

-

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PROJETO DE UMA CAIXA DE DIREÇÃO PARA UM VEÍCULO DE COMPETIÇÃO DE
FÓRMULA SAE

por

Lucas Bassan Ramires

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, dezembro de 2024

CIP - Catalogação na Publicação

Bassan Ramires, Lucas
PROJETO DE UMA CAIXA DE DIREÇÃO PARA UM VEÍCULO DE
COMPETIÇÃO DE FÓRMULA SAE / Lucas Bassan Ramires. --
2024.
30 f.
Orientador: Jakson Manfredini Vassoler.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) --
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de
Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto
Alegre, BR-RS, 2024.

1. caixa de direção. 2. Fórmula SAE. 3. impressão
3d por DMP. 4. otimização topológica. I. Manfredini
Vassoler, Jakson, orient. II. Título.

Lucas Bassan Ramires

PROJETO DE UMA CAIXA DE DIREÇÃO PARA UM VEÍCULO DE COMPETIÇÃO DE
FÓRMULA SAE

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Ignacio Iturrioz
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador(a): Prof. Jakson Manfredini Vassoler

Comissão de Avaliação:

Prof. Daniel Milbrath De Leon

Prof. Rafael Crespo Izquierdo

Prof. Rogério José Marczak

Porto Alegre, novembro de 2024

DEDICATÓRIA

Agradeço e dedico à minha família, em especial aos meus pais Geraldo Ramires e Marisa Bassan Ramires por todo o apoio, incentivo e motivação para minha graduação.

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos colegas e amigos da equipe de fórmula SAE e-Power UFRGS pelo companheirismo frente aos desafios da graduação, dos projetos de extensão e bolsas de iniciação científica. Também gostaria de agradecer o meu professor orientador, Jakson Manfredini Vassoler, pelo auxílio com o desenvolvimento do trabalho.

EPÍGRAFE

Simplify, then add lightness.

Colin Chapman

Ramires, Lucas Bassan. **Projeto de uma caixa de direção para um veículo de competição de fórmula SAE**. 2024. 30 páginas. Monografia de Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2024.

RESUMO

Veículos de competição necessitam de uma constante busca por melhorias de projeto utilizando novos materiais, técnicas de manufatura e métodos de análise computacional de forma a se manterem competitivos. Um dos componentes estruturais mais importantes do ponto de vista de segurança, e que normalmente é superdimensionado, é a caixa de direção. Assim, o principal objetivo deste trabalho é projetar uma caixa de direção para um veículo de competição Fórmula SAE. Para isso, pretende-se explorar duas abordagens: a primeira, baseada em uma proposta de geometria inicial validada mediante análise de tensões, e a segunda, uma abordagem preliminar, que utiliza ferramentas de otimização topológica. Como requisitos de projeto tem-se a necessidade de que o sistema de direção atenda aos critérios de resistência, leveza e desempenho, alinhados às exigências da competição. A metodologia envolve a análise cinemática do comportamento da suspensão e direção, o cálculo de forças e torques utilizando modelos matemáticos baseados na literatura técnica, a definição das condições críticas de uso e a otimização topológica da geometria proposta. Como resultado, obteve-se uma geometria simples e conservadora através de métodos tradicionais de projeto, e uma geometria preliminar otimizada possuindo curvas e recursos mais complexos de serem fabricados por métodos tradicionais de fabricação como usinagem. Para trabalhos futuros pretende-se fabricar a geometria otimizada em aço 316L por DMP (Direct metal printing) e validar experimentalmente o mecanismo. Conclui-se que o projeto desenvolvido cumpre os requisitos estabelecidos, contribuindo para a evolução tecnológica da equipe em competições futuras.

PALAVRAS-CHAVE: caixa de direção, Fórmula SAE, otimização topológica.

Ramires, Lucas Bassan. Design of a Steering rack for a Formula SAE Competition Vehicle. 2024. 30 pages. Mechanical Engineering End Of course Monography – Mechanical Engineering degree, The Federal University of Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2024.

ABSTRACT

Competition vehicles require a constant search for design improvements using new materials, manufacturing techniques and computer analysis methods in order to remain competitive. One of the most important structural components from a safety point of view, and one that is usually oversized, is the steering gear. Therefore, the main objective of this work is to design a steering box for a Formula SAE racing vehicle. To this end, two approaches will be explored: the first, based on a proposed initial geometry validated by stress analysis, and the second, a preliminary approach using topological optimization tools. The design requirements are that the steering system meets the criteria of strength, lightness and performance, in line with the demands of competition. The methodology involves the kinematic analysis of the suspension and steering behavior, the calculation of forces and torques using mathematical models based on technical literature, the definition of critical conditions of use and the topological optimization of the proposed geometry. As a result, a simple and conservative geometry was obtained using traditional design methods, and a preliminary optimized geometry with curves and features that are more complex to manufacture using traditional manufacturing methods such as machining. Future work aims to manufacture the optimized geometry in 316L steel by DMP (Direct metal printing) and experimentally validate the mechanism. It is concluded that the project developed fulfills the established requirements, contributing to the team's technological evolution in future competitions.

