

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA “JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
FACULDADE DE ENGENHARIA
CAMPUS DE ILHA SOLTEIRA

LUCAS MATHEUS DE MELO PAULA

**MODIFICAÇÃO ESTRUTURAL E ANÁLISE ESTÁTICA VIA
ELEMENTOS FINITOS EM CHASSI DE VEÍCULO DESTINADO A
TRANSPORTE DE PESSOAS COM NECESSIDADES ESPECIAIS**

Ilha Solteira – SP

2024

CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**MODIFICAÇÃO ESTRUTURAL E ANÁLISE ESTÁTICA VIA
ELEMENTOS FINITOS EM CHASSI DE VEÍCULO DESTINADO A
TRANSPORTE DE PESSOAS COM NECESSIDADES ESPECIAIS**

LUCAS MATHEUS DE MELO PAULA

Orientador: Prof. Dr. Marcio Antônio
Bazani.

Trabalho de Graduação a ser
apresentado à seção técnica de
graduação (STG) e ao conselho de
curso de graduação em Engenharia
Mecânica (CCGEM) referente ao
trabalho de graduação do curso de
Engenharia Mecânica pela
UNESP/FEIS.

Ilha Solteira – SP

2024

FICHA CATALOGRÁFICA
Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

P324m Paula, Lucas Matheus de Melo.
Modificação estrutural e análise estática via elementos finitos em chassi de veículo destinado a transporte de pessoas com necessidades especiais / Lucas Matheus de Melo Paula. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2024
60 f. : il.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual Paulista (UNESP), Faculdade de Engenharia, Ilha Solteira, 2024

Orientador: Márcio Antônio Bazani

Inclui bibliografia

1. Chassi. 2. Método dos elementos finitos. 3. Análise estática. 4. Tensões de Von Mises. 5. Fator de segurança.

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA "JÚLIO DE MESQUITA
FILHO" FACULDADE DE ENGENHARIA – CÂMPUS DE ILHA
SOLTEIRA

CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ATA DA DEFESA – TRABALHO DE GRADUAÇÃO

TÍTULO: MODIFICAÇÃO ESTRUTURAL E ANÁLISE ESTATICA VIA ELEMENTOS FINITOS EM CHASSI DE VEÍCULO DESTINADO A TRANSPORTE DE PESSOAS COM NECESSIDADES ESPECIAIS.

ALUNO: Lucas Matheus de Melo Paula

RA: 181051941

ORIENTADOR: Prof. Dr. Márcio Antônio Bazani

Aprovado (X) – Reprovado () pela Comissão Examinadora

Nota obtida: 8,5

Comissão Examinadora:

Documento assinado digitalmente
 **MARCIO ANTONIO BAZANI**
Data: 25/05/2024 10:00:49-0300
Verifique em <https://validar.itl.gov.br>

Orientador: Prof. Dr. MÁRCIO ANTÔNIO BAZANI
Departamento de Engenharia mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira

Documento assinado digitalmente
 **ESTENIO FUZARO DE ALMEIDA**
Data: 23/05/2024 16:03:35-0300
Verifique em <https://validar.itl.gov.br>

ESTENIO FUZARO DE ALMEIDA
Departamento de Engenharia mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira

Documento assinado digitalmente
 **LUCAS SIMON ARAUJO**
Data: 24/05/2024 11:48:27-0300
Verifique em <https://validar.itl.gov.br>

LUCAS SIMON ARAUJO
Departamento de Engenharia mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira

Documento assinado digitalmente
 **LUCAS MATHEUS DE MELO PAULA**
Data: 26/05/2024 12:54:44-0300
Verifique em <https://validar.itl.gov.br>

LUCAS MATHEUS DE MELO PAULA
Departamento de Engenharia mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira

Ilha Solteira (SP), 21 de maio de 2024

Dedico este trabalho ao meu querido tio Everaldo dos Santos Chagas, que sempre me apoiou a seguir firme nos estudos. E de onde quer que ele esteja, tenho a plena certeza que está contente pelas minhas conquistas.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus por ter me acompanhado em toda a minha trajetória e por ter me dado forças para conquistar tudo o que tenho.

Meus profundos agradecimentos as minhas avós Maria Alcina de Melo Chagas e Valdelice da Silva Paula por todos os ensinamentos, apoio e carinho durante minha vida e, também, por sempre estarem presentes em minhas conquistas e me incentivarem a persistir em meus ideais.

Expresso meus agradecimentos aos meus pais Osvaldo Francisco de Paula e Fabiana de Melo Chagas, pelo suporte incondicional que ambos sempre tiveram comigo seja na vida pessoal, profissional e/ou acadêmica e pelo incentivo aos estudos. Agradeço, também, ao meu irmão Yudi Kaliw de Melo Chagas Oliveira pelas conversas e ensinamentos.

Agradeço ao professor doutor Márcio Antônio Bazani, pela orientação realizada neste trabalho, por sua dedicação, paciência, proatividade e disponibilidade. E, também, pelas aulas ministradas durante a graduação e por todo o conhecimento compartilhado conosco. Expresso, também, meus agradecimentos ao professor doutor Antônio de Pádua Lima Filho, responsável pelo projeto “Carruagem da Alegria” e com sua iniciativa proporcionou o desenvolvimento deste trabalho de graduação.

Compartilho meus sinceros agradecimentos a professora doutora Silvia Regina Vieira da Silva, por ter acreditado no meu trabalho em um projeto de tutoria totalmente inovador na Universidade e, também, por todos os ensinamentos e conversas enriquecedoras que sempre tivemos durante a graduação, as quais me auxiliaram no meu desenvolvimento acadêmico-pessoal.

Aos amigos que fiz durante a graduação em especial ao Cauê, Gabriel, Felipe, João Frois, João Paulo, José Eustáquio, Kevin, Renan, Rogério, Vanuir, Vitor e Yasmin, grato pelas conversas descontraídas e, também, pela solicitude sempre que necessário. Agradeço, também, ao Egídio e Anyéle Zago, pelo imenso apoio durante minha graduação.

A todo o corpo docente da Engenharia Mecânica da FEIS pelo suporte prestado, aulas lecionadas e ensinamentos fornecidos durante toda a graduação. Por fim a todos os demais colaboradores da universidade, que contribuem, de maneira direta ou indireta, pela formação de centenas de graduandos.

RESUMO

A engenharia estrutural tem papel fundamental em diversas áreas, como projetos navais, aeronáuticos, automobilísticos, aeroespaciais e robóticos. No desenvolvimento de veículos, a garantia da segurança estrutural é importante e o chassi desempenha papel fundamental nesse aspecto. A análise estática é importante para assegurar que o chassi está apto para uso nas condições de operação. Atualmente é muito comum e seguro utilizar o método dos elementos finitos (MEF) em projetos estruturais, uma vez que gera resultados próximos aos experimentais. Na análise estática, o MEF é muito útil, pois retorna valores como tensões e deformações máximas sofridas pela estrutura, além da obtenção do fator de segurança. O uso de recursos computacionais é vantajoso, pois o tempo de obtenção de resultados e custos são reduzidos, se comparados com o método experimental. Neste trabalho, a estrutura que será analisada é conhecida como Carruagem da alegria e foi projetada e construída na faculdade de engenharia de Ilha Solteira FEIS, essa foi projetada com o intuito de ser um meio de transporte fácil e útil para pessoas que apresentem qualquer deficiência física ou psíquica, assim como, para pessoas idosas. O presente trabalho tem como finalidade analisar o chassi da carruagem, propor melhorias no que tange a estrutura e material e comparar os resultados obtidos do protótipo com os resultados do chassi original e verificar se a estrutura garante a segurança mediante as cargas atuantes. Desse modo, um novo chassi foi projetado pensando em redução de massa e ganho de desempenho estrutural.

Palavras-chave: Chassi, Método dos elementos finitos, Análise estática, Tensões de Von Mises, Fator de segurança.

ABSTRACT

Structural engineering is fundamental in many areas like naval, aeronautics, automobile, aerospace, and robotics projects. In vehicle projects, guaranteeing structural safety is important and the chassis carries out a fundamental role in this aspect. The static analysis is important to ensure the chassis is apt in operation conditions. Currently, it is common and safe to use the finite element method (FEM) in structural projects, this method generates approximated results when compared to experimental tests. In the static analysis, FEM is useful, because returns values as maximum strain and deformation presented in the structure, besides the obtainment of the factor of safety. The use of computational resources is advantageous because the time obtainment of results and costs are reduced when compared with the experimental method. In this work, the structure that will be analyzed is known as Joy Carriage and was designed and built at Ilha Solteira School of Engineering (FEIS), that was projected with the aim to be a useful and easy mean of transportation for physical or psychiatry disable people, and also elderly people. The purpose of the present work is to analyze the chassis of carriage, propose enhancements in the structure, material and compare the results obtained from the prototype to the original chassis, and verify if the structure ensures safety, with the applied loads. Therefore, a new chassis was designed focusing on mass reduction and structural performance.

Key words: Chassis, Finite elements method, Static Analysis, von Mises Stress, Factor of safety.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1	- Chassi monobloco	18
Figura 2	- Chassi tubular	19
Figura 3	- Chassi escada	20
Figura 4	- Chassi monocoque	21
Figura 5	- Chassi da carruagem	21
Figura 6	- Triciclo	22
Figura 7	- Conjunto triciclo e carruagem	22
Figura 8	- Chassi monobloco híbrido	24
Figura 9	- Ilustração esquemática da carruagem.	26
Figura 10	- Comparação do aço e alumínio no ensaio tensão-deformação	31
Figura 11	- Estado plano de tensão	32
Figura 12	- Elemento hexaédrico tridimensional	37
Figura 13	- Deslocamentos nodais	38
Figura 14	- Chassi da carruagem original	39
Figura 15	- Vistas do protótipo do chassi	41
Figura 16	- Cotas da estrutura	42
Figura 17	- Conjunto reboque e chassi	43
Figura 18	- Cargas aplicadas na estrutura	43
Figura 19	- Apoios fixos da estrutura	44
Figura 20	- Vínculo entre carruagem e reboque	44
Figura 21	- Estrutura importada e tratada no software	45
Figura 22	- Malha gerada no protótipo	46
Figura 23	- Carregamentos e reações de apoio em viga bidimensional	47
Figura 24	- Diagrama de força cortante	48
Figura 25	- Diagrama de momento fletor	48
Figura 26	- Tensão equivalente de von Mises do chassi original	49
Figura 27	- Deslocamentos sofridos pela carruagem	50
Figura 28	- Tensão equivalente de von Mises	51
Figura 29	- Deslocamentos sofridos	52
Figura 30	- Comparação das estruturas	52
Figura 31	- Comparação de tensões entre as estruturas	53
Figura 32	- Comparação de deslocamentos entre as estruturas	53

LISTA DE TABELAS

Tabela 1	- Geometria dos perfis da carruagem	39
Tabela 2	- Propriedades do aço SAE 1020	40
Tabela 3	- Propriedades do alumínio 6063-T5	41
Tabela 4	- Dados de malha de ambas as estruturas	46

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANFAVEA	Associação Nacional dos fabricantes de veículos Automotores
cm	Centímetro
FNM	Fábrica nacional de motores
FS	Fator de segurança
g	Gramma
kg	Quilograma
m	Metro
mm	Milímetro
MEF	Método dos elementos finitos
MIG	Metal inert gas
N	Newton
Pa	Pascal
SAE	Society of Automotive Engineers
UNESP	Universidade estadual paulista “Júlio de Mesquita Filho”

LISTA DE SÍMBOLOS

$\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}$	Coordenadas do centro de massa do corpo composto
$\tilde{x}, \tilde{y}, \tilde{z}$	Coordenadas do centro de massa de cada parte composta do corpo.
J_o	Momento de inércia polar
I_x, I_y, I_z	Momentos de inércia
$\vec{F}$	Força
$\vec{a}$	Aceleração
V	Força cortante
w	Carregamento
M	Momento fletor
σ	Tensão normal
c	Distância entre o eixo neutro ao ponto de cálculo da tensão.
τ	Tensão de cisalhamento
Q	Produto da distância do eixo neutro ao centróide da área de interesse pela área onde a tensão é calculada.
t	Largura da área da seção na qual a tensão deve ser calculada.
E	Limite de escoamento
EI	Rigidez à flexão
ε	Deformação
ε_{med}	Deformação normal média
γ	Deformação por cisalhamento
σ_{esc}	Tensão de escoamento
σ_{VM}	Tensão de Von Mises
ν	Coeficiente de Poisson
ρ	Raio de curvatura
$\{F\}$	Matriz coluna representando as forças do problema
$[k]$	Matriz de rigidez do elemento
$\{u\}$	Matriz coluna armazena os deslocamentos nodais dos elementos
θ'	Ângulo após cisalhamento
Δs	Comprimento inicial antes da aplicação de carga

$\Delta s'$ Comprimento final após aplicação da carga

d_x, d_y, d_z Distância entre o eixo principal e o ponto onde se quer calcular o momento de inércia

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	16
2	OBJETIVOS	25
2.1	METODOLOGIA.....	25
2.2	ESTRUTURA DO TRABALHO	25
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	26
3.1	ANÁLISE ESTÁTICA	26
3.1.1	Centro de massa	27
3.1.2	Momento de inércia	27
3.1.2.1	Teorema dos eixos paralelos	28
3.1.3	Segunda lei de Newton	28
3.1.4	Esforços internos	28
3.1.5	Tensões	29
3.1.5.1	Flexão	30
3.1.5.2	Cisalhamento	30
3.1.5.3	Torção	30
3.1.5.4	Tensões normais	30
3.1.5.5	Lei de Hooke	30
3.1.5.6	Estado plano de tensão	31
3.1.6	Deformação	33
3.1.6.1	Deformação normal	33
3.1.6.2	Deformação por cisalhamento	33
3.1.7	Deflexão de vigas	34
3.1.7.1	Equação da linha elástica	34
3.1.8	Critério de falha	34
3.2	FATOR DE SEGURANÇA	35
3.3	ELEMENTOS FINITOS	36
4	MATERIAL E MÉTODOS.....	39
4.1	CHASSI ORIGINAL	39
4.2	CHASSI PROTÓTIPO	40
4.3	VÍNCULOS PRESENTES NA ESTRUTURA.....	42
4.4	SIMULAÇÃO NUMÉRICA COMPUTACIONAL	44
5	RESULTADOS	47

5.1 FORÇA CORTANTE E MOMENTO FLETOR	47
5.2 ANÁLISE ESTÁTICA ESTRUTURA ORIGINAL	49
5.3 ANÁLISE ESTÁTICA PROTÓTIPO.....	50
5.4 COMPARAÇÃO ENTRE PROTÓTIPO E ESTRUTURA ORIGINAL	52
6 CONCLUSÃO	55
REFERÊNCIAS.....	56
APÊNDICE A – DADOS DE MASSA DAS ESTRUTURAS.....	58
APÊNDICE B – ALGORITMO DIAGRAMAS DE MOMENTO FLETOR E FORÇA CORTANTE.....	60

