

CENTRO PAULA SOUZA
FATEC SANTO ANDRÉ
Tecnologia em Mecânica Automobilística

Kaique Garcia Farias

Renato de Lima Costa

Rhuan Ferreira Lira

Ronildo Martins Silva

ESTUDO E DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE SUSPENSÃO
TRASEIRO DO TIPO TRI LINK DE UM PROTOTIPO BAJA SAE

Santo André

2026

Kaique Garcia Farias

Renato de Lima Costa

Rhuan Ferreira Lira

Ronildo Martins Silva

**ESTUDO E DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE SUSPENSÃO
TRASEIRO DO TIPO TRI LINK DE UM PROTOTIPO BAJA SAE**

Trabalho de conclusão de curso apresentado
ao curso de nível tecnológico na Fatec Santo
André, orientado pelo Prof. Dr. Roberto
Bortolussi, como requisito parcial para
obtenção de título de tecnólogo em Mecânica
Automobilística.

**Santo André
2026**

FICHA CATALOGRÁFICA

E828

Estudo e dimensionamento do sistema de suspensão traseiro do tipo Tri Link de um protótipo Baja SAE / Farias, Kaique Garcia... [et al.]. - Santo André, 2026. – 109f: il.

Trabalho de Conclusão de Curso – FATEC Santo André.

Curso de Tecnologia em Mecânica Automobilística, 2026.

Orientador: Prof. Roberto Bortolussi

LISTA DE PRESENÇA

Santo André, 17 de junho de 2026.

LISTA DE PRESENÇA REFERENTE À APRESENTAÇÃO DO
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO COM O TEMA: **"ESTUDO
E DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE SUSPENSÃO
TRASEIRO DO TIPO TRI-LINK DE UM PROTÓTIPO BAJA SAE"**
DOS ALUNOS DO 6º SEMESTRE DESTA U.E.

BANCA

PRESIDENTE:
PROF. ROBERTO BORTOLUSSI

MEMBROS:
PROFº FERNANDO GARUP DALBO

PROFº CLEBER WILLIAN GOMES

ALUNOS:

KAIQUE GARCIA FARIAS

RENATO DE LIMA COSTA

RHUAN FERREIRA LIRA

RONILDO MARTINS SILVA

Dedicamos este trabalho aos nossos pais e aos nossos familiares pelo apoio incondicional, pela compreensão, pelo amor e pelos incentivos em todos os momentos aos orientadores Prof. Dr. Roberto Bortolussi, Prof. Dr. Fernando Grau Dalbo e Prof. Me Nicolino Foschini Neto, que nos deram suporte para iniciar este projeto e se empenharam em nos ajudar a transformar a teoria em prática.

Agradecimentos

Gostaríamos de agradecer, primeiramente, a Deus pela força e sabedoria concedidas durante toda a nossa jornada acadêmica, bem como pela oportunidade de realizarmos este projeto. Agradecemos também aos nossos pais e aos nossos familiares pelo apoio incondicional, pela compreensão, pelo amor e pelos incentivos em todos os momentos. Estendemos ainda nossa gratidão à Fatec Santo André e aos professores, pelo conhecimento transmitido ao longo do curso, que tornou este projeto possível, ao Adriano Barison Peres, Analista de Centro Técnico, que se dispôs a nos ajudar dando continuidade ao desenvolvimento na parte prática, assim como Cristiano na parte de usinagem, Odirlei Aguiar com parte estrutural e todos os colaboradores do Centro Técnico de Amortecedores Marelli, que de alguma forma acrescentaram para que este projeto se torne realidade.

“O único erro real é aquele com o qual
não aprendemos nada.”

Henry Ford

RESUMO

Este trabalho apresenta o estudo, dimensionamento e análise estrutural do sistema de suspensão traseira do tipo Tri-Link aplicado a um protótipo Baja SAE desenvolvido pela Fatec Santo André. O objetivo principal consistiu em projetar e otimizar o conjunto de suspensão traseira, garantindo resistência mecânica, estabilidade e desempenho em condições severas de operação off-road. A metodologia adotada envolveu análises cinemáticas e dinâmicas simplificadas, definição geométrica dos pontos de ancoragem, levantamento de massas e momentos de inércia dos componentes, dimensionamento do conjunto mola-amortecedor e modelagem tridimensional do sistema de suspensão. Também foram obtidos parâmetros fundamentais para futuras simulações multicorpos, como coordenadas espaciais, distribuição de massa e propriedades inerciais dos componentes. Para validação estrutural, utilizou-se o Método dos Elementos Finitos (MEF) no software Autodesk Fusion 360, permitindo a avaliação das tensões equivalentes de Von Mises, deformações e fatores de segurança dos principais componentes estruturais. Além disso, foram aplicadas técnicas de otimização geométrica na manga de eixo visando reduzir a massa não suspensa do veículo. Os resultados demonstraram que a geometria final apresentou comportamento estrutural satisfatório, mantendo os componentes dentro dos limites admissíveis de tensão e segurança para aplicações Baja SAE. Conclui-se que o projeto contribui para o desenvolvimento acadêmico e prático na área de dinâmica veicular e sistemas de suspensão off-road.

Palavras-chave: Baja SAE. Suspensão Tri-Link. Dimensionamento. Dinâmica Veicular. Desenvolvimento de Protótipo.

ABSTRACT

This work presents the study, design, and structural analysis of a Tri-Link rear suspension system applied to a Baja SAE prototype developed by Fatec Santo André. The main objective was to design and optimize the rear suspension assembly, ensuring mechanical strength, stability, and performance under severe off-road operating conditions. The adopted methodology included simplified kinematic and dynamic analyses, geometric definition of hardpoints, evaluation of component masses and inertia properties, spring-damper system sizing, and three-dimensional modeling of the suspension system. Fundamental parameters for future multibody simulations were also obtained, such as spatial coordinates, mass distribution, and inertia properties of the components. Structural validation was performed using the Finite Element Method (FEM) in Autodesk Fusion 360, allowing the evaluation of Von Mises stresses, deformations, and safety factors of the main structural components. In addition, geometric optimization techniques were applied to the upright aiming to reduce the unsprung mass of the vehicle. The results demonstrated that the final geometry achieved satisfactory structural performance, keeping the components within acceptable stress and safety limits for Baja SAE applications. It is concluded that the project contributes to the academic and practical development of vehicle dynamics and off-road suspension systems.

Keywords: Baja SAE. Tri-Link Suspension. Dimensioning. Vehicle Dynamics. Prototype Development.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Suspensão de Eixo Rígido.	18
Figura 2 – Suspensão McPherson.	19
Figura 3 – Suspensão Duplo A.	20
Figura 4 – Suspensão Semi Trailing Arm.	20
Figura 5 – Suspensão Multi-link.	21
Figura 6 – Pneu da marca Foreunner.	22
Figura 7 – Amortecedores Utilizados.	23
Figura 8 – Modelo massa mola de $\frac{1}{4}$ de veículo.	24
Figura 9 – Tipos de amortecedores.	25
Figura 10 – Razão de instalação para uma suspensão simples.	28
Figura 11 – Cambagem do conjunto pneu/roda.	29
Figura 12 – Largura da bitola do veículo.	30
Figura 13 – Convergência dos pneus dianteiros de um veículo.	31
Figura 14 – Ângulo de deriva do pneu.	32
Figura 15 – Centro instantâneo de rotação nas vistas frontal e lateral.	33
Figura 16 – Construção geométrica do CIR e do centro de rolagem.	34
Figura 17 – a) Pontos iniciais do dimensionamento cinemático e (b) Estrutura inicial da suspensão traseira lado esquerdo.	41
Figura 18 - Distribuição dos esforços nos Links de Suspensão.	47
Figura 19 – Distribuição de esforços no braço principal da suspensão.	49
Figura 20 – Deformação máxima da geometria inicial da suspensão.	52
Figura 21 – Distribuição de Tensões na geometria inicial - critério de von-Mises.	53
Figura 22 – Fator de Segurança no braço principal na configuração inicial.	54
Figura 23 – Deslocamento total no link traseiro inferior.	55
Figura 24 – Deslocamento total no link traseiro superior.	56
Figura 25 – Distribuição de tensões de Von Mises no link inferior.	57
Figura 26 – Distribuição de tensões de Von Mises no link superior.	58
Figura 27 – Fator de segurança do link inferior.	59
Figura 28 – Fator de segurança do link superior.	60
Figura 29 - Primeiro modo de flambagem estrutural do link inferior.	61
Figura 30 – Geometria inicial manga de eixo.	62
Figura 31 – Resultado da otimização topológica da manga de eixo no Fusion 360.	63
Figura 32 – Malha otimizada manga de eixo.	64
Figura 33 – Geometria final do sistema de suspensão traseira.	65
Figura 34 - Condições de contorno e carregamentos aplicados.	66
Figura 35 - Resultado de tensão equivalente de Von Mises.	67
Figura 36 - Resultado do fator de segurança da geometria final.	68
Figura 37 - Resultado de deslocamento total da estrutura.	69

Figura 38 - Montagem mola Dinamômetro.	70
Figura 39 - Gráfico força x deslocamento da mola.	71
Figura 40 - Resultados teste de força hidráulica do amortecedor, plotado através de força por deslocamento.	72
Figura 41 - Resultados teste de força hidráulica do amortecedor, plotado através de força por velocidade.....	73

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Parâmetros do projeto.	39
Tabela 2 – Metas a serem alcançadas pelo projeto.	39
Tabela 3 – Juntas e graus de liberdade.	40
Tabela 4 - Esforços Atuantes na suspensão traseira.	46
Tabela 5 - Propriedades do aço 1022.	50
Tabela 6 - Propriedades mecânicas do aço AISI 4130 QT.....	65

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

FATEC- Faculdade de Tecnologia do Estado de São Paulo

SAE- Sociedade dos engenheiros da Mobilidade

MEF- Método dos elementos finitos

FEA- Análise dos Elementos Finitos

CIR- Centro Instantâneo de Rotação

RC- Centro de rolagem

GDL- Grau de liberdade

CG- Centro de gravidade

Sumário

1. INTRODUÇÃO	15
1.1 Objetivo	15
1.2 Motivação	15
1.3 Conteúdo	16
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	17
2.1. Tipos de Suspensão.....	17
2.1.1. Sistema de Suspensão Dependente	17
2.1.2. Sistema de Suspensão Independente	18
2.2 Componentes do Sistema de Suspensão	22
2.2.1. Pneu.....	22
2.2.2 Conjunto Mola-Amortecedor.....	23
2.3 Dinâmica Veicular	25
2.3.1 Movimentos e Comportamento Dinâmico	26
2.3.2 Modelo De ¼ De Veículo	26
2.4 Cinemática da Suspensão	28
2.4.1 Cambagem.....	28
2.4.2 Bitola.....	30
2.4.3 Convergência	31
2.4.4 Ângulo de Deriva.....	32
2.4.5 Centro Instantâneo de Rotação do Conjunto Suspensão.....	33
2.4.6 Centro de Rolagem do Conjunto de Suspensão	33
2.5 Análise Dinâmica.....	34
2.6 Simulação Método de Elementos Finitos	35
2.7 Tensão de Von Mises	36
2.8 Critério de Projeto e Fator de Segurança	37
3. METODOLOGIA	38
3.1 Projeto Dinâmico e Cinemático	38
3.1.1 Simulações Dinâmicas.....	42
3.1.2 Modelagem no Software	42
3.2 Esforços Atuantes.....	43

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	51
4.1 Análises Estruturais Iniciais	51
4.2. Análise de Flambagem do Link Inferior.....	60
4.3 Análise e Otimização da Manga de Eixo.....	62
4.3.1 Adequação Geométrica e Manufatura	64
4.4 Validação de Geometria Final do Conjunto	65
4.5. Validação Experimental da Rigidez da Mola e do Amortecedor.	70
5. CONCLUSÕES	74
REFERÊNCIAS	76
APÊNDICE A – MEMORIAL DE CÁLCULO.....	77
APÊNDICE B – DESENHO TÉCNICO	78
APÊNDICE C – DADOS PARA SOFTWARE DE CINEMÁTICA.....	84
APÊNDICE D – RELATÓRIO TÉCNICO DA MANGA DE EIXO	86
APÊNDICE E – RELATÓRIO TÉCNICO DO LINK SUPERIOR	92
APÊNDICE F – RELATÓRIO TÉCNICO DO LINK INFERIOR	98
APÊNDICE G – RELATÓRIO TÉCNICO DO BRAÇO PRINCIPAL.....	104

1. INTRODUÇÃO

O baja SAE é um dos desafios de engenharia de maior prestígio no meio acadêmico, sendo uma competição estudantil organizada pela SAE Brasil. Nela, equipes de diversas instituições de ensino superior são encarregadas de projetar, construir e testar protótipos de veículos off-road de pequeno porte, que devem demonstrar robustez, durabilidade e desempenho em condições de terreno severas.

Dentre os inúmeros subsistemas que compõem o protótipo baja, o sistema de suspensão é, indiscutivelmente, um dos mais críticos para o sucesso na competição. É ele o responsável por garantir o contato ideal dos pneus com o solo, otimizando a tração, a dirigibilidade e, acima de tudo, o conforto e a segurança do piloto. Neste contexto, o amortecedor cumpre um papel crucial no controle do movimento vertical da roda, dissipando energia e garantindo a durabilidade do veículo ao lidar com grandes impactos e irregularidades típicas de terrenos acidentados.

O presente trabalho propõe a análise detalhada e o dimensionamento de um sistema de suspensão que atenda aos rigorosos requisitos da competição.

O estudo contribui para o avanço do conhecimento acadêmico e prático em sistemas de suspensão automotiva e serve como base para futuros desenvolvimentos de protótipos.

1.1 Objetivo

O objetivo geral deste trabalho é dimensionar, analisar e otimizar o projeto de um sistema de suspensão traseira do tipo Tri-Link, investigando a sua influência no comportamento dinâmico do veículo.

1.2 Motivação

Demonstrar nossa capacidade de aplicar os conhecimentos adquiridos ao longo do curso no desenvolvimento de componentes automotivos, por meio da criação de um sistema de suspensão funcional para um veículo baja SAE, levando em

consideração aspectos de projeto, fabricação e testes, dentro da realidade de uma equipe universitária de competição.

1.3 Conteúdo

O presente projeto tem como tema o estudo e dimensionamento do sistema de suspensão traseiro do tipo Tri-Link de um veículo Baja SAE, desenvolvido pela Fatec Santo André. Diante disso, o trabalho foi estruturado da seguinte forma: o Capítulo 2 apresenta os fundamentos teóricos relacionados aos sistemas de suspensão automotiva, abordando conceitos de dinâmica veicular, cinemática da suspensão, análise estrutural via Método dos Elementos Finitos (MEF), tensão de Von Mises e fator de segurança, essenciais para o desenvolvimento do projeto. O Capítulo 3 descreve a metodologia adotada para o desenvolvimento do sistema de suspensão, incluindo o levantamento dos parâmetros geométricos e físicos do conjunto, definição das coordenadas dos pontos de ancoragem, modelagem tridimensional dos componentes e obtenção das propriedades de massa e inércia. Também são apresentados os cálculos utilizados para estimativa dos esforços atuantes no sistema de suspensão, considerando condições críticas de operação típicas de veículos Baja SAE. O Capítulo 4 reúne os resultados obtidos ao longo do desenvolvimento do projeto, incluindo as análises estruturais realizadas no Autodesk Fusion 360, avaliações de deformação, tensões equivalentes de Von Mises e fatores de segurança dos componentes da suspensão. Além disso, são apresentados os processos de otimização geométrica aplicados à manga de eixo, a validação estrutural da geometria final do conjunto suspensivo e os ensaios experimentais realizados para validação da rigidez da mola e do comportamento hidráulico do amortecedor traseiro. Por fim, o Capítulo 5 apresenta as conclusões gerais do trabalho, destacando os principais resultados obtidos, as limitações encontradas durante o desenvolvimento do projeto e sugestões para trabalhos futuros relacionados à dinâmica veicular e otimização estrutural de sistemas de suspensão aplicados a veículos off-road. O trabalho é complementado pelos apêndices, contendo memorial de cálculo, desenhos técnicos e demais documentos auxiliares utilizados no desenvolvimento do projeto.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Nesta seção, será apresentada a revisão teórica fundamental para compreender o dimensionamento da suspensão traseira, bem como os procedimentos empregados na otimização estrutural.

2.1. Tipos de Suspensão

Segundo Gillespie (1992), os sistemas de suspensão podem ser divididos em dependentes e independentes, conforme o grau de ligação entre as rodas de um mesmo eixo. Essa classificação é fundamental para entender o comportamento dinâmico do veículo, pois influencia diretamente a estabilidade, tração, conforto, dirigibilidade e durabilidade. A principal diferença entre os dois tipos está na forma como as rodas reagem às irregularidades do terreno: na suspensão dependente, o movimento de uma roda afeta a outra; já na suspensão independente, cada roda atua de forma autônoma. A seguir, são abordadas de forma resumida as principais geometrias consideradas no projeto do sistema de suspensão de um veículo.

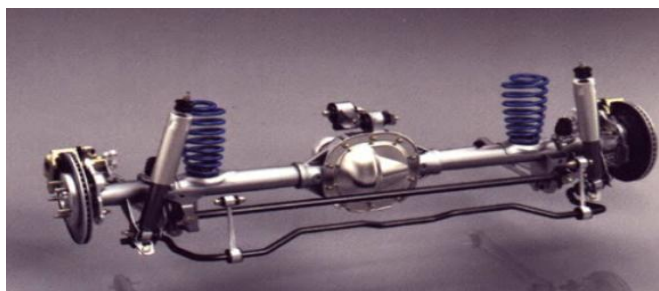
2.1.1. Sistema de Suspensão Dependente

A suspensão dependente, frequentemente denominada sistema de eixo rígido, caracteriza-se pela interligação direta das rodas de um mesmo eixo por meio de um elemento estrutural transversal. Segundo Barton e Fieldhouse (2001), essa configuração é amplamente adotada na indústria automotiva, tanto em eixos traseiros de veículos de produção econômica quanto em plataformas de transporte pesado, sendo valorizada por sua notável simplicidade mecânica, robustez estrutural e eficiência em termos de custo de fabricação.

Diferente dos sistemas independentes, onde o movimento vertical de uma roda ocorre de forma isolada, no eixo rígido, Figura 1, qualquer deslocamento vertical sofrido por um dos pneus é imediatamente transmitido à roda oposta. Este fenômeno, embora garanta uma geometria constante, acarreta limitações dinâmicas, uma vez que a perturbação gerada por irregularidades no solo é absorvida por todo o conjunto do eixo, podendo comprometer a estabilidade direcional e o conforto dos ocupantes.

Em veículos comerciais e configurações *off-road*, a rigidez estrutural do eixo permite suportar elevadas cargas estáticas e dinâmicas, mantendo a geometria da suspensão mesmo sob condições de severidade extrema.

Figura 1 – Suspensão de Eixo Rígido.



Fonte: Carros.hi7 (2022).

2.1.2. Sistema de Suspensão Independente

A suspensão independente permite que cada roda se mova de forma isolada, sem que o deslocamento de uma influencie diretamente a outra (Gillespie, 1992). Esse tipo de suspensão é amplamente utilizado em eixos dianteiros de veículos de passeio, oferecendo melhor conforto, maior estabilidade e melhor contato com o solo em comparação às suspensões dependentes. Ela possibilita ajustes precisos de cambagem, caster e convergência, favorecendo a dirigibilidade e o desempenho em curvas, tornando-se a escolha preferencial para veículos modernos, esportivos e de passeio.

A suspensão do tipo McPherson, Figura 2, é um dos sistemas independentes (Barton & Fieldhouse, 2001). Nesse sistema, o amortecedor telescópico e a mola helicoidal são combinados em um único conjunto, que se conecta diretamente ao cubo da roda e ao chassi do veículo.

Segundo Barton, a configuração McPherson permite reduzir o número de componentes e o peso da suspensão, mantendo boa performance dinâmica. Além disso, possibilita ajustes relativamente simples de cambagem e caster, contribuindo para a estabilidade em curvas e o conforto ao rodar.

Figura 2 – Suspensão McPherson.



Fonte: motoragora (2023).

A suspensão do tipo duplo A, Figura 3, é uma configuração em que cada roda é conectada ao chassi por dois braços em formato de “A”, um superior e outro inferior (Barton & Fieldhouse, 2001). Essa geometria permite maior controle da posição da roda durante movimentos verticais e em curvas, oferecendo excelente desempenho em termos de estabilidade, dirigibilidade e conforto.

No contexto do Baja SAE, onde o veículo precisa enfrentar obstáculos, curvas fechadas e saltos, a suspensão duplo A se destaca por possibilitar grandes cursos de suspensão, sem comprometer o controle do veículo, além de absorver impactos severos sem danificar a estrutura. A configuração independente desse tipo de suspensão também garante que cada roda reaja de forma autônoma às irregularidades do solo, mantendo o contato constante dos pneus com o terreno e aumentando a aderência e a segurança nas manobras. Além disso, o sistema permite ajustes precisos na geometria, o que é essencial para otimizar o comportamento dinâmico do protótipo nas provas de manobrabilidade, aceleração e resistência. Embora apresente maior complexidade de fabricação e um peso ligeiramente superior

em relação a sistemas mais simples, como o braço oscilante, o duplo A é preferido pelas equipes de Baja SAE devido à sua versatilidade de projeto, durabilidade em condições severas e eficiência em transferir e controlar as forças que atuam durante a condução off-road.

Figura 3 – Suspensão Duplo A.



Fonte: Placar (2016).

Segundo Barton (2001) o semi trailing arm, Figura 4, é um sistema em que cada roda é conectada ao chassi por um braço oscilante que forma um ângulo oblíquo em relação à linha longitudinal do veículo, permitindo que a roda se mova verticalmente de forma independente. O sistema oferece boa dirigibilidade, conforto e estabilidade para veículos de passeio, especialmente em curvas e trajetos irregulares.

Figura 4 – Suspensão Semi Trailing Arm.



Fonte: Quora (2016).

A suspensão do tipo *multilink* — por vezes referenciada na literatura como *tri-link* ou configurações superiores de múltiplos elos, Figura 5, representa o estado da arte em sistemas de suspensão independentes. Diferente de arquiteturas mais simplificadas, o sistema *multilink* emprega uma disposição complexa de múltiplos braços de controle que ancoram o cubo da roda ao chassi. Esta configuração, conforme discutido por Barton e Fieldhouse (2001), confere ao projetista um controle cinemático sem precedentes sobre a geometria da roda, permitindo que cada elo seja projetado para atuar em graus de liberdade específicos, como a variação da cambagem, a convergência (toe-in/toe-out) e o avanço do pivô (caster) durante o curso de compressão e extensão.

A grande vantagem competitiva deste sistema reside na sua versatilidade elastocinemática. Enquanto sistemas como o McPherson ou o Duplo A possuem limitações geométricas intrínsecas ao seu projeto, o multilink oferece flexibilidade total para otimizar a trajetória da roda.

Em suma, a escolha pela suspensão *multilink* é uma decisão estratégica focada na performance dinâmica. Embora exija um investimento maior em pesquisa e desenvolvimento, bem como custos produtivos mais elevados, o sistema é indispensável quando a prioridade do projeto é a convergência entre segurança ativa, dirigibilidade precisa e o refinamento necessário para a experiência de condução moderna.

Figura 5 – Suspensão Multi-link.



Fonte: Autoavolution (2009).

