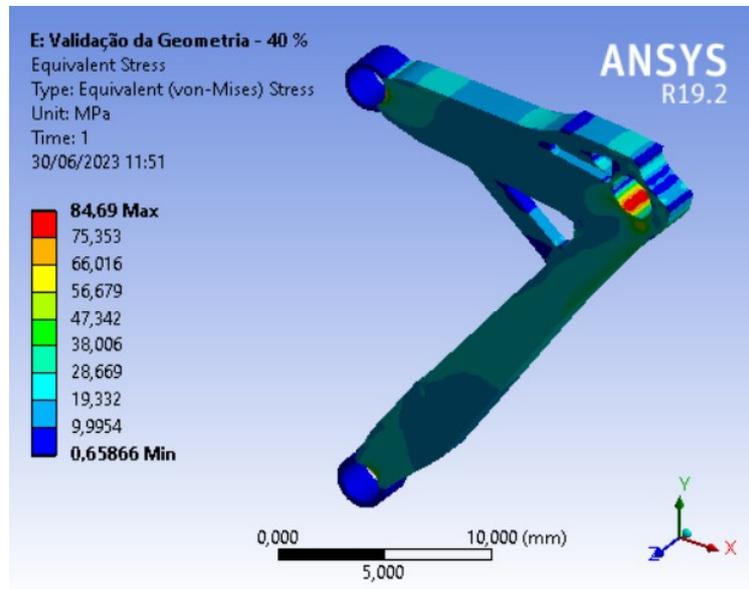


Figura 6.32: Resultado da tensão equivalente de von-Mises (40%).

Fonte: Autoria própria.

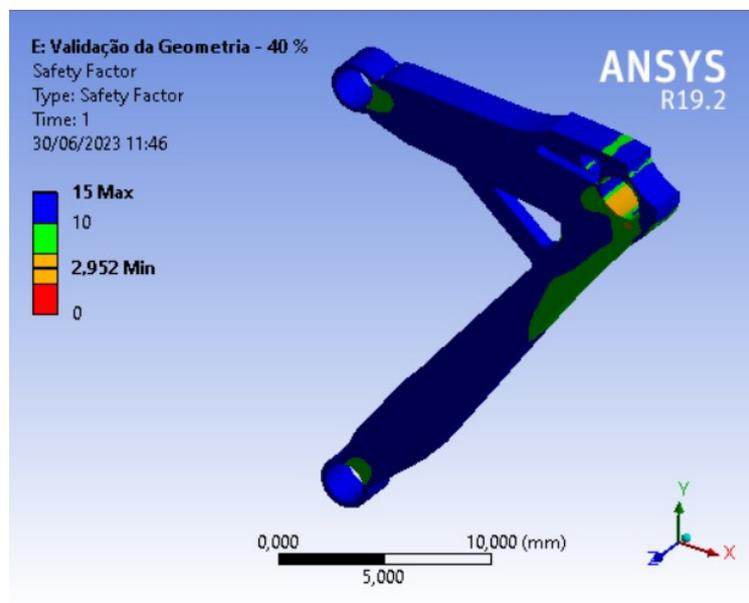


Figura 6.33: Resultado do fator de segurança (40%).

Fonte: Autoria própria.

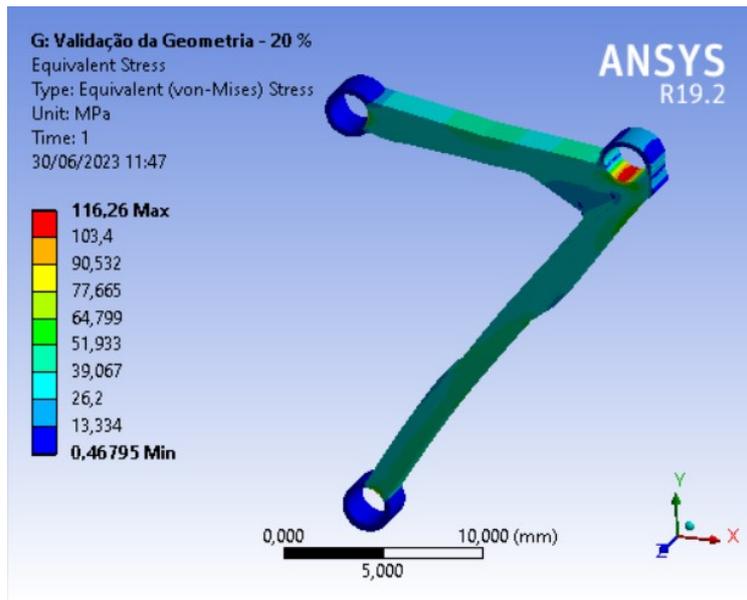


Figura 6.34: Resultado da tensão equivalente de von-Mises (20%).

Fonte: Autoria própria.

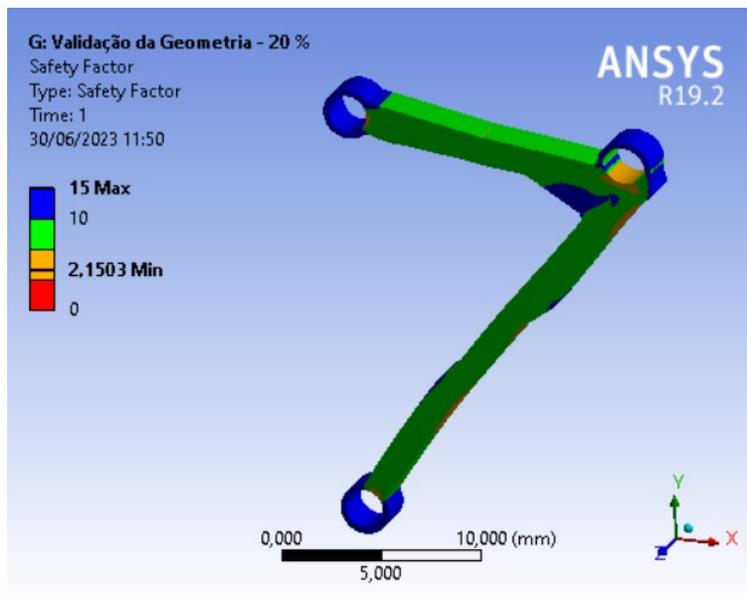


Figura 6.35: Resultado do fator de segurança (20%).

Fonte: Autoria própria.