1 INTRODUÇÃO

A indústria automotiva no país representa um setor importante para a nossa economia, onde gera empregos e tem grandes participações na logística de transporte nacional. Apesar do grande desenvolvimento atual da indústria automobilística, para atingir esse patamar foram décadas de pesquisa e investimento no setor. O primeiro veículo de que se tem registro é datado do século XVIII, era movido a vapor e invenção do engenheiro francês Nicolas-Joseph Cugnot. O seu projeto não foi levado adiante, porque o principal meio de transporte da época era o ferroviário que atendia os requisitos de transporte humano e de minérios. O veículo de Cugnot atingia velocidade de, aproximadamente, 7,8 km/h, enquanto os trens ingleses podiam atingir uma velocidade de até 70 km/h. Somente no século XIX temos o que é considerado a criação do primeiro veículo equipado com motor de combustão interna sua patente foi registrada pelo engenheiro alemão Karl Benz, que posteriormente sua empresa se tornaria a renomada Mercedes Benz. Seu veículo possuía um motor monocilíndrico e podia atingir 16 km/h. Já no início do século XX Henry Ford passou a fabricar, em massa, uma frota de veículos para comercialização o Ford T.O foi o primeiro veículo produzido em massa. (ESTADÃO MOBILIDADE, 2022)

No Brasil a relação com o automóvel iniciou-se no final do século XIX onde foi desembarcado o primeiro veículo da marca Peugeot. Já no início do século XX a Ford instala a sua primeira fábrica no país, no centro da cidade de São Paulo, onde o Ford modelo T passa a ser fabricado no país. Em 1925 a General Motors instala a sua primeira fábrica no Brasil, localizada, também, na cidade de São Paulo. No ano seguinte a extinta International Harvester do Brasil, empresa americana, instala-se, também, na cidade de São Paulo e inicia a fabricação de caminhões, foi a primeira empresa a produzir veículos comerciais no país. Já em 1942 foi criada no estado do Rio de Janeiro a fabricante de motores aeronáuticos FNM, tais motores possuíam licença americana para produção e comercialização e com o final da segunda guerra mundial sua produção caiu e a concorrência americana levava uma grande vantagem no quesito preço, então, vendo que a falência estava próxima, a empresa decide largar o ramo aeronáutico e diversifica sua produção onde ao final da década de 40 a empresa que possuía uma grande infraestrutura passou a montar bicicletas, refrigeradores, caminhões, ônibus e tratores. A FNM atingiu enorme sucesso ao montar veículos, conseguiu criar um acordo com a montadora italiana Isotta-Fraschini,

porém a mesma faliu em 1951, somente no final da mesma década a empresa brasileira conseguiu um acordo com a renomada Alpha Romeo. Então, a empresa brasileira adquiriu direitos de fabricação de caminhões da montadora italiana no país, os engenheiros modificaram o projeto para atender as necessidades brasileiras e os modelos de caminhões foram muito bem aceitos, inclusive os caminhões da marca foram muito utilizados na construção de Brasília. Em 1968 a FNM foi privatizada e a Alpha Romeo adquiriu a empresa e, posteriormente, a Fiat adquiriu a marca italiana. (BRAGA, 2021)

Em 1969, foi fundada a Gurgel Motores S/A, uma montadora de capital nacional. Seu primeiro veículo, o bugue Ipanema, tinha carroceria construída com polímeros, capota de lona e motor Volkswagen. Após lançar outros modelos, em 1980, João Gurgel enxergou uma oportunidade de inovar na indústria automobilística brasileira e começou a fabricar veículos elétricos. O primeiro modelo elétrico, denominado Itaipú E150, foi uma homenagem à hidrelétrica situada na divisa do país. Infelizmente, os veículos elétricos nacionais não obtiveram sucesso devido à baixa autonomia, custo, peso elevado e elevado tempo de recarga.

Vale ressaltar que, na década de 1950, o presidente Juscelino Kubitschek foi um grande incentivador da indústria automotiva no país. Ele fomentou a produção de veículos 100% nacionais, como os da Vemag, e também promoveu a instalação de montadoras estrangeiras, como a Volkswagen e a Willys.

Atualmente, são produzidos cerca de 2,37 milhões de veículos no país, de acordo com dados levantados pela ANFAVEA em 2022, um número impensável se levarmos em consideração os primeiros veículos produzidos.

Apesar da grande diversidade de veículos, um fato em comum é que todos os veículos, desde os mais antigos até os mais modernos, possuem chassi, o chassi é a estrutura do veículo responsável por sustentar os demais componentes como motor e carroceria, por exemplo, além de garantir a integridade do veículo, pois a estrutura resiste a cargas torcionais e de flexão. Há quatro tipos principais de chassis sendo eles o chassi monobloco, tubular, monocoque e escada ou longarina.

O chassi monobloco é muito utilizado nos veículos de passeio, haja vista que o chassi e a carroceria, a grosso modo, é uma única estrutura fornecendo uma melhor

rigidez ao veículo garantindo melhor dirigibilidade. Os elementos geralmente são unidos por solda, rebitagem e aparafusamento. Dentre as vantagens desse modelo de chassi, temos a facilidade de alteração estrutural e adequação às novas normas, maior flexibilidade para fabricação de estruturas, porém para sua fabricação é necessário um elevado investimento em máquinas, equipamentos e treinamento, além disso esse tipo de chassi apresenta elevada complexidade para sua fabricação e caso o chassi sofra algum dano estrutural seu reparo é extremamente complexo e caro, o que muitas vezes implica substituição de todo o conjunto monobloco. (GUERRA, 2018)

Figura 1 – Chassi Monobloco.



Fonte: Barton, Fieldhouse; 2018.

Já o chassi tubular é muito utilizado em veículos de pequeno porte onde, normalmente, as estruturas são leves, resistentes e versáteis. Por possuir elementos tubulares implica menor massa para a estrutura global e proporciona ganho na relação peso/potência o seu desempenho em aceleração, frenagem e consumo apresentam melhor performance. Sua fabricação é muito simples onde é realizada a partir da soldagem tubos que sempre visa a triangulação das estruturas, onde qualquer carga aplicada nos vértices dos triângulos é decomposta em cargas de tração e compressão evitando as cargas de torção e/ou flexão. Como exemplo, veículos fórmula SAE utilizam este tipo de chassi. (GUERRA, 2018)

Figura 2 – Chassi tubular.



Fonte: Barton, Fieldhouse; 2018.

O chassi tipo escada ou chassi longarina, recebe esse nome pois o chassi é plano e possui aparência semelhante a uma escada. Sua construção é robusta e projetada para suportar diversos tipos de cargas, é constituído por duas longarinas onde ambas são ligadas umas às outras por meio de componentes intermediários. O modelo escada possui boa resistência a flexão e torção, devido a sua construção robusta e excelente resistência a diversos tipos de carregamentos, esse modelo de chassi é muito utilizado em veículos de transporte de carga como caminhões, ônibus e caminhonetes. (GUERRA, 2018)

Figura 3 – Chassi escada.



Fonte: Barton, Fieldhouse; 2018.

Por fim, o chassi monocoque é vastamente utilizado em veículos de competição e veículos esportivos, sua característica principal é uma excelente rigidez torcional, segurança e bom comportamento dinâmico. Geralmente é construído com materiais nobres como titânio, fibra de carbono, ligas de elevada resistência, entre outros. Esse modelo de chassi também possui uma estrutura, que embora seja inteiriça, os materiais selecionados implicam baixa massa no projeto e elevada resistência, pode ser montado separadamente do veículo e caso a estrutura não seja danificada o monoposto pode ser utilizado em outro veículo, assim como ocorre nos veículos de fórmula 1. Esse tipo de chassi apresenta uma elevada segurança. Porém, este modelo apresenta um custo de fabricação elevado, não pode ser reparado caso sofra danos e, também, dificilmente é produzido em grande escala. (GUERRA, 2018)

Figura 4 – Chassi monocoque

Fonte: Venâncio; 2013.

O chassi em estudo foi construído com o intuito de transportar pessoas que apresentam necessidades especiais e pessoas idosas. A estrutura foi projetada em perfis retangulares, tubulares e cantoneiras, todos em aço carbono 1020. Para a união dos perfis os mesmos foram soldados, além disso o mesmo foi acoplado em um triciclo desenvolvido para pessoas com paraplegia, o qual é movido por um motor elétrico *brushless* de 1000W de potência e também possui acionamento manual.

As figuras 5 e 6 ilustram a carruagem construída e o triciclo, respectivamente.

Figura 5 – Chassi da Carruagem.

Fonte: Próprio autor.

Figura 6 – Triciclo.



Fonte: Garcia,2019.

Figura 7 – Conjunto triciclo e carruagem.



Fonte: Próprio autor.

Atualmente o projeto de lei 5188/20 define que as montadoras produzam pelo menos um veículo, minimamente modificado, a cada 100 produzidos. Tal PL visa aumentar a abrangência de pessoas que apresentem qualquer tipo de deficiência a possuírem automóveis e, com isso, aumentar a inclusão e a independência dessas pessoas. Embora a lei 8989/95 defina a isenção de impostos na aquisição de veículos para pessoas com deficiência, algumas montadoras não arcam com o valor da adaptação do veículo. Através da PL esse custo de modificação foi reduzido, haja vista que as principais modificações como câmbio automático, direção hidráulica, entre outros já fazem parte do veículo. (MOTTA, 2020)

O material que compõe o chassi é um fator importantíssimo para garantir a segurança estrutural do veículo, caso o material não possua propriedades adequadas para o projeto, o chassi irá falhar e, com isso, comprometendo a segurança do veículo e, conseqüentemente, dos passageiros. Por isso é necessário realizar análises

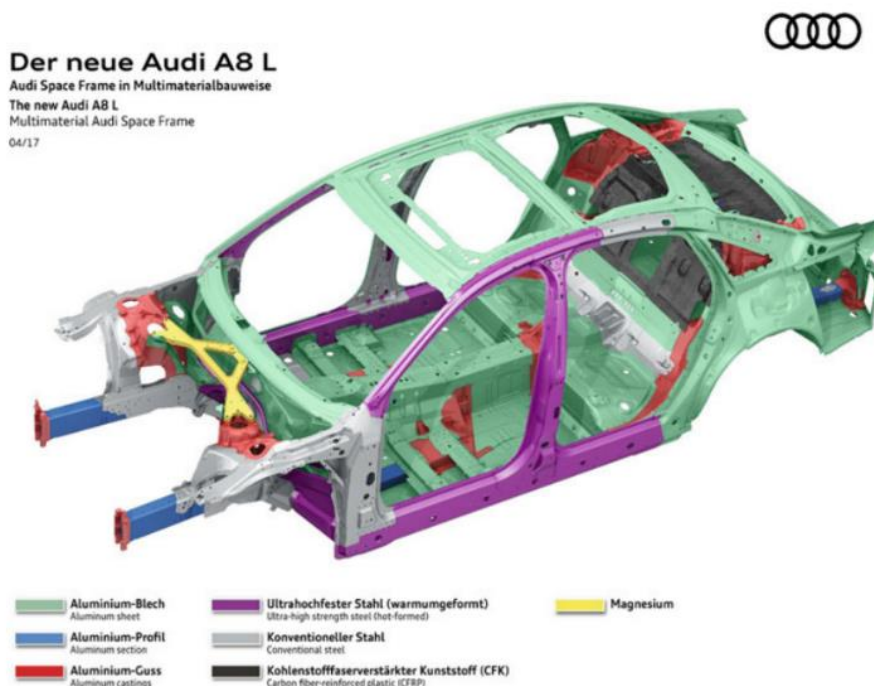
estáticas e dinâmicas, em que a estrutura estará sujeita, além disso utilizar um critério de falha para garantir que a estrutura suportará todas as cargas.

Os principais materiais de fabricação dos chassis são o aço, alumínio e suas ligas. Atualmente o aço é o material mais utilizado para a construção dos chassis, o alumínio cada vez mais ganha espaço no mercado por possuir menor densidade e, consequentemente, influenciar positivamente na relação peso/potência, porém o alumínio possui menor resistência que o aço, o que obriga o engenheiro a pensar em estruturas que não concentrem muita tensão, a fim de evitar falhas catastróficas. Além disso, compósitos como a fibra de carbono é muito utilizado em veículos de elevada performance. Além desses materiais, o magnésio também é empregado na fabricação de alguns componentes de chassis, devido a sua baixa densidade, sendo menor que a do alumínio. (BARTON; FIELDHOUSE, 2018)

Os aços e suas ligas possuem uma elevada soldabilidade o que facilita os processos de união, tornando o processo com menor custo. Os materiais compósitos não podem ser soldados, portanto devem ser utilizadas técnicas que não alterem a microestrutura do material, geralmente são utilizados adesivos estruturais. Já o alumínio e suas ligas possuem baixa soldabilidade quando comparado aos aços. Isso ocorre principalmente pela dificuldade de concentração de calor na zona do cordão de solda, pois o alumínio possui uma elevada condutividade térmica (ÇENGEL; GHAJAR, 2012). Mesmo assim, esses materiais podem ser soldados por meio de laser, solda por ponto ou MIG.

A figura 8 ilustra um chassi híbrido que utiliza diversos materiais como ligas de alumínio, aço, magnésio e fibra de carbono, utilizados para fabricação de componentes diversos. A utilização desses materiais, em cada componente, tem como finalidade aumentar o desempenho do veículo, além do mais que cada material tem sua função específica. Por exemplo, o componente destacado em amarelo na figura, indica componente estrutural fabricado em magnésio que possui baixa densidade. As ligas de magnésio são utilizadas também na indústria aeronáutica, devido as boas propriedades, influenciando positivamente no fator peso/potência.

Figura 8 – Chassi monobloco híbrido.



Fonte: Barton, Fieldhouse; 2018.

De acordo com Barton e Fieldhouse (2018) os principais requisitos estruturais de um chassi que devem ser levados em consideração são:

1. A estrutura deve possuir rigidez suficiente para reagir as cargas estáticas e dinâmicas sem ocasionar grandes deformações.
2. A estrutura deve ser resistente o suficiente para resistir aos ciclos de carga que gera fadiga e a falha do material.
3. A estrutura deve se deformar de tal maneira, a fim, de minimizar o risco de lesão dos ocupantes do veículo, em caso de colisão.

Nesse presente trabalho o foco não é sobre as interações dinâmicas sobre a estrutura, mas sim as cargas estáticas. Logo a análise de fadiga e falhas por cargas cíclicas não serão abordadas.