2.2 Componentes do Sistema de Suspensão

O sistema de suspensão constitui o conjunto mecânico fundamental responsável por realizar a interface entre a massa suspensa, compreendendo o chassi, a carroceria, o trem de força e os ocupantes e a massa não suspensa, que engloba as rodas, pneus, freios e componentes diretamente conectados ao eixo. Mais do que um simples mecanismo de atenuação, a suspensão atua como um sistema dinâmico complexo, projetado para filtrar as irregularidades do terreno e dissipar a energia cinética proveniente das oscilações verticais, garantindo a estabilidade e o conforto dos passageiros.

2.2.1. Pneu

O pneu, Figura 6, constitui o primeiro estágio de atenuação dinâmica das irregularidades da pista, atuando como um elemento elástico primário que filtra as irregularidades da pista antes que estas sejam transmitidas à suspensão. Do ponto de vista da modelagem mecânica, o pneu comporta-se como uma mola com rigidez radial e amortecimento intrínseco, funcionando, portanto, em série com o sistema de suspensão propriamente dito. A rigidez do pneu, influenciada por fatores como a pressão de insuflação, a estrutura da carcaça e a composição do composto de borracha exerce um papel determinante na resposta dinâmica do veículo, impactando diretamente o conforto de marcha, a precisão da dirigibilidade, a estabilidade direcional e a capacidade de tração.

Figura 6 – Pneu da marca Foreunner.



Fonte: Foreunner (2019).

2.2.2 Conjunto Mola-Amortecedor

O conjunto mola e amortecedor, Figura 7, constitui o elemento responsável por controlar as oscilações da massa suspensa do veículo, a mola por sua vez tem a capacidade de armazenar energia elástica e suportar o peso, já o amortecedor dissipa a energia térmica gerada pela resistência hidráulica interna, provocada pelas irregularidades do solo através da condução, convecção e radiação.

Figura 7 – Amortecedores Utilizados.



Fonte: Autoria própria (2025).

A mola geralmente é dimensionada através do seu deslocamento vertical, o valor da constante elástica K_s , é determinado a partir da carga aplicada e o deslocamento resultante, podendo ser expresso por:

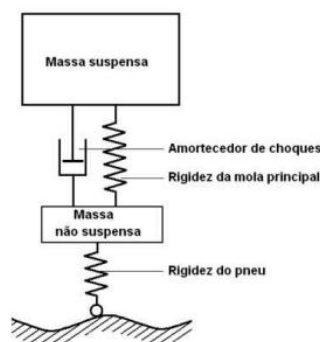
$$K_s = \frac{F}{\Delta_x} \quad (1)$$

Onde:

- K_s : Valor da constante elástica
- F : Carga aplicada
- Δ_x : Deslocamento resultante

A escolha da rigidez está diretamente associada à frequência natural do sistema, devendo estar em uma faixa que evite ressonância com as excitações do terreno. Para a análise desse comportamento dinâmico, emprega-se o modelo massa-mola de $\frac{1}{4}$ de veículo, apresentado na Figura 8.

Figura 8 – Modelo massa mola de $\frac{1}{4}$ de veículo.



Fonte: Gillespie (1992).

Segundo Gillespie (1992), para veículos de passeio, a frequência natural da massa suspensa deve situar-se, idealmente, em uma faixa compreendida entre 1,0 Hz e 1,5 Hz, visando equilibrar a resposta dinâmica com a percepção de conforto dos ocupantes.

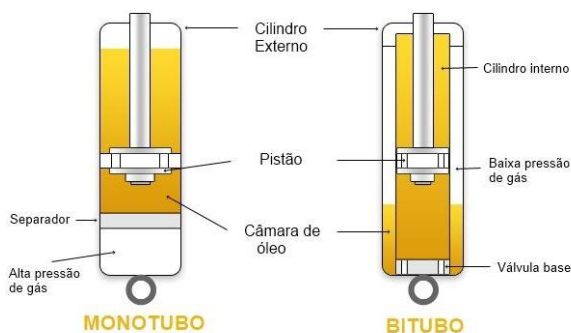
No contexto do desenvolvimento deste protótipo Baja, contudo, as exigências operacionais divergem dos padrões convencionais de rodagem urbana. Devido à necessidade de maior controle em terrenos irregulares e saltos, optou-se pela adoção de uma frequência natural de 1,6 Hz. Esta escolha, ligeiramente superior ao intervalo proposto por Gillespie, confere ao veículo uma resposta mais rápida e firme, essencial para a performance em competições de *off-road*.

Para viabilizar este comportamento dinâmico e respeitar as restrições de projeto, foi selecionada uma mola com rigidez de 18.000 N/m, componente já

disponível no acervo da equipe. Essa rigidez foi validada através da análise do sistema massa-mola, assegurando que o veículo opere dentro da faixa de frequência desejada, proporcionando a robustez necessária para as solicitações severas do terreno.

O amortecedor, Figura 9, por sua vez, limita o deslocamento da suspensão, e controla as oscilações da mola, influenciando a aderência dos pneus e a estabilidade. O tipo mais comum utilizado em competições Baja SAE é o hidráulico, monotubo ou bi tubo, com fluido interno e conjunto de válvulas calibradas, para resistir à compressão e à tração.

Figura 9 – Tipos de amortecedores.



Fonte: 4x4 Brasil (2014).

2.3 Dinâmica Veicular

É o estudo da engenharia automotiva que visa a análise do movimento do veículo e seu comportamento, considerando algumas forças que atuam durante o seu funcionamento, de forma geral em três direções principais, longitudinal, lateral e vertical. A dinâmica veicular vertical no protótipo Baja SAE é de especial interesse pois demonstra na prática a relação da suspensão com o desempenho do veículo se sobressaindo diante das irregularidades do solo.

2.3.1 Movimentos e Comportamento Dinâmico

O sistema de suspensão tem como principal objetivo manter o contato do pneu com o solo, mantendo a tração, estabilidade e conforto.

A análise da dinâmica veicular vertical é realizada através da modelagem em massas suspensas e não suspensas, a massa suspensa compreende o chassi, piloto, motor e demais componentes que estão apoiados sobre a suspensão, a massa não suspensa compreende todo componente que de alguma forma está conectado às rodas, cubos, braços de suspensão, freios e amortecedores.

2.3.2 Modelo De ¼ De Veículo

Para facilitar a compreensão e análise de comportamento vertical, é comum utilizar modelo simplificado ¼ de veículo, esse modelo representa uma porção simplificada do sistema de suspensão correspondente a uma roda e à respectiva parcela da massa suspensa do veículo. Levando em consideração a interação de três elementos, a massa suspensa M_s , rigidez de mola K_s e coeficiente de amortecimento C_s , o sistema é representado pela equação 2.

$$m_s \ddot{x}_s + c_s(\dot{x}_s - \dot{x}_r) + k_s(x_s - x_r) = 0 \quad (2)$$

Onde:

- M_s : Massa suspensa (kg)
- C_s : Coeficiente de amortecimento (N.s/m)
- K_s : Constante elástica da mola (N/m)
- x_s : Deslocamento da massa suspensa (m)
- x_r : Deslocamento do solo (m)

A solução desta equação permite determinar o comportamento vibracional do sistema, incluindo:

- Frequência natural:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{ks}{ms}} \quad (3)$$

- Coeficiente de amortecimento relativo:

$$\zeta = \frac{cs}{2\sqrt{ksms}} \quad (4)$$

No caso do estudo de dinâmica veicular para veículos Baja SAE, que operam em condições severas, é de fundamental importância. Para determinar características da mola e do amortecedor, suportar impactos, manter a tração e evitar o movimento excessivo da carroceria.

A razão de instalação (RI) é um parâmetro geométrico que relaciona o deslocamento da roda com o deslocamento do elemento elástico da suspensão. Essa relação permite determinar a rigidez efetiva percebida pelo conjunto roda-solo.

O sistema é representado pela equação 5.

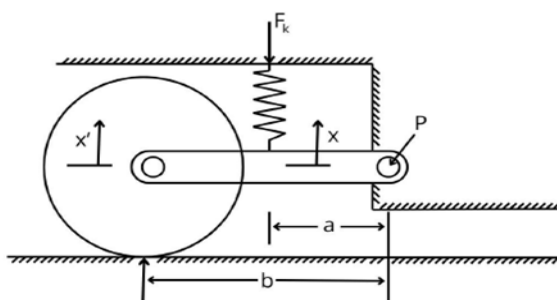
$$RI = \frac{x}{x'} \quad (5)$$

Onde:

- RI : Razão de instalação;
- x : Deformação da mola;
- x' : Deslocamento vertical da roda;

É um parâmetro geométrico que relaciona o deslocamento da roda com o deslocamento do elemento elástico da suspensão. Essa relação permite determinar a rigidez efetiva, Figura 10. Sendo obtida pelo produto da rigidez da mola pelo quadrado da razão de instalação.

Figura 10 – Razão de instalação para uma suspensão simples.



Fonte: Adaptado de Milliken e Milliken (1995).

2.4 Cinemática da Suspensão

A cinemática da suspensão estuda os movimentos relativos das rodas em relação ao chassi, sem considerar as forças aplicadas. Essa análise é essencial para compreender como as variações de geometria durante o curso da suspensão afetam a estabilidade, dirigibilidade e tração do veículo Baja. Os parâmetros analisados a seguir cambagem, bitola, convergência, ângulo de deriva, centro instantâneo de rotação e centro de rolagem determinam o comportamento do conjunto diante de irregularidades do terreno e nas curvas.

2.4.1 Cambagem

O ângulo de cambagem é definido como o ângulo entre o plano da roda e a vertical do solo, quando observado de frente.

- Cambagem negativa: parte superior da roda inclinada para dentro, aumentando o contato com o solo em curvas.
- Cambagem positiva: parte superior inclinada para fora, podendo reduzir a aderência lateral.

Durante o curso da suspensão, o movimento dos braços provoca variação de cambagem. Essa variação pode ser obtida pelo deslocamento vertical do centro da roda em relação ao centro instantâneo, sendo representada pela equação 6:

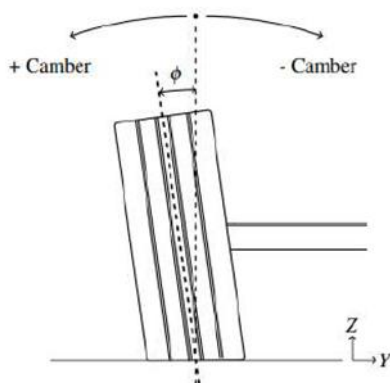
$$\Delta\gamma = \arctan \left(\frac{\Delta z}{L_{IC}} \right) \quad (6)$$

Onde:

- $\Delta\gamma$: Ângulo de cambagem;
- Δz : Deslocamento vertical da roda;
- L_{IC} : Distância entre o centro da roda e o centro instantâneo de rotação no plano lateral;

A Figura 11, ilustra o conceito de cambagem do conjunto pneu roda, definida como a inclinação da roda em relação à vertical quando observada frontalmente. Pode ser positiva quando a parte superior da roda se inclina para fora do veículo e negativa quando a parte superior se inclina para o interior do veículo. Em sistemas de suspensão, a variação da cambagem influencia diretamente a área de contato do pneu com o solo.

Figura 11 – Cambagem do conjunto pneu/roda.



Fonte: Gillespie (1992).

2.4.2 Bitola

A bitola, Figura 12, é a distância entre os centros das rodas de um mesmo eixo, medida no plano do solo. Durante o curso da suspensão, a geometria dos braços pode gerar variação de bitola (Δt), causada pelo deslocamento lateral dos cubos em trajetórias não perfeitamente verticais.

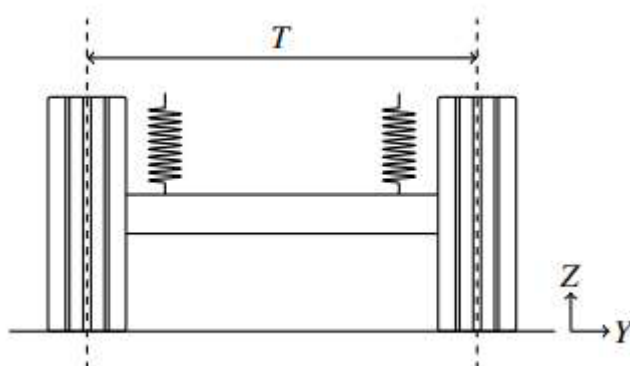
$$\Delta t = (y_{RodaDireita} - y_{RodaEsquerda}) - t_0 \quad (7)$$

Onde:

- Δt : Bitola nominal na posição de referência;
- $y_{RodaDireita}$: Coordenadas laterais do centro da roda direita;
- $y_{RodaEsquerda}$: Coordenadas laterais do centro da roda esquerda;
- t_0 : Bitola inicial

Em suspensões independentes, é desejável minimizar a variação de bitola, pois mudanças bruscas alteram o comportamento direcional e a estabilidade do veículo. Para o Baja, pequenas variações são toleráveis devido às grandes amplitudes de curso, mas devem ser conhecidas para evitar desgastes excessivos nos pneus e perda de tração.

Figura 12 – Largura da bitola do veículo.



Fonte: Gillespie (1992).

2.4.3 Convergência

A convergência (toe), é o ângulo formado entre o plano de rotação da roda e o eixo longitudinal do veículo, observado de cima.

- Toe-in (convergente): as rodas apontam levemente para dentro.
- Toe-out (divergente): as rodas apontam levemente para fora.

A variação de convergência durante o curso resulta de diferenças de trajetória entre os pontos de fixação dos braços longitudinais e transversais. Pode ser calculada por:

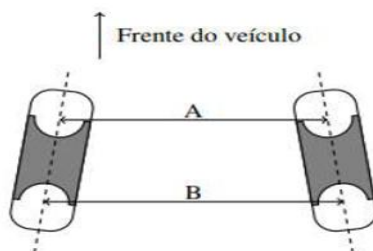
$$\Delta\theta_{toe} = \arctan\left(\frac{\Delta y}{L}\right) \quad (8)$$

Onde:

- ΔY : Deslocamento lateral do ponto de contato da roda em relação ao seu eixo;
- L : Distância entre o centro da roda e o pivô de articulação longitudinal;
- $\Delta\theta_{toe}$ = Ângulo formado entre o plano de rotação da roda e o eixo;

A manutenção de uma convergência estável é essencial para a estabilidade direcional, principalmente durante frenagens e acelerações em terrenos irregulares. No Baja, a geometria deve ser configurada de modo que a variação de toe seja mínima ao longo do curso total da suspensão. Demonstrado pela Figura 13.

Figura 13 – Convergência dos pneus dianteiros de um veículo.



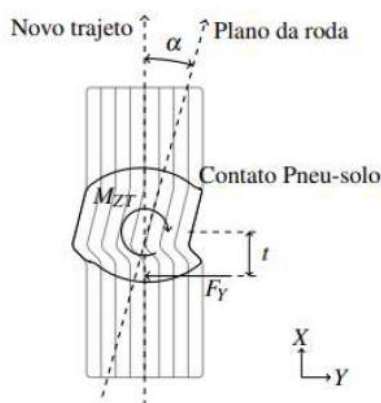
Fonte: Nicolazzi et al (2012).

2.4.4 Ângulo de Deriva

O ângulo de deriva, ilustrado na Figura 14, define-se como a diferença angular entre a orientação geométrica da roda (direção de apontamento) e a trajetória efetiva de deslocamento do pneu sobre o solo. Este fenômeno é decorrente da elasticidade inerente à carcaça e à banda de rodagem do pneu, que, ao serem submetidas a forças transversais durante manobras em curva, sofrem uma deformação lateral antes de atingir o estado de equilíbrio estático. Essa deformação é o mecanismo primário através do qual o pneu gera a força lateral necessária para contornar a trajetória pretendida.

Embora a magnitude do ângulo de deriva seja predominantemente regida pelas propriedades elásticas e pelo coeficiente de atrito do pneu, a arquitetura da suspensão desempenha um papel determinante na modulação desse comportamento. Geometrias de suspensão que apresentam variações excessivas de cambagem e convergência (*toe*) ao longo do curso de compressão podem exacerbar a deriva lateral, degradando a eficiência da área de contato do pneu com o solo e, conseqüentemente, reduzindo a estabilidade direcional e a capacidade de tração em curvas. Portanto, o projeto de um sistema de suspensão para o Baja deve buscar um compromisso cinemático que minimize variações indesejadas na geometria da roda enquanto esta sofre deformações sob carga.

Figura 14 – Ângulo de deriva do pneu.

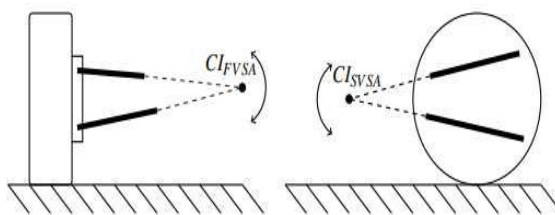


Fonte: Gillespie (1992).

2.4.5 Centro Instantâneo de Rotação do Conjunto Suspensão

O Centro Instantâneo de Rotação (CIR), Figura 15, é o ponto em torno do qual a roda se move instantaneamente durante o curso da suspensão. Ele é determinado pela interseção das linhas de ação dos braços de suspensão quando projetadas no plano lateral.

Figura 15 – Centro instantâneo de rotação nas vistas frontal e lateral.



Fonte: Adaptado de Milliken e Milliken (1995).

A posição do CIR influencia diretamente a variação de cambagem e a altura do centro de rolagem. Quando o CIR está muito próximo do solo, há grande variação de cambagem durante o curso; se estiver muito alto, a suspensão tende a ser mais rígida lateralmente e menos progressiva. O ideal é posicioná-lo de forma que o centro de rolagem se mantenha dentro da faixa desejada de estabilidade.

2.4.6 Centro de Rolagem do Conjunto de Suspensão

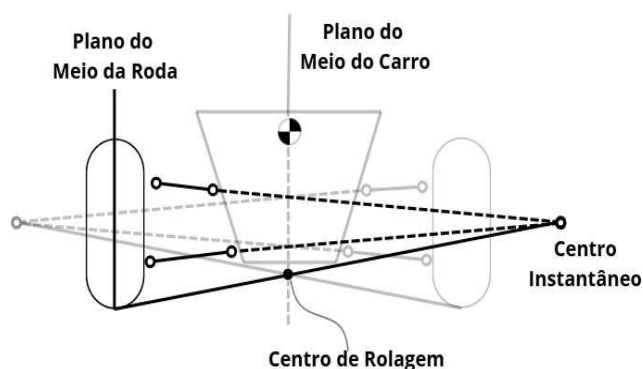
O Centro de Rolagem é o ponto em torno do qual o chassi tende a girar lateralmente durante o rolamento do veículo em curvas. Ele é obtido geometricamente a partir do CIR de cada lado do eixo e do ponto de contato da roda com o solo.

A altura do centro de rolagem afeta o comportamento lateral do veículo:

- RC alto → menor rolagem da carroceria, mas transferência lateral de carga mais brusca.
- RC baixo → maior rolagem e maior conforto, porém resposta mais lenta em curvas.

Para veículos Baja, que operam em terrenos irregulares, busca-se um RC intermediário, garantindo estabilidade sem comprometer a absorção de impactos. A curva de variação da altura do RC em função do curso da suspensão é um dos principais resultados da análise cinemática.

Figura 16 – Construção geométrica do CIR e do centro de rolagem.



Fonte: Gerrad (1999).

2.5 Análise Dinâmica

A análise dinâmica da suspensão constitui uma etapa fundamental no desenvolvimento de sistemas automotivos, permitindo compreender o comportamento do conjunto suspensivo sob diferentes condições de operação. Por meio dessa abordagem, é possível avaliar como os componentes da suspensão respondem aos esforços provenientes da interação entre pneu e solo, considerando parâmetros como deslocamentos, transferência de carga, estabilidade e distribuição de esforços.

Em projetos de veículos Baja SAE, a análise dinâmica assume papel ainda mais relevante devido às condições severas de operação enfrentadas durante as competições, como impactos, obstáculos, curvas em terrenos irregulares e variações bruscas de carga. Dessa forma, o correto levantamento dos parâmetros dinâmicos e geométricos torna-se essencial para garantir desempenho, resistência estrutural e estabilidade veicular.

Para o desenvolvimento deste trabalho, foram definidos os principais parâmetros necessários para futuras análises multicorpos do sistema de suspensão, incluindo coordenadas geométricas dos pontos de ancoragem, distribuição de

massas, propriedades inerciais dos componentes e características geométricas da suspensão traseira.

A obtenção desses dados permitiu estruturar a base necessária para avaliação do comportamento cinemático e dinâmico do sistema, além de fornecer os carregamentos utilizados posteriormente nas análises estruturais realizadas via Método dos Elementos Finitos (MEF).

Inicialmente, o software Adams Car foi considerado para a execução das simulações multicorpos da suspensão traseira. Entretanto, devido à indisponibilidade de licença acadêmica durante o desenvolvimento do projeto, não foi possível realizar as simulações dinâmicas completas no ambiente do software. Ainda assim, o levantamento dos parâmetros geométricos, de massa e de inércia possibilitou o desenvolvimento consistente do projeto estrutural e cinemático do sistema de suspensão.

2.6 Simulação Método de Elementos Finitos

A análise estrutural de componentes mecânicos pode ser realizada por meio do Método dos Elementos Finitos (MEF), técnica numérica amplamente utilizada na engenharia para prever o comportamento de estruturas submetidas a diferentes condições de carregamento. O método consiste na subdivisão da geometria do componente em pequenos elementos interconectados, permitindo resolver numericamente as equações que descrevem o comportamento mecânico do material.

Por meio dessa abordagem, torna-se possível avaliar parâmetros importantes para o projeto estrutural, como distribuição de tensões, deformações, deslocamentos e fatores de segurança, permitindo identificar regiões críticas sujeitas a falhas ou concentrações excessivas de tensão.

Neste trabalho, o software Autodesk Fusion 360 foi utilizado para a realização das análises estruturais dos principais componentes do sistema de suspensão traseira. A ferramenta permitiu a modelagem tridimensional das peças e a aplicação

das condições de contorno, propriedades dos materiais e carregamentos estimados a partir das condições críticas de operação do veículo Baja SAE.

As análises foram realizadas considerando os carregamentos estáticos equivalentes aplicados aos componentes estruturais, com o objetivo de avaliar a resistência mecânica do conjunto frente às solicitações típicas de impactos, esforços laterais e carregamentos verticais provenientes da interação entre o pneu e o solo.

A partir dos resultados obtidos, foi possível identificar regiões de concentração de tensões, avaliar os deslocamentos máximos e verificar os fatores de segurança dos componentes analisados, contribuindo para a otimização geométrica e validação estrutural do sistema de suspensão desenvolvido.

2.7 Tensão de Von Mises

A análise de tensões em componentes estruturais submetidos a esforços complexos é fundamental para garantir a integridade mecânica do sistema de suspensão e amortecimento. Em estruturas sujeitas a combinações de carregamentos como tração, compressão, cisalhamento e flexão simultaneamente é necessário um critério que permita comparar o estado multiaxial de tensões com a resistência do material obtida em ensaio uniaxial.

O critério da tensão de von Mises, também conhecido como critério da energia de distorção, é amplamente utilizado para esse fim, especialmente em materiais dúcteis, como aços estruturais, por representar com boa precisão o início do escoamento plástico sob tensões combinadas.