# Apêndice B - Status de Células e Qualidades de Malha

## 6.3 Status das células do ANSYS

TABLE 1.2

Indicator Icons and Descriptions of the Various Cell States

Cell State	Indicator	Description
Unfulfilled		Need upstream data to proceed
Refresh required		A refresh action is needed as a result of changes made on upstream data
Attention required		User interaction with the cell is needed to proceed
Update required		An update action is needed as a result of changes made on upstream data
Up to date		Data are up to date and no attention is required
Input changes pending		An update or refresh action is needed to recalculate based on changes made to upstream cells
Interrupted		Solution has been interrupted. A resume or update action will make the solver continue from the interrupted point
Pending		Solution is in progress

Source: Courtesy of ANSYS Workbench User's Guide, Release 14.5, ANSYS, Inc., 2012.

Figura 6.36: Tabela descritiva dos ícones de status do ANSYS.

Fonte: ANSYS (2013).

## 6.4 Qualidades de Malha

Gráficos dos parâmetros *Skewness* e *Orthogonal Quality* para a qualidade de malha do suporte otimizado com 60% de retenção de massa, respectivamente.

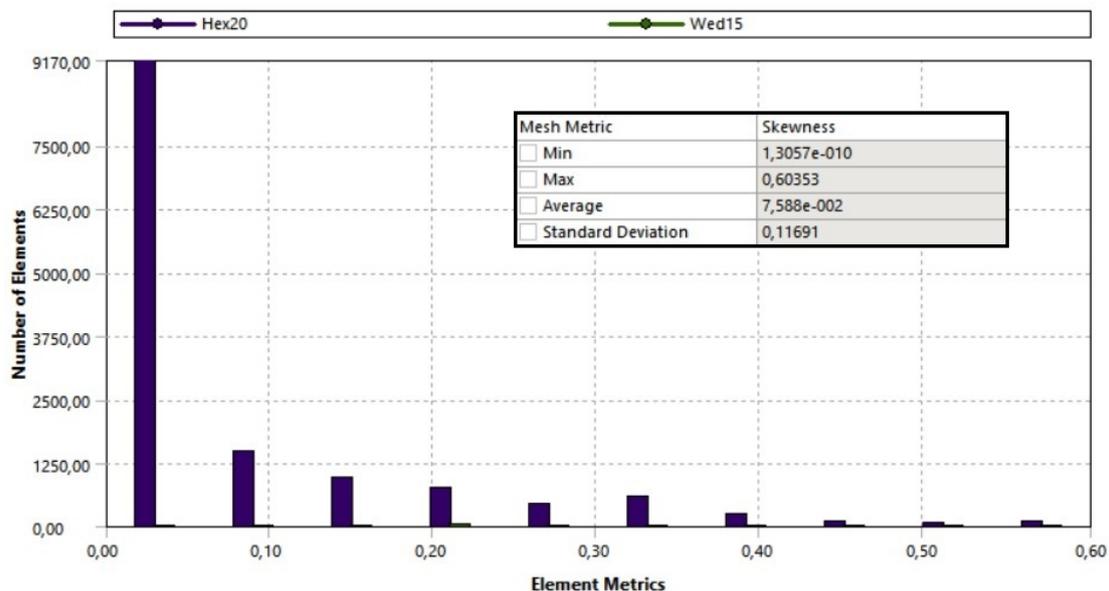


Figura 6.37: Dados da assimetria dos elementos da malha (60%).

Fonte: Autoria própria.

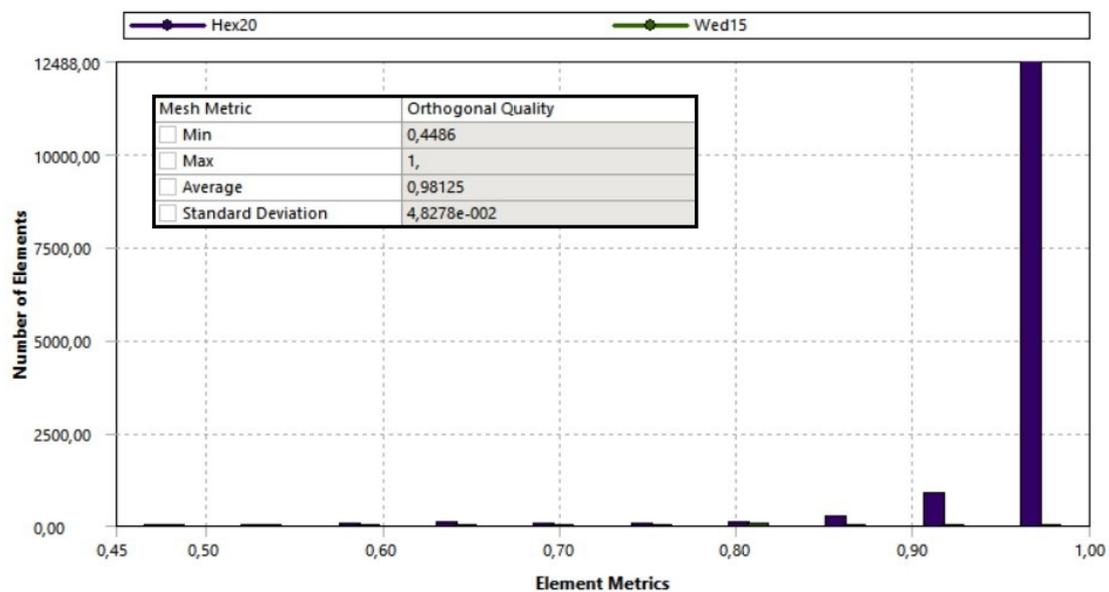


Figura 6.38: Dados da qualidade ortogonal dos elementos da malha (60%).

Fonte: Autoria própria.

Gráficos dos parâmetros *Skewness* e *Orthogonal Quality* para a qualidade de malha do suporte otimizado com 40% de retenção de massa, respectivamente.