2 OBJETIVOS

Este trabalho tem como finalidade alterar a estrutura e o material de um chassi já existente e analisar o comportamento do chassi, com carregamento estático, através de simulação por elementos finitos utilizando o software ANSYS®.

2.1 METODOLOGIA

O projeto da carruagem da alegria foi liderado pelo professor doutor Antônio de Pádua Lima Filho. A estrutura é extremamente robusta com vários reforços, principalmente na área central e o material utilizado é o aço 1020. Como já supracitado algumas montadoras já utilizam materiais de baixa densidade como alumínio e ligas de magnésio, o último em baixa escala, para reduzir o peso geral do veículo, mas sem perder os parâmetros estruturais do chassi.

Primeiramente o material do chassi foi alterado, o material escolhido foi a liga de alumínio 6063-T5 por possuir baixa densidade em relação aos aços e alta resistência à corrosão. Além disso, a estrutura foi modificada em relação à original, foram retirados alguns componentes estruturais e outros foram inseridos de forma a formarem treliças a fim de distribuir melhor as forças, e os perfis originais que eram cantoneiras e perfis retangulares foram substituídos por perfis tubulares.

2.2 ESTRUTURA DO TRABALHO

- A primeira seção aborda a introdução teórica que o compõe este trabalho.
- A segunda seção, apresenta os objetivos que o trabalho deve atingir e a metodologia do desenvolvimento deste trabalho.
- Na seção 3 é apresentada a revisão bibliográfica onde são abordados os fundamentos da resistência dos materiais, o critério de falha de Von Mises e o método dos elementos finitos. O protótipo do chassi com nova estrutura e material, bem como seus parâmetros e abordagem do software utilizado para realizar a simulação estrutural via método dos elementos finitos, é apresentado na seção 4.
- A seção 5 aborda os resultados obtidos e a discussão sobre os mesmos.
- A conclusão do trabalho é apresentada na seção 6.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 ANÁLISE ESTÁTICA

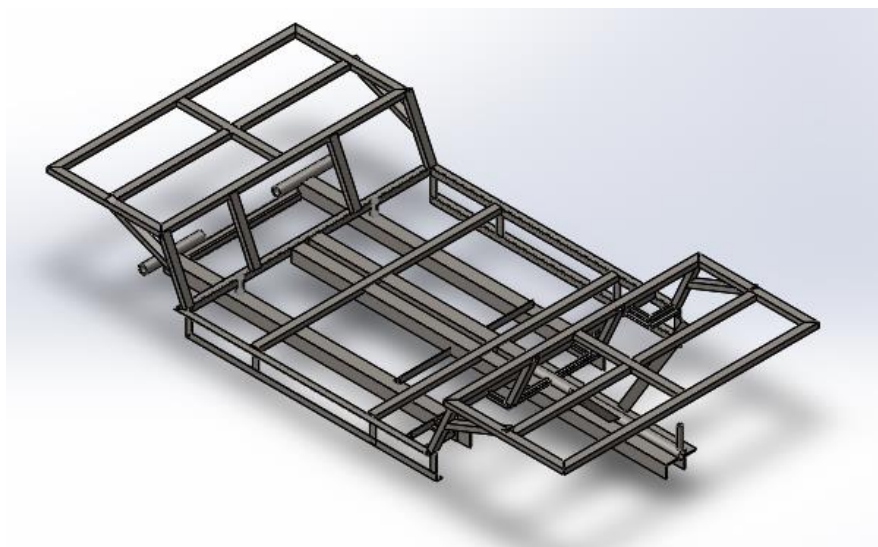
A análise estática é extremamente importante para projetos estruturais. A partir dela é possível determinar os esforços que a estrutura está sujeita e se a estrutura irá suportar os carregamentos. Para isso, é necessário conhecer os dados do material utilizado como limite de escoamento e módulo de elasticidade, por exemplo.

Esse método consiste em aplicar a carga de maneira lenta e gradual até atingir o valor final, além disso os efeitos de inércia e amortecimento são desconsiderados.

Como condições de equilíbrio, é sabido que o carregamento máximo é de 600 kg, divididos em 300 kg distribuídos em cada lado, tal massa representa os quatro passageiros. Os pontos de apoio são as duas rodas traseiras e o pino de acoplamento entre o chassi e o reboque do triciclo.

Para melhor exemplificar as condições citadas, a figura 9 ilustra a carruagem que foi plotada com auxílio do software SOLIDWORKS®.

Figura 9 – Ilustração esquemática da carruagem.



Fonte: Próprio autor.

A figura 9 mostra uma vista tridimensional da carruagem, o qual será a base do presente trabalho, onde as modificações serão realizadas com foco em segurança, redução de massa e conforto.

3.1.1 Centro de massa

O centro de massa de um componente é o ponto onde toda a massa do corpo pode estar concentrada sobre ele. Como o objeto de análise é um chassi veicular, temos um corpo composto, ou seja, é um corpo que possui vários componentes de geometrias conhecidas, então o corpo pode ser seccionado em partes, o que facilita a determinação do centro de massa. Onde a Equação 1 mostra como deve ser calculado o centro de massa. (HIBBELER, 2011)

$$\bar{x} = \frac{\sum \tilde{x}_i m_i}{\sum m}; \bar{y} = \frac{\sum \tilde{y}_i m_i}{\sum m}; \bar{z} = \frac{\sum \tilde{z}_i m_i}{\sum m} \quad (1)$$

3.1.2 Momento de inércia

Para o cálculo da tensão e flambagem, por exemplo, é necessário calcular o momento de inércia de área dos componentes sujeitos aos carregamentos, essa é uma propriedade da seção em análise. Os momentos podem ser determinados da seguinte maneira:

$$I_x = \int_A y^2 dA \quad (2)$$

$$I_y = \int_A x^2 dA \quad (3)$$

Para o momento no eixo z, temos o momento de inércia polar, o qual é definido da seguinte forma

$$J_o = \int_A r^2 dA = I_x + I_y \quad (4)$$

Temos o resultado obtido na Equação 4, pois $r^2 = x^2 + y^2$. (HIBBELER, 2011)

3.1.2.1 Teorema dos eixos paralelos

O teorema dos eixos paralelos pode ser utilizado quando deseja-se calcular o momento de inércia de qualquer linha paralela a um eixo que esteja passando pelo centroide em relação ao momento de inércia conhecido. (HIBBELER, 2011)

$$I_x = \bar{I}_{x'} + Ad_y^2 \quad (5)$$

$$I_y = \bar{I}_{y'} + Ad_x^2 \quad (6)$$

$$J_o = \bar{J}_c + Ad_z^2 \quad (7)$$

Onde, $\bar{J}_c = \bar{I}_{x'} + \bar{I}_{y'}$ e $d_z^2 = d_x^2 + d_y^2$

3.1.3 Segunda lei de Newton

As cargas atuantes na estrutura são provenientes de passageiros, ou seja, é a força peso que através da segunda lei de Newton é possível quantificar a força que está sendo exercida na estrutura sabendo a massa do corpo e a aceleração gravitacional, portanto:

$$\vec{F} = \frac{d\vec{P}}{dt} = \frac{d(m\vec{V})}{dt} = m \frac{d\vec{V}}{dt} = m\vec{a} \quad (8)$$

3.1.4 Esforços internos

Qualquer carregamento aplicado em uma estrutura gera esforços internos como força cortante e momento fletor. Tais parâmetros são variáveis ao longo do comprimento da viga. Para realizar um bom projeto de viga é necessário ter conhecimento do momento máximo e força cortante máxima e onde elas estarão aplicadas. Uma maneira de facilitar a análise é por meio de diagramas, método gráfico, onde os valores da força cisalhante e de momento podem ser expressos em relação ao longo do eixo longitudinal da viga e o método gráfico de análise são conhecidos como diagramas de força cortante e momento fletor. (HIBBELER, 2010)

Para calcular a força cortante é necessário realizar uma integração do carregamento em relação ao eixo longitudinal da viga. Como mostra as equações:

$$\frac{dV}{dx} = -w$$

$$V = \int -w \, dx \quad (9)$$

O momento fletor também pode ser calculado da mesma maneira, mas integrando a força cisalhante conforme é expresso abaixo:

$$\frac{dM}{dx} = V$$

$$M = \int V \, dx \quad (10)$$

Utilizando as equações 9 e 10 é possível determinar ponto a ponto os valores da força e do momento atuantes.

Happian-Smith (2002) afirma que o chassi pode ser tratado como uma viga bidimensional, haja vista que a estrutura é simétrica ao longo do seu eixo longitudinal, é possível calcular e plotar a força cortante e o momento fletor atuante sobre a estrutura.

Sabendo que no chassi estudado não há cargas referentes a bateria, motor e outros componentes, a estrutura foi projetada apenas para que haja a carga dos passageiros sendo essa não maior que 600 kg no total.

Além disso, há a carga de tração gerada pela parte motora do veículo, onde tal carregamento é aplicado no pino de conexão entre chassi e reboque, esse esforço é transferido para a longarina central da estrutura. Esse parâmetro tem valor aproximado de 500 N, no arranque do triciclo. (GARCIA JÚNIOR, 2019)

3.1.5 Tensões

O chassi suporta diversos tipos de cargas como axiais, laterais e frontais. Porém, o objetivo deste trabalho é somente a análise estática de um chassi. De acordo com Happian-Smith (2002) para tal análise a flexão, torção e a combinação entre ambos deve ser levada em consideração nos cálculos, haja vista que os carregamentos laterais, frontais e traseiros são decorrentes de fatores dinâmicos como velocidade e aceleração.

Ainda de acordo com o autor supracitado, para assegurar a segurança estrutural é necessário que o chassi possua um fator de segurança mínimo de 1.5.

3.1.5.1 Flexão

Para determinar a flexão de componentes estruturais é necessário determinar o momento fletor a qual os mesmos estão sujeitos e com o valor do momento máximo que o componente é submetido, é possível encontrar a tensão máxima de flexão. A fórmula da flexão é definida da seguinte forma:

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad (11)$$

3.1.5.2 Cisalhamento

A tensão de cisalhamento pode ser determinada a partir da força cortante atuante na seção transversal do perfil e os dados geométricos de área. A equação 12 exibe a fórmula da tensão de cisalhamento:

$$\tau = \frac{VQ}{It} \quad (12)$$

3.1.5.3 Torção

Quando um perfil tubular está sujeito a um torque externo, a estrutura estará sujeita torção do seu perfil, no que consiste no cisalhamento dos perfis de maneira radial. Onde as tensões cisalhantes variam de zero partindo da linha de centro até o seu valor máximo no seu limite externo.

$$\tau = \frac{T\rho}{J} \quad (13)$$

3.1.5.3 Tensões normais

As tensões normais são as que atuam na seção transversal dos perfis devido aos esforços axiais. Essas tensões são representadas por esforços internos que atuam nas conexões dos perfis seja por carregamentos de tração ou compressão.

$$\sigma = \frac{N}{A} \quad (14)$$

3.1.5.3 Lei de Hooke

Os materiais ao passarem por ensaios de tração ou compressão é possível traçar o diagrama tensão-deformação, que apresenta uma relação linear entre esses

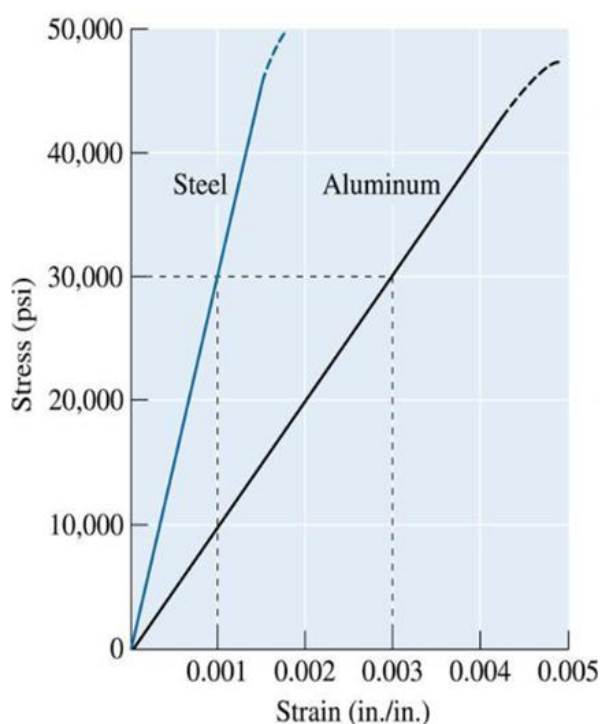
parâmetros, ou seja, um aumento na tensão aplicada no corpo de prova implica aumento proporcional na deformação sofrida. Esse comportamento foi analisado a primeira vez por Robert Hooke. (HIBBELER, 2010).

A equação da lei de Hooke é definida da seguinte maneira:

$$\sigma = E\varepsilon \quad (15)$$

A figura 10 ilustra os comportamentos do aço e alumínio na região linear-elástica no ensaio tensão/deformação.

Figura 10 – Comparação do aço e alumínio no ensaio tensão-deformação.



Fonte: Khoshnaw, 2022.

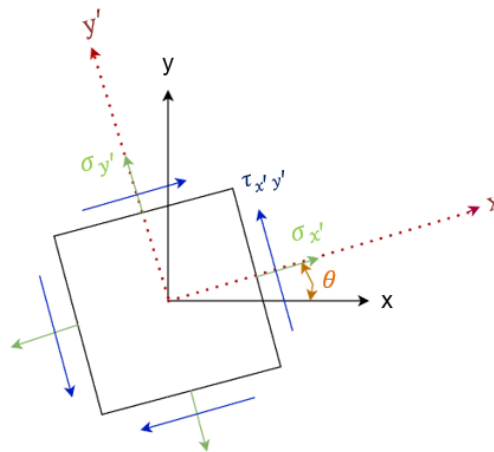
3.1.5.4 Estado plano de tensão

O estado geral de tensões é caracterizado como um ponto, composto por seis componentes independentes que agem em cada face do elemento do material, porém não é uma tarefa fácil analisar seis tensões em um único componente do material. Então há o estado plano de tensões que permite analisarmos as tensões atuantes num corpo em um plano. Portanto, o estado geral no plano de tensão é representado

por duas componentes de tensão normal σ_x e σ_y e uma componente de cisalhamento σ_{xy} , que agem nas quatro faces do elemento analisado. (HIBBELER, 2010)

A figura 11 exibe o estado plano de tensão, com as tensões normais e de cisalhamento orientados a um ângulo θ .

Figura 11 – Estado plano de tensão.



Fonte: Próprio autor.