Translated with DeepL.com (free version)

KEYWORDS: Formula SAE, steering rack, topological optimization.

NOMENCLATURA

Símbolos

T	Distância lateral entre os centros das rodas (Track)	[mm]
L	Distância entre eixos	[mm]
M _v	Momento devido às forças verticais	[Nm]
M _L	Momento devido às forças laterais	[Nm]
W _{lat}	Transferência de carga lateral do pneu majorada	[N]
W _{long}	Transferência de carga longitudinal do pneu majorada	[N]
W _{vert}	Força vertical do pneu majorada	[N]
h _m	Altura do centro de massa	[mm]
d	Deslocamento lateral no solo do eixo do pino mestre	[mm]
F _x	Força de atrito longitudinal	[N]
F _y	Força de atrito lateral	[N]

Símbolos gregos

δ	Ângulo de esterçamento	[° graus]
μ	Coefficiente de atrito	
ℓ_f	Distância entre o eixo dianteiro e o centro de massa (direção x)	[mm]
ℓ_r	Distância entre o eixo traseiro e o centro de massa (direção x)	[mm]
β	Ângulo de escorregamento (Slip angle)	[° graus]
λ	Inclinação lateral do eixo do kingpin	[° graus]
ν	Ângulo de caster	[° graus]

Abreviaturas e acrônimos

SAE	Society of Automotive Engineers
DMP	Impressão direta em metal
ADAS	Sistema avançado de assistência ao motorista (Advanced Driver Assistance System)

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	I
EPÍGRAFE	II
RESUMO	III
ABSTRACT	IV
NOMENCLATURA	V
1. INTRODUÇÃO	1
1.1 Motivação	1
1.2 Objetivos	1
1.2.1 Objetivo geral.....	1
1.2.2 Objetivos específicos.....	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	2
2.1 Sistema de direção	2
2.2 Fundamentos de dinâmica veicular.....	2
2.2.1 Transferência de carga longitudinal e lateral	3
2.2.2 Forças e momentos atuantes no sistema de direção	3
2.3 Requisitos do sistema e limitações de operação	4
2.4 Análise por elementos finitos	5
2.5 Otimização topológica e manufatura aditiva	5
3 METODOLOGIA	5
3.1 Análise cinemática	6
3.2 Cargas estáticas e dinâmicas	7
3.3 Geometria proposta	8
3.4 Simulação e otimização topológica	9
4 RESULTADOS	9
4.1 Carregamentos no sistema de direção	9
4.2 Análise por elementos finitos	10
4.3 Otimização topológica	12
5 CONCLUSÃO	15
6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	16

7 ANEXO	17
8 APÊNDICE	18

1. INTRODUÇÃO

No contexto de alta performance veicular, parâmetros de massa, elasticidade e confiabilidade mecânica possuem um alto impacto no desempenho do veículo.

A competição de fórmula SAE (Society of Automotive Engineers) é uma competição voltada para estudantes de engenharia, com o objetivo principal de projetar e construir protótipos de carros de corrida. Além de simular desafios reais enfrentados por engenheiros na indústria automotiva, a competição incentiva a pesquisa na área da mobilidade, incluindo projetos de dinâmica veicular. Um subsistema essencial para garantir o desempenho de um veículo de fórmula SAE é o sistema de direção, que atua na interface piloto/carro e deve proporcionar uma relação direta (alta relação de ângulo de roda/ângulo de volante) além de ser rígido e possuir o mínimo de folgas possíveis. Na busca pela excelência em desempenho veicular, o aprimoramento do sistema de direção não é apenas uma escolha, mas a conexão essencial entre o piloto e o seu melhor resultado na pista. Não existem metodologias consolidadas para o projeto desses sistemas, de maneira que cada equipe se baseia em sua própria experiência na concepção dos componentes. Em grande maioria são projetos superdimensionados tanto do ponto de vista de resistência e rigidez quanto de massa, onde não necessariamente o aumento de massa agrega segurança ao projeto. Em todo caso, a busca por maior confiança de projeto passa primeiro pela compreensão das cargas envolvidas, casos críticos de carregamento, e posterior dimensionamento ou análise de tensões, e uso de ferramentas modernas de projeto, quando possível.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo geral

Projetar uma caixa de direção do tipo pinhão e cremalheira para um veículo de fórmula SAE, considerando carregamentos atuantes na caixa de direção e utilizando de recursos como análise de tensões, otimização topológica e manufatura aditiva.

1.2.2 Objetivos específicos:

- Realizar um estudo de cargas estáticas e dinâmicas presentes no mecanismo.
- Propor uma geometria da montagem completa da caixa de direção baseada na experiência da equipe validada posteriormente por meio de análise de tensões convencional utilizando elementos finitos.
- Explorar a aplicação de ferramentas de otimização topológica para obter uma geometria otimizada utilizando o método de elementos finitos.