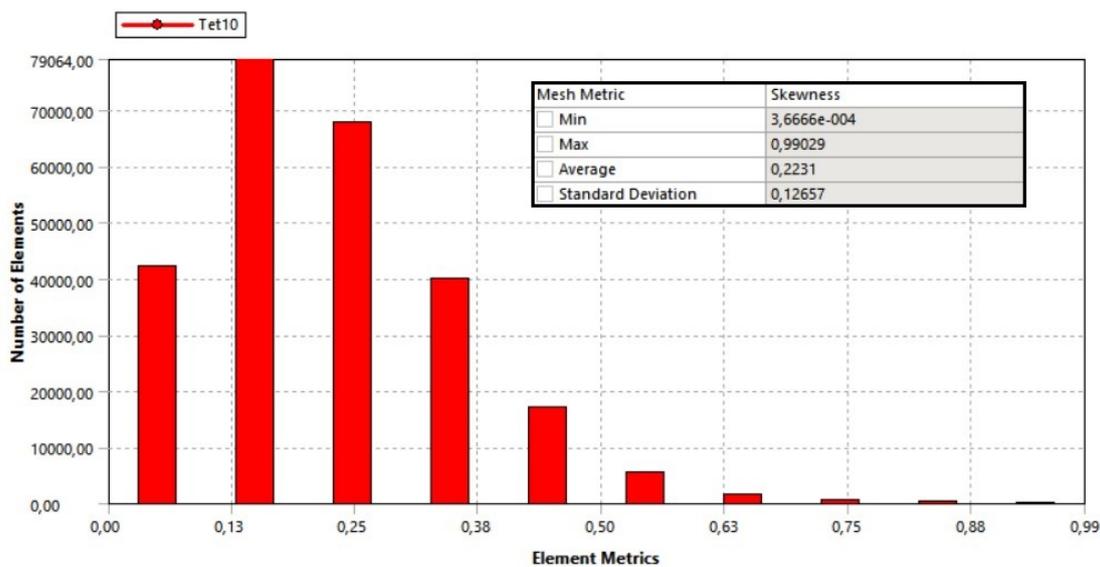


Figura 6.39: Dados da assimetria dos elementos da malha (40%).

Fonte: Autoria própria.

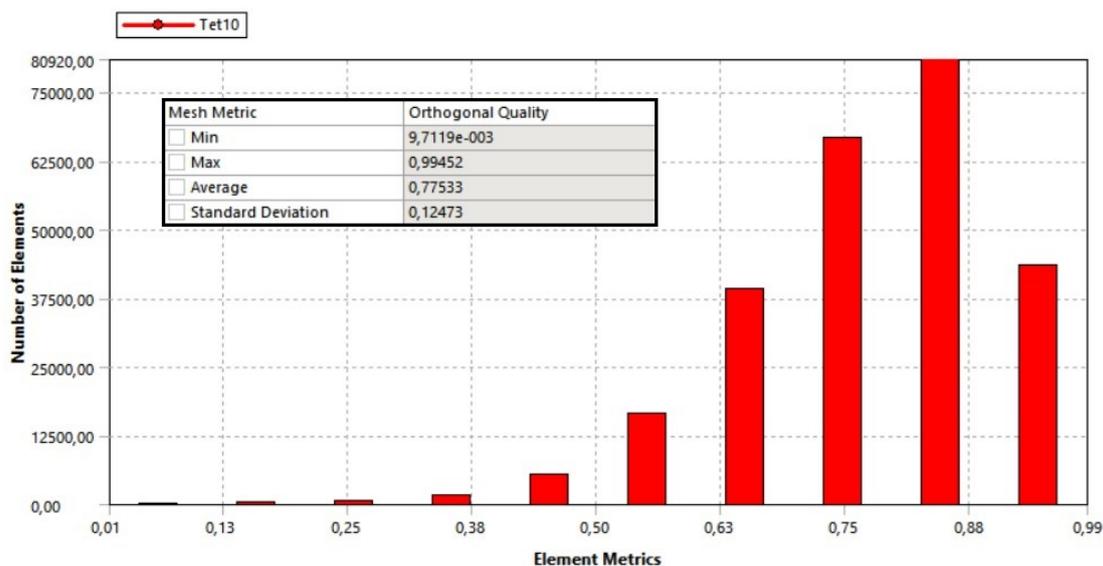


Figura 6.40: Dados da qualidade ortogonal dos elementos da malha (40%).

Fonte: Autoria própria.

Gráficos dos parâmetros *Skewness* e *Orthogonal Quality* para a qualidade de malha do suporte otimizado com 20% de retenção de massa, respectivamente.

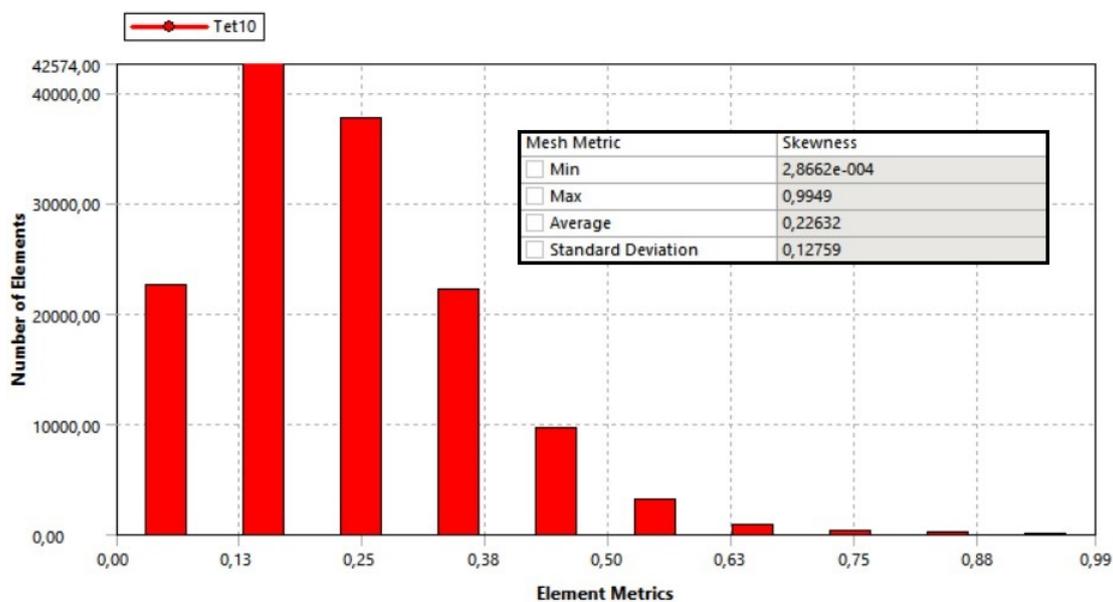


Figura 6.41: Dados da assimetria dos elementos da malha (20%).