Utilizando o sistema cartesiano de eixos coordenados, podemos determinar as equações do estado plano de tensões. Aplicando as equações de equilíbrio de força determinamos as equações das tensões normais e de cisalhamento.

$$\sigma_{x'} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos(2\theta) + \tau_{xy} \sin(2\theta) \quad (16)$$

$$\sigma_{y'} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos(2\theta) - \tau_{xy} \sin(2\theta) \quad (17)$$

$$\tau_{x'y'} = -\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \sin(2\theta) + \tau_{xy} \cos(2\theta) \quad (18)$$

Para determinar a tensão normal máxima e mínima no plano, basta derivar as equações 16 e 17 em relação a θ e igualar o resultado a zero, obtém-se:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (19)$$

O procedimento para determinar a tensão de cisalhamento máxima no plano, é o mesmo da tensão normal onde deriva-se a equação 18 em relação a θ e a iguala a zero.

$$\tau_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (20)$$

3.1.6 Deformação

As deformações que um corpo é sujeito surgem após a aplicação de cargas sobre o mesmo, isso implica alterações de forma e tamanho do corpo. Tais alterações podem ser facilmente visíveis ou não, isso dependerá do material, geometria e carga aplicada. Além disso, a deformação do material não é uniforme ao longo de todo o corpo. Geralmente, as deformações são aferidas na prática por meio de sensores, como extensômetros, e com os resultados podem ser relacionados com as tensões atuantes como é mostrado na equação 15. (HIBBELER, 2010)

3.1.6.1 Deformação normal

De acordo com HIBBELER (2010), a deformação normal é definida como a contração ou alongamento de um segmento de reta por unidade de comprimento. Dessa forma a deformação normal média é definida pela equação 21.

$$\epsilon_{med} = \frac{\Delta s' - \Delta s}{\Delta s} \quad (21)$$

Note que se a deformação média é negativa temos uma contração do corpo, caso a deformação seja positiva temos um alongamento.

3.1.6.2 Deformação por cisalhamento

A deformação por cisalhamento ocorre quando há a mudança de ângulo entre dois segmentos de reta que originalmente eram perpendiculares. A equação 22 mostra como é calculado a deformação cisalhante.

$$\gamma = \frac{\pi}{2} - \theta' \quad (22)$$

3.1.7 Deflexão de vigas

Quando um perfil está sujeito a um momento fletor, o mesmo tende a fletir e a partir desse fenômeno é possível quantificar a curvatura sofrida pela viga.

3.1.7.1 Equação da linha elástica

Quando um elemento é deformado a partir da ação de um momento, essas deformações podem ser determinadas através da linha elástica.

Admitindo que o material é homogêneo e comporta-se de maneira linear-elástica, a partir da lei de Hooke, temos:

$$\sigma = E\varepsilon = E \frac{y}{\rho} \quad (23)$$

Com base no momento atuante, obtem-se:

$$M = \int_A \sigma y dA = \int_A E \frac{y}{\rho} y dA = \frac{E}{\rho} \int_A y^2 dA = \frac{EI}{\rho} \quad (24)$$

Então a curvatura do elemento é definida por:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI} \quad (25)$$

Uma aproximação muito utilizada para solução dos problemas de deflexão a inclinação da curva elástica pode ser igualada com o raio de curvatura.

$$\frac{1}{\rho} = \frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{M(x)}{EI} \quad (26)$$

3.1.8 Critério de falha

O critério de falha escolhido foi o de Von Mises, o qual é utilizado para materiais dúcteis, ou seja, o material sofre deformações antes de sofrer uma ruptura, ao contrário dos materiais frágeis que sofrem fratura repentina. Esse critério de falha é conhecido como critério da máxima energia de distorção, haja vista que o material irá

falhar somente se a energia associada à mudança de forma de um corpo, submetido a um carregamento multiaxial, ultrapassar a energia de distorção de um corpo de prova submetido a um ensaio uniaxial de tensão. Onde as tensões uniaxiais de um corpo de prova são dados experimentais consolidados pela literatura e as tensões multiaxiais são tensões ao qual o corpo é submetido. (CURY, 2015)

Portanto, a falha somente ocorre na seguinte condição:

$$\bar{U}_{triaxial} > \bar{U}_{tração} \quad (27)$$

A densidade de energia de distorção de um elemento sujeito a um estado triaxial de tensões é definido da seguinte forma:

$$\bar{U}_{mult} = \frac{(1 + \nu)}{6E} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \quad (28)$$

Sabendo que no caso da tração temos um carregamento uniaxial, sendo assim, as tensões σ_2 e σ_3 são adotadas como nulas e a tensão principal denominaremos de tensão de Von Mises. (CURY, 2015)

Operando com as equações 27 e 28, obtemos a equação do estado triaxial de tensões ou, simplesmente, a tensão de Von Mises.

$$\sigma_{vm} = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (29)$$

Essa deve ser comparada com o limite de escoamento do material, caso a tensão equivalente seja maior que a tensão de escoamento, a estrutura sofrerá deformação plástica. (HIBBELER, 2010)

3.2 FATOR DE SEGURANÇA

Para garantir que a estrutura não irá falhar é utilizado o fator de segurança, o qual é uma razão entre tensões que envolve a tensão de escoamento do material e a tensão máxima calculada da estrutura.

$$FS = \frac{\sigma_{esc}}{\sigma_{VM}} \quad (30)$$

Para garantir que não haja falha estrutural a tensão exercida sobre a estrutura, tensão de Von Mises, deve ser menor ou igual a tensão de escoamento do material, conforme exige a equação 31.

$$\sigma_{VM} \leq \sigma_{esc} \quad (31)$$

Dessa maneira garante-se que as tensões que atuam na estrutura não ultrapassem a tensão de escoamento do material, ou seja, o material não atingiu a região plástica e sofreu deformações permanentes. O coeficiente de segurança da estrutura sempre será maior ou igual a um, o que evita uma possível falha catastrófica.

De acordo com Happian-Smith (2002) o fator de segurança ideal para estruturas veiculares é de 1.5, para a condição de maior carga possível.

3.3 ELEMENTOS FINITOS

Atualmente é muito vantajoso utilizar de meios computacionais para obter resultados próximos à realidade em diversas situações e com geometrias complexas, haja vista que o tempo de resolução de um problema é reduzido exponencialmente e os resultados obtidos são satisfatórios quando comparados com os experimentais.

O método dos elementos finitos é vastamente utilizado para resolução de problemas complexos no âmbito da engenharia. Tal método foi desenvolvido, a priori, para solução de problemas estruturais em aeronaves e atualmente é estendido para diversas outras áreas como ciências térmicas e área médica como medicina e odontologia. (BRITO, et al. 2017)

As primeiras demandas eram relacionadas somente a estruturas reticuladas, onde a interação entre os elementos ocorre somente nas juntas ou nós, posteriormente a grande demanda por estruturas mais leves e resistentes, como a indústria aeronáutica, direcionaram o MEF a outro patamar com a resolução de problemas mais complexos. Na década de 70 o método dos elementos finitos foi utilizado na solução de problemas no âmbito da mecânica dos fluidos (RIBEIRO, 2004).

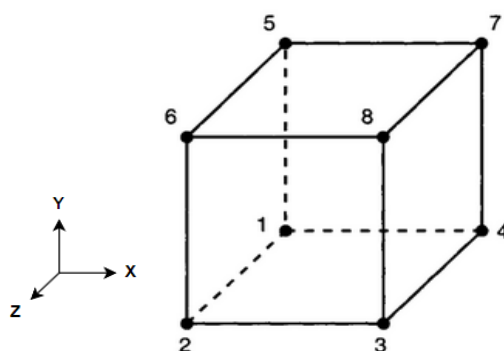
O método dos elementos finitos consiste em dividir o problema, domínio, em diversos pequenos domínios, que são conhecidos como elementos e os pontos de união desses elementos são denominados de nós. Logo, o comportamento do sistema analisado é equivalente a cada parcela de contribuição de cada domínio, ou seja, a solução é obtida através da interpolação do resultado de cada elemento. (GARCIA JUNIOR, 2019)

Quando a estrutura é subdividida em um número finito de elementos, essa subdivisão é conhecida como malha de elementos finitos. A malha é extremamente importante para a obtenção de bons resultados, por isso os parâmetros da malha como tamanho dos elementos e tipo de geometria influenciam diretamente nos resultados obtidos. Cada elemento da malha é conectado por nós, onde são realizados os cálculos, após a realização dos cálculos em cada ponto é feita uma interpolação para encontrar os valores de cada elemento. Portanto, o resultado geral do problema depende do resultado encontrado em cada nó.

A figura 12 ilustra um elemento tridimensional hexaédrico o qual é vastamente utilizado por possuir uma rápida geração, baixo consumo computacional e alta precisão para simulação na mecânica dos sólidos. (GARCIA JUNIOR, 2019)

O elemento hexaédrico foi selecionado apenas para facilitar o entendimento dos elementos em uma malha computacional.

Figura 12 – Elemento hexaédrico tridimensional.



Fonte: Adaptado de (Zienkiewicz et al, 2005)

Nota-se que o elemento possui oito nós, onde os cálculos serão realizados e posteriormente interpolados para definir o resultado global do elemento, num determinado ponto. Os elementos tridimensionais possuem três graus de liberdade nos eixos x, y e z.

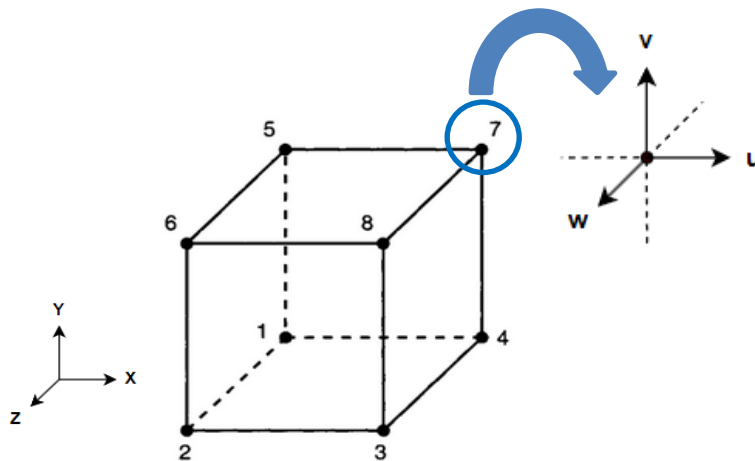
Para obtenção de valores de tensões, deformações e forças de reação é necessário solucionar diversas equações de equilíbrio, para isso, comumente, é utilizada a notação matricial onde o software trabalha com matriz de rigidez, matriz de deformações e matriz de tensões.

$$\sigma = K\varepsilon \quad (32)$$

De acordo com ALVES FILHO (2000) o elemento hexaédrico possui 8 nós e cada nó possui três componentes de deslocamentos o qual ele adota como (u, v, w). Cada deslocamento representado em cada nó totaliza 24 graus de liberdade totais no elemento, o que implica em matrizes de ordem 24 em cada elemento.

A figura 13 representa os componentes de deslocamento em um nó.

Figura 13 – Deslocamentos nodais.



Fonte: Próprio autor.

Com a informação dos graus de liberdade do elemento, a equação matricial, 32, aplicada a esse caso ficaria.

$$\{\sigma\}_{24 \times 1} = [k]_{24 \times 24} \{\varepsilon\}_{24 \times 1} \quad (33)$$

A finalidade do método dos elementos finitos é obter resultados aproximados dos resultados reais através de métodos numéricos, é válido ressaltar que quanto maior o refino da malha os resultados tendem a ser mais precisos, com o revés do aumento do consumo computacional o que muitas vezes torna inviável realizar uma simulação extremamente robusta.

4 MATERIAL E MÉTODOS

Um dos ramos da engenharia é garantir a integridade de qualquer projeto, seja ele dinâmico ou estático. A análise do carregamento estático é muito importante para assegurar que a estrutura do chassi irá suportar, com segurança, toda a carga atuante. Logo, é necessário analisar se a estrutura irá sofrer alguma deformação e analisar se essa deformação é crítica para o veículo, ou se há algum ponto de concentração de tensão que possa causar alguma falha catastrófica. Nesta seção será apresentado a metodologia utilizada para o desenvolvimento do presente trabalho.

4.1 CHASSI ORIGINAL

O chassi em estudo, foi construído na universidade e é composto por tubos e cantoneiras de aço 1020. O chassi possui vários componentes e com perfis distintos conforme é organizado e exibido na tabela 1.

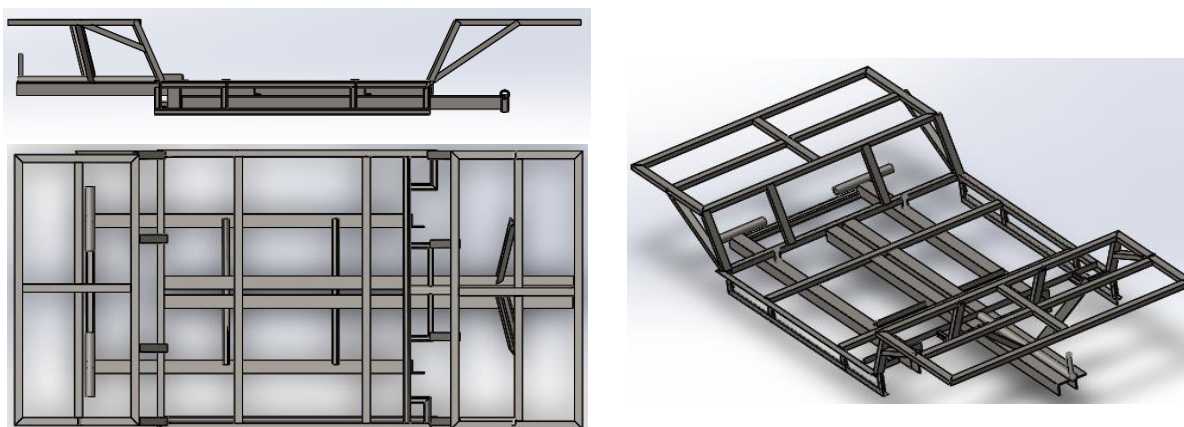
Tabela 1 – Geometria dos perfis da carruagem.

	Cantoneira	Cantoneira	Perfil retangular	Perfil tubular
Altura (mm)	50	30	20	-
Largura (mm)	50	30	30	-
Espessura (mm)	3,55	3,55	3,55	4,0
Diâmetro (mm)	-	-	-	48,5

Fonte: Próprio autor.

A figura 14 ilustra as vistas superior, lateral e isométrica, da estrutura construída na universidade, com auxílio do software SOLIDWORKS® 2018.

Figura 14 – Chassi da carruagem original.



Fonte: Próprio autor.