2.REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Sistema de direção

O sistema de direção dos veículos de competição, em sua maioria, é constituído de mecanismos do tipo pinhão-cremalheira, os quais podem ser puramente mecânicos ou assistidos por um sistema hidráulico ou elétrico, conforme pode ser observado na Figura 1. O funcionamento desse sistema baseia-se na conversão do movimento de rotação do volante em um movimento linear do *tierod*, que liga a caixa de direção à manga de eixo, que resulta no esterçamento das rodas do veículo. Segundo a SAE o sistema ADAS (Advanced Driver Assistance System) é classificado em cinco níveis de automação do funcionamento, e até o presente momento existem veículos comercializados com o nível 3 de automação, no qual o veículo possui o controle ativo da direção tornando-se autônomo, mas que, por medidas de segurança, deve ser supervisionado pelo condutor. [OBJ]

Figura 1 – Mecanismo de direção



2.2 Fundamentos de dinâmica veicular

Os conceitos de dinâmica veicular englobam a interação entre forças, momentos e movimentos do veículo, com foco em aspectos como aderência dos pneus, transferência de carga, estabilidade, dinâmica longitudinal, lateral e vertical, além de fatores que influenciam o desempenho em curvas, frenagens e acelerações. Essa abordagem é essencial para o desenvolvimento e a otimização de veículos de alto desempenho, fornecendo ferramentas para

projetar sistemas mecânicos capazes de atender às exigências específicas de competições automobilísticas.

2.2.1-Transferência de carga longitudinal e lateral

A reversão das forças inerciais e das forças de atrito dos pneus causam o movimento de arfagem (*pitch*) e rolagem (*roll*), transferindo cargas longitudinalmente e lateralmente (Seward, 2014). As equações 1 e 2 são utilizadas para obter-se a carga transferida em Newtons:

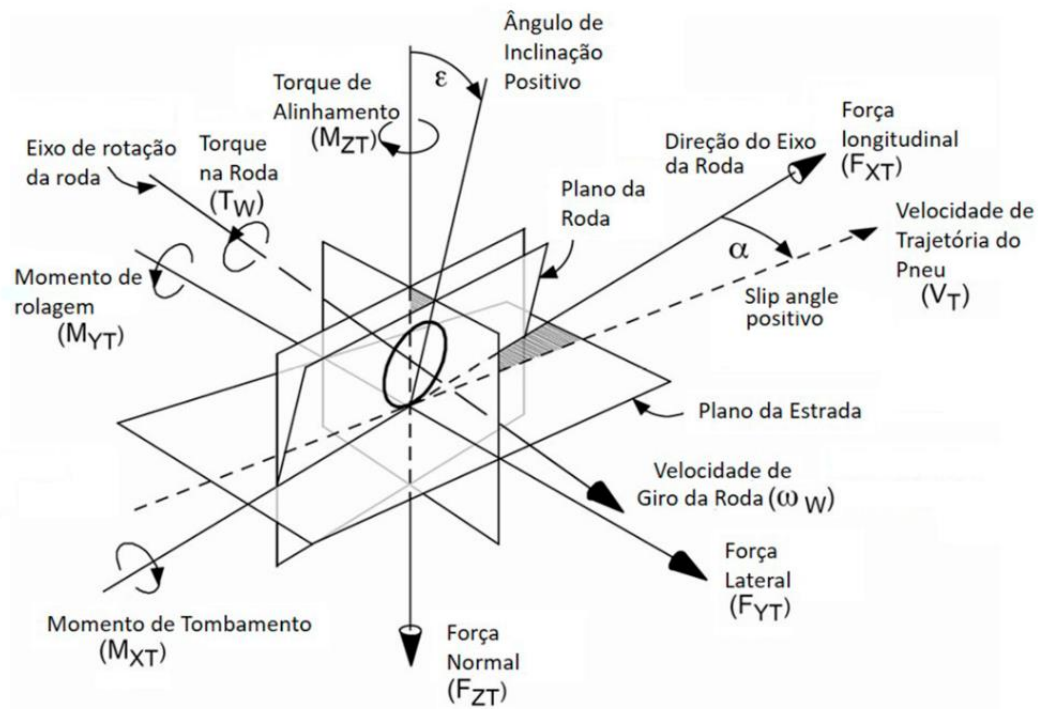
$$\Delta W_x = \frac{F_x h_m}{L} \quad (1)$$

$$\Delta W_y = \frac{F_y h_m}{T} \quad (2)$$

2.2.2 Forças e momentos atuantes no sistema de direção

Segundo Gillespie (1992) as forças e momentos impostas no sistema de direção provêm da interferência entre o pneu e o solo e podem ser resumidas em seis grandezas: força trativa, força lateral, força normal, torque de alinhamento, momento proveniente da resistência ao rolamento e momento de *overturning*. Para a análise de forças atuantes no sistema, o autor complementa que os momentos *Rolling resistance moment* e *overturning moment* não são considerados. A norma SAE J670-2008 define um sistema de coordenadas que especifica algumas forças e momentos provenientes do pneu, como ilustra a Figura 2.