Fonte: Autoria própria.

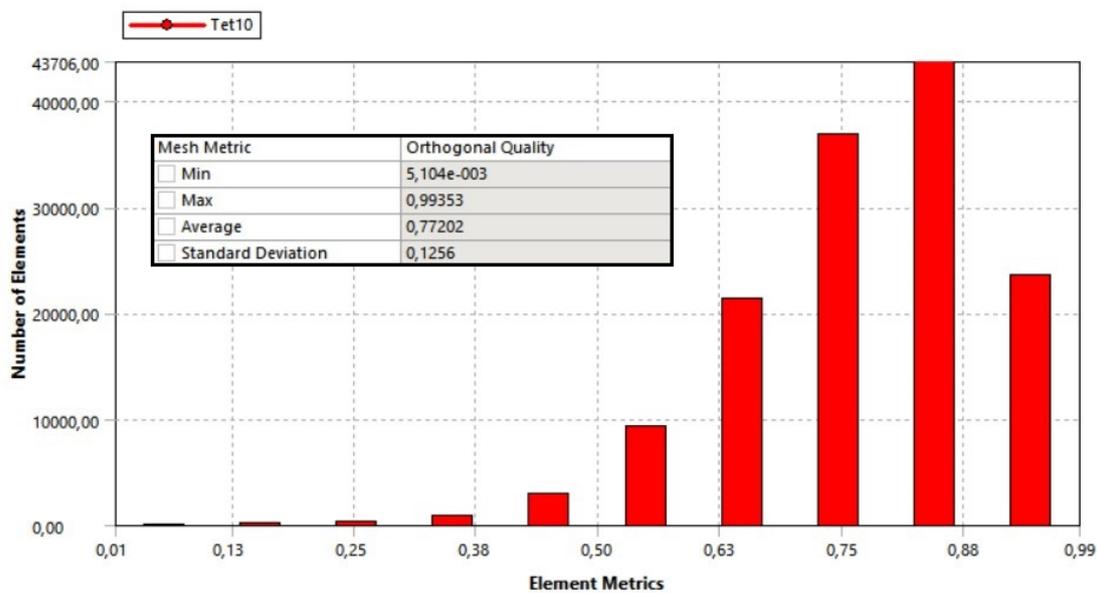


Figura 6.42: Dados da qualidade ortogonal dos elementos da malha (20%).

Fonte: Autoria própria.

**Projeto Conceitual (Cubo Traseiro):** Análise da qualidade da malha segundo os parâmetros *Skewness* e *Orthogonal Quality*, respectivamente.

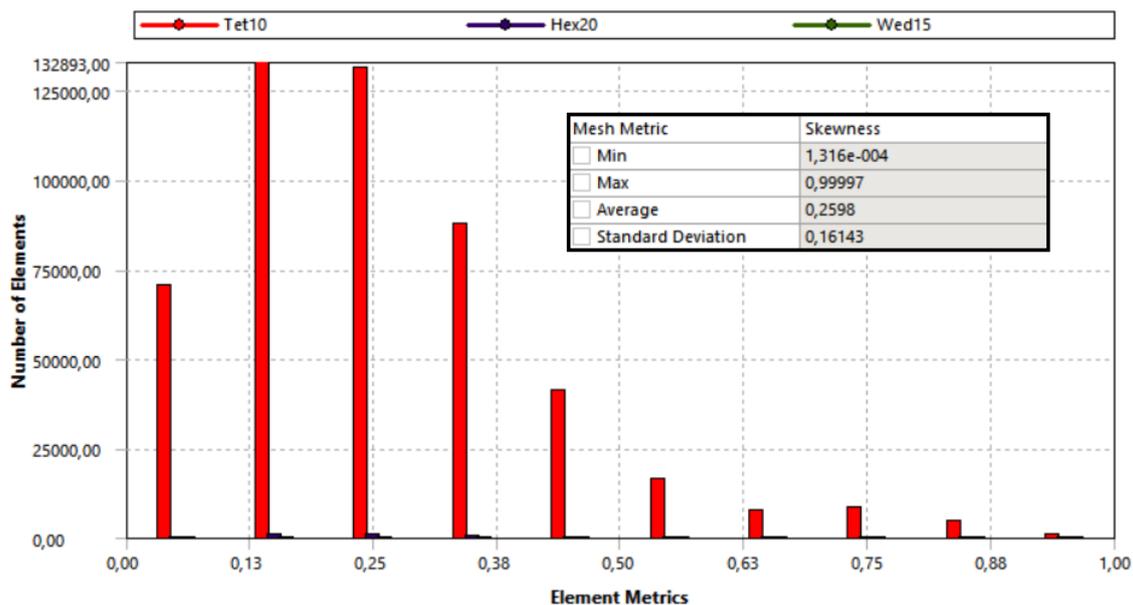


Figura 6.43: Dados da assimetria dos elementos da malha para o cubo traseiro do projeto conceitual.

Fonte: Autoria própria.

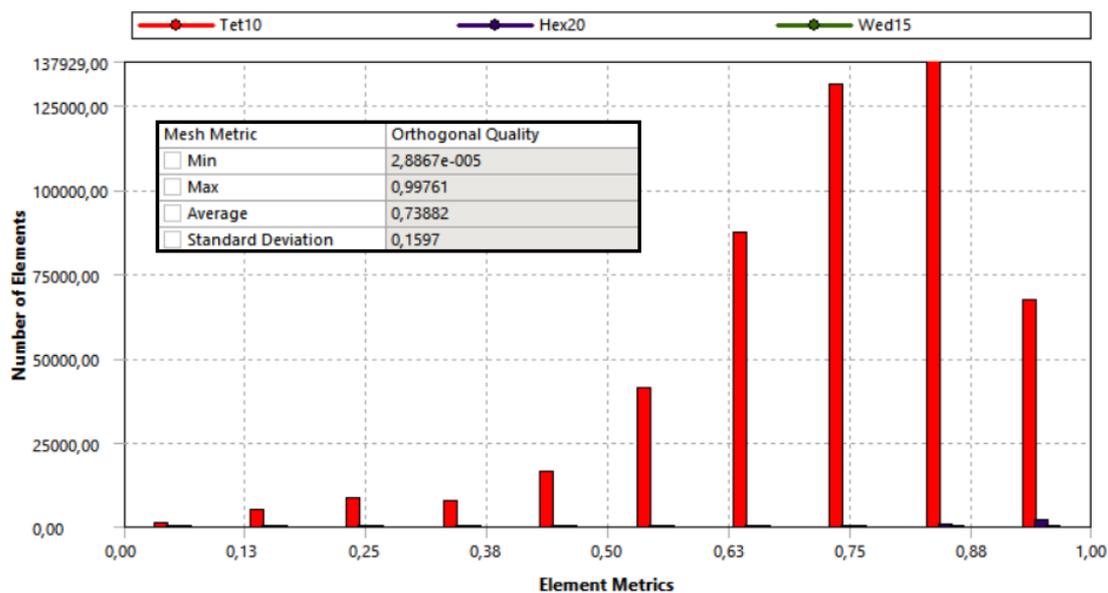


Figura 6.44: Dados da qualidade ortogonal dos elementos da malha para o cubo traseiro do projeto conceitual.