No contexto do projeto da suspensão e do amortecedor do Baja SAE, a tensão de von Mises é utilizada para:

- Avaliar o escoamento em suportes, braços e fixações submetidos às forças dinâmicas;

Identificar concentrações de tensão em regiões de furos, soldas e mudanças de seção;

- Estabelecer o fator de segurança estrutural (FS), conforme a equação abaixo:

$$FS = \frac{\sigma_y}{\sigma_v} \quad (9)$$

Onde:

- $FS > 1$ Indica condição segura;
- $FS = 1$ Marca o início do escoamento;
- Valores típicos de FS entre 1,5 e 3,0 são recomendados para componentes críticos do Baja SAE.

Assim, a avaliação de σ_v fornece uma medida quantitativa da margem de segurança e permite direcionar melhorias no projeto como aumento de seção, uso de raios de transição, ou seleção de materiais de maior resistência.

2.8 Critério de Projeto e Fator de Segurança

O critério de projeto consiste no conjunto de parâmetros e condições que asseguram que um componente mecânico desempenhe sua função dentro dos limites de resistência do material, sem sofrer falhas estruturais durante sua vida útil. Para elementos submetidos a cargas estáticas e dinâmicas, como o conjunto de suspensão e amortecedor do Baja SAE, o dimensionamento deve considerar não apenas a resistência ao escoamento do material, mas também fenômenos de fadiga, impacto e incertezas de carregamento.

Um critério de resistência é uma formulação matemática que estabelece a condição limite entre o comportamento elástico e o início da falha ou escoamento do material. Ele permite converter um estado triaxial de tensões em uma condição equivalente a um ensaio uniaxial, para que se possa comparar com o limite de resistência obtido experimentalmente.

3. METODOLOGIA

A metodologia adotada neste trabalho consistiu no desenvolvimento teórico, geométrico e estrutural do sistema de suspensão traseira do tipo Tri-Link aplicado a um protótipo Baja SAE. Inicialmente, foram definidos os parâmetros do projeto, como massa do veículo, distribuição de carga, frequência natural desejada e rigidez do conjunto mola-amortecedor.

Em seguida, realizou-se o levantamento das coordenadas dos pontos de ancoragem da suspensão, permitindo a modelagem tridimensional dos componentes no software Autodesk Fusion 360. A partir dessa modelagem, foram obtidas propriedades geométricas, massas e momentos de inércia do conjunto suspensão.

Os esforços atuantes sobre os componentes foram estimados por meio de cálculos analíticos simplificados, considerando condições críticas de operação típicas de veículos Baja SAE, como impactos verticais e esforços laterais.

Posteriormente, os carregamentos calculados foram aplicados em simulações estruturais via Método dos Elementos Finitos (MEF) no Autodesk Fusion 360, possibilitando utilizar tensões equivalentes de Von Mises, deformações e fatores de segurança dos componentes da suspensão.

Além das análises computacionais, foram realizados ensaios experimentais para validação da rigidez da mola e do comportamento hidráulico do amortecedor traseiro, contribuindo para a verificação prática dos parâmetros adotados no projeto.

3.1 Projeto Dinâmico e Cinemático

O sistema tri-link, adotado neste estudo, apresenta elevada complexidade geométrica e funcional. Por essa razão, as análises dinâmicas e cinemáticas são essenciais para garantir o dimensionamento adequado dos componentes e o comportamento esperado do veículo em condições reais de uso.

Para o dimensionamento inicial, foi elaborado um levantamento dos parâmetros geométricos e físicos da suspensão, conforme apresentado na Tabela 1. Esses

valores foram definidos com base nas demandas do projeto, nas especificações do veículo e nas normas do regulamento técnico vigente.

Tabela 1 – Parâmetros do projeto.

Parâmetro	Valor	Unidade
Bitola traseira	1200	<i>mm</i>
Altura do centro de gravidade do veículo	525	<i>mm</i>
Massa Total	260	<i>k_g</i>
Massa Suspensa	200	<i>k_g</i>
Rigidez das molas traseiras	18	<i>N/mm</i>
Distribuição de massa na traseira	60	%
Frequência natural não amortecida na traseira	1,6	<i>H_z</i>

Fonte: Autoria própria (2026).

Os parâmetros apresentados foram determinados de acordo com as exigências do projeto e o histórico de desempenho obtido em estudos e competições anteriores.

Na sequência, foram definidas as metas de desempenho que o sistema de suspensão deveria alcançar, apresentadas na Tabela 2. Esses valores foram estabelecidos de acordo com os objetivos do projeto e as referências técnicas disponíveis.

Tabela 2 – Metas a serem alcançadas pelo projeto.

Parâmetro	Valor	Unidade
Cambagem	-1 a 2	<i>graus</i>
Convergência	-1 a 1	<i>graus</i>
Altura do centro de rolagem	188	<i>mm</i>
Fator de segurança	≥1,5	-

Fonte: Autoria própria (2026).

Considerando que o sistema de suspensão opera continuamente durante o movimento do veículo, é indispensável selecionar adequadamente os tipos de juntas utilizados nos pontos de articulação. Para assegurar a liberdade de movimento necessária e evitar travamentos, foram adotadas juntas esféricas (terminais rotulares) nos principais pontos de fixação, permitindo até três graus de liberdade (GDL).

Tabela 3 – Juntas e graus de liberdade.

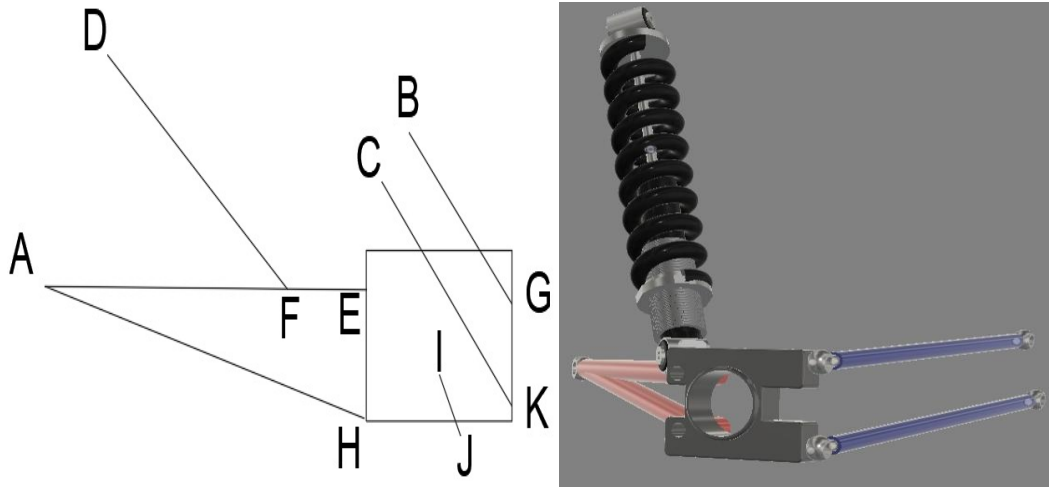
Ponto	Junta	Graus de Liberdade
A*		
B	Esférica	3
C	Esférica	3
D	Esférica	3
E	Esférica	3
F	Esférica	3
G	Fixa	0
H	Fixa	0
I*		
J*		
K	Esférica	3
L	Esférica	3

Fonte: Autoria própria (2026).

É importante destacar que os pontos A, I e J não representam uma junta de articulação.

Com base nos dados levantados, foram determinadas as coordenadas iniciais da suspensão traseira, as quais serviram como referência para a modelagem tridimensional desenvolvida no software Autodesk Fusion 360. A Figura 17, apresenta a configuração inicial do sistema, indicando os pontos utilizados no dimensionamento cinemático e a estrutura preliminar da suspensão traseira, referente ao lado esquerdo do veículo.

Figura 17 – a) Pontos iniciais do dimensionamento cinemático e (b) Estrutura inicial da suspensão traseira lado esquerdo.



Fonte: Autoria própria (2026).

Para definir a distância entre os pontos A e F deve se utilizar a equação 10, usando 1,6 Hz como frequência natural desejada, e possuindo o coeficiente de rigidez das molas traseiras (K_m), a massa não suspensa (m_{ns}) e a distância entre os pontos A e E ($\overline{AE}$) é possível encontrar a posição de fixação do conjunto mola/amortecedor no braço principal da suspensão.

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_R}{m_{ns}}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_m \times R I^2}{m_{ns}}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_m}{m_{ns}} \times \left(\frac{\overline{AF}}{\overline{AE}}\right)^2} \quad (10)$$

O Fusion 360 foi empregado para o estudo estrutural dos componentes da suspensão por meio do método dos elementos finitos (FEA). Essa análise complementa as simulações dinâmicas ao fornecer informações sobre tensões, deformações e fatores de segurança em cada componente, garantindo que o projeto atenda aos critérios de resistência mecânica e durabilidade.

3.1.1 Simulações Dinâmicas

Com as coordenadas previamente definidas, tornou-se possível estruturar o modelo geométrico da suspensão traseira para futuras análises multicorpos no software Adams Car. Essa etapa teve como objetivo organizar os principais parâmetros necessários para avaliação do comportamento dinâmico e cinemático do sistema de suspensão.

Foram obtidas informações relacionadas à geometria da suspensão, posicionamento dos pontos de ancoragem, comprimento dos links, ângulos de montagem e parâmetros do conjunto mola-amortecedor. Esses dados permitem futuras análises voltadas ao comportamento da suspensão sob diferentes condições operacionais típicas de veículos Baja SAE.

Além disso, o levantamento dos parâmetros geométricos e físicos contribuiu para a identificação de possíveis ajustes estruturais e geométricos do conjunto suspensivo, auxiliando no desenvolvimento e otimização do projeto.

3.1.2 Modelagem no Software

A modelagem tridimensional do sistema de suspensão traseira foi desenvolvida no Autodesk Fusion 360 com base nas coordenadas geométricas previamente definidas. Inicialmente, foram inseridos os pontos de referência da suspensão, permitindo a construção da geometria dos braços de controle, links estruturais, suportes, manga de eixo e demais componentes do conjunto suspensivo.

A partir da modelagem dos componentes, foram obtidas propriedades geométricas e físicas importantes para o desenvolvimento do projeto, incluindo massa, centro de massa e momentos de inércia das peças modeladas.

Posteriormente, os componentes foram submetidos a análises estruturais utilizando o Método dos Elementos Finitos (MEF) no próprio ambiente do Fusion 360. As análises permitiram avaliar tensões equivalentes de Von Mises, deformações e fatores de segurança dos componentes da suspensão sob carregamentos estimados para condições críticas de operação do veículo Baja SAE.

Os resultados obtidos contribuíram para a otimização geométrica e validação estrutural do conjunto, garantindo maior resistência mecânica e confiabilidade ao sistema de suspensão desenvolvido.

3.2 Esforços Atuantes

O desempenho dinâmico de um sistema de suspensão está intimamente relacionado à sua geometria. Por esse motivo, diversos pesquisadores buscam métodos para medir os esforços que são transmitidos ao veículo por meio da interação entre o pneu e o solo.

Para garantir que os componentes apresentados na seção anterior suportem todas as condições impostas nas competições Baja SAE, foi realizado um levantamento das situações mais críticas às quais o sistema de suspensão pode ser submetido.

No caso dos esforços atuantes na direção vertical, considera-se como situação limite o impacto do veículo com o solo após um salto de 1 metro de altura, configurando um movimento de queda livre. A análise dessa condição baseia-se na Segunda Lei de Newton e nos princípios do impulso e da quantidade de movimento, conforme indicado na Equação 11.

$$\int_{t_1}^{t_2} F \, dt = m \times v_f - m \times v_i \quad (11)$$

Considera-se que, imediatamente antes do impacto, o veículo terá uma velocidade inicial v_i igual à velocidade adquirida durante a queda livre. Devido ao

curto intervalo de queda e às baixas velocidades envolvidas, os efeitos do arrasto aerodinâmico sobre a velocidade final são desprezíveis; assim, a resistência do ar é assumida como irrelevante e v_i pode ser obtida pela relação.

$$v_i = \sqrt{2gh} \quad (12)$$

Onde:

- g é a aceleração da gravidade
- h é a altura do salto.

No instante do contato com o solo, a suspensão dissipará a energia cinética gerada pelo impacto, reduzindo progressivamente a velocidade até a condição de repouso ($v_f = 0$). A partir de análises de filmagens de impactos em veículos semelhantes, estimou-se um tempo de contato (duração do impacto) aproximadamente igual a $t \approx 0,4 \text{ s}$. Admitindo que a força média $F_{\text{aterissagem}}$ seja aplicada de forma aproximadamente constante ao longo desse intervalo, a força média pode ser estimada por:

$$F = \frac{\Delta p}{t} \quad (13)$$

Onde:

- F = força média
- Δp = Variação da quantidade de movimento
- t = tempo de impacto

Considerando as condições severas de operação enfrentadas por veículos Baja SAE, como terrenos irregulares, obstáculos e possíveis assimetrias na distribuição de carga durante impactos e aterissagens, adotou-se uma condição crítica de carregamento para as análises estruturais do sistema de suspensão.

Dessa forma, as simulações via Método dos Elementos Finitos (MEF) foram realizadas considerando a aplicação da totalidade da força de impacto sobre apenas um conjunto de suspensão. Essa abordagem representa uma condição extrema de solicitação estrutural, permitindo avaliar a resistência mecânica dos componentes em situações críticas de operação.

A adoção desse critério tem como objetivo garantir a integridade estrutural e a segurança do conjunto de suspensão, assegurando que os componentes sejam capazes de suportar adequadamente os carregamentos mais severos previstos para as condições reais de utilização do veículo.

Para o dimensionamento dos componentes estruturais da suspensão, além da força vertical F_z , também serão considerados os carregamentos nas direções longitudinal F_x e lateral F_y . Devido à dificuldade de realizar ensaios experimentais para mensurar os esforços atuantes na suspensão, adotou-se como base uma condição simulada que reproduz situações críticas de operação, semelhantes às encontradas em competições Baja SAE.

Os testes e simulações foram definidos de modo a representar a transposição repetitiva de obstáculos com altura de até 150 mm, buscando gerar as maiores cargas possíveis na suspensão. Essa condição permite a obtenção de dados representativos das forças atuantes durante impactos abruptos e ressaltos, característicos do terreno irregular enfrentado em competições.

Para garantir que as forças aplicadas sejam compatíveis com a realidade de uso do veículo, considerou-se a distribuição de massa entre os eixos dianteiro e traseiro, ajustando-se as cargas proporcionais ao peso suportado por cada conjunto de suspensão. Dessa forma, os valores de F_x , F_y e F_z utilizados nas simulações foram corrigidos conforme a carga específica suportada pela suspensão traseira, os valores obtidos podem ser observados na tabela 4.

Tabela 4 - Esforços Atuantes na suspensão traseira.

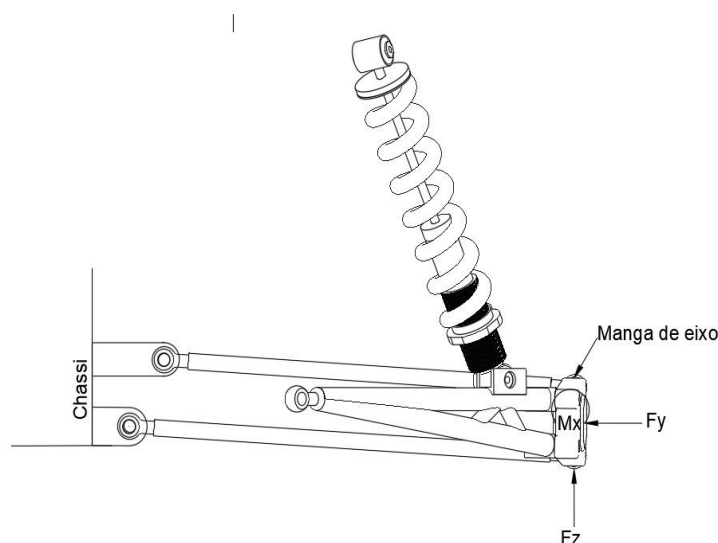
Componentes	Valor obtido
F_x	100 N
F_y	484 N
F_z	692 N

Fonte: Autoria própria (2026).

Selecionando apenas os carregamentos de maior valor, serão usados no decorrer deste trabalho os valores de F_x , F_y , F_z calculado anteriormente.

Os links traseiros de uma suspensão *tri-link* têm por objetivo restringir os graus de liberdade do pneu, garantindo sua correta posição em relação ao chassi do veículo. Esses componentes são projetados para controlar os deslocamentos longitudinais e laterais, além de auxiliar na manutenção da geometria da suspensão durante a operação, proporcionando maior estabilidade e previsibilidade. Dessa forma, esses componentes são submetidos a cargas oriundas da força lateral F_y imposta pelos circuitos e obstáculos da prova, conforme Figura 18.

Figura 18 - Distribuição dos esforços nos Links de Suspensão.



Fonte Autoria própria (2026).

Analisando a Figura 18, é possível determinar os carregamentos aos quais os links serão submetidos, visto que o link de controle apresenta reações de tração e compressão equivalentes, conforme demonstrado nas equações 14 e 15.

$$R_s = R_i = -\frac{M_x}{2a} + \frac{F_y}{2 \cos(a)} \quad (14)$$

$$R_s = R_i = \frac{M_x}{2a} + \frac{F_y}{2 \cos(a)} \quad (15)$$

Onde M_x representa o momento de rolagem atuante na manga de eixo, decorrente da aplicação da força lateral F_y no veículo durante as manobras.

Este momento é gerado devido à diferença de altura entre o centro de gravidade e o centro de rolagem da suspensão, sendo calculado por:

$$M_x = F_y(H_{cg} - H_{cr}) \quad (16)$$

Onde:

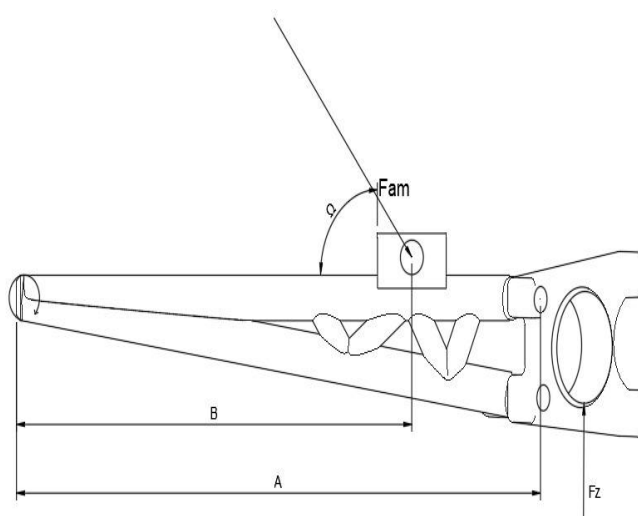
- H_{cg} é a altura do centro de gravidade
- H_{cr} é a altura do centro de rolagem

O momento de rolagem é fundamental para a distribuição das forças nos braços da suspensão, influenciando diretamente o comportamento dinâmico do sistema.

Considerando que veículos do tipo Baja, em sua maioria, não operam com altos níveis de rolagem, adota-se um critério simplificado: a altura do centro de rolagem é referenciada ao valor obtido em condição estática.

A partir do princípio de equilíbrio de momentos aplicado ao ponto de articulação do braço principal, é possível estabelecer uma relação direta entre a força vertical F_z resultante do impacto e a força aplicada pelo amortecedor F_{am} . Esta relação leva em conta o ângulo de inclinação β do amortecedor e as distâncias geométricas 450 mm e 303 mm envolvidas, conforme figura 19.

Figura 19 – Distribuição de esforços no braço principal da suspensão.



Fonte: Autoria própria (2026).

A força exercida pelo amortecedor F_{am} é determinada pela seguinte equação:

$$F_{am} = \frac{F_z \cdot a}{\cos(\beta) \cdot b} \quad (17)$$

A Equação 17 calcula a força F_{am} no amortecedor, considerando uma condição de carregamento crítica, como o caso de queda livre.

Esta força, juntamente com a força vertical F_z proveniente do contato do pneu com o solo, constitui as cargas primárias atuantes no braço da suspensão. A magnitude dessas cargas é crucial, pois elas serão o ponto de partida para o

dimensionamento estrutural do componente, assegurando que ele possua a resistência mecânica e a durabilidade necessárias para a operação segura do veículo.

O material selecionado para a análise computacional foi o aço AISI 1022, escolhido por apresentar propriedades mecânicas superiores ao SAE 1020, mantendo a viabilidade econômica do projeto. Notadamente, o AISI 1022 oferece um limite de escoamento superior, o que confere uma maior margem de segurança estrutural ao protótipo sem impactar significativamente o custo final de aquisição e fabricação. As propriedades utilizadas na simulação foram extraídas diretamente da biblioteca de materiais do software e estão consolidadas na Tabela 5.

Tabela 5 - Propriedades do aço 1022.

Propriedade	Valor	Unidade
Módulo de elasticidade	200	<i>GPa</i>
Coefficiente de Poisson	0,29	
Massa Específica	7858	<i>Kg/m³</i>
Resistencia à tração	505	<i>MPa</i>
Limite de escoamento	360	<i>MPa</i>

Fonte: Biblioteca Fusion360 (2026).

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados os resultados das análises estruturais realizadas via Método dos Elementos Finitos (MEF) no Autodesk Fusion 360, avaliando tensões, deformações e fatores de segurança dos componentes da suspensão traseira do veículo Baja SAE.

Com base nos resultados iniciais, foram realizadas alterações geométricas e otimizações estruturais visando melhorar a resistência mecânica e reduzir a massa do conjunto. A geometria final, utilizando aço AISI 4130 nos braços da suspensão, apresentou comportamento estrutural satisfatório e fatores de segurança adequados para as condições de operação do veículo.

Também foram realizados ensaios para validação da rigidez da mola e do comportamento hidráulico do amortecedor traseiro, contribuindo para a verificação prática dos parâmetros adotados no projeto.