Para sua construção foi escolhido o aço 1020 por possuir baixo custo, boa soldabilidade e usinabilidade. Porém, apresenta baixa resistência à corrosão.

A tabela 2 exibe dados organizados das propriedades mecânicas do aço 1020.

Tabela 2 – Propriedades mecânicas do aço 1020.

Propriedade	Valor	Unidade
Densidade	7,87	g/cm ³
Tensão de escoamento	295	MPa
Resistência à tração	440	MPa
Módulo de elasticidade	200	GPa
Razão de Poisson	0,29	-
Dureza Brinell	111	MPa

Fonte: Próprio autor.

4.2 CHASSI PROTÓTIPO

A proposta deste trabalho é modificar o chassi apresentado na seção anterior, as modificações abrangem a estrutura e o material. O material escolhido foi a liga de alumínio 6063-T5, por possuir menor densidade em relação ao aço, além disso o alumínio possui maior resistência à corrosão que os aços, haja vista que a ferrugem é basicamente óxido de ferro, algo que as ligas de alumínio não possuem. A liga supracitada apresenta em sua composição 0,7% Mg e 0,40% de Si.

Além das características mecânicas, outro fator que influenciou na escolha do material foi o fato do triciclo, parte motora, já fora construído do mesmo material, o que facilita a manufatura do conjunto chassi e triciclo, haja vista que o processo de aquisição dos perfis, soldagem e usinagem serão padronizados. Outro ponto importante tange sobre a estrutura é que não possui suspensão, logo a rigidez estrutural é fator importante para garantir o conforto e segurança dos passageiros, haja vista que a rigidez do alumínio é menor que a do aço o que permite que os perfis sofram maiores deformações sem atingir a região plástica.

A tabela 3 exibe dados organizados das propriedades mecânicas do alumínio 6063-T5.

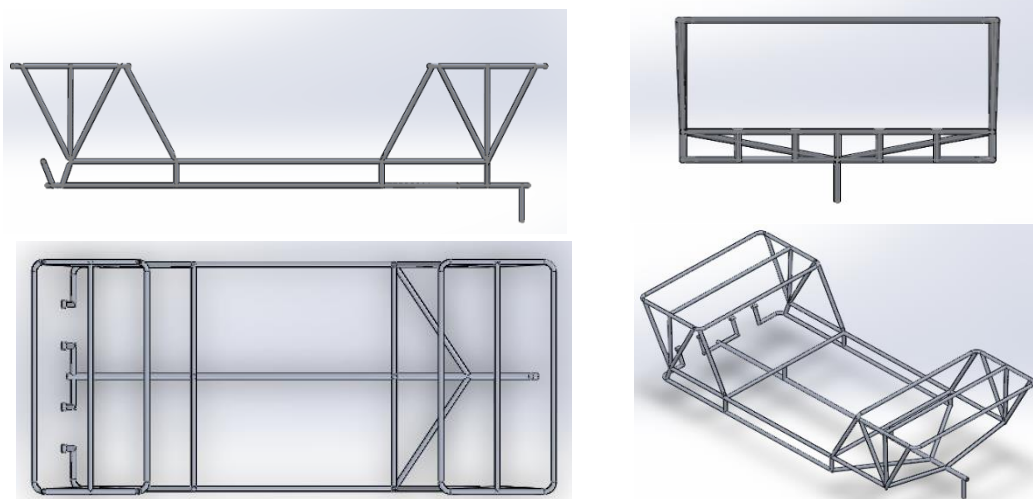
Tabela 3 – Propriedades mecânicas do alumínio 6063-T5.

Propriedade	Valor	Unidade
Densidade	2,70	g/cm ³
Tensão de escoamento	145	MPa
Resistência à tração	186	MPa
Módulo de elasticidade	68,9	GPa
Razão de Poisson	0,33	-
Dureza Brinell	60	MPa

Fonte: Próprio autor.

Os componentes do chassi que originalmente são compostos com cantoneiras e tubos retangulares de aço foram alterados. Os novos perfis são tubos com diâmetro externo de 18 milímetros e espessura de 5 milímetros foram utilizados no protótipo. Na região central do chassi as cantoneiras que reforçavam a estrutura foram removidas, assim como as longarinas, foi apenas mantida apenas uma longarina central tubular com diâmetro externo de 25 mm e espessura de 5 mm. A dimensão da longarina central é maior que as demais estruturas para reduzir a tensão de flexão, de acordo com a equação 11 quanto maior o momento de inércia de área menor será a flexão do perfil.

A figura 15 ilustra as vistas tridimensionais do protótipo construído no SOLIDWORKS®.

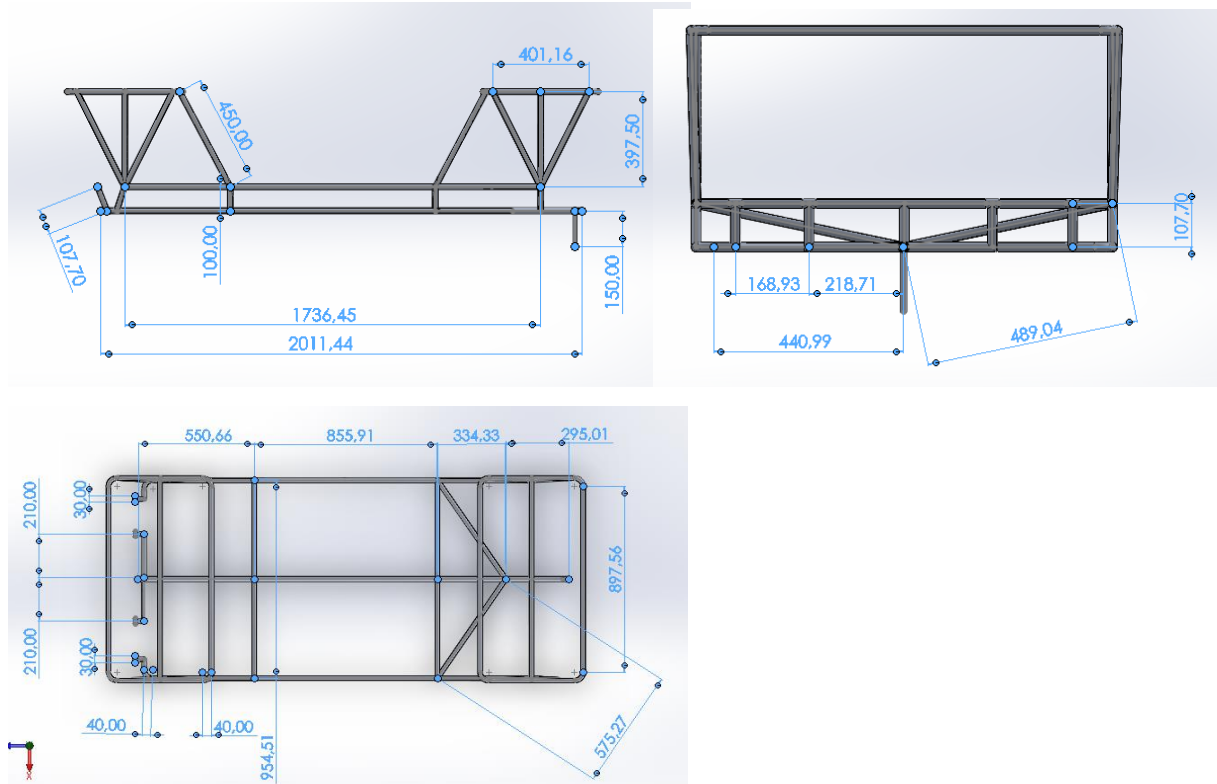
Figura 15 – Vistas do protótipo do chassi.

Fonte: Próprio autor.

Além do fato do alumínio possuir menor densidade que o aço, a remoção de alguns componentes estruturais influencia na redução de massa do chassi.

A figura 16 mostra as dimensões do chassi projetado pelo autor.

Figura 16 – Cotas da estrutura.



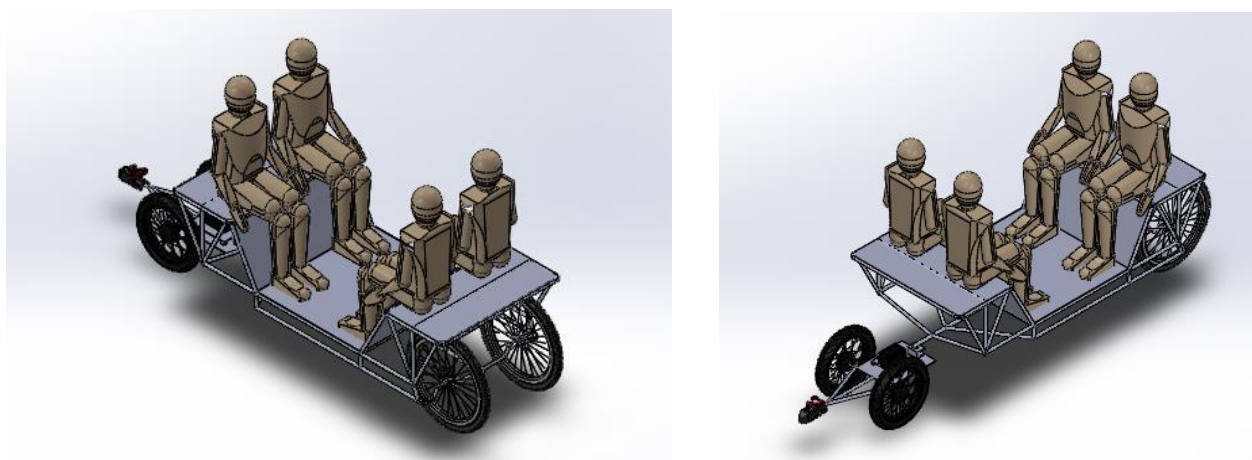
Fonte: Próprio autor.

4.3 VÍNCULOS PRESENTES NA ESTRUTURA.

Além disso, o triciclo possui um motor elétrico e sua bateria fica alocada em um reboque que interliga a estrutura foco do presente trabalho com o triciclo, parte motora da carruagem.

A figura 17 ilustra o conjunto chassi e reboque do projeto.

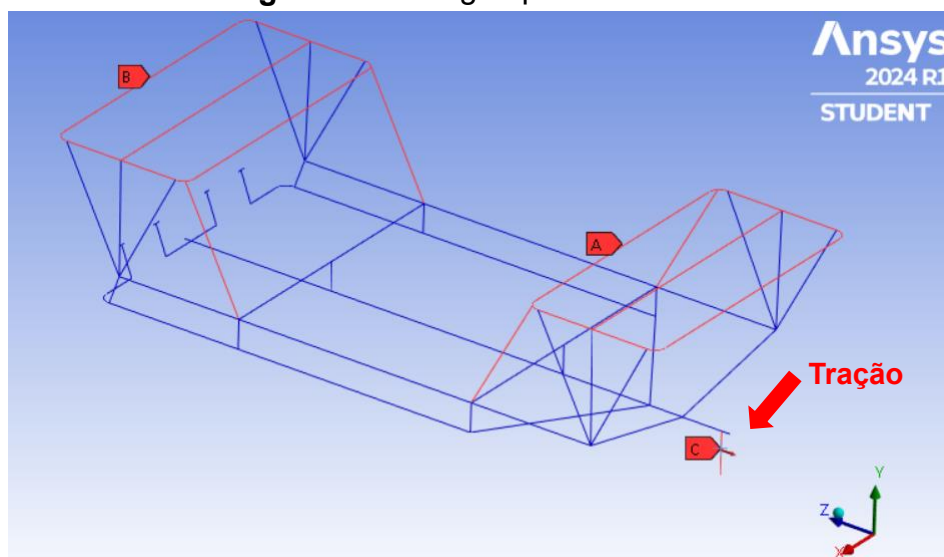
Figura 17 – Conjunto reboque e chassi.



Fonte: Próprio autor.

Analisando a figura 17, temos que a carga atuante sobre a estrutura são os quatro passageiros, que ficam dispostos sentados sobre as regiões dianteiras e traseiras. Tal carga foi inserida no software de simulação como 300 quilogramas distribuídos nos assentos. Além disso, a carga de tração gerada pelo arranque do triciclo é de aproximadamente 500N, conforme ilustra a figura 18.

Figura 18 – Carga aplicada na estrutura.

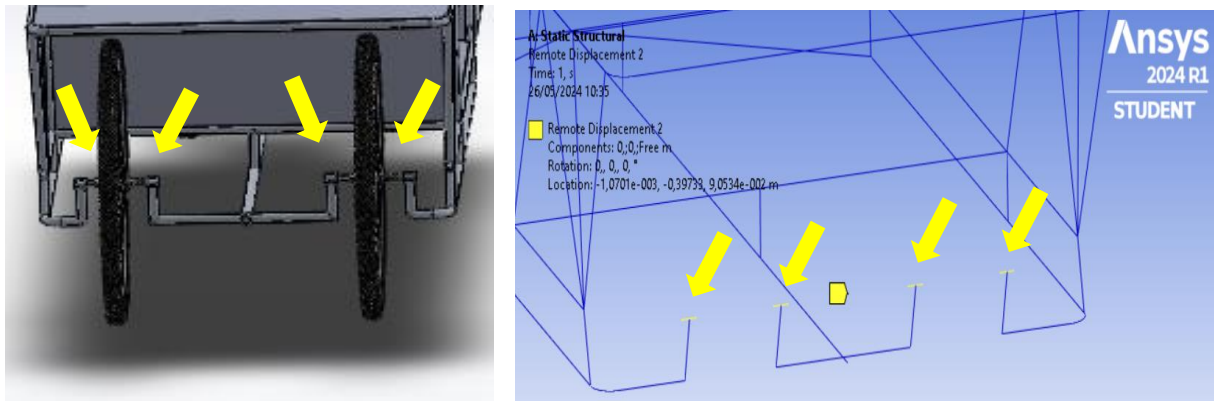


Fonte: Próprio autor.

Os perfis dispostos em vermelho representam as cargas aplicadas na estrutura, em ambos os assentos.

Na parte traseira temos as duas rodas onde os movimentos de translação e rotação foram fixados, salvo a translação ao longo do eixo Z. Como ilustra a figura 19.

Figura 19 – Vínculos traseiros da estrutura.