Figura 2 - Forças e momentos do pneu. Fonte: SAE J670-2008



Considerando o sistema de coordenadas ilustrado na figura 2, Gillespie (1992) define as equações das forças e momentos que atuam no sistema de direção:

Forças verticais (z):

$$M_v = -(F_{zl} + F_{zr})d \operatorname{sen}(\lambda) \operatorname{sen}(\delta) + (F_{zl} - F_{zr})d \operatorname{sen}(v) \operatorname{cos}(\delta) \quad (3)$$

Fzl , Fzr = Forças de atrito da roda esquerda e direita
d

Forças laterais (y):

$$M_L = (F_{yl} + F_{yr})r \tan(v) \quad (4)$$

Forças longitudinais (x):

$$M_T = (F_{xl} - F_{xr})d \quad (5)$$

Momento de alinhamento (z):

$$M_{AT} = (M_{zl} + M_{zr}) \operatorname{cos} \sqrt{\lambda^2 + v^2} \quad (6)$$

Ângulo de escorregamento (slip angle):

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{\ell_f \tan \delta_r + \ell_r \tan \delta_f}{\ell_f + \ell_r} \right) \quad (7)$$

Onde $\delta_r = 0$, pois o veículo possui o eixo traseiro fixo

2.3 Requisitos do sistema e limitações de operação

O documento intitulado "Cockpit Control Forces" (Fox, 2014) elaborado por Steve Fox, Chefe de design das competições de Michigan, apresenta uma análise fundamentada em dados obtidos de 16 pilotos com idades entre 19 e 23 anos. Estes dados têm sido amplamente usados como referência para estabelecer as cargas máximas exercidas durante operação. Através da avaliação das forças exercidas pelos pilotos durante a operação do sistema de direção, o autor conclui que o sistema de direção deve ser projetado para suportar, no mínimo, um torque de 100 Nm aplicado na direção do veículo. O torque será considerado como fator limitante de resistência do piloto em casos extremos de forças de retorno (steering feedback). Experimentos realizados pelo autor definem que o torque máximo é de 100 N.m, levando em consideração o valor mínimo de torque (88 N.m) e um fator de segurança de 1,14. Cita-se na sequência um trecho do regulamento da SAE Internacional, tratando sobre as regras obrigatórias a serem

seguidas para o projeto de uma suspensão de Fórmula SAE: "V.3.1.1 - O veículo deve possuir um sistema de suspensão totalmente funcional com amortecedores dianteiros e traseiros, com curso vertical da roda de pelo menos 50 mm, com o piloto sentado" (SAE INTERNATIONAL, 2024).

2.4 Otimização topológica e manufatura aditiva

A combinação de otimização topológica e fabricação por manufatura aditiva tornou-se uma ferramenta poderosa no design de componentes altamente eficientes e leves. A otimização topológica, como descrita por Sigmund (2003), busca distribuir o material de forma ótima dentro de um domínio de design, levando em conta diversas condições de carga e restrições de volume. Quando combinada com a produção aditiva, essa abordagem permite a criação de geometrias complexas que seriam praticamente impossíveis de produzir com métodos tradicionais de fabricação como a usinagem.

A produção aditiva, ou impressão 3D, oferece uma liberdade geométrica única, possibilitando a fabricação de estruturas com formas internas complexas, como cavidades e canais, que são frequentemente sugeridas pelas soluções de otimização topológica. A impressão por fusão seletiva a laser (SLM) é uma tecnologia de fabricação aditiva que permite a produção de peças metálicas complexas e precisas, diretamente a partir de um modelo de design 3D.

3 METODOLOGIA

A metodologia foi estruturada em etapas sequenciais, abrangendo primeiramente a análise cinemática do mecanismo de direção do veículo, a análise estática das forças envolvidas, a estimativa das condições mais críticas de operação, a proposição de uma geometria CAD para o mecanismo de pinhão cremalheira e, por fim, a otimização topológica visando a redução de massa. Para cada etapa, são descritas as ferramentas computacionais utilizadas e os métodos analíticos aplicados.

3.1 Análise cinemática

O Lotus Shark, *software* utilizado em diversos estudos, como o de Bonera et al. (2020), que estudou a influência da geometria de suspensão no feedback de direção, foi a ferramenta escolhida para a análise cinemática do sistema de direção neste trabalho, onde foi possível simular que para manobrar o veículo através das curvas mais fechadas do circuito, foram necessários 28mm de deslocamento linear do eixo onde a cremalheira está fixada, resultando em um raio de giro mínimo do veículo de 3,47m. O software também permitiu estimar os ângulos dos *tierods* em diferentes condições de pilotagem.. Os limites de operação da caixa de direção foram determinados através de parâmetros obtidos no software e compilados na Tabela 1.