Fonte: Autoria própria.

**Projeto Conceitual (Cubo Dianteiro):** Análise da qualidade da malha segundo os parâmetros *Skewness* e *Orthogonal Quality*, respectivamente.

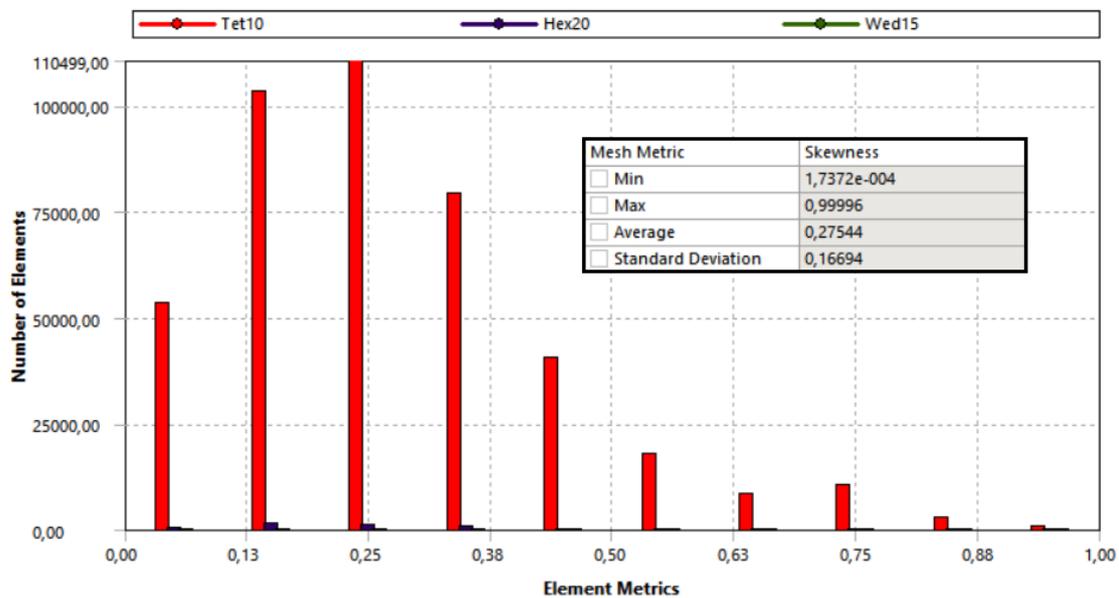


Figura 6.45: Dados da assimetria dos elementos da malha para o cubo dianteiro do projeto conceitual.

Fonte: Autoria própria.

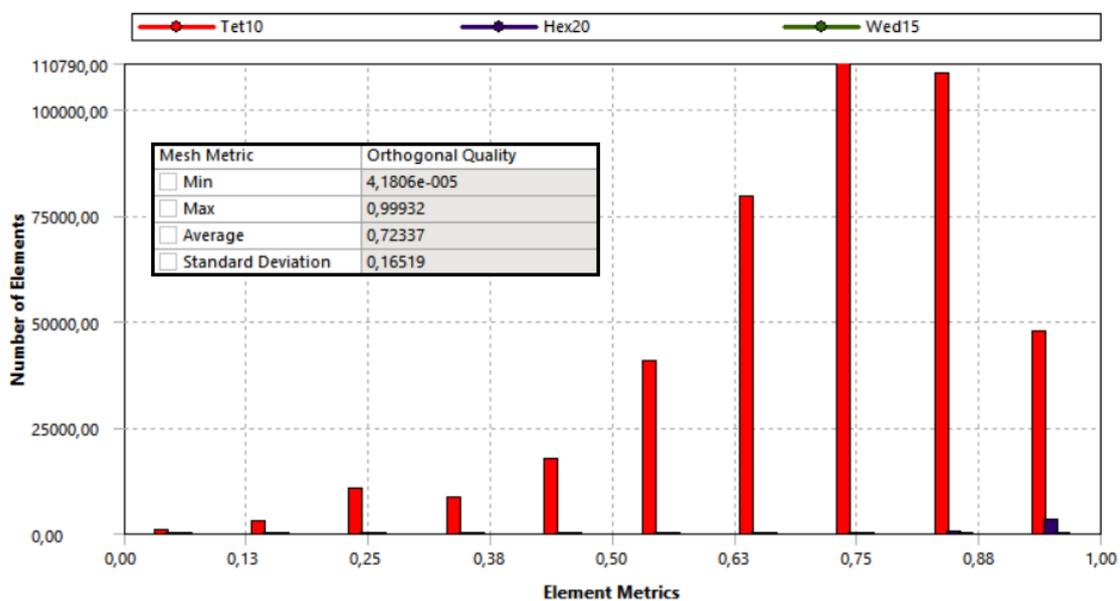


Figura 6.46: Dados da qualidade ortogonal dos elementos da malha para o cubo dianteiro do projeto conceitual.

Fonte: Autoria própria.

**Projeto Otimizado Topologicamente - Versão 1 (Cubo Traseiro):** Análise da qualidade da malha segundo os parâmetros *Skewness* e *Orthogonal Quality*, respectivamente.