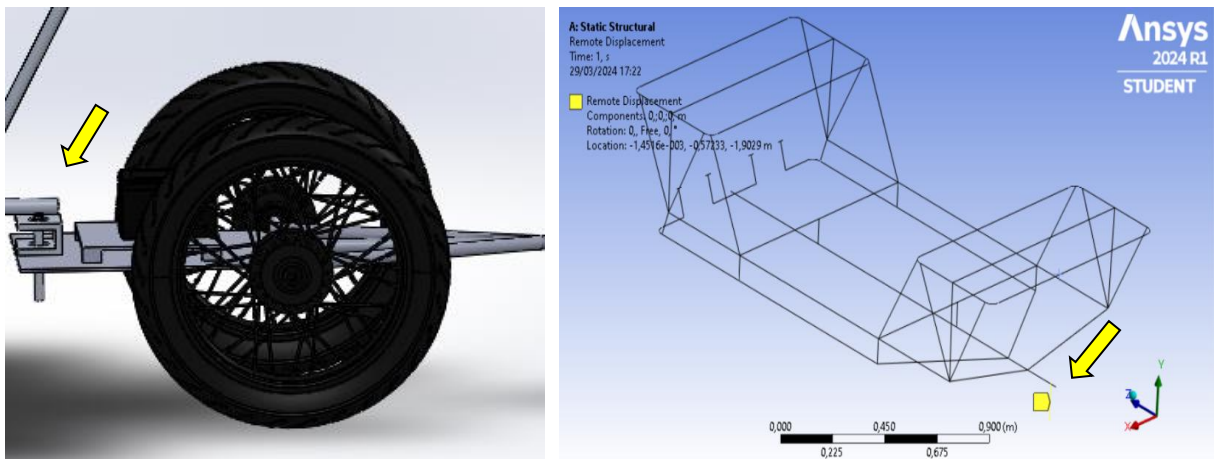


Fonte: Próprio autor.

Os quatro pontos indicados pelas setas, são os vínculos descritos, os quais são representações dos perfis onde os eixos das rodas são parafusados e fixados.

Por fim, temos o vínculo responsável pela conexão entre a carruagem e o reboque do triciclo, foi desenvolvido um perfil em “U” e com um rolamento de esferas na parte superior que permite a livre rotação em torno do eixo “Y” adotado.

Figura 20 – Vínculo entre carruagem e reboque.



Fonte: Próprio autor.

O elemento destacado em amarelo representa a reação de apoio supracitada, onde a translação e rotação foram restritas, salvo a rotação em torno do eixo ordenado.

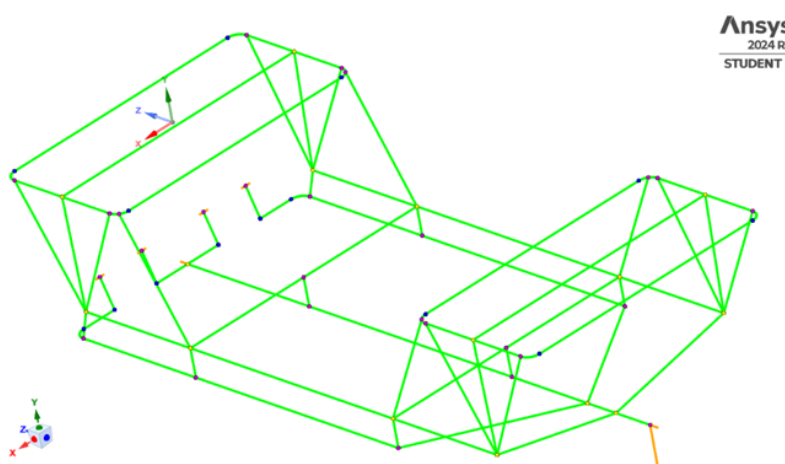
4.4 SIMULAÇÃO NUMÉRICA COMPUTACIONAL

Para realizar a análise estática foi utilizado o software de simulação numérica ANSYS® 2024 R1, versão estudante. O modelo 3D da estrutura foi desenvolvido no

software SOLIDWORKS® por possuir mais ferramentas de modelagem, porém o tratamento da estrutura tridimensional foi realizado no ANSYS® Workbench com auxílio da ferramenta SpaceClaim.

A simulação computacional foi realizada com o plug-in Strutural já que o presente trabalho se baseia na análise estática estrutural. Então os materiais foram inseridos na biblioteca, haja vista que a versão Student restringe vários materiais. O modelo 3D foi importado e utilizando a ferramenta SpaceClaim e a geometria foi editada. É de suma importância realizar a preparação da geometria no software de simulação para eliminar todo o tipo de inconsistência que pode ocorrer durante a importação da geometria como a deformação da geometria e desconexão de perfis. Primeiramente, a estrutura é fracionada e suas divisões se tornam vigas, com auxílio da ferramenta *extract*. Após transformar todos os componentes, as demais inconsistências foram sanadas, os gaps entre os perfis e possíveis extensões, alongamentos, das vigas além da estrutura foram eliminados com auxílio da ferramenta *connect*, e, por fim, todos os pontos de conexão entre os componentes criados foram compartilhados como nós, ou seja, o software compartilha em um único nó os perfis que são conectados pelo mesmo nó. O tratamento inicial da estrutura é fundamental para a obtenção de bons resultados, caso haja alguma inconsistência os resultados serão afetados, pois a geometria deve ser fiel a estrutura estudada.

Figura 21 – Estrutura importada e tratada no software.



Fonte: Próprio autor.

Com a ferramenta Mechanical a malha foi criada e gerada, primeiramente a malha foi gerada em modo default e foi refinada utilizando a ferramenta *sizing* com elementos 15 mm, após a criação da malha as condições iniciais foram imputadas. E,

por fim, a carga de 300 quilogramas de cada lado foi distribuída na estrutura e a simulação foi realizada retornando a tensão equivalente de von Mises e os deslocamentos sofridos pela estrutura.

A tabela 4 mostra os dados da malha gerada no software de simulação.

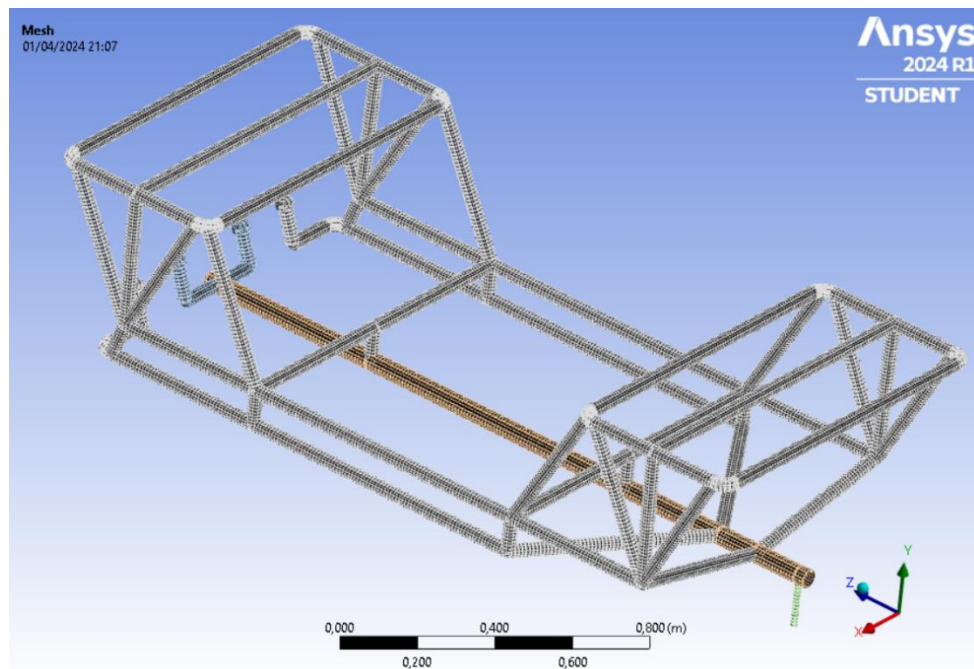
Tabela 4 – Dados da malha de ambas as estruturas.

Estrutura	Nº de elementos	Nº de nós	Tamanho dos elementos (mm)
Original	3165	6293	15
Protótipo	2931	5835	15

Fonte: Próprio autor.

A figura 22 ilustra a malha gerada para o protótipo desenvolvido.

Figura 22 – Malha gerada no protótipo.



Fonte: Próprio autor.

A malha gerada pelo software possui elementos do tipo *Beam189*, que permite que haja translações e rotações em todas as direções, possuindo, assim, seis graus de liberdade em cada nó estrutural.

5 RESULTADOS

Através da simulação computacional, será determinada a tensão equivalente de von Mises e, conseqüentemente, o fator de segurança. Para isso será utilizado o software de simulação numérica ANSYS® para determinar as tensões e deslocamentos que a estrutura está sujeita.

5.1 FORÇA CORTANTE E MOMENTO FLETOR.

Primeiramente, é sabido as posições das reações de apoio, conforme ilustra a figura 16, as quais são as duas rodas traseiras e o pino de conexão entre o chassi e o reboque do triciclo. De acordo com (BARTON; FIELDHOUSE, 2018) para se ter uma noção prévia de como a estrutura se comportará com aplicação de cargas estáticas os diagramas de força cortante e momento fletor são excelentes métodos. Para isso é necessário realizar algumas simplificações para calcularmos tais parâmetros, de maneira analítica.

Para isso adotamos:

1. A estrutura é simétrica
2. O chassi é representado por uma viga bidimensional
3. As rodas são apoios móveis
4. O pino de conexão é um apoio fixo.
5. A carga é distribuída ao longo das regiões dos assentos.

A figura 23 ilustra as reações de apoio e o carregamento em uma viga simplificada.

Figura 23 – Carregamentos e reações de apoio em viga bidimensional.

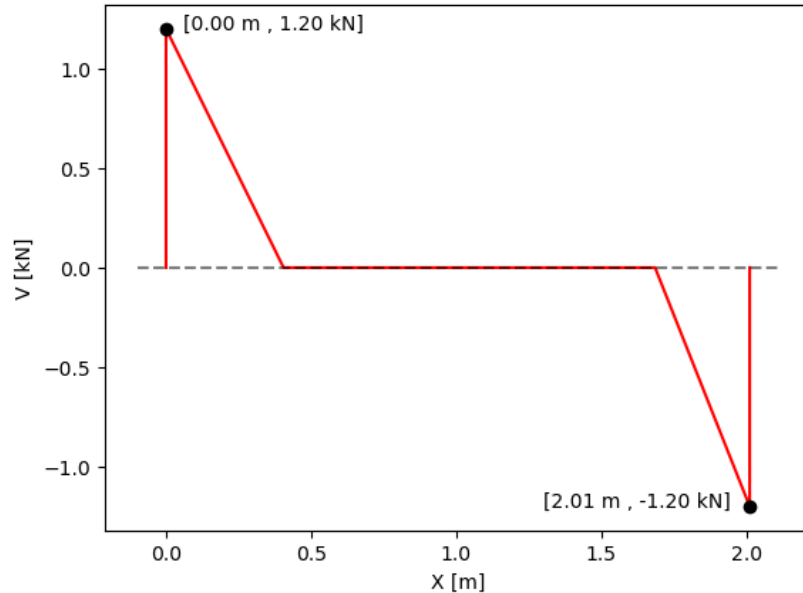


Fonte: Próprio autor.

Com as reações e carregamentos definidos é possível calcular e plotar os diagramas de esforço cortante e momento fletor, que nos auxilia na definição dos pontos onde haverá os maiores carregamentos na estrutura e, conseqüentemente, as maiores tensões.

A figura 24 ilustra o diagrama de força cortante da estrutura presente na figura 23, tal diagrama foi desenvolvido e gerado em python.

Figura 24 – Diagrama de força cortante.

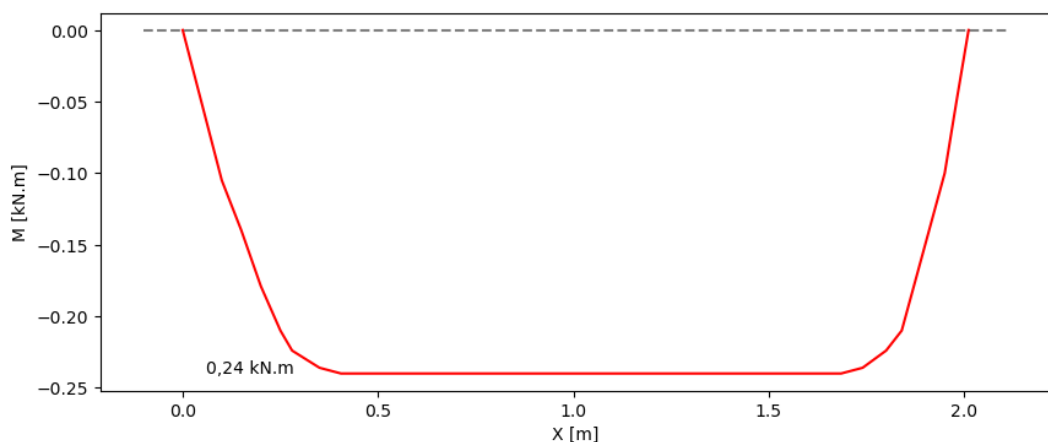


Fonte: Próprio autor.

O diagrama mostra que o pico de cisalhamento ocorre, principalmente, na região das reações de apoio, local onde as cargas são aplicadas e a estrutura é mais solicitada.

Já o diagrama de momento fletor representa a flexão sofrida pela estrutura, a figura 25 exibe o diagrama de momento fletor.

Figura 25 – Diagrama de momento fletor.



Fonte: Próprio autor.

A figura acima mostra que a estrutura sofre maior flexão em sua região central, onde há o ponto máximo de momento, em valores tem-se 0,24 kN.m. Além disso, os

valores negativos para os momentos obtidos é apenas uma convenção adotada pelo autor.