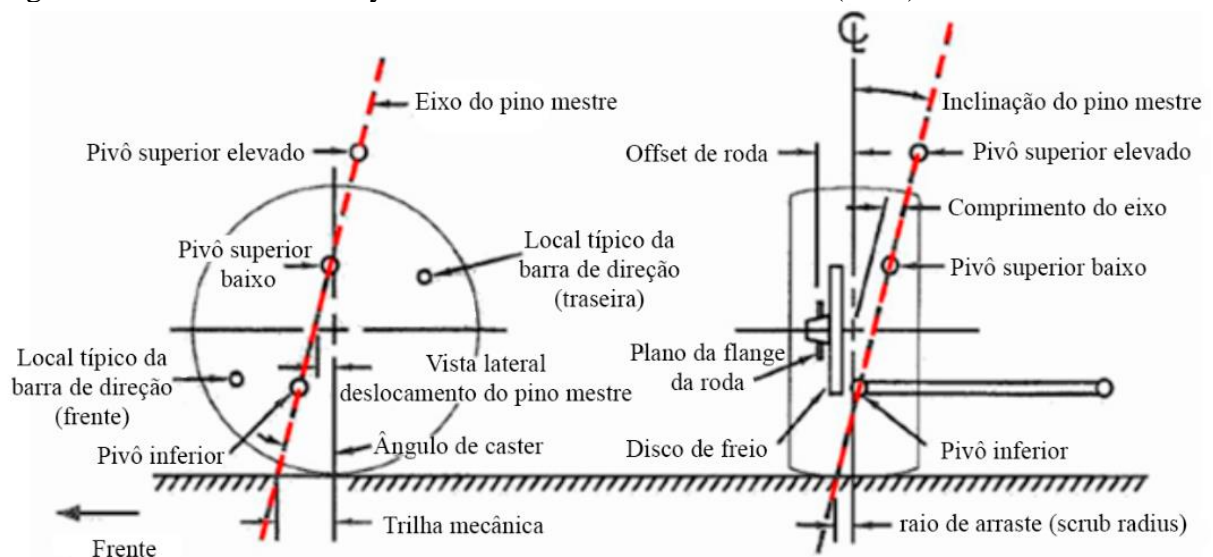
Tabela 1 - limites de operação da caixa de direção

Condição	Posição da suspensão	Posição do volante	Deslocamento da caixa (mm)	Ângulo no plano XY (graus)	Ângulo no plano YZ (graus)
Veículo estático		Neutro	0	0	4,6
Curva		Esterçamento total para esquerda	28mm	1,28	4,6
Curva		Esterçamento total para a direita	-28mm	-1,28	4,6
Frenagem	máximo bump	Neutro	0	0	10,18
Aceleração	máximo rebound	Neutro	0	0	-0,93
Curva + frenagem	máximo bump	Esterçamento total para esquerda	28mm	1,28	10,18
Curva + aceleração	máximo rebound	Esterçamento total para a direita	-28mm	-1,28	-0,93

Para os ângulos de operação, o maior desalinhamento foi obtido na condição de curva e frenagem simultâneas.

A figura 3 ilustra uma montagem típica de um montante, destaca-se o eixo do pino mestre, *que possui inclinação em relação ao plano lateral (esquerda) e frontal (direita), tornando difícil estimar analiticamente a posição da roda em função dos ângulos do volante, reforçando a importância do estudo cinemático da suspensão utilizando o software Lotus Shark.*

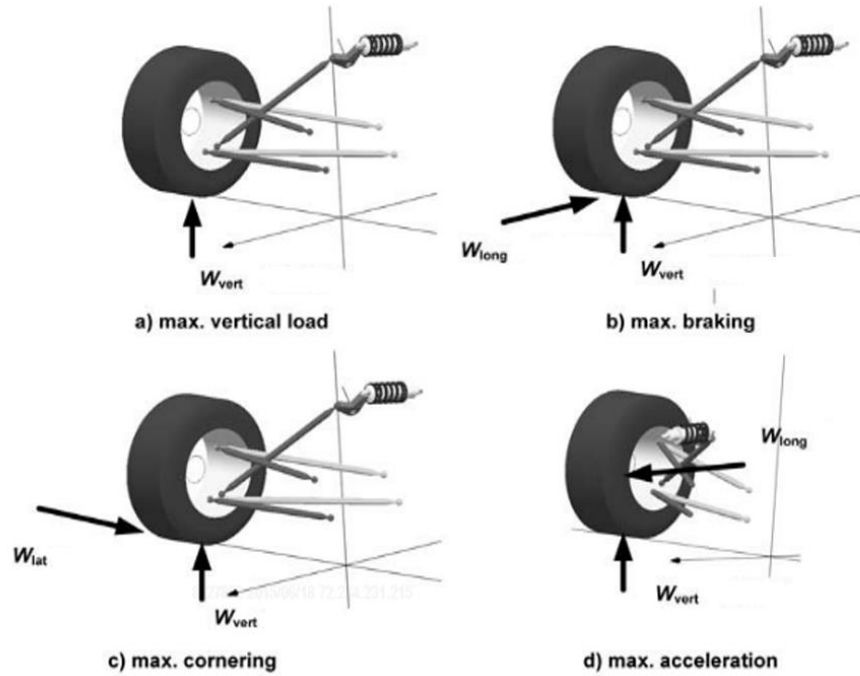
Figura 3 - Race car vehicle dynamics Fonte: Milliken e Milliken (1994)



3.2 Cargas estáticas e dinâmicas

Para a definição dos carregamentos atuantes no sistema de direção, foram consideradas quatro cargas críticas com base no método descrito por Seward (2014) no livro Race Car Design. O autor propõe a aplicação de fatores de majoração de cargas estáticas para a obtenção dos carregamentos de projeto. Este método foi adotado neste trabalho devido à sua eficácia em representar condições de esforço extremo, assegurando uma margem de segurança adequada ao projeto. Além disso, a utilização desses fatores é essencial para contemplar incertezas relacionadas às forças dinâmicas e garantir a integridade estrutural do sistema.