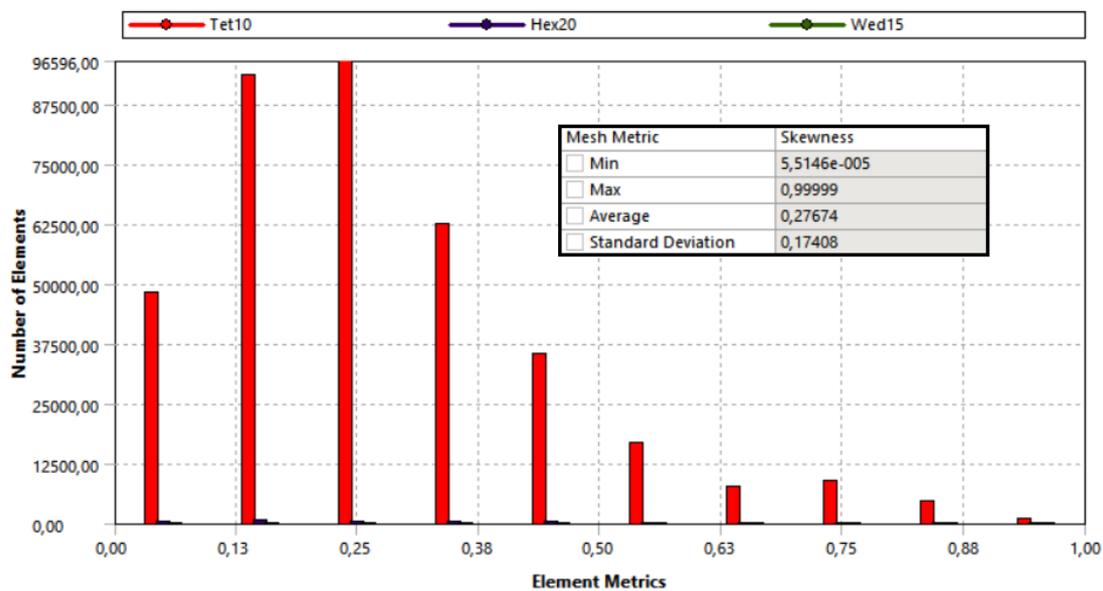


Figura 6.47: Dados da assimetria dos elementos da malha para o cubo traseiro do projeto otimizado (Versão 1).

Fonte: Autoria própria.

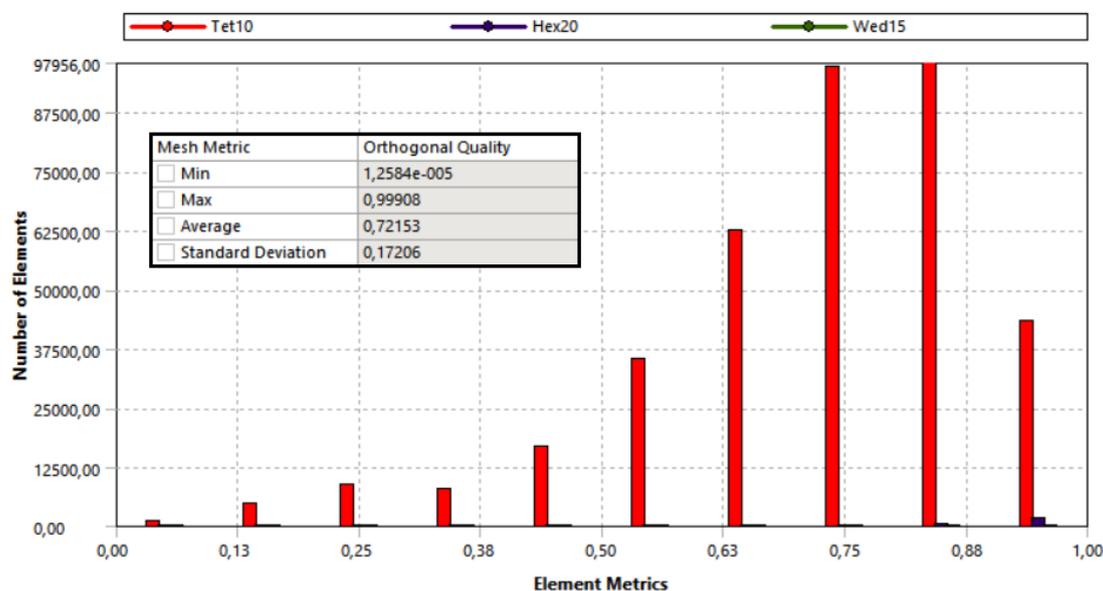


Figura 6.48: Dados da qualidade ortogonal dos elementos da malha para o cubo traseiro do projeto otimizado (Versão 1).

Fonte: Autoria própria.

**Projeto Otimizado Topologicamente - Versão 1 (Cubo Dianteiro):** Análise da qualidade da malha segundo os parâmetros *Skewness* e *Orthogonal Quality*, respectivamente.

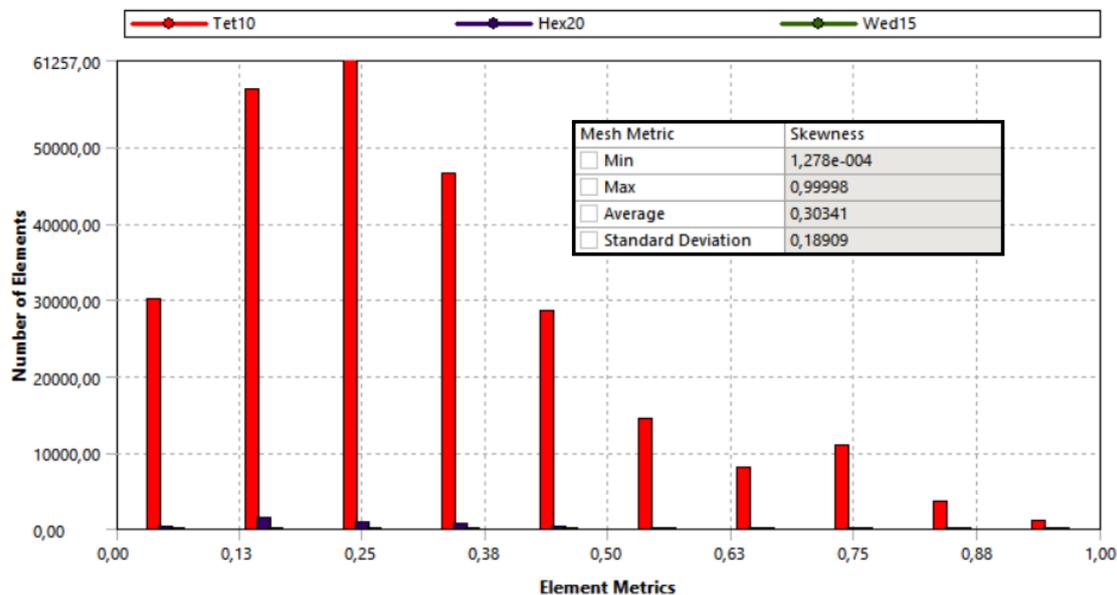


Figura 6.49: Dados da assimetria dos elementos da malha para o cubo dianteiro do projeto otimizado (Versão 1).