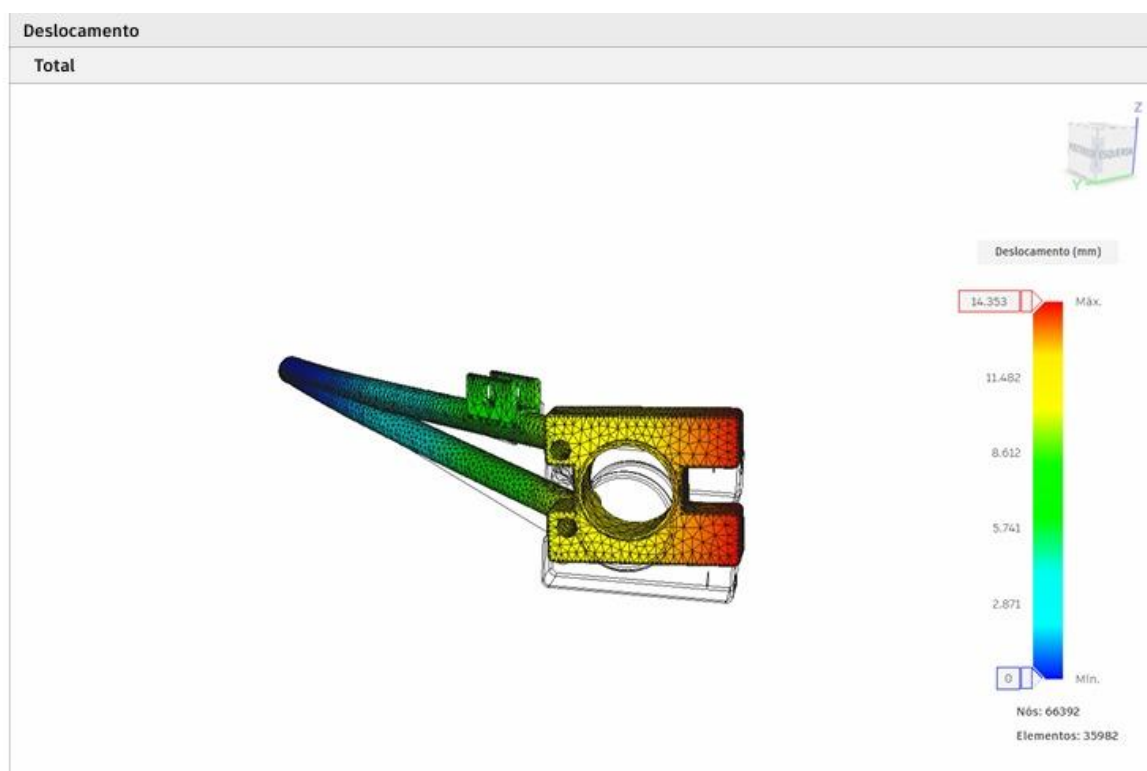
4.1 Análises Estruturais Iniciais

Após a definição da geometria e posicionamento dos componentes, realizaram-se simulações no ambiente de Simulação do Autodesk Fusion 360, empregando o módulo (simulação estática linear). O objetivo foi quantificar os esforços mecânicos que atuam nos principais componentes do sistema. Essas análises permitiram investigar a distribuição de tensões, os deslocamentos máximos e os fatores de segurança envolvidos, considerando as condições de carregamento críticas para o projeto. Os resultados obtidos forneceram subsídios importantes para possíveis otimizações geométricas, contribuindo para a redução de massa e o aumento da eficiência do conjunto sem comprometer sua integridade estrutural. O material selecionado para o dimensionamento do braço principal da suspensão foi o tubo mecânico com diâmetro de 25,4 mm fabricado em aço AISI 1022, com espessura de parede de 2 mm. A escolha se deu em função do baixo custo, ampla disponibilidade no mercado e facilidade nos processos de corte e soldagem, além de uma resistência ligeiramente superior AISI 1020. Na simulação estrutural, foram aplicadas ao modelo as principais cargas atuantes sobre o componente, com foco na força vertical

proveniente do contato com o solo e impactos severos. Os resultados obtidos a partir dessa análise são apresentados a seguir. A primeira análise realizada corresponde à deformação total sofrida pelo braço principal da suspensão sob as cargas aplicadas. Essa avaliação é importante para verificar se o componente está sujeito a alterações permanentes em sua geometria (deformação plástica). A seguir, apresenta-se na Figura 20 o resultado da simulação no Fusion 360 com a escala de deformações obtida. Valores aceitáveis de deformação em componentes estruturais como o braço da suspensão devem ser suficientemente pequenos para não comprometer a geometria funcional do conjunto, geralmente na ordem de frações de milímetro.

Na simulação, observou-se uma deformação máxima de aproximadamente 14,35 mm, gerada a partir da aplicação da carga vertical na manga de eixo proveniente da reação de queda livre, conforme observado na Figura 20. Essa deformação excedeu os limites esperados para o componente, indicando que a geometria inicial não era suficientemente rígida para suportar os esforços impostos. Assim, foi necessário alterar a geometria do sistema, buscando uma configuração que ofereça maior resistência mecânica e reduza os deslocamentos indesejados.

Figura 20 – Deformação máxima da geometria inicial da suspensão.



Fonte: Autoria própria (2026).

A análise de tensões, baseada no critério de Von Mises Stress, demonstrou concentração crítica de tensões em regiões específicas do componente. O valor máximo obtido foi de 1329,78 MPa, valor muito superior ao limite de escoamento do material AISI 1022 (360 MPa), indicando falha estrutural iminente. O fator de segurança mínimo calculado foi 0,204, confirmando que a geometria inicial não atende aos requisitos mínimos de projeto. Os resultados evidenciaram a necessidade de reforço estrutural e otimização geométrica antes da fabricação do protótipo, conforme figura 21.

Figura 21 – Distribuição de Tensões na geometria inicial - critério de von-Mises.



Fonte: Autoria própria (2026).

Na análise estrutural realizada no Autodesk Fusion 360, verificou-se que as regiões de máxima deformação e máxima tensão não coincidiram geometricamente. O maior deslocamento ocorreu na extremidade da manga de eixo, consequência direta da flexão do braço principal sob as cargas aplicadas. Esse comportamento é característico de componentes submetidos à flexão, nos quais o deslocamento máximo tende a ocorrer nas regiões mais afastadas dos pontos de fixação, em razão do efeito de alavanca estrutural.

Por outro lado, as maiores tensões equivalentes segundo o critério de Von Mises Stress concentraram-se nas regiões de transição geométrica e engastamento do componente, locais sujeitos à elevada concentração de tensões. Dessa forma,

embora a deformação máxima tenha ocorrido na extremidade livre do conjunto, os pontos críticos para possível falha estrutural localizaram-se em áreas específicas de maior solicitação mecânica.

Além da análise de deslocamentos e tensões, foi avaliado o fator de segurança da estrutura considerando as propriedades mecânicas do aço AISI 1022. O fator de segurança permite verificar se o componente opera dentro de limites adequados frente aos carregamentos impostos, sendo um dos principais parâmetros para validação estrutural em aplicações off-road, como veículos Baja SAE. Para esse tipo de aplicação, recomenda-se normalmente um fator de segurança mínimo superior a 1,5, devido às severas condições de carregamento e aos impactos característicos da operação, conforme figura 22.

Figura 22 – Fator de Segurança no braço principal na configuração inicial.

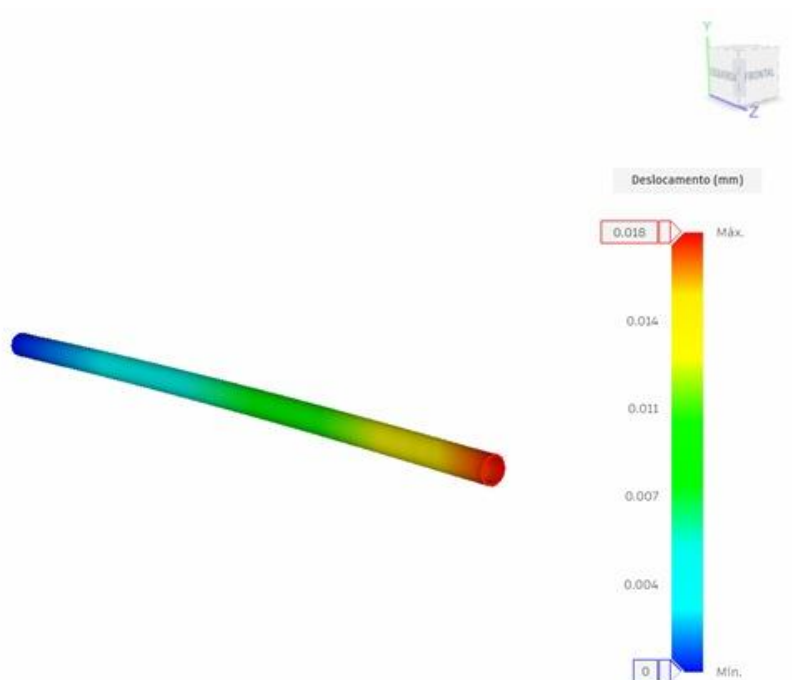


Fonte: Autoria própria (2026).

Para os links da suspensão traseira, o material adotado foi o Aço AISI 1022, utilizando barras maciças com diâmetro de 16 mm. As propriedades mecânicas consideradas incluem um limite de escoamento de 360 MPa e resistência máxima à tração de 505 MPa.

A avaliação estrutural desses elementos foi conduzida com foco nos esforços obtidos através da dinâmica da suspensão, simulando condições severas de carregamento. No modelo de simulação, o Link Superior foi submetido a uma carga de 1000 N, enquanto o Link Inferior foi testado sob uma carga de 500 N. Esses esforços são fundamentais para validar o dimensionamento frente às reações de tração e compressão distribuídas entre os componentes conforme a geometria da suspensão, conforme figura 23.

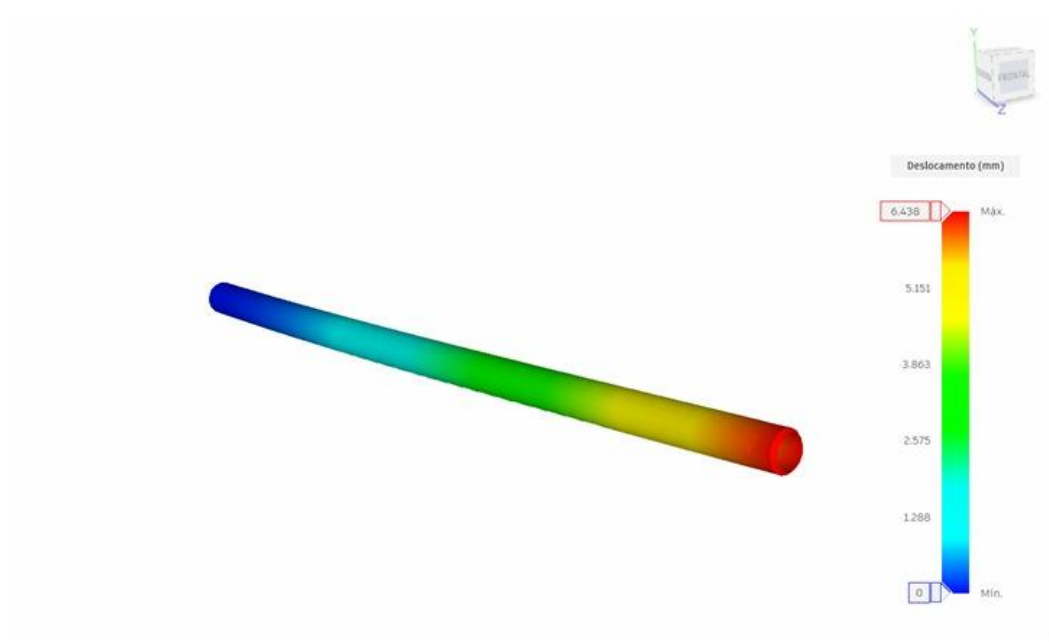
Figura 23 – Deslocamento total no link traseiro inferior.



Fonte: Autoria própria (2026).

Nos testes de deslocamento realizados no Autodesk Fusion, o Link Inferior apresentou uma variação de apenas 0,018 mm, evidenciando uma estabilidade dimensional excelente. Já o Link Superior, sob carga mais elevada, registrou um deslocamento máximo de 6,438 mm. Conforme a figura 24 que exibe os mapas de deslocamento resultantes:

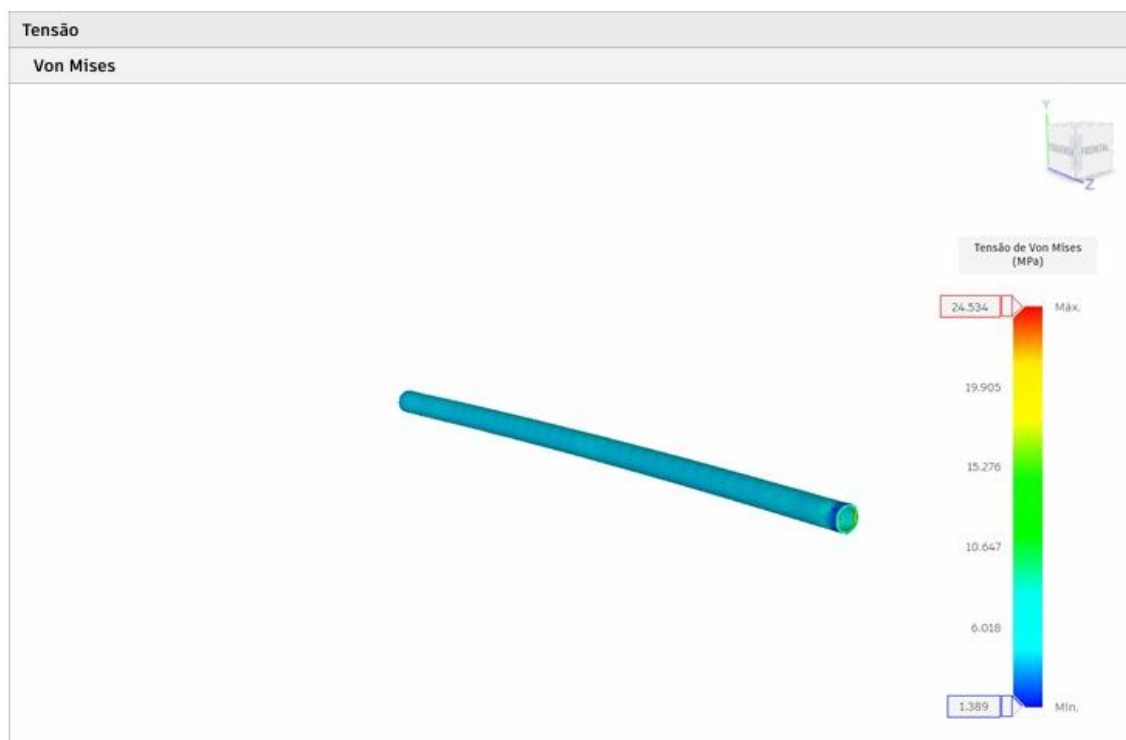
Figura 24 – Deslocamento total no link traseiro superior.



Fonte: Autoria própria (2026).

A análise de tensões baseada no critério de Von Mises demonstrou que os componentes operam dentro do regime elástico do material. Para o link inferior, a tensão máxima registrada foi de 24,534 Mpa. A Figura 25 detalham essa distribuição:

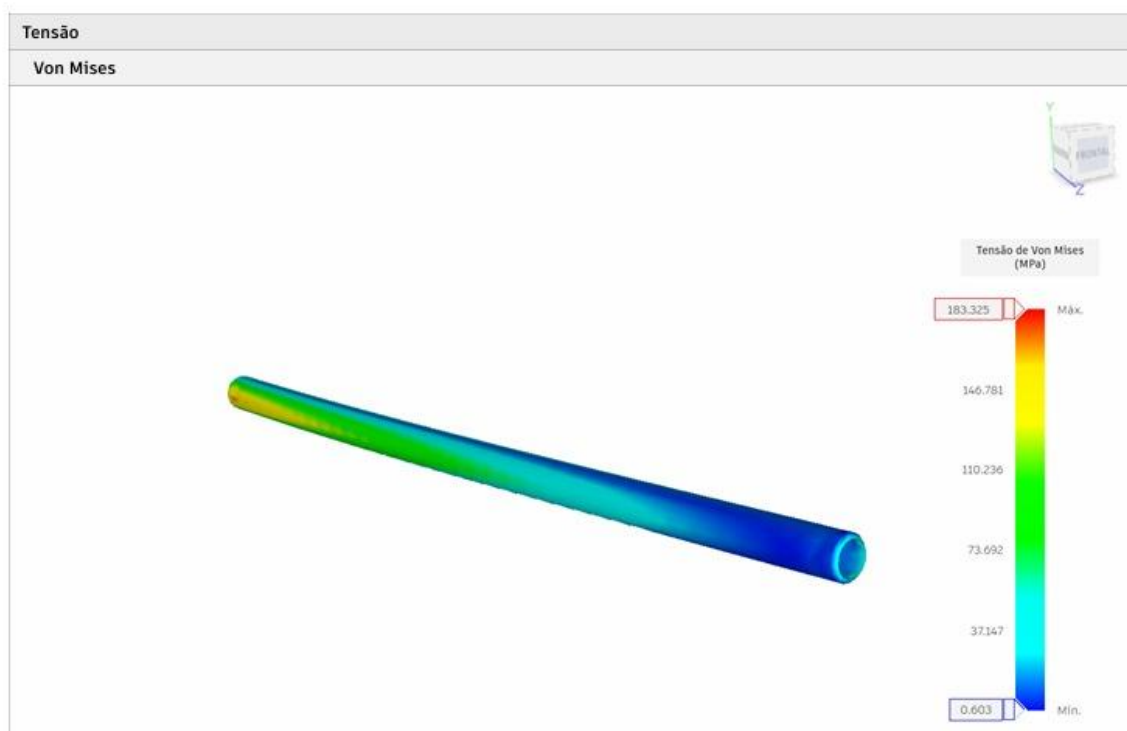
Figura 25 – Distribuição de tensões de Von Mises no link inferior.



Fonte: Autoria própria (2026).

No link superior, a solicitação foi maior, atingindo um pico de 183,325 MPa, valor que ainda se mantém significativamente abaixo do limite de escoamento de 360 MPa do Aço AISI 1022. A Figura 26 detalham essa distribuição:

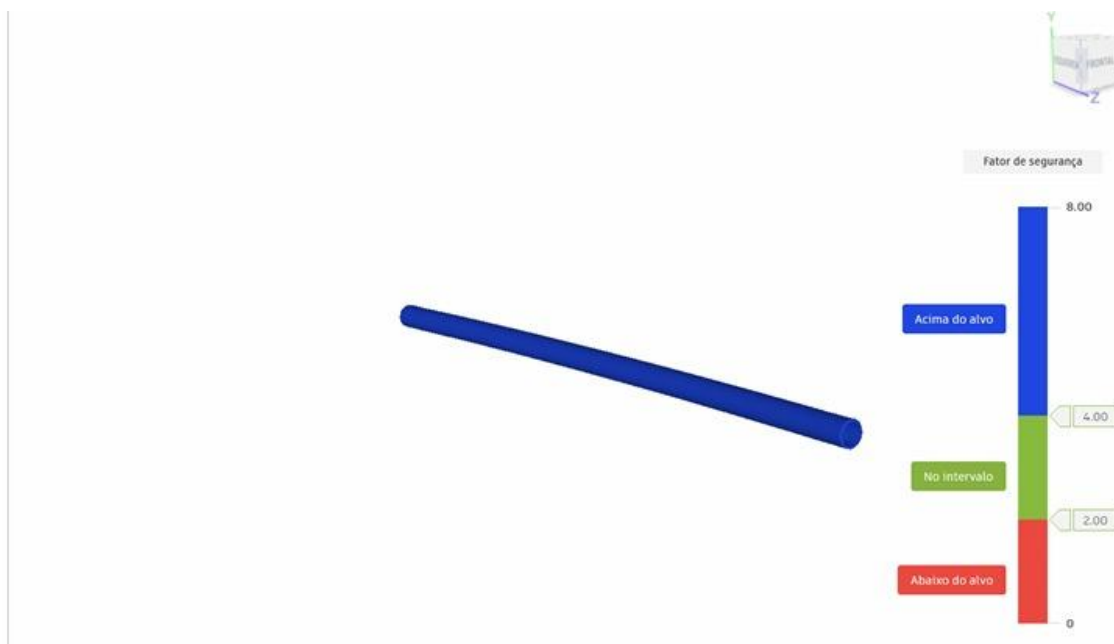
Figura 26 – Distribuição de tensões de Von Mises no link superior.



Fonte: Autoria própria (2026).

Por fim, a simulação do fator de segurança (FS) confirmou a integridade do projeto. O link inferior apresentou um FS mínimo de 14,67, indicando que o componente está superdimensionado para a carga atual. O link superior apresentou um FS mínimo de 1,96, superando o critério de segurança de 1,5 estabelecido para o projeto, conforme figura 27.

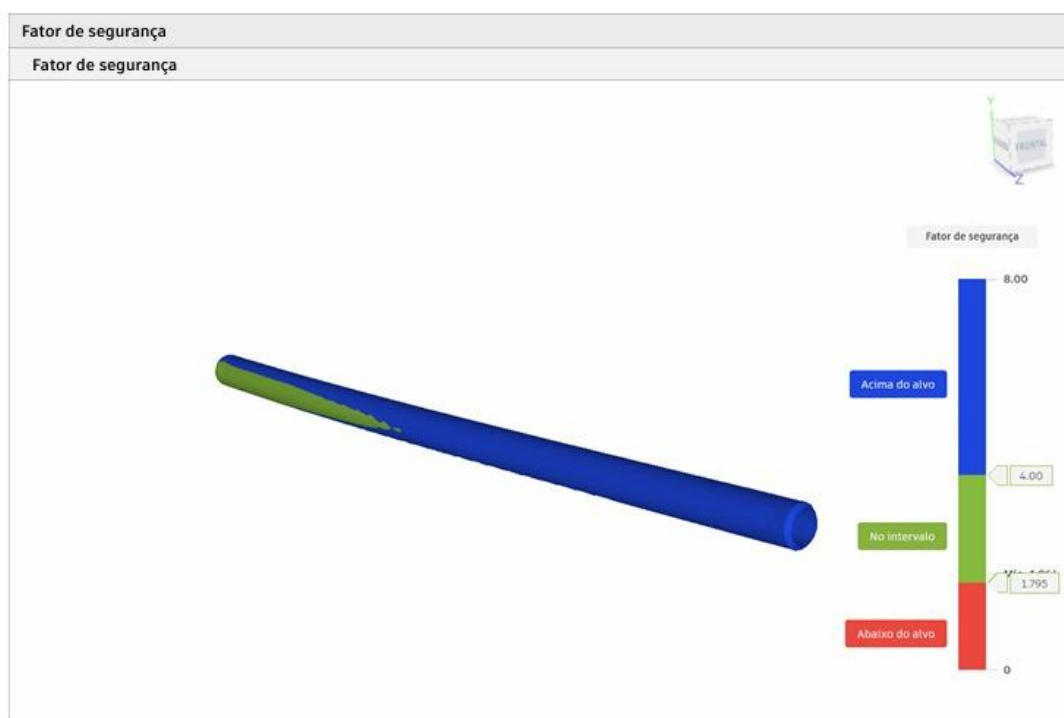
Figura 27 – Fator de segurança do link inferior.



Fonte: Autoria própria (2026).

Diante dos resultados, conclui-se que os links traseiros estão adequadamente dimensionados para suportar os esforços operacionais. Conforme indicado pelos resultados guiados obtidos por meio do software, conforme figura 28.

Figura 28 – Fator de segurança do link superior.



Fonte: Autoria própria (2026).

4.2. Análise de Flambagem do Link Inferior

Foi realizado um estudo de flambagem estrutural no link inferior, utilizando o software Autodesk Fusion, com o objetivo de avaliar a estabilidade estrutural da peça sob carregamento axial compressivo. O estudo foi configurado considerando material em aço AISI 1022, apresentando módulo de elasticidade de 205 GPa e limite de escoamento de 360 MPa.