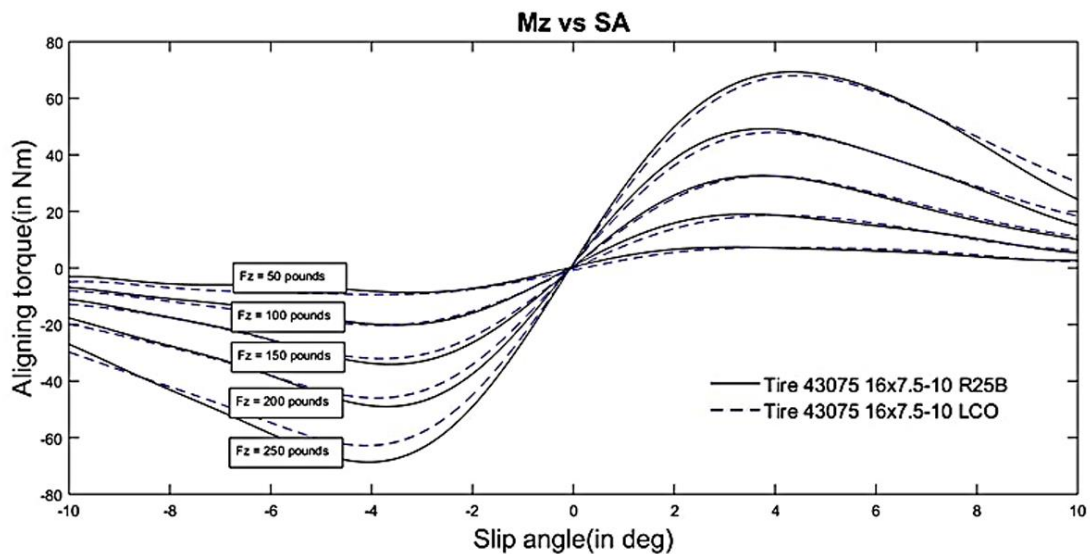
Figura 4 – Carregamentos da suspensão duplo A. (Fonte: adaptado de Seward Derek 2014)



As quatro condições de cargas críticas foram calculadas utilizando o método de majoração de cargas estáticas, obtidas pelo cálculo das transferências de carga longitudinal e lateral, conforme as equações 1 e 2 e então utilizadas na aproximação das cargas atuantes no sistema de direção utilizando as equações 3, 4, 5 e 6. Para obtenção dos valores de torque de alinhamento das rodas esquerda e direita $M_{zl} + M_{zr}$ foram utilizados dados experimentais.

A equipe e-Power UFRGS escolheu o pneu Hoosier referência 43075 R25B para o próximo projeto, visando otimizar o desempenho nas competições. Swamy, Shivayogi e Mathivanan (2020) estabelece um teste de dois modelos de pneu com diferentes cargas verticais, onde o pneu escolhido pela equipe apresenta maiores valores de pico de torque de alinhamento, conforme o Figura 5:

Figura 5 – Momentos de alinhamento vs ângulo de escorregamento. Fonte: Swamy, Shivayogi e Mathivanan (2020)

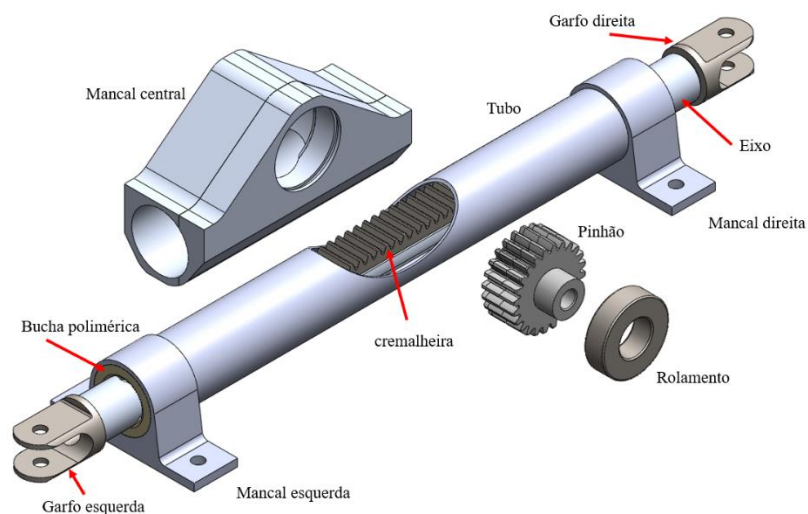


Os dados de ângulo de escorregamento foram obtidos pela equação 7 e, então, usados como referência para obter os valores experimentais da figura 5. Ao final da análise, foram calculados 3 cenários de pilotagem: máxima aceleração, máxima frenagem e curva fechada e frenagem combinadas.