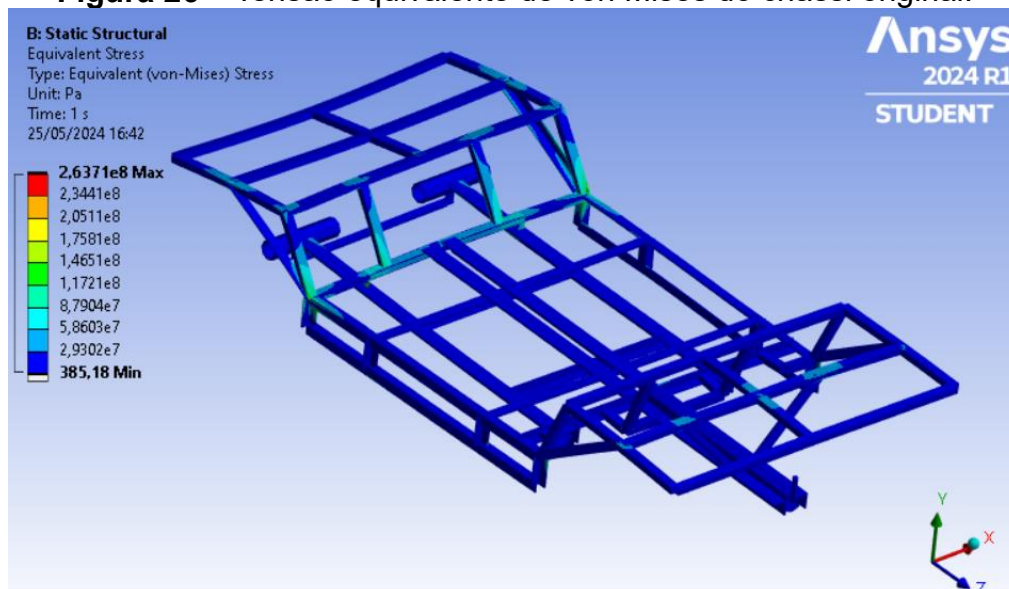
Usualmente para determinar os valores de cargas dinâmicas sofridas pelo veículo, os valores obtidos da análise estática são multiplicados por constantes de valores entre 2 e 3 que permitem simular efeitos dinâmicos sofridos por automóveis como irregularidades do solo ou qualquer obstáculo que a pista apresente. Para resultados mais fiéis há maneiras mais complexas e precisas de se determinar esses valores. (BARTON; FIELDHOUSE, 2018)

5.2 ANÁLISE ESTÁTICA ESTRUTURA ORIGINAL.

A partir da seção 5.1 é possível ter uma noção prévia do carregamento, haja vista que os pontos de cisalhamento e momento máximos foram definidos. A análise estática vai nos retornar as tensões máximas atuantes na estrutura, deslocamentos e, conseqüentemente, o fator de segurança. E com esses dados é possível determinar se a estrutura suporta seguramente a carga máxima dos quatro passageiros.

Aplicadas as condições de contorno na estrutura, a tensão equivalente de Von Mises foi obtida, conforme ilustra a figura 26.

Figura 26 – Tensão equivalente de von Mises do chassi original.



Fonte: Próprio autor.

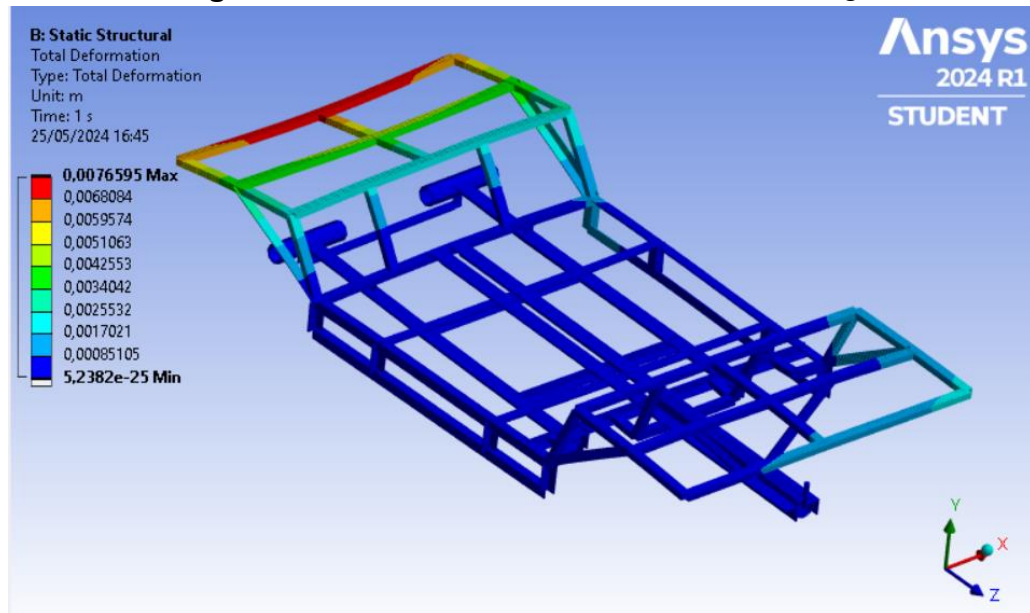
Analisando a Figura 26 tem-se que a tensão máxima de von Mises obtida foi de 263,72 MPa, tal tensão é menor que a tensão de escoamento do aço 1020 o qual a

estrutura foi projetada e construída. Nesse caso o fator de segurança da estrutura é de:

$$FS=1,12$$

Com esse valor do fator de segurança, a estrutura não falhará com as cargas aplicadas, pois a tensão atuante não ultrapassou a tensão de escoamento do material.

Figura 27 – Deslocamentos sofridos na carruagem.



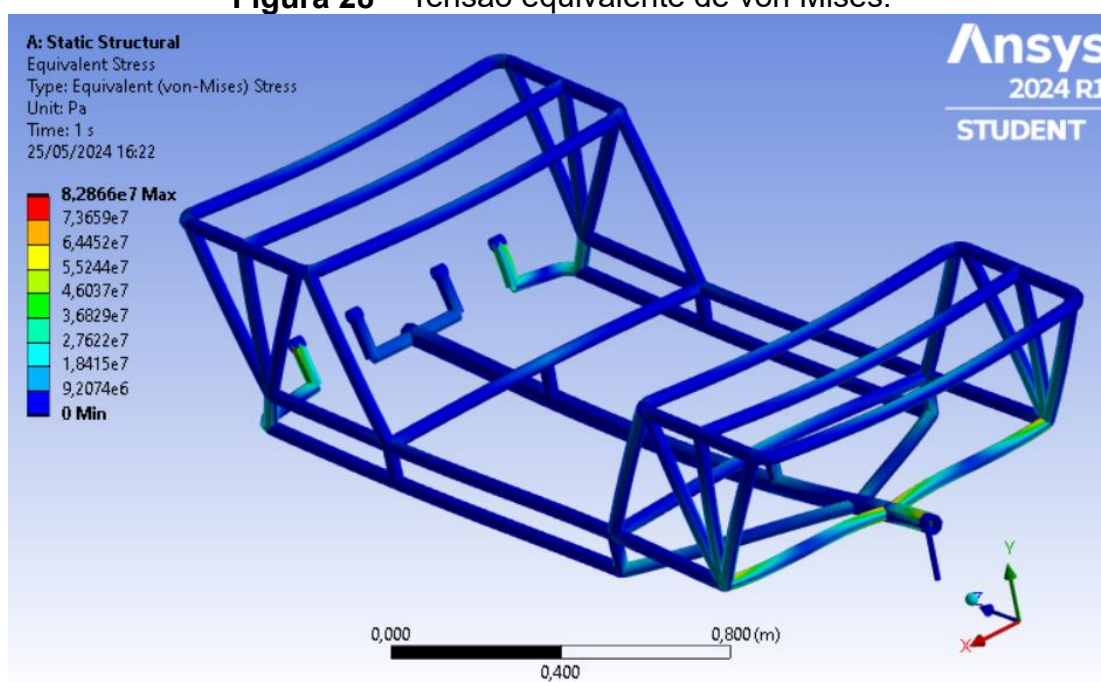
Fonte: Próprio autor.

A figura 27 mostra os deslocamentos sofridos pelo chassi, os maiores deslocamentos ocorreram na região traseira do mesmo, cerca de 7,66 mm.

5.3 ANÁLISE ESTÁTICA PROTÓTIPO.

Com as condições iniciais inseridas e o tratamento correto da estrutura, a simulação foi realizada e foi retornado o valor da tensão equivalente de Von Mises, como mostra a figura 28.

Figura 28 – Tensão equivalente de von Mises.



Fonte: Próprio autor.

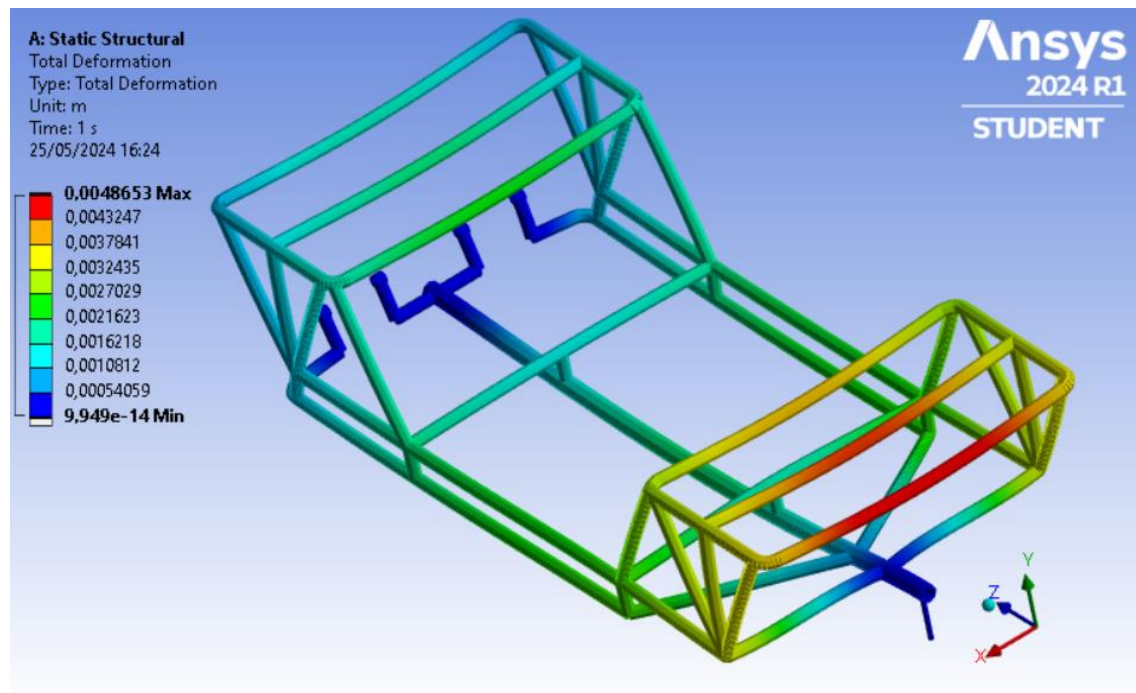
Analisando os valores obtidos após a simulação a tensão máxima equivalente de von Mises registrada foi de 82,86 Mpa, aproximadamente. Tal tensão encontrada não ultrapassou o limite de escoamento do material, ou seja, a integridade estrutural do chassi foi mantida. Para determinarmos o quão segura a estrutura está em relação ao carregamento, basta calcular o fator de segurança o qual é:

$$\mathbf{FS = 1.75}$$

Como já citado, de acordo com Happian-Smith (2002) o fator de segurança ideal para estruturas automotivas é de 1.5, para a condição de maior carregamento. Para o fator de segurança obtido, a estrutura está cerca de 16,7% acima do valor padrão definido pelo autor. Portanto, a estrutura suporta o carregamento máximo aplicado na estrutura.

A figura 29 expõe os deslocamentos sofridos pelo chassi com o carregamento máximo.

Figura 29 – Deslocamentos sofridos.



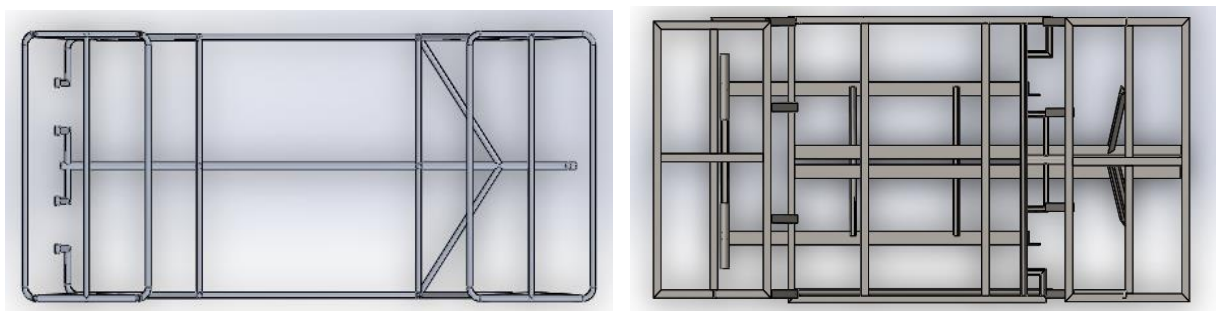
Fonte: Próprio autor.

Os maiores deslocamentos ocorreram, também, nas extremidades como mostra a figura 29 e o deslocamento máximo atingido foi de 4,86 mm.

5.4 COMPARAÇÃO ENTRE PROTÓTIPO E ESTRUTRA ORIGINAL.

Comparando ambos os chassis, o chassi que foi projetado pelo autor apresentou redução nos perfis estruturais principalmente na região central, onde o chassi original apresenta um elevado número de componentes estruturais, porém a figura 26 nos mostrou que tais componentes são minimamente solicitados, apresentando baixa tensão. Portanto, a remoção desses componentes influencia positivamente no peso da estrutura e não afeta significativamente a sua rigidez.

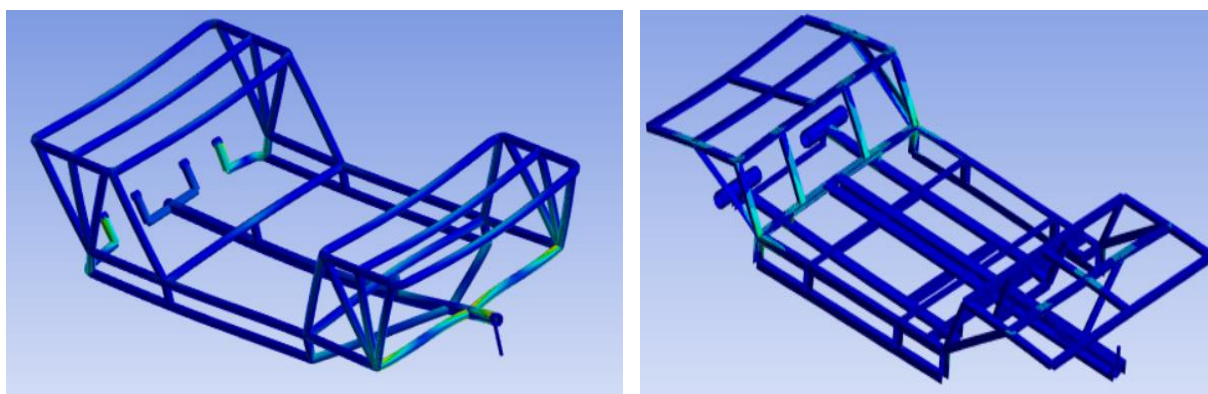
Figura 30 – Comparação das estruturas.



Fonte: Próprio autor.

Em relação as tensões, o protótipo desenvolvido pelo autor apresentou tensões máximas três vezes menores que as apresentadas no chassi original, tais tensões ficaram menores devido aos reforços inseridos nas regiões onde os passageiros ficam sentados. Os reforços estruturais foram pensados no padrão de treliças que possuem como principal característica a distribuição das forças aplicadas ao longo de seus membros triangulares, evitando, assim, pontos de concentração de tensão.