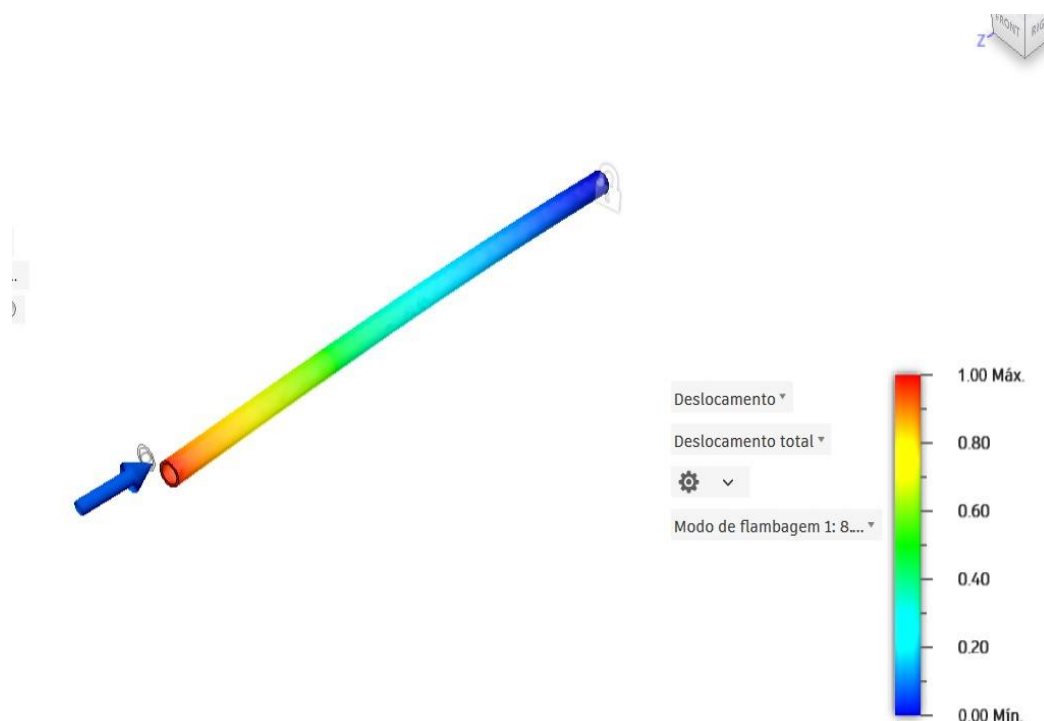
O modelo utilizou elementos sólidos parabólicos com malha refinada, contendo aproximadamente 5.945 nós e 3.029 elementos, permitindo maior precisão na análise dos modos de flambagem.

Para a simulação, foi aplicada uma restrição fixa em uma extremidade da estrutura, enquanto na outra extremidade foi aplicada uma força compressiva de 1000 N no eixo Z negativo.

Os resultados obtidos demonstraram que o primeiro modo de flambagem apresentou fator de carga de 8,768 vezes a carga aplicada, indicando que a estrutura suportaria aproximadamente 8.768 N antes da ocorrência de instabilidade estrutural crítica. O segundo modo apresentou fator de 8,885 e o terceiro modo atingiu 77,736 vezes a carga aplicada.

Esses resultados demonstram que o componente possui elevada resistência à flambagem dentro das condições analisadas, validando o dimensionamento estrutural adotado no projeto. Além disso, a análise evidencia que a geometria proposta apresenta boa rigidez estrutural, reduzindo riscos de falha por instabilidade durante condições severas de operação, conforme figura29.

Figura 29 - Primeiro modo de flambagem estrutural do link inferior.



Fonte: Autoria própria (2026).

4.3 Análise e Otimização da Manga de Eixo

A manga de eixo é um componente crítico do sistema de suspensão, sendo responsável por suportar os esforços provenientes do contato do pneu com o solo e transmiti-los aos braços da suspensão. Devido à sua complexidade geométrica e funcional, este componente foi submetido a um processo de otimização focado na redução de massa não suspensa.

Inicialmente, a manga de eixo foi projetada com uma geometria robusta e simplificada para manufatura primária, apresentando uma massa total de 2,5 kg. Ao realizar a simulação estática no Autodesk Fusion 360 utilizando o Aço AISI 1022, observou-se que as tensões atuantes estavam significativamente abaixo do limite de escoamento do material (360 MPa), conforme figura 30.

Figura 30 – Geometria inicial manga de eixo.



Fonte: Autoria própria (2026).

Este cenário caracterizou um superdimensionamento do componente, resultando em um peso desnecessário que comprometeria a eficiência dinâmica do protótipo Baja SAE. Diante disso, decidiu-se pela aplicação de técnicas de otimização para refinar o componente.

Utilizou-se o módulo de Otimização de Forma para identificar as regiões onde o material não exercia função estrutural primária. A simulação foi configurada com os seguintes parâmetros:

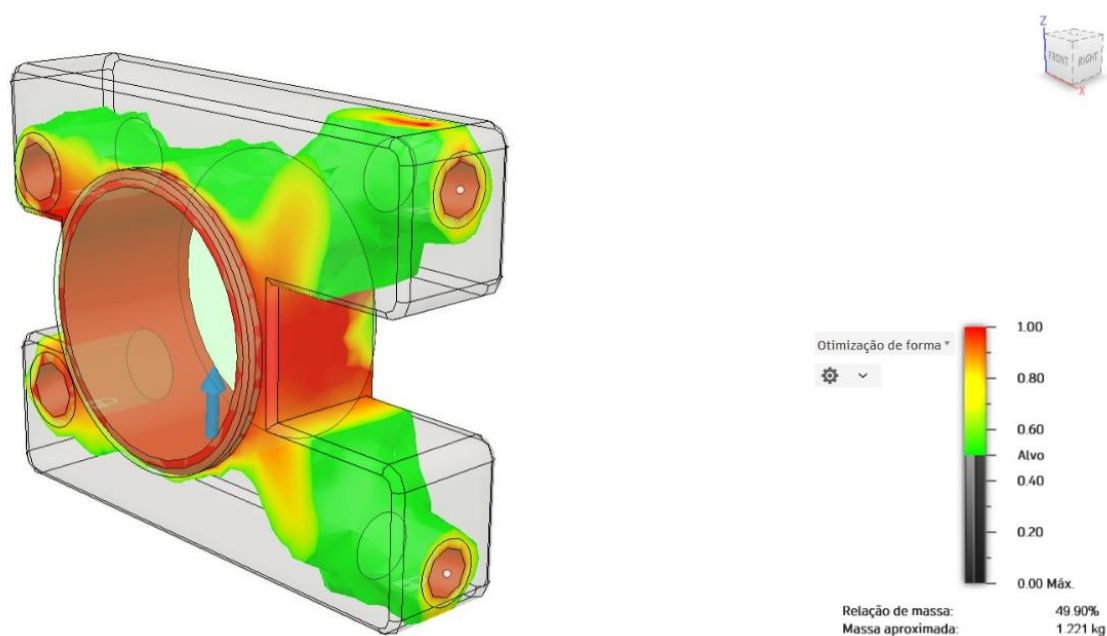
Objetivo: Minimização da massa mantendo a rigidez global.

Restrição de Região: Manutenção das faces de contato (furos de fixação e sede dos rolamentos).

Alvo de Redução: 50% do volume original.

O software gerou uma malha orgânica, Figura 31, evidenciando os "caminhos de carga" por onde os esforços efetivamente transitam. Esta visualização foi fundamental para nortear o processo de redesenho.

Figura 31 – Resultado da otimização topológica da manga de eixo no Fusion 360.



Fonte: Autoria própria (2026).

4.3.1 Adequação Geométrica e Manufatura

Com base na malha otimizada, a geometria foi reconstruída no ambiente CAD. O desafio nesta etapa foi interpretar as formas orgânicas sugeridas e convertê-las em superfícies que pudessem ser fabricadas via processos de usinagem e soldagem. Foram eliminados excessos de material nas laterais e no corpo central, criando alívios de massa que respeitam o fluxo de tensões, conforme figura 32.

Figura 32 – Malha otimizada manga de eixo.



Fonte: Autoria própria (2026).

4.4 Validação de Geometria Final do Conjunto

Após as análises estruturais iniciais, foram identificadas regiões com elevadas concentrações de tensão e fatores de segurança inferiores aos valores desejados para aplicações Baja SAE. Dessa forma, realizou-se a reformulação geométrica do braço principal da suspensão, visando melhorar a distribuição de esforços e aumentar a resistência mecânica do conjunto, conforme figura 33.

Figura 33 – Geometria final do sistema de suspensão traseira.



Fonte: Autoria própria (2026).

Para a geometria final, optou-se pela utilização do aço AISI 4130 QT devido à sua elevada resistência mecânica, boa soldabilidade e ampla aplicação em estruturas tubulares voltadas a aplicações off-road. O material utilizado apresenta limite de escoamento aproximado de 778 MPa e resistência máxima à tração de 895 MPa.

Tabela 6 - Propriedades mecânicas do aço AISI 4130 QT.

Propriedades	Valor
Limite de escoamento	778 Mpa
Resistencia à tração	895 MPa
Módulo de Young	207 GPa
Coeficiente de Poisson	0,33

Fonte: Biblioteca Fusion360 (2026).

Durante as simulações, foram aplicadas forças equivalentes às condições críticas de impacto e carregamento lateral do sistema de suspensão, conforme figura 34.

Figura 34 - Condições de contorno e carregamentos aplicados.



Fonte: Autoria própria (2026).

Os resultados obtidos demonstraram melhora significativa no comportamento estrutural da geometria final, apresentando tensão equivalente de Von Mises máxima de 388,641 MPa, valor inferior ao limite de escoamento do material utilizado, conforme figura 35.

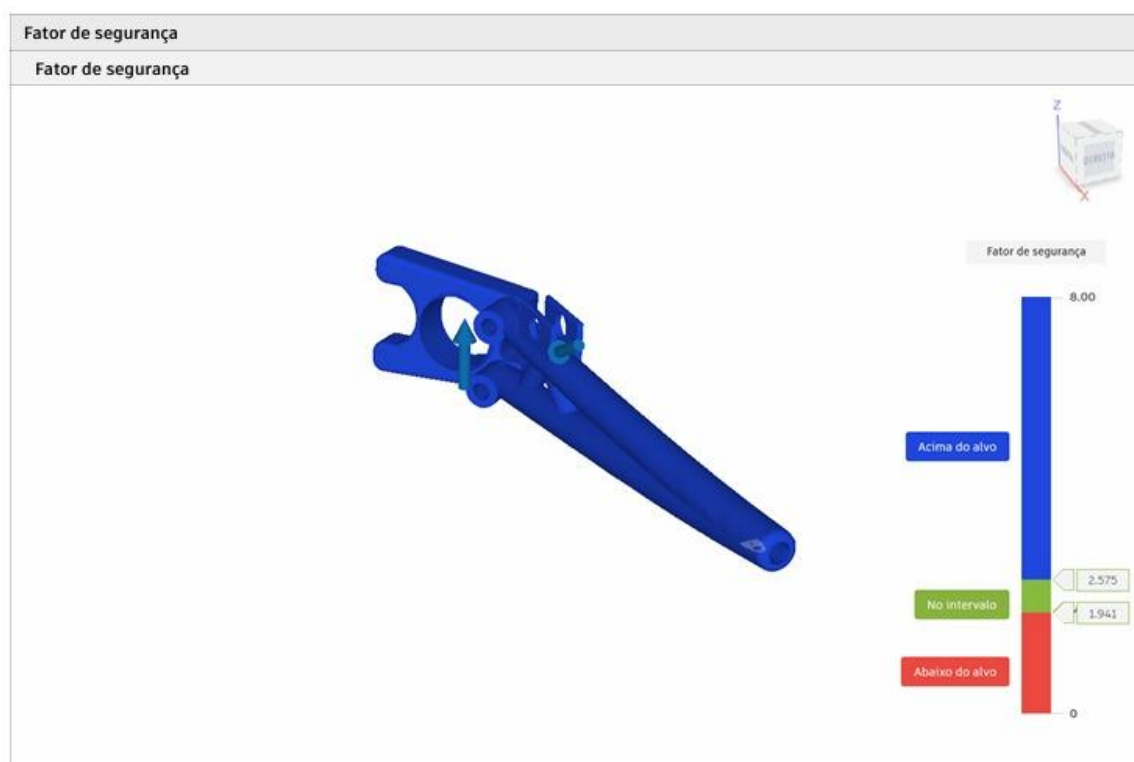
Figura 35 - Resultado de tensão equivalente de Von Mises.



Fonte: Autoria própria (2026).

O fator de segurança mínimo obtido foi de 2,002, indicando que o componente apresenta resistência estrutural adequada para suportar os carregamentos considerados no projeto. Além disso, o deslocamento máximo registrado foi de aproximadamente 2,97 mm, demonstrando comportamento estrutural compatível com as condições severas de operação previstas para o veículo, conforme figura 36.

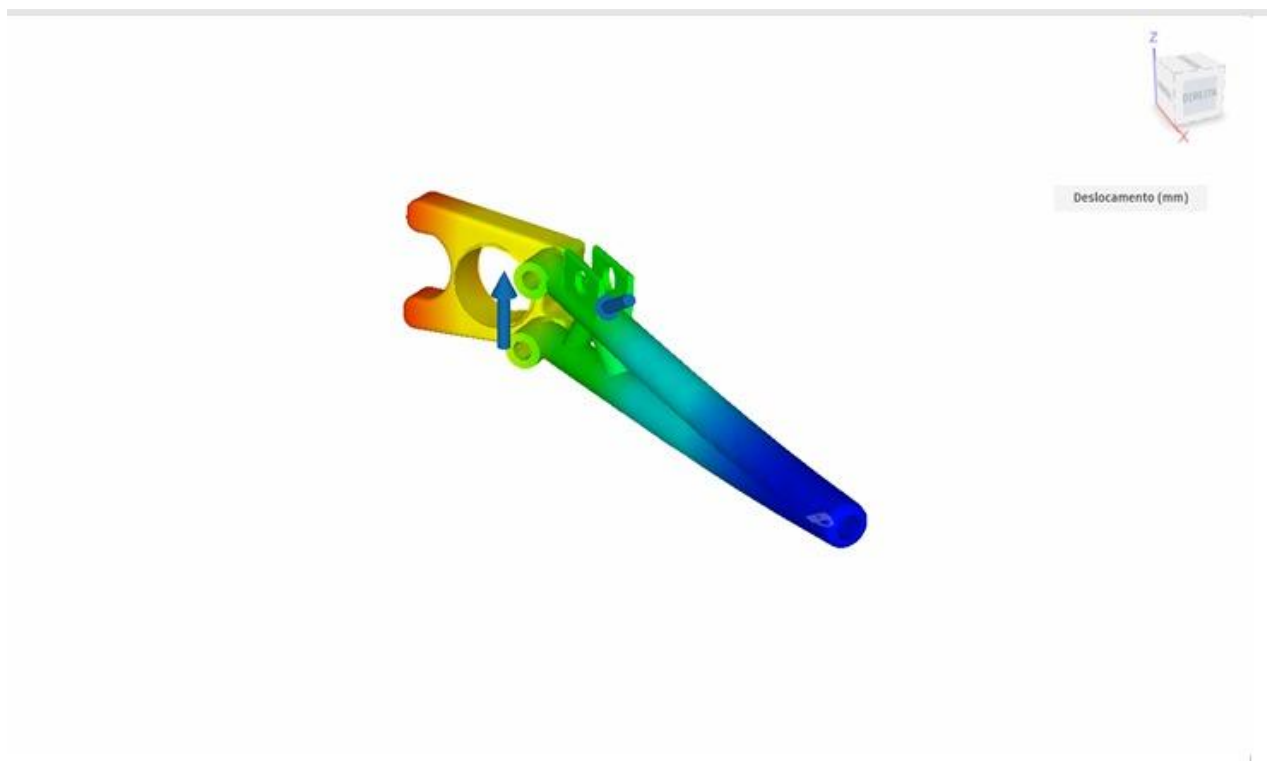
Figura 36 - Resultado do fator de segurança da geometria final.



Fonte: Autoria própria (2026).

Os resultados também evidenciaram melhor distribuição das tensões ao longo da estrutura após as modificações geométricas e aplicação de alívio de massa, contribuindo para redução de concentrações críticas de tensão sem comprometer a integridade estrutural do componente, conforme figura 37.

Figura 37 - Resultado de deslocamento total da estrutura.

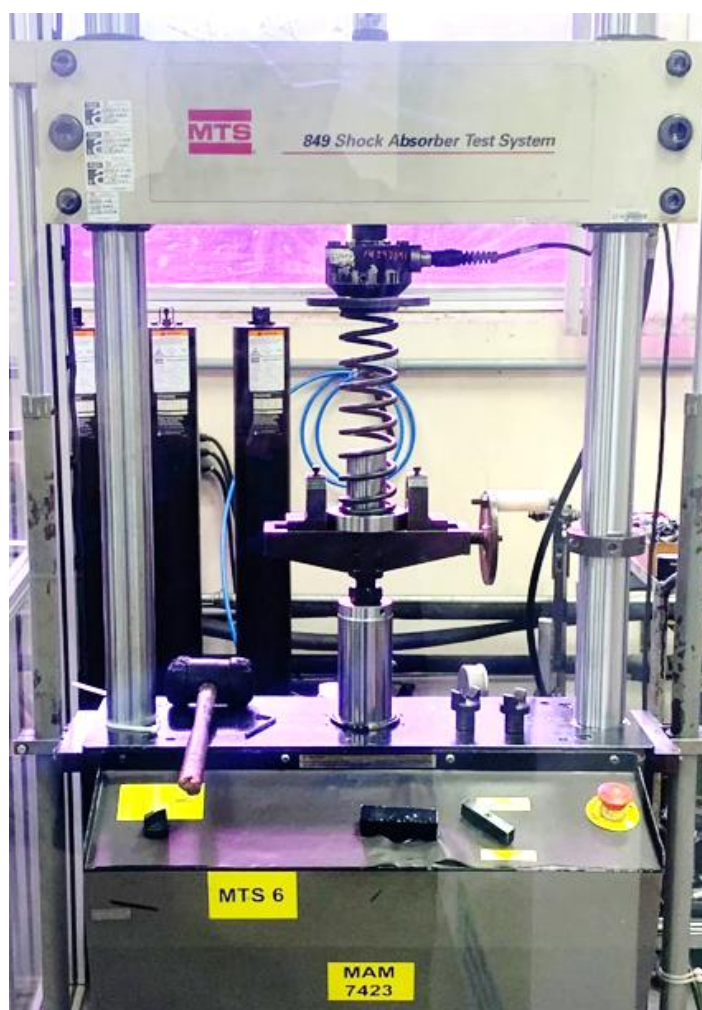


Fonte: Autoria própria (2026).

4.5. Validação Experimental da Rigidez da Mola e do Amortecedor.

Com o objetivo de validar experimentalmente os parâmetros adotados no dimensionamento da suspensão traseira, foi realizado ensaio em dinamômetro servo-hidráulico para obter a rigidez da mola, conforme figura 38.

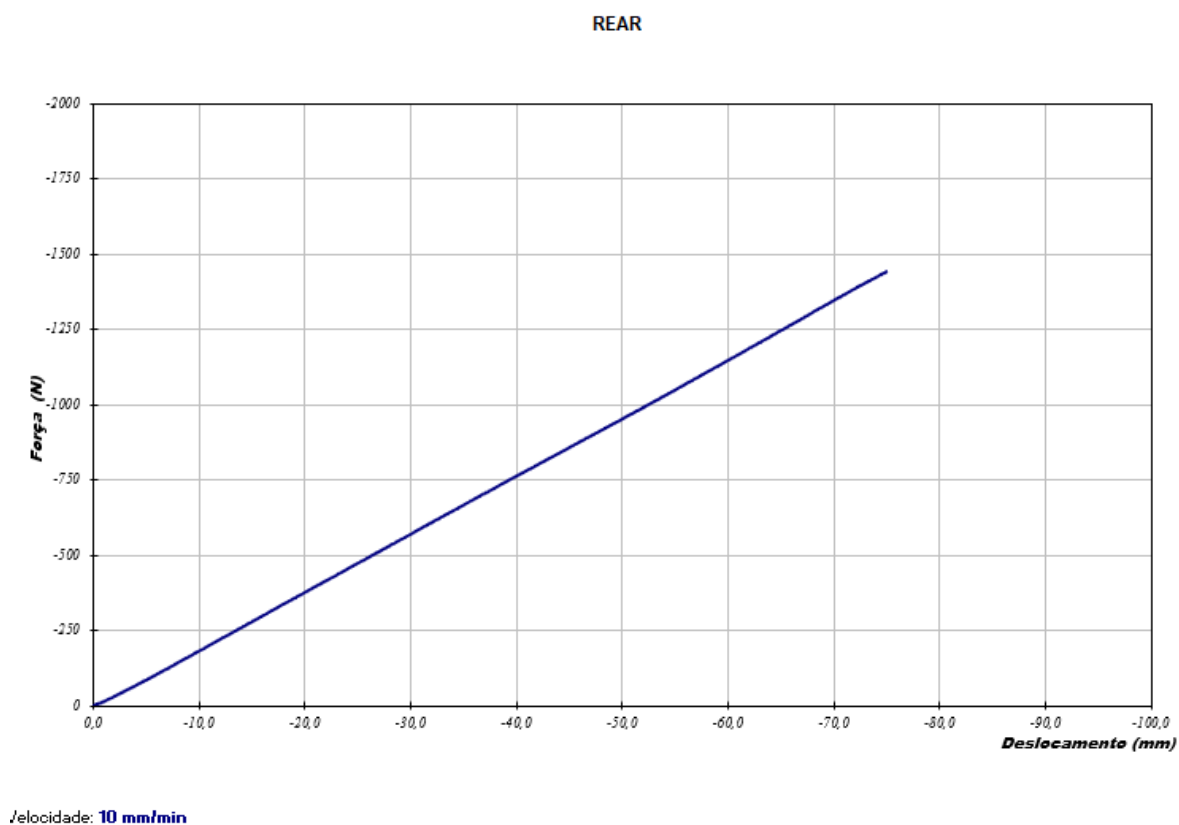
Figura 38 - Montagem mola Dinamômetro.



Fonte: Autoria própria (2026)

Inicialmente, o conjunto mola-amortecedor foi montado no equipamento de ensaio, permitindo a aplicação controlada de deslocamentos e velocidades sobre o sistema suspensivo. Durante os ensaios, foram obtidos dados relacionados ao comportamento elástico ao longo do curso de operação, conforme figura 39.

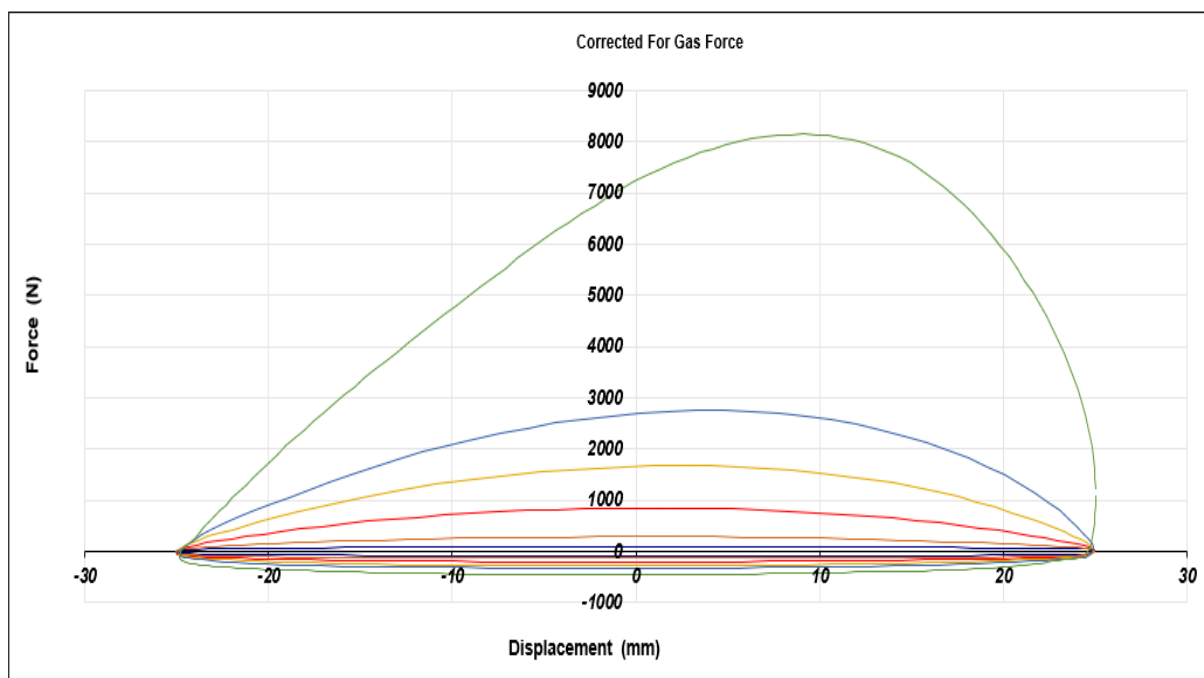
Figura 39 - Gráfico força x deslocamento da mola.