Fonte: Autoria própria.

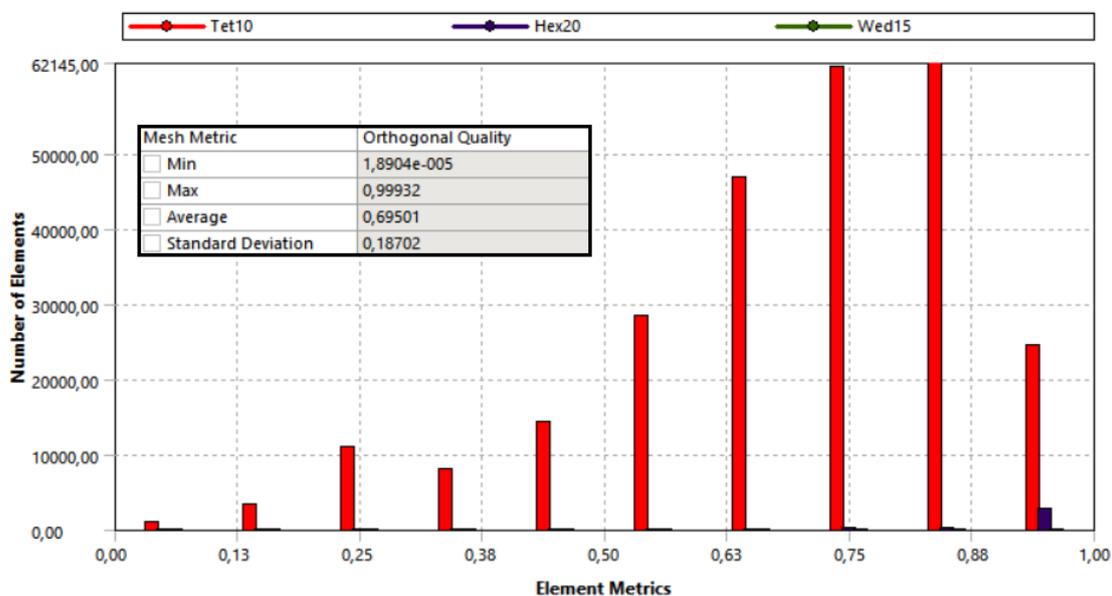


Figura 6.50: Dados da qualidade ortogonal dos elementos da malha para o cubo dianteiro do projeto otimizado (Versão 1).

Fonte: Autoria própria.

**Projeto Otimizado Topologicamente - Versão 2 (Cubo Traseiro):** Análise da qualidade da malha segundo os parâmetros *Skewness* e *Orthogonal Quality*, respectivamente.

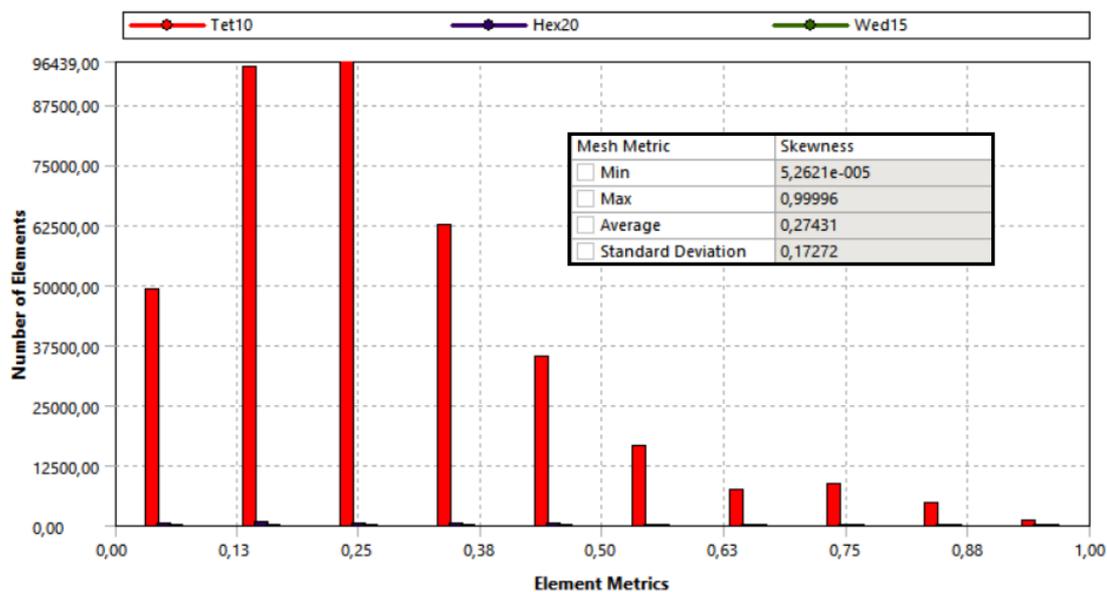


Figura 6.51: Dados da assimetria dos elementos da malha para o cubo traseiro do projeto otimizado (Versão 2).

Fonte: Autoria própria.