3.3 Geometria proposta

Uma geometria inicial foi proposta, buscando manter-se simples e compacta, para atender às limitações de espaço interno do veículo impostas pelo regulamento da competição. Esta geometria foi baseada na experiência da equipe em projetos passados e em opções comerciais disponíveis no mercado europeu, como o modelo: FSAEPF10000 (FORMULA SEVEN). Ela corresponde a uma geometria viável para ser fabricada por métodos de fabricação convencionais, como usinagem CNC. A figura 6 ilustra a vista explodida da caixa de direção.

Figura 6 – Vista explodida da caixa de direção



3.4 Análise de tensões e otimização topológica

Partindo dos carregamentos calculados nas três condições mais críticas, foram feitas simulações estruturais estáticas utilizando o software Ansys 2019 R2, conforme orientações do manual do usuário (ANSYS, Inc., 2019). As condições de contorno utilizadas estabelecem uma restrição no deslocamento linear do eixo da caixa de direção, simulando uma resistência do piloto às cargas presentes no sistema. Para a obtenção de uma geometria otimizada com a técnica de otimização topológica foi usado como função objetivo a maximização da rigidez, com uma restrição de retenção de massa.

4. Resultados

4.1 Carregamentos no sistema de direção

A análise cinemática do mecanismo de direção do veículo, a análise estática das forças envolvidas e o cálculo das três condições mais críticas de operação resultaram nos carregamentos a serem aplicados na análise numérica do sistema de direção. A Tabela 2 resume as forças e momentos calculados através do método proposto, utilizando as equações revisadas na bibliografia no capítulo 2.2, para os três cenários críticos de pilotagem:

Tabela 2 – Forças e momentos calculados

Parâmetro	Frenagem máxima	Aceleração máxima	Curva + frenagem
ΣM roda dianteira direita (Nm)	79,39	-95,57	580,01
Alavanca do tierod (mm)	65,00	65,00	65,00
Reação do tierod (N)	1221,37	-1470,31	8923,25
Posição da caixa (mm)	0	0	20,00
Ângulo no plano XY (graus)	0	0	1,28
Ângulo plano YZ (graus)	10,18	-0,93	10,18

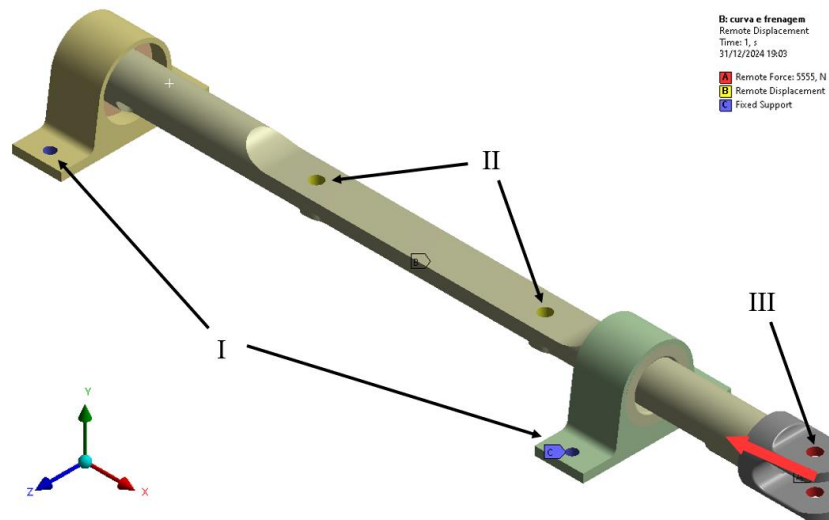
4.2 Análise por elementos finitos

Considerando a situação de curva + frenagem, foram aplicadas as seguintes condições de contorno: I) suporte cilíndrico nos furos dos mancais, referente à fixação do sistema no chassi; II) deslocamento remoto nos furos que fixam a cremalheira ao eixo (simula a presença da cremalheira); III) força remota nos furos do garfo (simulando a presença do parafuso fixador do terminal rotular).

Os carregamentos foram aplicados utilizando a ferramenta de força remota nas faces internas dos furos do garfo. Os resultados de força e momento de reação foram obtidos para os mancais da direita, esquerda e central. A figura 7 mostra as condições de contorno. Para análise isolada do mancal central, foi aplicado um torque de 100 Nm no pinhão, critério estabelecido pela documentação da SAE (Fox 2014), e coletados os dados das reações de forças e momentos no alojamento do rolamento. Os dados obtidos foram usados na otimização topológica do mancal central.