Fonte: Autoria própria (2026).

Utilizando frequência de 1,6 Hz e massa não suspensa definida de 75kg por roda, distâncias dos braços e ângulo de instalação do amortecedor, foi realizado o cálculo de rigidez de mola da suspensão traseira, assim definido o valor ideal de 18,000 N/m, a fim de garantir o valor de rigidez prático, foi realizado o teste em um dinamômetro servo-hidráulico, aquisitando valores através de uma célula de carga, assim gerando o gráfico de força por deslocamento, e constatando que atende o que foi dimensionado, conforme figura 40.

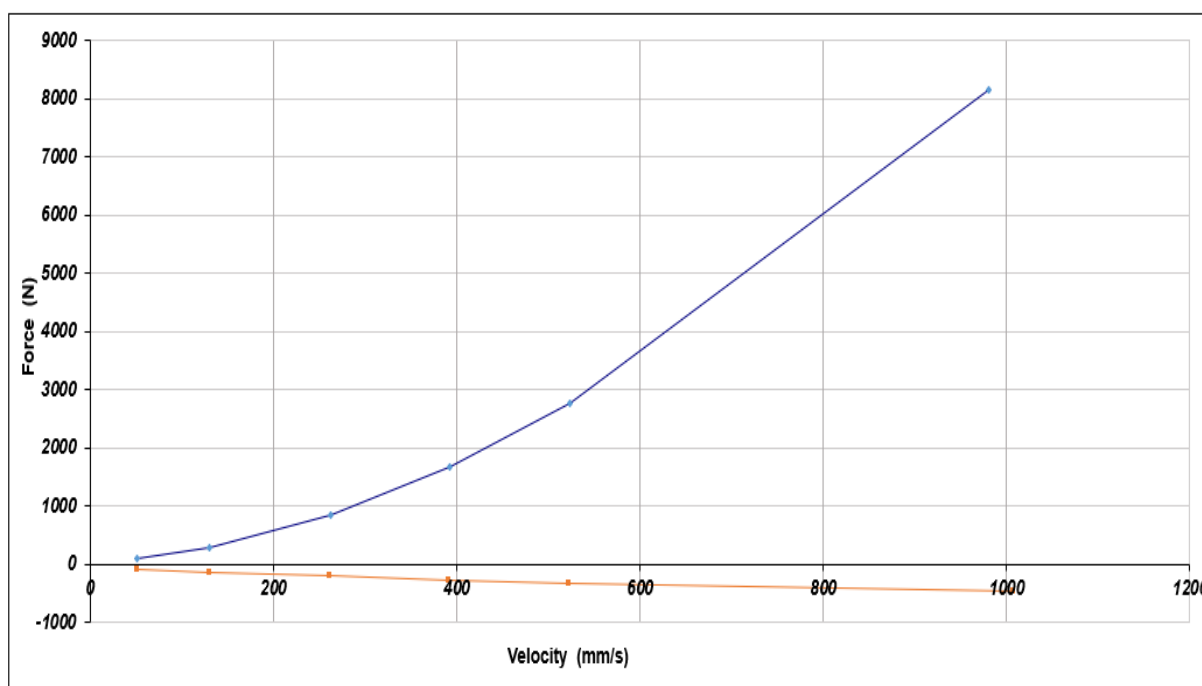
Figura 40 - Resultados teste de força hidráulica do amortecedor, plotado através de força por deslocamento.



Fonte: Autoria própria (2026).

Foi realizado o teste de força hidráulica do amortecedor acionando o amortecedor verticalmente em um ângulo de 90 graus nas seguintes condições 50mm x 52mm/s - 50mm x 131mm/s - 50mm x 262mm/s - 50mm x 393mm/s - 50mm x 524mm/s - 50mm x 1000mm/s, a fim de garantir precisão na análise de elementos finitos, conforme figura 41.

Figura 41 - Resultados teste de força hidráulica do amortecedor, plotado através de força por velocidade.



Fonte: Autoria própria (2026).

5. CONCLUSÕES

O presente trabalho teve como objetivo o desenvolvimento e validação estrutural de um sistema de suspensão traseira do tipo Tri-Link aplicado a um protótipo Baja SAE, buscando melhorar parâmetros relacionados à resistência mecânica, estabilidade estrutural e desempenho em condições severas de operação off-road.

Inicialmente, foram definidos os parâmetros fundamentais do projeto, incluindo geometria da suspensão, distribuição de massas, frequência natural do sistema, rigidez da mola e posicionamento dos pontos de ancoragem. A modelagem tridimensional dos componentes foi desenvolvida no Autodesk Fusion 360, permitindo a obtenção das propriedades geométricas e inerciais necessárias para o desenvolvimento estrutural do conjunto.

Posteriormente, foram realizadas análises estruturais via Método dos Elementos Finitos (MEF), avaliando tensões equivalentes de Von Mises, deformações, fatores de segurança e estabilidade estrutural dos componentes submetidos a carregamentos críticos representativos das condições reais de operação de veículos Baja SAE.

Os resultados iniciais permitiram identificar regiões críticas sujeitas a elevadas concentrações de tensão, motivando modificações geométricas e processos de otimização estrutural com o objetivo de melhorar a distribuição de esforços e reduzir a massa não suspensa do conjunto. Após as otimizações, a geometria final apresentou comportamento estrutural satisfatório, utilizando aço AISI 4130 QT nos braços principais da suspensão e apresentando fatores de segurança adequados para aplicações off-road severas.

Além das análises computacionais, também foram realizados ensaios experimentais para validação da rigidez da mola e do comportamento hidráulico do amortecedor traseiro, contribuindo para a verificação prática dos parâmetros adotados no projeto.

Complementarmente, foi conduzido um estudo de flambagem no link inferior da suspensão, permitindo avaliar a estabilidade estrutural do componente sob

carregamentos compressivos e verificando comportamento compatível com as condições previstas de utilização.

Como continuidade do trabalho, sugere-se a implementação de ball joints no sistema de fixação do amortecedor, visando acomodar melhor as variações angulares decorrentes do curso da suspensão e reduzir esforços indesejados transmitidos aos pontos de fixação. Além disso, futuras otimizações geométricas poderão ser realizadas com foco na redução de massa, melhoria da distribuição de tensões e aprimoramento do comportamento dinâmico do conjunto suspensivo.

Dessa forma, o projeto desenvolvido demonstrou viabilidade estrutural e potencial de aplicação em veículos Baja SAE, contribuindo para o desenvolvimento acadêmico e tecnológico de sistemas de suspensão voltados a aplicações off-road de alta solicitação mecânica.

Como continuidade deste trabalho, recomenda-se a realização de simulações multicorpos para avaliar com maior precisão o comportamento dinâmico da suspensão traseira. Também é sugerida a fabricação e validação experimental do conjunto projetado, permitindo comparar os resultados obtidos nas simulações com dados reais de operação. Além disso, futuros estudos podem explorar a utilização de materiais mais leves e otimização dos parâmetros de suspensão.

REFERÊNCIAS

AUTODESK. Autodesk Fusion. Versão 2702.1.58. San Rafael: Autodesk, 2026. Software instalado para modelagem tridimensional e análise de engenharia por elementos finitos. Disponível em: <https://www.autodesk.com>. Acesso em: 1 jun. 2026.

BARTON, David C.; FIELDHOUSE, John D. Automotive Chassis Engineering. 2. ed. Springer, 2024.

BORGES, João Vitor. Projeto de suspensão trilink com amortecedor traseiro. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Instituto Federal do Espírito Santo, Campus São Mateus, São Mateus, 2025.

CHANDRUPATLA, T. R.; BELEGUNDU, A. D. Introduction to Finite Elements in Engineering. 4. ed. Upper Saddle River: Pearson Prentice Hall, 2011.

COMPONENTES NAKATA. Conheça os componentes do amortecedor e seu funcionamento. 2022. 1 vídeo. Publicado pelo Componentes Nakata. Disponível em: <https://youtu.be/OXIKJRthTxM?si=SkuDIYPL9vk6WmMo>. Acesso em: 21 outubro. 2025.

GILLESPIE, T. D. *Vehicle Dynamics*. Warren Dale, 1992.

HALLIDAY, David; RESNICK, Robert; WALKER, Jearl. Fundamentos de física: mecânica. 10. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2016. v. 1.

APÊNDICE A – MEMORIAL DE CÁLCULO

Força do amortecedor:

$$F_{am} = \frac{F_z \times a}{\cos(20^\circ) \times b} = \frac{2768,5 \times 450}{\cos 24 \times 303} = 4500 \text{ N}$$

Razão de instalação:

$$RI = \frac{x}{x'} = 0,60$$

Rigidez efetiva da mola:

$$K_R = K_m \times RI^2$$

$$K_R = 18000 \times 0,60^2 = 6480 \text{ N/mm}$$

Força Vertical:

$$\int_{t1}^{t2} F dt = m \times v_f - m \times v_i$$

$$v_i = \sqrt{2gh} = 4,43 \text{ m/s}$$

$$F_z = \frac{m \times v_i}{t} = \frac{250 \times 4,43}{0,4} = 2768,75 \text{ N}$$

Esforços de tração e compressão nos links traseiros:

Momento de rolagem:

$$Mx = F_y \times (h_{cg} - h_{cr}) = 484,53 \times (0,525 - 0,188) = 163,29 \text{ Nm}$$

Tração:

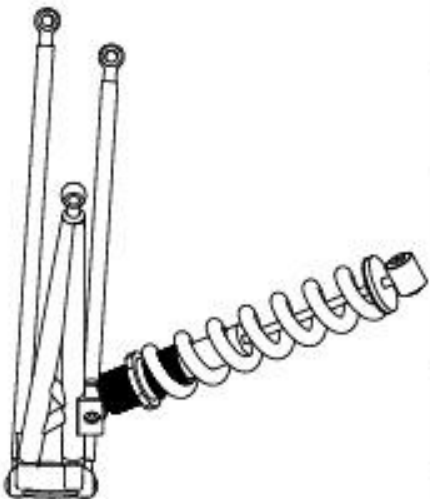
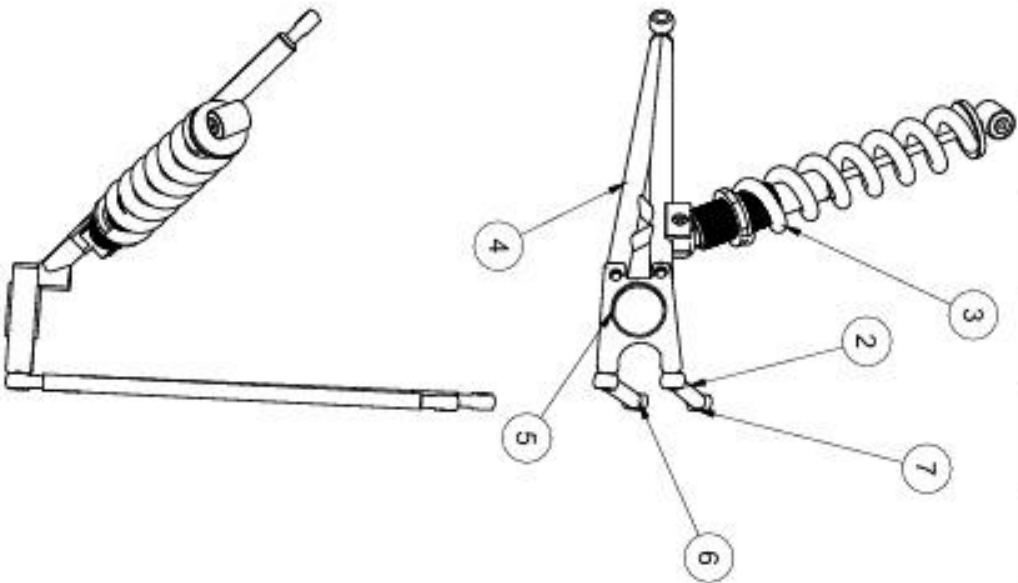
$$Rs = Ri = -\frac{Mx}{2a} + \frac{Fy}{2 \cos(a)} = -\frac{40,82}{2 \times 0,03} + \frac{484,53}{2 \cos(20^\circ)} = 1372,84 \text{ N}$$

Compressão:

$$R_s = R_i = \frac{Mx}{2a} + \frac{Fy}{2 \cos(\alpha)} = \frac{40,82}{2 \times 0,03} + \frac{484,53}{2 \cos(20^\circ)} = 1660,16 \text{ N}$$

APÊNDICE B – DESENHO TÉCNICO

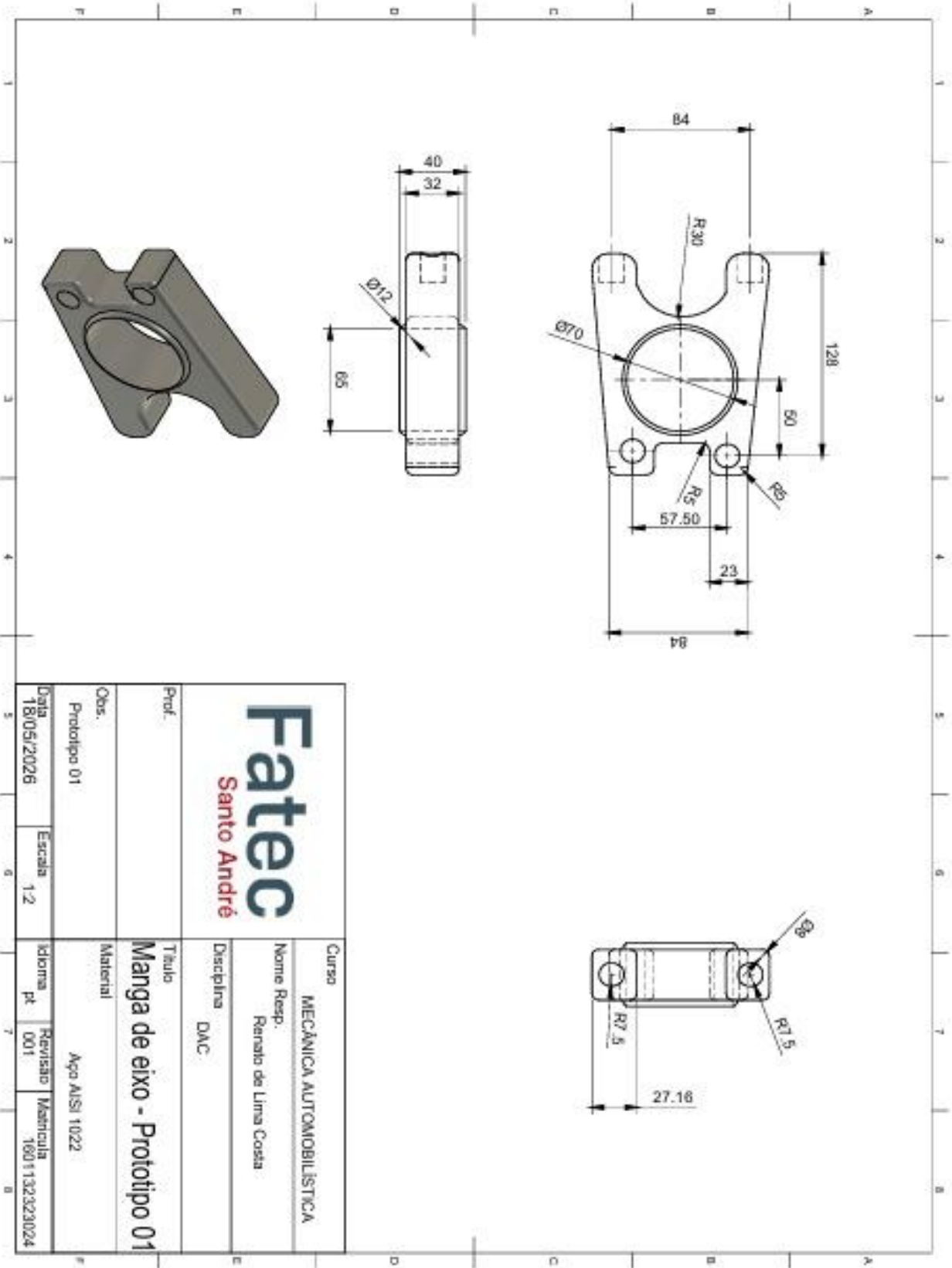
Na seguinte seção, estão ilustradas as folhas de desenho de todos os elementos devidamente dimensionados.

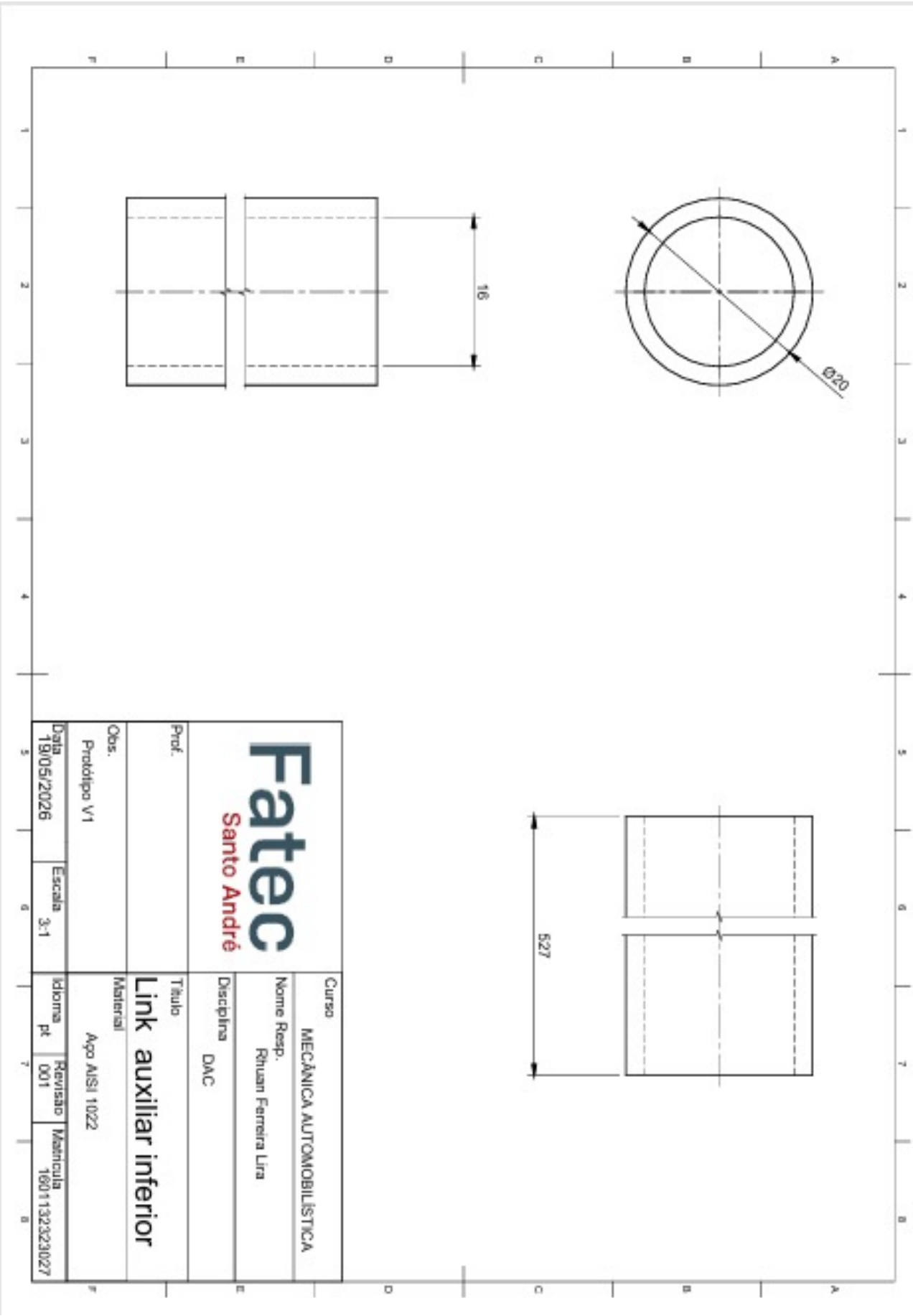


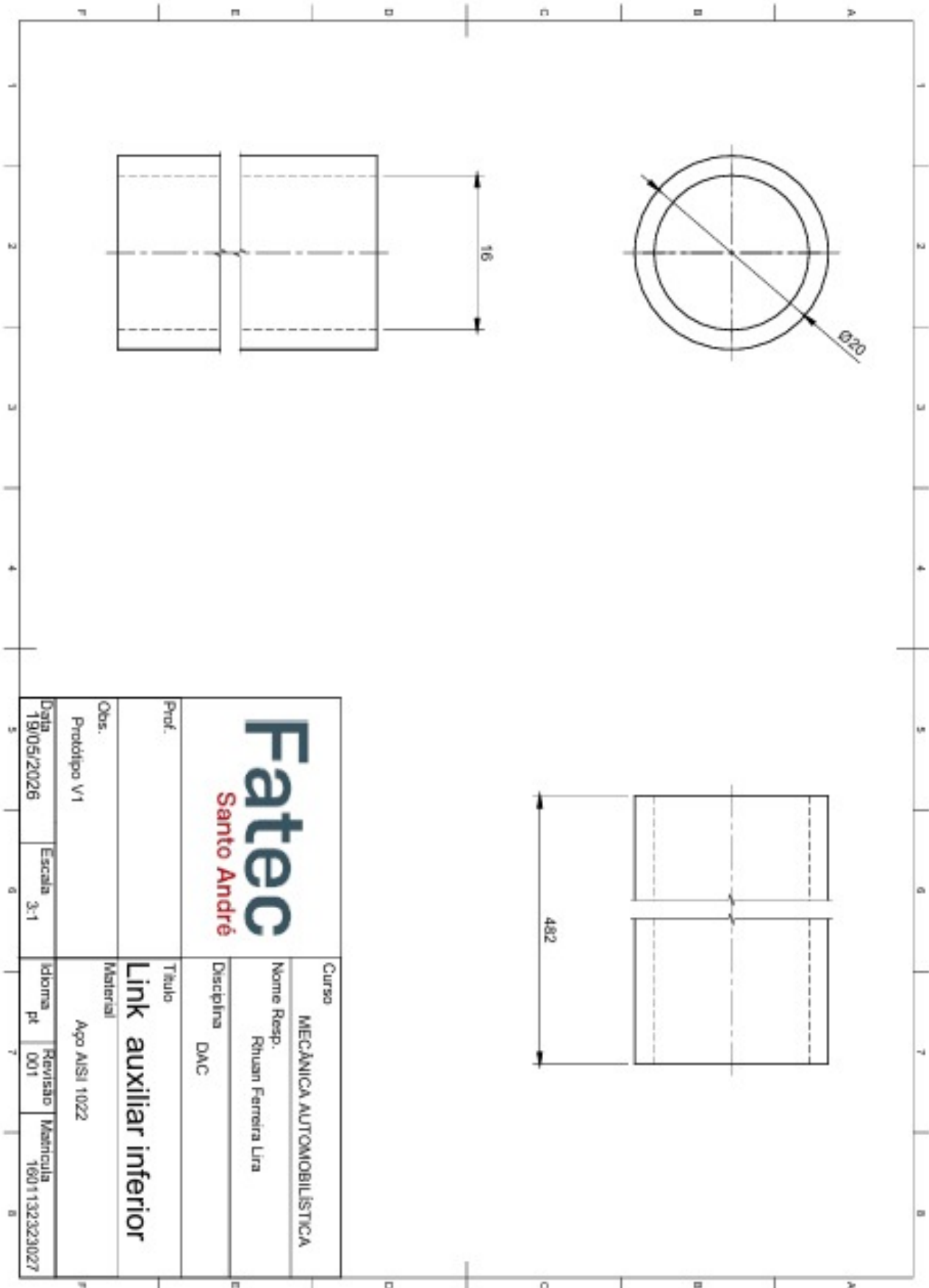
7	5	DIN 444 - A - M16 x 7016 Aço 4.6 Liso	Aço 4.6, Liso
6	1	LINK INFERIOR	Aço AISI 1022
5	1	Manga de eixo	Aço AISI 1022
4	1	Braco Principal	Aço AISI 4130 259 QT
3	1	Amortecedor Traseiro	
2	1	LINK SUPERIOR	Aço AISI 1022
Item	Qtd	N.º de peça Material	