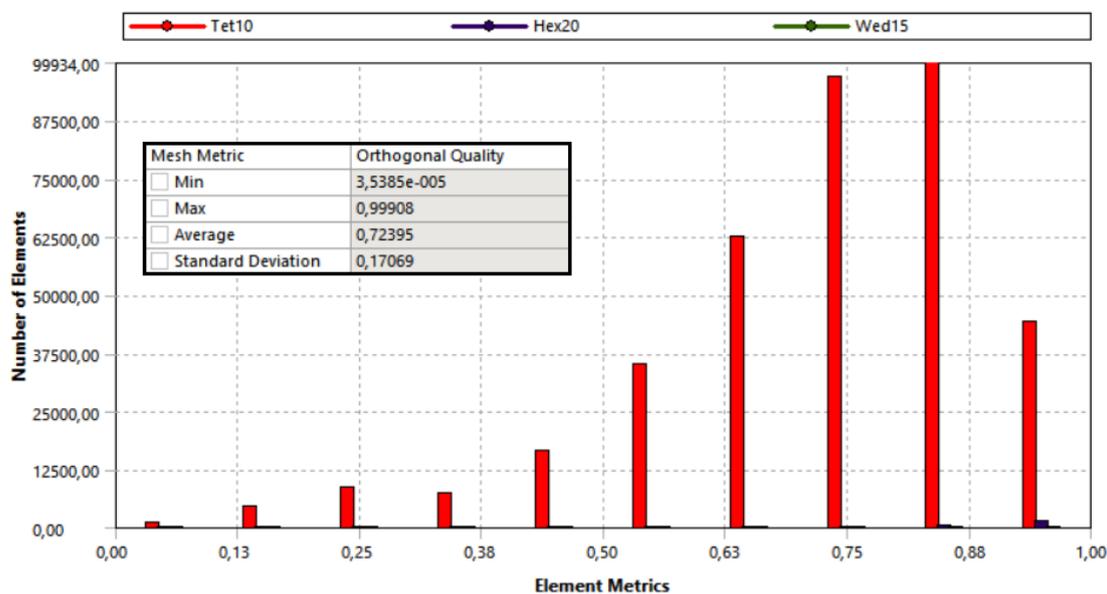


Figura 6.52: Dados da qualidade ortogonal dos elementos da malha para o cubo traseiro do projeto otimizado (Versão 2).

Fonte: Autoria própria.

**Projeto Otimizado Topologicamente - Versão 2 (Cubo Dianteiro):** Análise da qualidade da malha segundo os parâmetros *Skewness* e *Orthogonal Quality*, respectivamente.

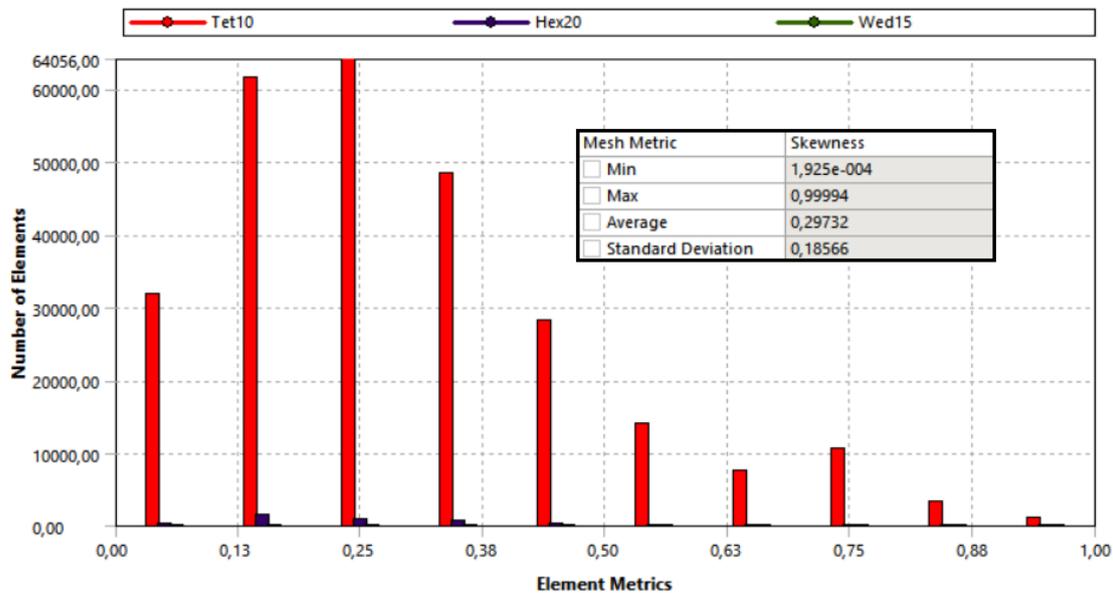


Figura 6.53: Dados da assimetria dos elementos da malha para o cubo dianteiro do projeto otimizado (Versão 2).

Fonte: Autoria própria.

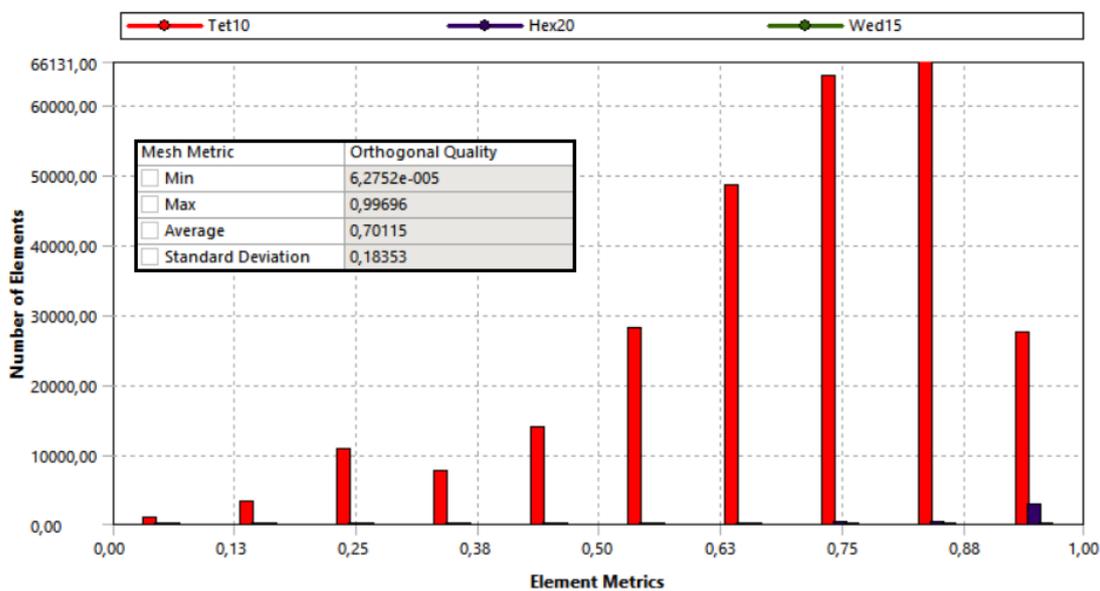


Figura 6.54: Dados da qualidade ortogonal dos elementos da malha para o cubo dianteiro do projeto otimizado (Versão 2).

Fonte: Autoria própria.