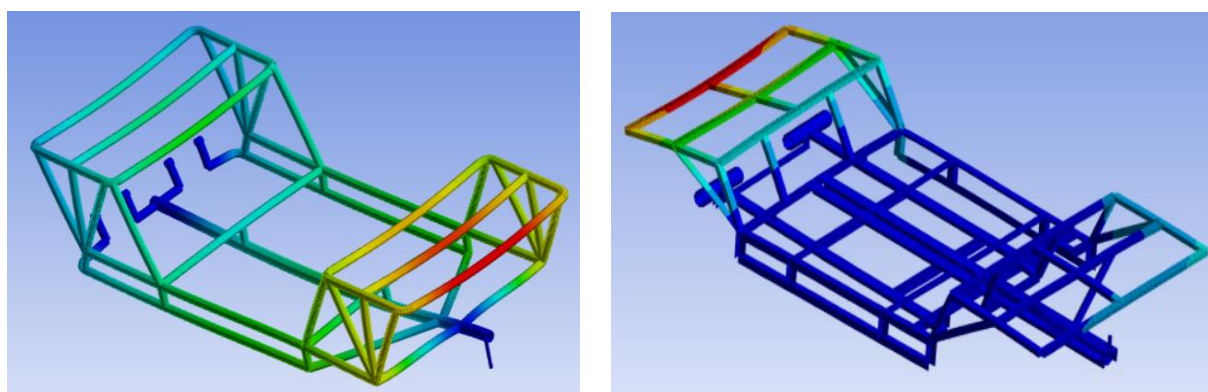
Figura 31 – Comparação de tensões entre as estruturas.



Fonte: Próprio autor.

Em relação aos deslocamentos a estrutura original apresentou os maiores valores, onde a estrutura original retornou valores de 7,60 mm e a estrutura modificada apresentou valores de 4,86 mm. O deslocamento máximo, da carruagem, ocorreu na região traseira onde não há apoios verticais, já no protótipo ocorreu na região dianteira, onde há a conexão chassi e reboque. A figura 32 exibe a comparação entre os deslocamentos sofridos das estruturas original e modificada.

Figura 32 – Comparação de deslocamentos entre as estruturas.



Fonte: Próprio autor.

Para garantir que os deslocamentos obtidos foram próximos aos reais, é necessário a inserção de extensômetros na estrutura e aplicar a carga máxima na carruagem e com os dados coletados é possível comparar com os dados obtidos através da simulação.

Outro aspecto importante é o que tange a segurança estrutural e dos passageiros, no protótipo o fator de segurança apresentou valores acima do estipulado pela literatura, o que estruturalmente garante que não haja falha mecânica.

Outro ponto relevante refere-se ao fato de não haver suspensão na estrutura, logo qualquer irregularidade do solo é diretamente transmitida pela estrutura, então o papel da suspensão fica a cargo dos pneus e da rigidez da estrutura. Deste modo, nesse caso um chassi com elevada rigidez não seria benéfico nos quesitos conforto e estabilidade.

A análise de convergência de malha, para verificar se a discretização do domínio foi adequada, assim como o estudo de resultados a partir de diferentes geometrias utilizadas nos elementos são propostas para trabalhos futuros. Assim como, análises estatísticas referente aos critérios de Tresca e Von Mises para a mesma estrutura, a fim de determinar a dispersão dos dados obtidos.

6 CONCLUSÃO

O chassi é componente fundamental nos veículos e é com base nele que diversos componentes são dispostos como motor, carroceria, bancos, entre outros. Garantir que a estrutura não falhe é de suma importância para a segurança veicular, além disso uma boa rigidez garante melhor dirigibilidade e conforto aos passageiros.

A liga de alumínio 6063-T5 apresentou bons resultados estruturais, a sua escolha foi baseada na facilidade de manufatura, haja vista que o triciclo foi construído com a mesma liga então os processos de aquisição, soldagem, usinagem, manutenção e reposição de perfis serão padronizados e, também, por possuir menor rigidez que o aço o que facilita os deslocamentos da estrutura, pois a mesma não possui suspensão. Da mesma maneira, por possuir baixa densidade em relação ao aço implica baixa massa em toda a estrutura fazendo com que a relação peso potência seja positiva.

Com a alteração de material e remoção de alguns perfis a redução de massa obtida no projeto de aproximadamente 73 quilogramas.

Os diagramas de força cortante e momento fletor, mostraram-se métodos analíticos úteis, haja vista que foi possível identificar quais regiões seriam mais solicitadas, logo essas regiões foram reforçadas com estruturas do tipo treliça para melhor distribuição do carregamento, assim a tensão máxima retornada ficou abaixo da tensão de escoamento do material selecionado garantindo que não haja falha estrutural. Ademais, com a simulação estrutural foi possível analisar que diversos componentes, da carruagem, são minimamente carregados, portanto a remoção de alguns perfis não interfere na segurança estrutural, mas implica menor custo e massa do projeto.

O presente trabalho mostrou que a alteração de material foi positiva nos quesitos peso, segurança e conforto, além disso o protótipo suporta seguramente uma carga de 600 quilogramas.

REFERÊNCIAS

- ALVES FILHO, A. **Elementos Finitos a base da Tecnologia CAE**. São Paulo, Érica, 2000.
- ANFAVEA - **Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores**. Disponível em: < <http://www.anfavea.com.br/site/>>. Acesso em: 18 mar 2023
- BRAGA, P. **O pioneirismo da origem da FNM no brasil**. 2021. Disponível em: <https://automotivebusiness.com.br/pt/posts/artigo/o-pioneirismo-da-origem-da-fnm-no-brasil/>. Acesso em: 12 abr. 2023
- BARTON, David C.; FIELDHOUSE, John D. **Automotive Chassis Engineering**. Berlin: Springer, 2018.
- BRITO, J.V.C; et al. **Aplicação de elementos finitos na odontologia: Uma revisão de literatura**. Revista Bahiana de odontologia. 2017.
- CURY, A.A. **Notas de aula: Critérios de falha**. DMAC/UFJF – Notas de aula do curso de engenharia mecânica. Juiz de Fora, 2015.
- ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. 4.ed. São Paulo: McGraw-Hill, Bookman, AMGH, 2012.
- ESTADÃO MOBILIDADE. **Qual foi o primeiro carro do mundo?** 2022. Disponível em: <https://summitmobilidade.estadao.com.br/carros/qual-foi-o-primeiro-carro-do-mundo/>. Acesso em: 18 mar. 2023.
- FURTADO, D.F. **Análise estruturas de chassi de veículos automotivos**. 2013. Trabalho de conclusão de curso. (Graduação em engenharia automotiva) – Universidade de Brasília, Brasília. 2013.
- RIBEIRO, L. B. **Notas de Aula: Introdução ao Método dos Elementos Finitos**. COPPE/UFRJ–Notas de aulas do Programa de Engenharia Civil. Rio de Janeiro, 2004.
- GUERRA, P.H.L. **As 4 construções de chassis mais comuns**. 2018. Disponível em: <<https://educacaoautomotiva.com/2018/03/30/construcoes-chassis/>>. Acesso em: 27 mar. 2023
- GARCIA JÚNIOR, A.F. **Projeto, construção e caracterização de um triciclo em liga de alumínio 6063-T5 com acionamento manual e motor elétrico sem escova para**

peessoas com paraplegia. Tese (Doutorado) - Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2019.

HAPPIAN-SMITH, Julian (Ed.). **An introduction to modern vehicle design.** Elsevier, 2002.

HIBBELER, R.C. **Resistência dos materiais.** 7.ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2010.

HIBBELER, R.C. **Estática: mecânica para engenharia.** 12.ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2011.

KHOSHNAW, F. **Notas de aula: Introduction to Structural integrity: Design against failure.** De Montfort University–Notas de aulas do Programa de Engenharia Civil. Leicester, 2022.

MOTTA, L.C. **PL5188/20.** 2020. Disponível em:

<<https://www.camara.leg.br/proposicoesWeb/fichadetramitacao?idProposicao=2265271>>. Acesso em 04 Mar. 2024.

ÖZGÜN. **Boundary conditions and explanations in Ansys.** 2022. Disponível em: <<https://www.mechead.com/boundary-conditions-and-explanations-in-ansys/>>.

Acesso em 03 jan. 2024.

VENÂNCIO, N.F. **Projeto de chassis de uma viatura fórmula.** 2013. Tese (Mestrado) - Faculdade de Engenharia, Universidade do Porto, Porto, 2013.

ZIENKIEWICZ, O.C, Taylor, R.L, Zhu, J.Z. **The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals.** 6th edition: Ed.Butterworth-Heinemann, 2005.

APÊNDICE A – PROPRIEDADES DE MASSA COLETADOS DO SOLIDWORKS.

O SOLIDWORKS® é uma ferramenta muito versátil que fornece vários dados ao usuário, entre elas temos os dados de massa das estruturas.

Protótipo:

Propriedades de massa de Chassi_final

Configuração: Valor predeterminado<Como usinado>

Sistema de coordenadas: -- valor predeterminado --

Densidade = 0.0027 gramas por milímetro cúbico

Massa = 10459.55 gramas

Volume = 3873908.22 milímetros cúbicos

Área de superfície = 3399467.09 milímetros quadrados

Centro de massa: (milímetros)

X = -0.27

Y = -271.23

Z = -887.88

Eixos principais de inércia e momentos de inércia principais: (gramas * milímetros quadrados)

Tomado no centro da massa.

$I_x = (0.00, 0.00, 1.00)$ $P_x = 2026919994.97$

$I_y = (1.00, 0.00, 0.00)$ $P_y = 6037733166.62$

$I_z = (0.00, 1.00, 0.00)$ $P_z = 7197467063.22$

Momentos de inércia: (gramas * milímetros quadrados)

Obtido no centro de massa e alinhado com o sistema de coordenadas de saída.

$L_{xx} = 6037712040.05$ $L_{xy} = 1102751.36$ $L_{xz} = 9445156.90$

$L_{yx} = 1102751.36$ $L_{yy} = 7197422943.25$ $L_{yz} = -14914043.54$

$L_{zx} = 9445156.90$ $L_{zy} = -14914043.54$ $L_{zz} = 2026985241.50$

Momentos de inércia: (gramas * milímetros quadrados)

Tomados no sistema de coordenadas de saída.

$I_{xx} = 15052718878.98$ $I_{xy} = 1869079.21$ $I_{xz} = 11953727.67$
 $I_{yx} = 1869079.21$ $I_{yy} = 15442954480.63$ $I_{yz} = 2503962406.77$
 $I_{zx} = 11953727.67$ $I_{zy} = 2503962406.77$ $I_{zz} = 2796462069.44$

Original:

Propriedades de massa de chassiorig
 Configuração: Valor predeterminado<Como usinado>
 Sistema de coordenadas: -- valor predeterminado --
Densidade = 0.00787 gramas por milímetro cúbico
Massa = 83035.51 gramas
 Volume = 10550891.05 milímetros cúbicos
 Área de superfície = 4635374.23 milímetros quadrados
 Centro de massa: (milímetros)
 $X = -4.80$
 $Y = -150.65$
 $Z = -787.23$

Eixos principais de inércia e momentos de inércia principais: (gramas * milímetros quadrados)

Tomado no centro da massa.
 $I_x = (0.00, 0.01, 1.00)$ $P_x = 9480409378.51$
 $I_y = (1.00, 0.01, 0.00)$ $P_y = 34352239823.55$
 $I_z = (-0.01, 1.00, -0.01)$ $P_z = 41461348939.36$

Momentos de inércia: (gramas * milímetros quadrados)
 Obtido no centro de massa e alinhado com o sistema de coordenadas de saída.
 $L_{xx} = 34352448571.46$ $L_{xy} = 40925793.57$ $L_{xz} = 24515477.24$
 $L_{yx} = 40925793.57$ $L_{yy} = 41459362592.91$ $L_{yz} = 236756794.01$
 $L_{zx} = 24515477.24$ $L_{zy} = 236756794.01$ $L_{zz} = 9482186977.05$

Momentos de inércia: (gramas * milímetros quadrados)
 Tomados no sistema de coordenadas de saída.
 $I_{xx} = 87696762406.55$ $I_{xy} = 101022326.78$ $I_{xz} = 338547708.53$
 $I_{yx} = 101022326.78$ $I_{yy} = 92920998794.86$ $I_{yz} = 10084633710.56$
 $I_{zx} = 338547708.53$ $I_{zy} = 10084633710.56$ $I_{zz} = 11368697364.91$

De acordo com as propriedades de massa obtidas no SolidWorks a redução total de massa obtida no protótipo foi de cerca de 87,4%. Contabilizando a alteração de material e remoção de alguns perfis.

APÊNDICE B – ALGORITMO DIAGRAMAS DE MOMENTO FLETOR E FORÇA CORTANTE.

```

import numpy as np
import matplotlib.pyplot as plt

L=2.011 #m
F1=2.943 #kN/m
F2=F1
FC1=F1*0.405 #kN
FC2=FC1

#Força Cortante
Fs=np.array([0,1.2,0,0,0,-1.2,0])
Xs=np.array([0,0,0.405,1,1.685,L,L])
Xz=np.array([-0.1,0,0.405,1,1.685,L,L+0.1])
z=np.array([0,0,0,0,0,0,0])

#Plot diagrama Força cortante
plt.plot(Xs,Fs,label="Linear",color="red")
plt.xlabel("X [m]")
plt.ylabel("V [kN]")
plt.title("")
plt.plot(-0,1.2,'o',color="black")
plt.plot(2.011,-1.2,'o',color="black")
plt.plot(Xz,z, linestyle='--', color='black', alpha=0.5)
plt.text(0.06,1.2,"[0.00 m , 1.20 kN]")
plt.text(1.30,-1.2,"[2.01 m , -1.20 kN]")

#Momento fletor
Xm=np.array([0,0.1,0.15,0.2,0.25,0.28,0.35,0.405,0.48,0.8,1,1.2,1.4,1.685,1.74,
1.8,1.84,1.90,1.95,1.98,L])
Mm=np.array([0,-0.105,-0.140,-0.179,-0.21,-0.224,-0.236,-0.240,-0.240,-0.240,-
0.240,-0.240,-0.240,-0.240,-0.236,-0.224,-0.21,-0.15,-0.10,-0.05,0])

#Plot diagrama Momento fletor
plt.figure(figsize=(10,4))
plt.plot(Xm,Mm,label="Linear",color="red")
plt.plot(Xz,z, linestyle='--', color='black', alpha=0.5)
plt.xlabel("X [m]")
plt.ylabel("M [kN.m]")
plt.title("")
plt.text(0.06,-.24,"0,24 kN.m")

```