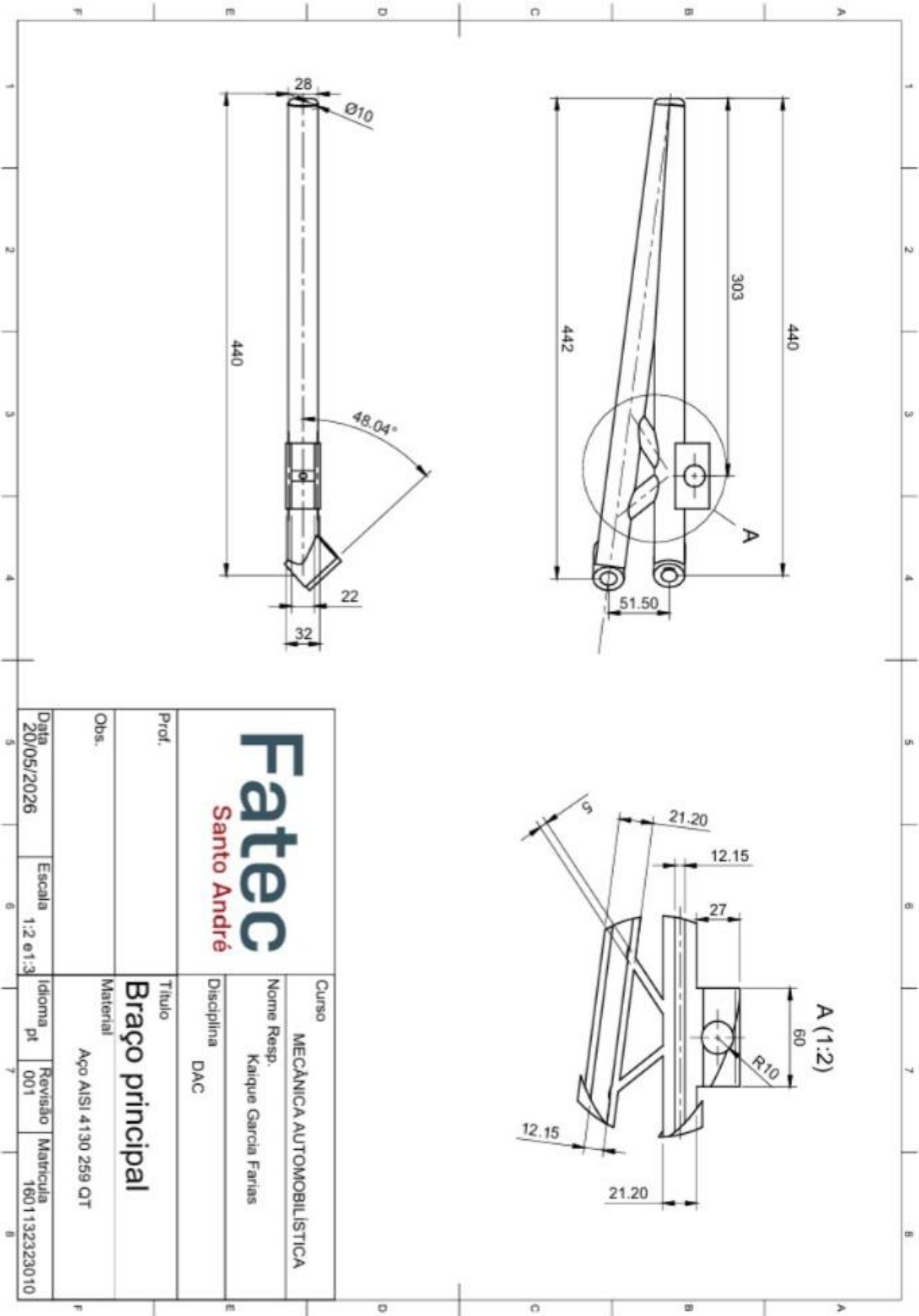
Lista de peças

Fatec Santo André		Curso MECÂNICA AUTOMOBILÍSTICA	
Prof.		Nome Resp. Ronildo Martins Silva	
Obs.		Disciplina DAC	
Título Montagem Susp. Protótipo		Material Diversos	
Obs. Cite as utilizadas como representação dos bal para		Material	
Data 20/05/2026		Escala 1:5	
Idioma pt		Revisão 001	
		Matrícula 1601132323023	









APÊNDICE C – DADOS PARA SOFTWARE DE CINEMÁTICA

Coordenadas dos pontos iniciais

Ponto	Descrição	Coordenada
A	hpl center	(0,0,0)
B	hpl lcl inner	(-529,7; 150,7; -1,38)
C	hpl ucl inner	(-528,7; 208,0; 79,9)
D	hpl top mount	(-273,7; 458,5; 470,0)
E	hpl pca principal	(-32,1; 343,6; 31,7)
F	hpl low mount	(-310,6; 593,4; 61,8)
G	hpl pca upper	(-358,0; 664,9; 50,8)
H	hpl pca lower	(-363,0; 667,3; -6,138)
I	hpl upright center	(-404,7; 704,4; 31,6)
J	hpl wheel center	(-404,7; 740, 44,6)
K	hpl lcl outer	(-484,7; 686,7; 68,7)
L	hpl ucl outer	(-486,5; 690,0; -17,1)

Fonte: Autoria própria (2026).

Com o objetivo de garantir clareza e padronização na identificação dos elementos estruturais utilizados ao longo do desenvolvimento do projeto cinemático, foi estabelecido um sistema de nomenclatura padronizado para os pontos de ancoragem. Essa convenção visa facilitar tanto a interpretação dos modelos tridimensionais quanto a integração com os softwares de simulação. Por exemplo, a identificação “hpl_lcl_outer” segue uma lógica sistemática: hp (hardpoint): ponto de ancoragem; l (left): lado esquerdo; lcl (lower control link): braço de controle inferior; outer: posição externa em relação ao centro do veículo.

A partir dessa padronização, todos os pontos empregados na modelagem cinemática da suspensão foram definidos com base em suas respectivas coordenadas tridimensionais. A Tabela acima apresenta as coordenadas iniciais de cada ponto de ancoragem, considerando os eixos X, Y e Z, sendo o centro do chassi adotado como origem do sistema de referência.

Após definidos, esses pontos são utilizados como dados de entrada no software Adams Car, que permite simular o comportamento dinâmico do sistema de suspensão. O programa utiliza modelagem multicorpos e algoritmos avançados de

análise cinemática e dinâmica, possibilitando uma avaliação detalhada de parâmetros como rigidez, curso de amortecedor e deslocamentos angulares.

Propriedades da Massa.

Componente	Massa (kg)
Braço principal	3.698
Manga de eixo	1.700
Link superior	0.633
Link inferior	0.685
Amortecedor	2.401

Fonte: Autoria própria (2026).

Centro de Gravidade.

Componente	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
Braço principal	-215.644	504.066	27.356
Manga de eixo	-424.507	677.252	20.197
Link superior	-504.136	437.219	65.461
Link inferior	-506.58	418.222	-12.043
Amortecedor	-220.463	499.676	237.55

Fonte: Autoria própria (2026).

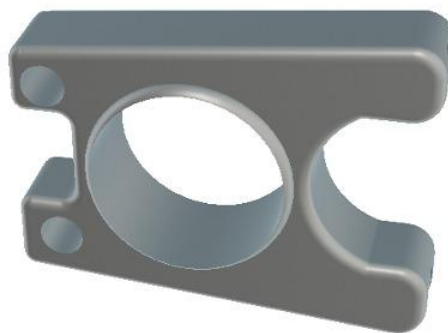
Momentos de Inércia no Centro de Massa.

Componente	I_{xx} (kg·mm ²)	I_{yy} (kg·mm ²)	I_{zz} (kg·mm ²)
Braço principal	2.973E+04	3.320E+04	6.013E+04
Manga de eixo	3.717E+03	7.602E+03	4.346E+03
Link superior	1.513E+04	1.321E+02	1.520E+04
Link inferior	1.952E+04	1.184E+02	1.954E+04
Amortecedor	5.863E+04	5.804E+04	9.257E+03

Fonte: Autoria própria (2026).

APÊNDICE D – RELATÓRIO TÉCNICO DA MANGA DE EIXO

Relatório de estudo



Arquivo analisado	ESBOÇO v7	Versão	Autodesk Fusion (2702.1.58)
Data de criação	2026-05-15, 21:46:18	Autor	Renato Costa TCC

Estudo 1 - Tensão estática

Propriedades do estudo

Propriedades do estudo	
Tipo de estudo	Tensão estática
Data da última modificação	2026-05-15, 21:42:34

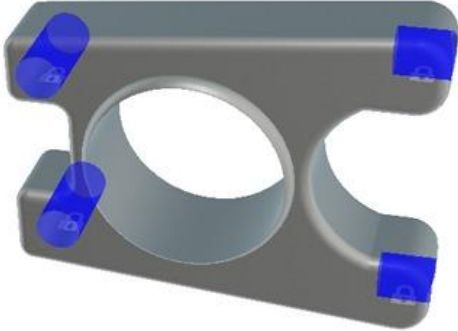
Configuração do estudo

Configurações		
Geral		
	Tolerância de contato	0.10 mm
	Remover modos de corpo rígido	Nenhum
Malha		
	Tamanho médio do elemento (% do tamanho do modelo) - Sólidos	10
	Dimensionar tamanho da malha por peça	Nenhum
	Tamanho médio do elemento (valor absoluto)	-
	Ordem dos elementos	Parabólico
	Criar elementos de malha curvos	Sim
	Ângulo máx. de giro em curvas (graus)	60
	Coefficiente de tamanho máx. de malha adjacente	1.5
	Proporção máx.	10
	Tamanho mínimo do elemento (% do tamanho médio)	20
Refinamento de malha adaptável		
	Número de etapas de refinamento	0
	Tolerância de convergência dos resultados (%)	20
	Parte de elementos para refinar (%)	10
	Resultados para precisão da linha base	Tensão de Von Mises

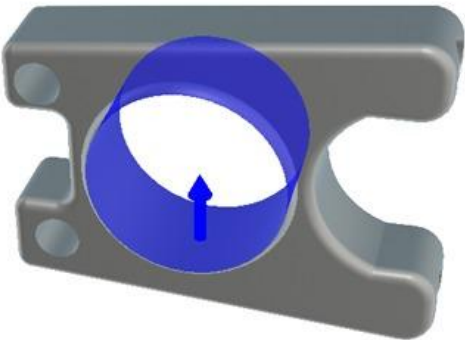
Caso de carga1

Restrições

Fixo1



Tipo	Fixo
Ux	Fixo
Uy	Fixo
Uz	Fixo



Tipo	Força
Valor X	0.00 N
Valor Y	0.00 N
Valor Z	2768.75 N
Força por entidade	Nenhum

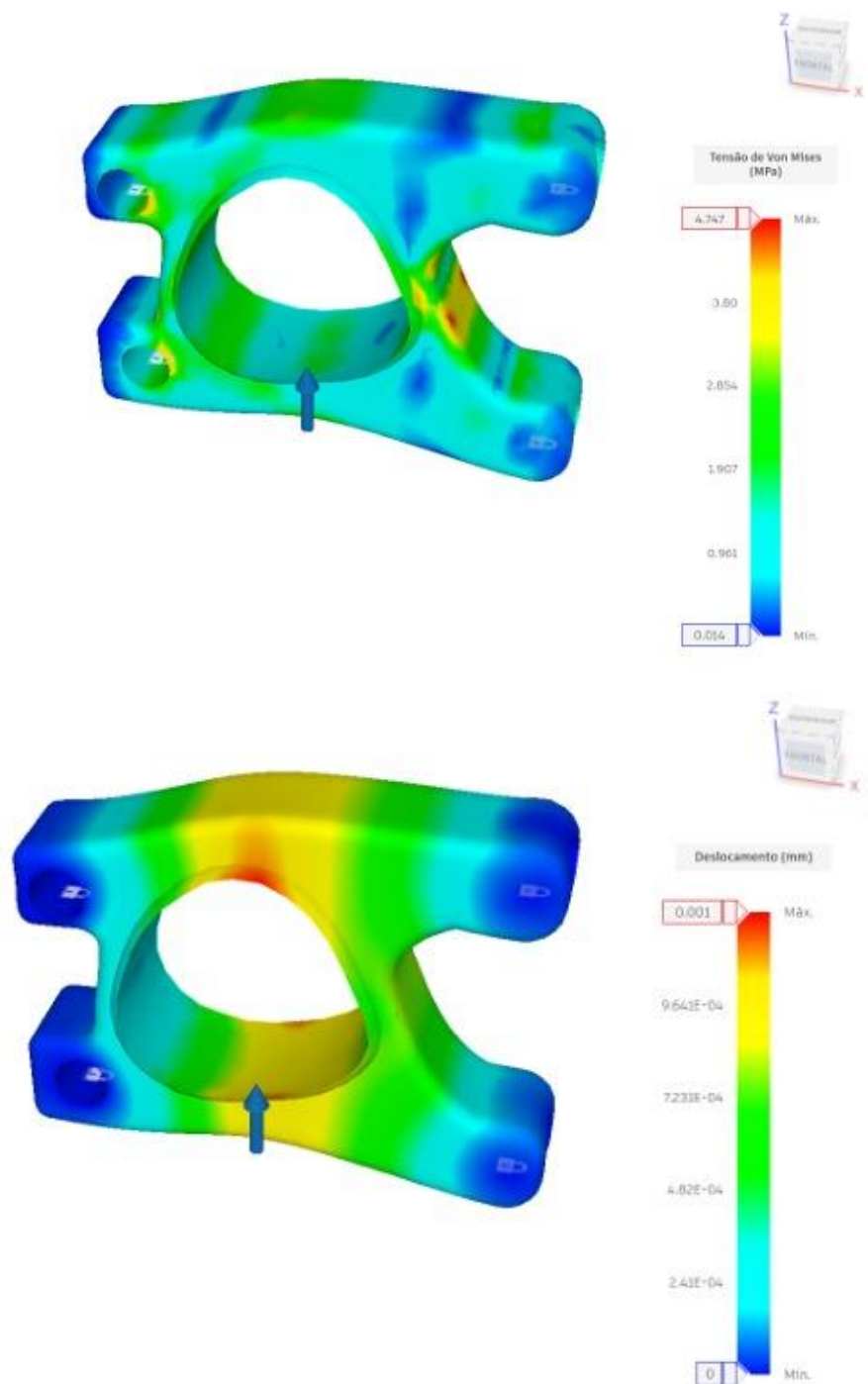
Caso de carga1 - Resultados guiados



Resumo de resultados			
Tipo de resultado	Sub-resultado	Mínimo	Máximo
Fator de segurança			
	Fator de segurança	75.843	25,685.711
Tensão			
	Von Mises	0.014 MPa	4.747 MPa
	1ª principal	-0.682 MPa	4.981 MPa
	3ª principal	-4.496 MPa	0.658 MPa
	XX normal	-3.015 MPa	4.01 MPa
	YY normal	-1.137 MPa	1.22 MPa
	ZZ normal	-4.183 MPa	4.535 MPa
	Cisalhamento XY	-0.707 MPa	0.769 MPa
	Cisalhamento YZ	-1.017 MPa	1.018 MPa
	Tensão XZ	-2.384 MPa	2.301 MPa
Deslocamento			
	Total	0 mm	0.001 mm
	X	-3.761E-04 mm	3.673E-04 mm
	Y	-8.96E-05 mm	8.678E-05 mm
	Z	-3.70E-05 mm	0.001 mm
Força de reação			
	Total	0 N	85.275 N
	X	-54.842 N	64.213 N
	Y	-14.265 N	13.691 N
	Z	-64.465 N	11.13 N
Deformação			
	Equivalente	8.508E-08	3.586E-05
	1ª principal	5.563E-08	3.23E-05
	3ª principal	-3.121E-05	-5.805E-08
	XX normal	-1.45E-05	1.848E-05
	YY normal	-5.319E-06	5.162E-06
	ZZ normal	-1.906E-05	2.079E-05
	Cisalhamento XY	-8.90E-06	9.68E-06
	Cisalhamento YZ	-1.28E-05	1.281E-05
	Tensão XZ	-3.001E-05	2.896E-05

Tensão

Von Mises



APENDICE E – RELATÓRIO TÉCNICO DO LINK SUPERIOR

Relatório de estudo



			
Arquivo analisado	LINK SUPERIOR v35	Versão	Autodesk Fusion (2702.158)
Data de criação	2026-05-11, 11:13:29	Autor	Renato Costa TCC

Estudo 1 - Tensão estática

Propriedades do estudo

Propriedades do estudo	
Tipo de estudo	Tensão estática
Data da última modificação	2026-05-11, 11:05:08

Configuração do estudo

Configurações	
Geral	
Tolerância de contato	0.10 mm
Remover modos de corpo rígido	Nenhum
Malha	
Tamanho médio do elemento (% do tamanho do modelo) - Sólidos	10
Dimensionar tamanho da malha por peça	Nenhum
Tamanho médio do elemento (valor absoluto)	-
Ordem dos elementos	Parabólico
Criar elementos de malha curvos	Sim
Ângulo máx. de giro em curvas (graus)	60
Coefficiente de tamanho máx. de malha adjacente	1.5
Proporção máx.	10
Tamanho mínimo do elemento (% do tamanho médio)	20
Refinamento de malha adaptável	
Número de etapas de refinamento	0
Tolerância de convergência dos resultados (%)	20
Parte de elementos para refinar (%)	10
Resultados para precisão da linha base	Tensão de Von Mises

Materiais		
Aço AISI 1022		
Componentes		
	Componente	Resistência
	Corpo2	Resistência a escoamento
Propriedades		
	Densidade	7.858E-06 kg / mm^3
	Módulo de Young	205000.00 MPa
	Coefficiente de Poisson	0.29
	Resistência a escoamento	360.00 MPa
	Resistência máxima à tração	505.00 MPa
	Condutividade térmica	0.05 W / (mm C)
	Coefficiente de expansão térmica	1.190E-05 / C
	Calor específico	470.00 J / (kg C)

Contatos				
Contact Type	Contact Set	Penetration Type	Bodies	Entities

Malha	
Tipo	Sólidos
Nós	6989
Elementos	3584

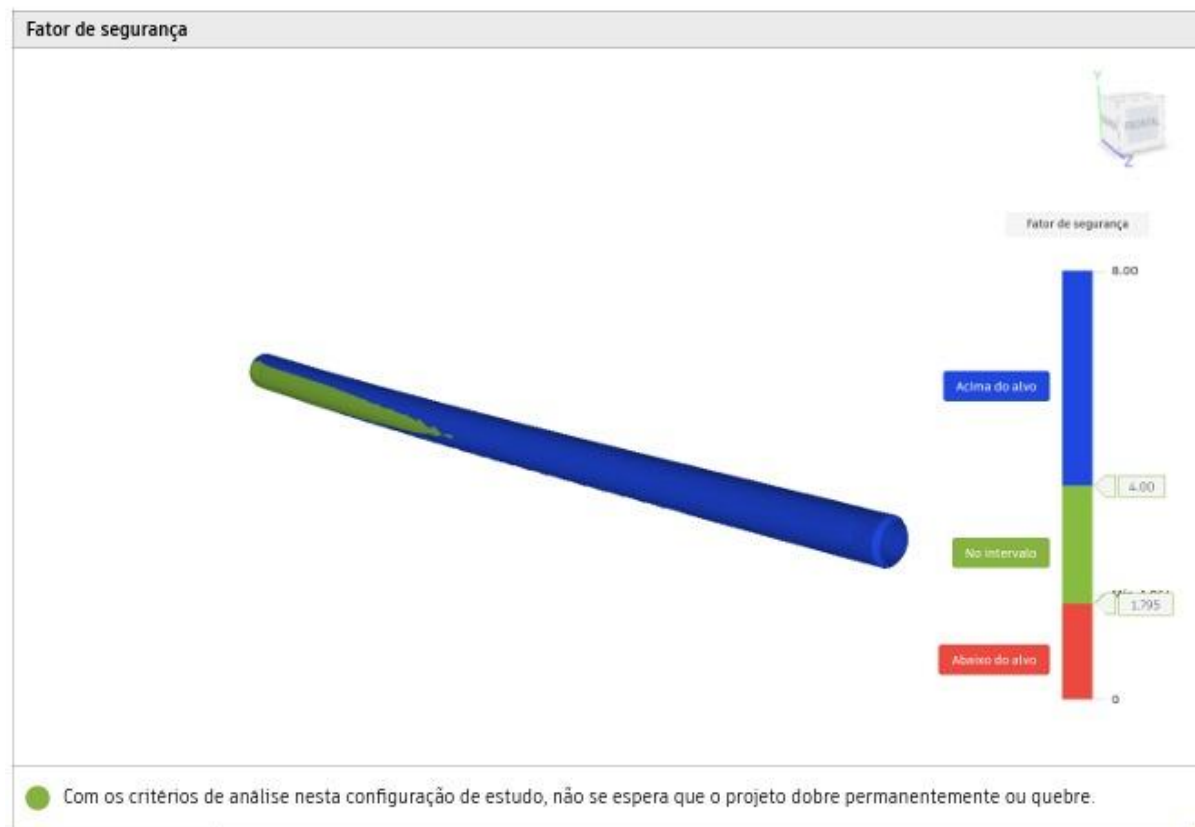
Caso de carga1

Restrições	
Fixo2	
	
Tipo	Fixo
Ux	Fixo
Uy	Fixo
Uz	Fixo



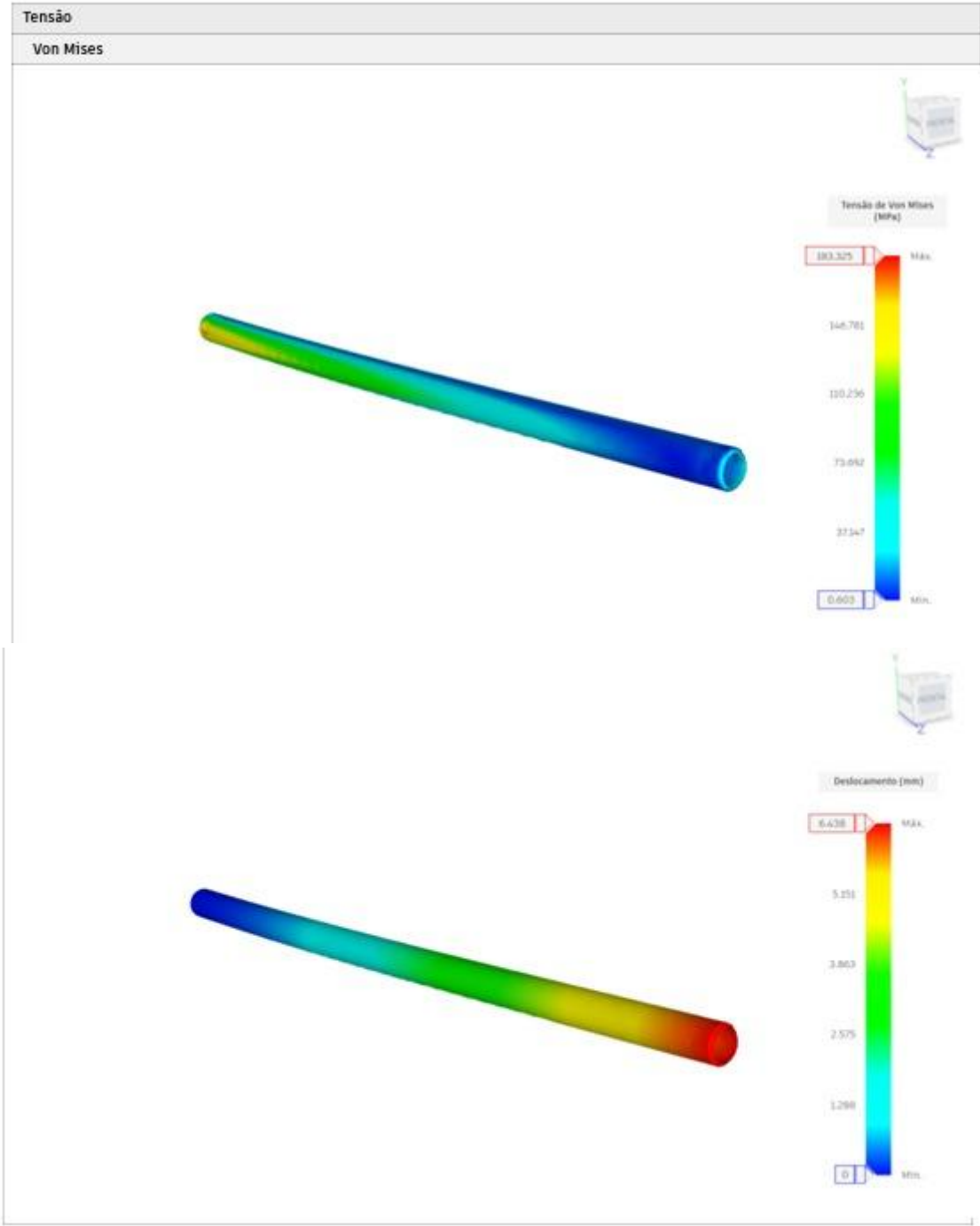
Tipo	Força
Valor X	0.00 N
Valor Y	0.00 N
Valor Z	-1000.00 N
Força por entidade	Nenhum

Caso de carga1 - Resultados guiados



Caso de carga1 - Resultados

Resumo de resultados			
Tipo de resultado	Sub-resultado	Mínimo	Máximo
Fator de segurança			
	Fator de segurança	1.964	597.284
Tensão			
	Von Mises	0.603 MPa	183.325 MPa
	1ª principal	-16.215 MPa	179.281 MPa
	3ª principal	-197.548 MPa	25.037 MPa
	XX normal	-35.528 MPa	46.199 MPa
	YY normal	-60.934 MPa	53.303 MPa
	ZZ normal	-197.363 MPa	170.029 MPa
	Cisalhamento XY	-17.446 MPa	19.463 MPa
	Cisalhamento YZ	-24.376 MPa	25.60 MPa
	Tensão XZ	-33.265 MPa	56.874 MPa
Deslocamento			
	Total	0 mm	6.438 mm
	X	-4.856E-04 mm	6.341 mm
	Y	-0.001 mm	0.572 mm
	Z	-1.304 mm	0.019 mm
Força de reação			
	Total	0 N	840.176 N
	X	-336.996 N	175.058 N
	Y	-232.257 N	130.067 N
	Z	-719.456 N	835.473 N
Deformação			
	Equivalente	4.757E-06	9.67E-04
	1ª principal	2.869E-06	0.001
	3ª principal	-9.851E-04	-2.784E-06
	XX normal	-2.669E-04	3.072E-04
	YY normal	-2.382E-04	2.647E-04
	ZZ normal	-8.778E-04	8.116E-04
	Cisalhamento XY	-2.196E-04	2.45E-04
	Cisalhamento YZ	-3.068E-04	3.222E-04
	Tensão XZ	-4.187E-04	7.158E-04



APÊNDICE F – RELATÓRIO TÉCNICO DO LINK INFERIOR

Relatório de estudo



			
Arquivo analisado	LINK INFERIOR v5	Versão	Autodesk Fusion (2702.158)
Data de criação	2026-05-11, 11:31:53	Autor	Renato Costa TCC

Estudo 1 - Tensão estática

Propriedades do estudo

Propriedades do estudo	
Tipo de estudo	Tensão estática
Data da última modificação	2026-05-11, 11:26:34

Configuração do estudo

Configurações		
Geral		
	Tolerância de contato	0.10 mm
	Remover modos de corpo rígido	Nenhum
Malha		
	Tamanho médio do elemento (% do tamanho do modelo) - Sólidos	10
	Dimensionar tamanho da malha por peça	Nenhum
	Tamanho médio do elemento (valor absoluto)	-
	Ordem dos elementos	Parabólico
	Criar elementos de malha curvos	Sim
	Ângulo máx. de giro em curvas (graus)	60
	Coefficiente de tamanho máx. de malha adjacente	1.5
	Proporção máx.	10
	Tamanho mínimo do elemento (% do tamanho médio)	20
Refinamento de malha adaptável		
	Número de etapas de refinamento	0
	Tolerância de convergência dos resultados (%)	20
	Parte de elementos para refinar (%)	10
	Resultados para precisão da linha base	Tensão de Von Mises

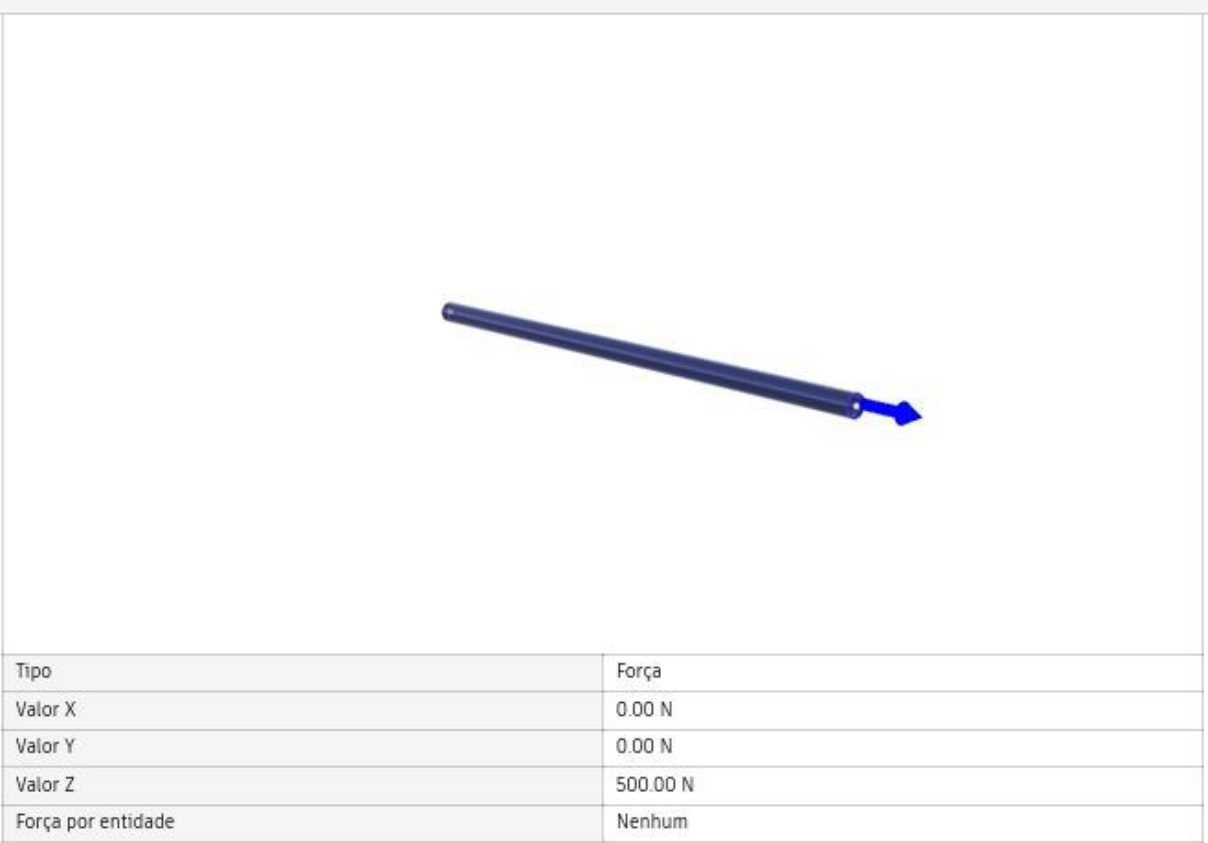
Materiais		
Aço AISI 1022		
Componentes		
	Componente	Resistência
	Corpo4	Resistência a escoamento
Propriedades		
	Densidade	7.858E-06 kg / mm^3
	Módulo de Young	205000.00 MPa
	Coefficiente de Poisson	0.29
	Resistência a escoamento	360.00 MPa
	Resistência máxima à tração	505.00 MPa
	Condutividade térmica	0.05 W / (mm C)
	Coefficiente de expansão térmica	1.190E-05 / C
	Calor específico	470.00 J / (kg C)

Contatos				
Contact Type	Contact Set	Penetration Type	Bodies	Entities

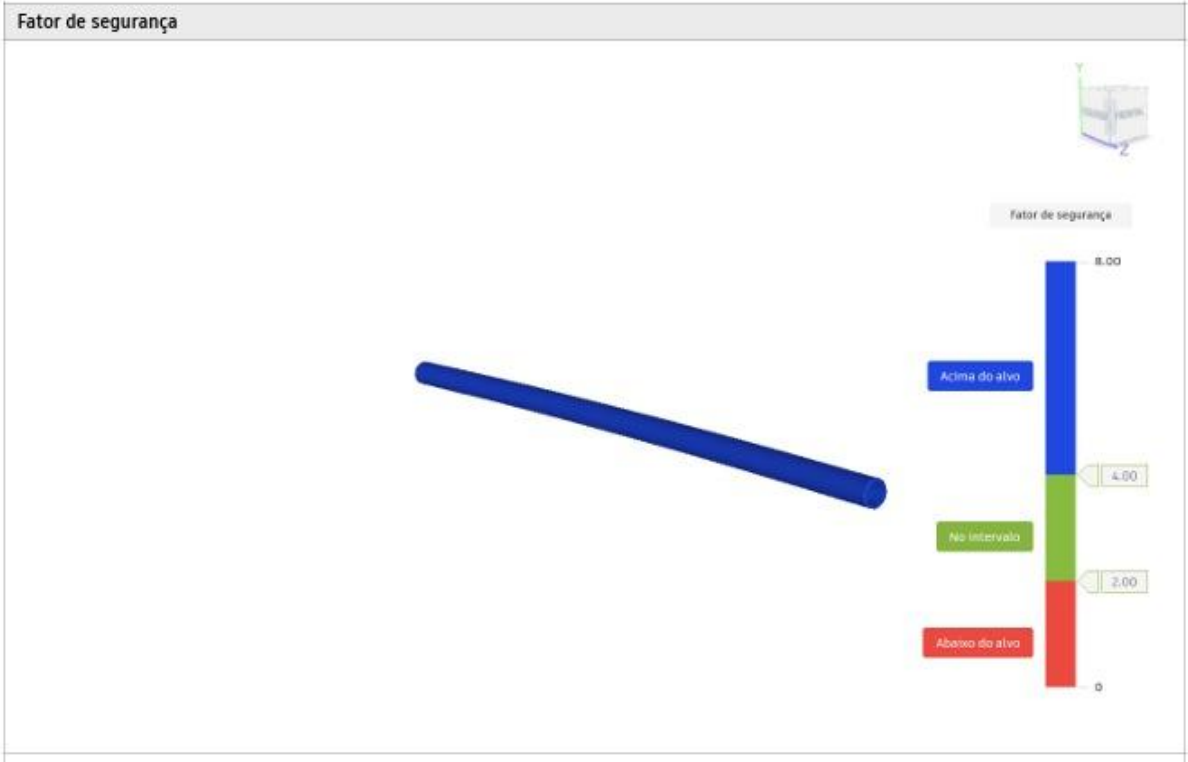
Malha	
Tipo	Sólidos
Nós	7557
Elementos	3843

Caso de carga1

Restrições	
Fixo1	
	
Tipo	Fixo
Ux	Fixo
Uy	Fixo
Uz	Fixo

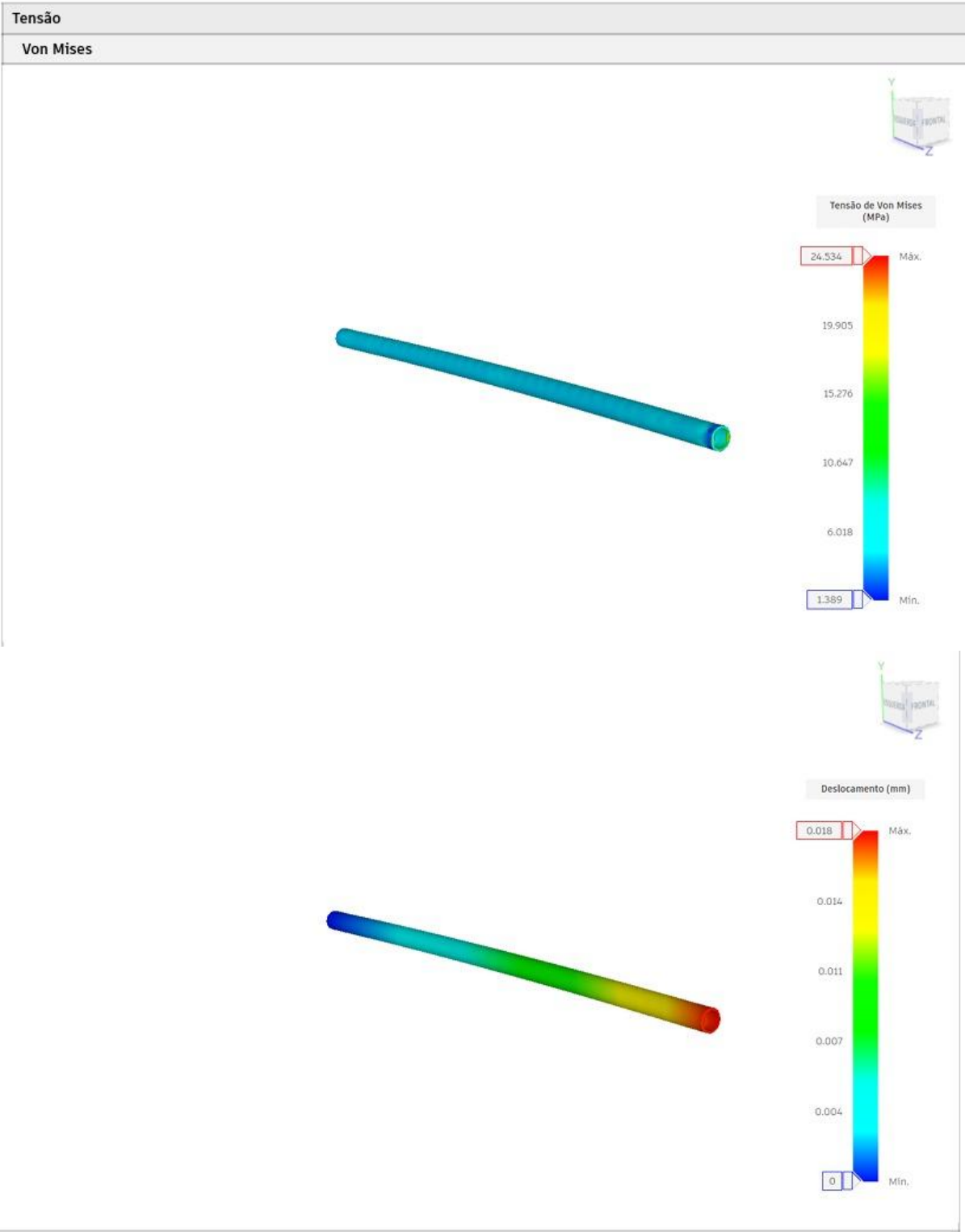


Caso de carga1 - Resultados guiados



Caso de carga1 - Resultados

Resumo de resultados			
Tipo de resultado	Sub-resultado	Mínimo	Máximo
Fator de segurança			
	Fator de segurança	14.673	259.178
Tensão			
	Von Mises	1.389 MPa	24.534 MPa
	1ª principal	1.146 MPa	21.692 MPa
	3ª principal	-6.634 MPa	1.809 MPa
	XX normal	-4.912 MPa	5.999 MPa
	YY normal	-1.59 MPa	8.098 MPa
	ZZ normal	-0.65 MPa	18.387 MPa
	Cisalhamento XY	-3.80 MPa	3.807 MPa
	Cisalhamento YZ	-6.801 MPa	6.636 MPa
	Tensão XZ	-9.094 MPa	8.51 MPa
Deslocamento			
	Total	0 mm	0.018 mm
	X	-0.014 mm	6.276E-05 mm
	Y	-0.003 mm	8.099E-05 mm
	Z	0 mm	0.012 mm
Força de reação			
	Total	0 N	27.004 N
	X	-8.576 N	7.403 N
	Y	-14.415 N	14.973 N
	Z	-23.31 N	4.269 N
Deformação			
	Equivalente	6.586E-06	1.555E-04
	1ª principal	6.047E-06	1.482E-04
	3ª principal	-1.198E-04	-8.788E-07
	XX normal	-5.345E-05	1.727E-05
	YY normal	-2.368E-05	1.975E-05
	ZZ normal	-5.879E-06	8.321E-05
	Cisalhamento XY	-4.782E-05	4.791E-05
	Cisalhamento YZ	-8.56E-05	8.352E-05
	Tensão XZ	-1.144E-04	1.071E-04



APÊNDICE G – RELATÓRIO TÉCNICO DO BRAÇO PRINCIPAL

Relatório de estudo 4130 Com alívio de peso



Arquivo analisado	Braço principal 3 12,05 v44	Versão	Autodesk Fusion (2702.1.58)
Data de criação	2026-05-14, 10:25:14	Autor	Renato Costa TCC

Estudo 1 - Tensão estática (2). (2). (2)

Propriedades do estudo

Propriedades do estudo	
Tipo de estudo	Tensão estática
Data da última modificação	2026-05-14, 10:17:51

Configuração do estudo

Configurações	
Geral	
Tolerância de contato	0.10 mm
Remover modos de corpo rígido	Nenhum
Malha	
Tamanho médio do elemento (% do tamanho do modelo) - Sólidos	10
Dimensionar tamanho da malha por peça	Nenhum
Tamanho médio do elemento (valor absoluto)	-
Ordem dos elementos	Parabólico
Criar elementos de malha curvos	Sim
Ângulo máx. de giro em curvas (graus)	60

Coefficiente de tamanho máx. de malha adjacente	1.5
Proporção máx.	10
Tamanho mínimo do elemento (% do tamanho médio)	10
Refinamento de malha adaptável	
Número de etapas de refinamento	0
Tolerância de convergência dos resultados (%)	20
Parte de elementos para refinar (%)	10
Resultados para precisão da linha base	Tensão de Von Mises

Materiais		
Aço AISI 1022		
Componentes		
	Componente	Resistência
	ESBOÇO v6:1	Resistência a escoamento
Propriedades		
	Densidade	7.858E-06 kg / mm ³
	Módulo de Young	205000.00 MPa
	Coefficiente de Poisson	0.29
	Resistência a escoamento	360.00 MPa
	Resistência máxima à tração	505.00 MPa
	Condutividade térmica	0.05 W / (mm C)
	Coefficiente de expansão térmica	1.190E-05 / C
	Calor específico	470.00 J / (kg C)
Aço AISI 4130 259 QT		
Componentes		
	Componente	Resistência
	Corpo2	Resistência a escoamento
Propriedades		
	Densidade	7.850E-06 kg / mm ³
	Módulo de Young	207000.00 MPa
	Coefficiente de Poisson	0.33
	Resistência a escoamento	778.00 MPa
	Resistência máxima à tração	895.00 MPa
	Condutividade térmica	0.043 W / (mm C)
	Coefficiente de expansão térmica	1.120E-05 / C
	Calor específico	477.00 J / (kg C)



Tipo	Fixo
Ux	Fixo
Uy	Fixo
Uz	Fixo

Cargas	
Força1	
	
Tipo	Força
Magnitude	-2768.00 N
Valor X	0.00 N
Valor Y	70.417 N
Valor Z	2767.104 N
Ângulo X	0.0 deg
Ângulo Y	0.0 deg
Ângulo Z	0.0 deg
Força por entidade	Nenhum
Força2	

	
Tipo	Força
Valor X	-4111.00 N
Valor Y	0.00 N
Valor Z	-2005.00 N
Força por entidade	Nenhum

Caso de carga1 - Resultados guiados



Caso de carga1 - Resultados

Resumo de resultados			
Tipo de resultado	Sub-resultado	Mínimo	Máximo
Fator de segurança			
	Fator de segurança	2.002	55.991.309
Tensão			
	Von Mises	0.006 MPa	388.641 MPa
	1ª principal	-68.359 MPa	559.06 MPa
	3ª principal	-263.187 MPa	131.243 MPa
	XX normal	-261.539 MPa	209.422 MPa
	YY normal	-95.974 MPa	251.195 MPa
	ZZ normal	-122.805 MPa	457.486 MPa
	Cisalhamento XY	-73.696 MPa	70.613 MPa
	Cisalhamento YZ	-61.02 MPa	75.861 MPa
	Tensão XZ	-79.584 MPa	151.213 MPa
Deslocamento			
	Total	0 mm	2.97 mm
	X	-0.531 mm	0.279 mm
	Y	-0.004 mm	0.304 mm
	Z	-0.001 mm	2.932 mm
Força de reação			
	Total	0 N	2,220.064 N
	X	-1,338.738 N	955.909 N
	Y	-729.319 N	456.392 N
	Z	-1,917.406 N	829.259 N
Deformação			
	Equivalente	3.979E-08	0.003
	1ª principal	-1.024E-08	0.003
	3ª principal	-0.002	-3.191E-08
	XX normal	-0.001	8.564E-04
	YY normal	-2.939E-04	3.417E-04
	ZZ normal	-4.931E-04	0.002
	Cisalhamento XY	-9.47E-04	9.074E-04
	Cisalhamento YZ	-7.841E-04	9.748E-04
	Tensão XZ	-0.001	0.002
Pressão de contato			
	Total	0 MPa	94.128 MPa
	X	-66.546 MPa	68.877 MPa
	Y	-58.991 MPa	64.297 MPa
	Z	-66.529 MPa	29.401 MPa
Força de contato			
	Total	0 N	1,569.888 N
	X	-1,322.576 N	748.827 N
	Y	-495.352 N	767.927 N
	Z	-354.441 N	231.783 N