O cenário de maior sollicitação mecânica, com maiores tensões equivalentes, foi proveniente do cenário de curva combinado com frenagem. Os contatos entre as buchas poliméricas e o eixo foram considerados como contato sem atrito com formulação normal Lagrangiana, que cria um grau de liberdade extra na interface dos dois corpos (pressão de contato). Os demais contatos entre as peças foram considerados do tipo contato colado, onde não existe deslizamento nem separação das superfícies.

Figura 7 - Condições de contorno da simulação.



Mesmo após análise de sensibilidade de refino de malha, o garfo direito apresentou um valor máximo de 740 MPa para tensão de von Mises, indicando um possível ponto de singularidade proveniente da geometria. Este valor ultrapassou o limite de tensão de escoamento do alumínio 7075 T6 de aproximadamente 470 MPa. Para investigar a tensão elevada, também foi realizado um estudo de convergência de malha do garfo de maneira isolada. As Figuras 8 e 9 apresentam os resultados de tensão de von Mises da simulação numérica e a análise de possível singularidade.

Figura 8 – Resultado da simulação do caso de curva + frenagem.

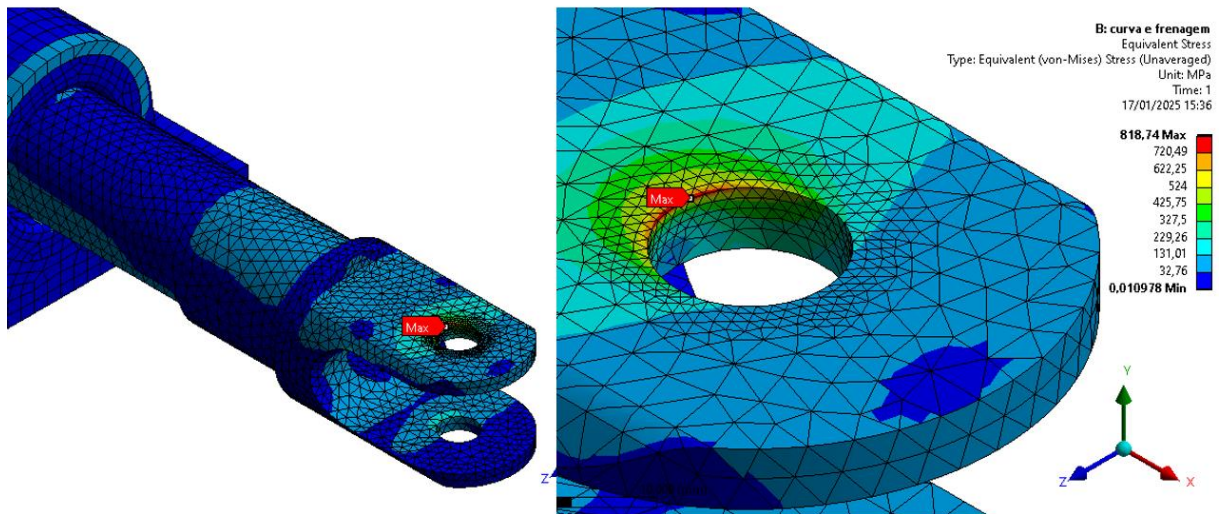
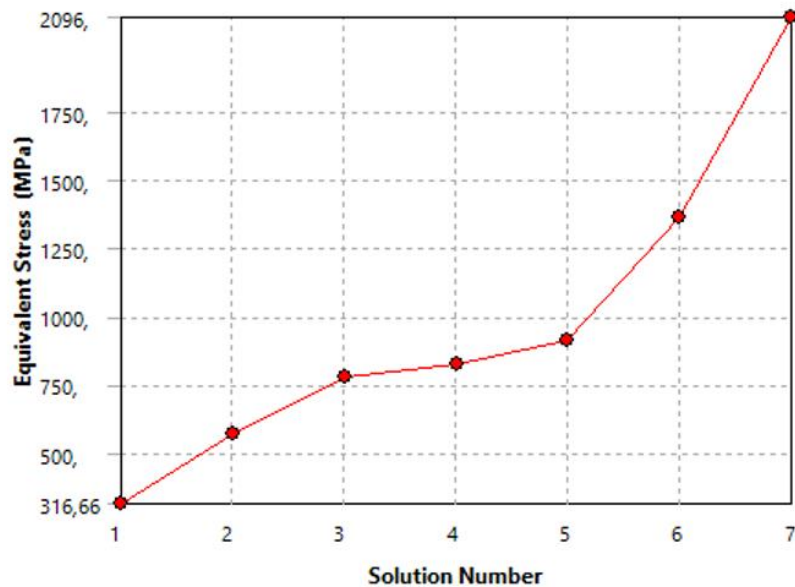


Figura 9 – Efeito da geometria e condições de contorno com as possíveis singularidade no garfo.



	Equivalent Stress (MPa)	Change (%)	Nodes	Elements
1	316,66		89003	25150
2	573,38	57,686	55929	28802
3	782,51	30,848	143253	87902
4	826,51	5,4693	210407	133365
5	916,59	10,335	359258	238945
6	1364,1	39,245	1579450	1114766
7	2096,	42,304	2760072	1971431

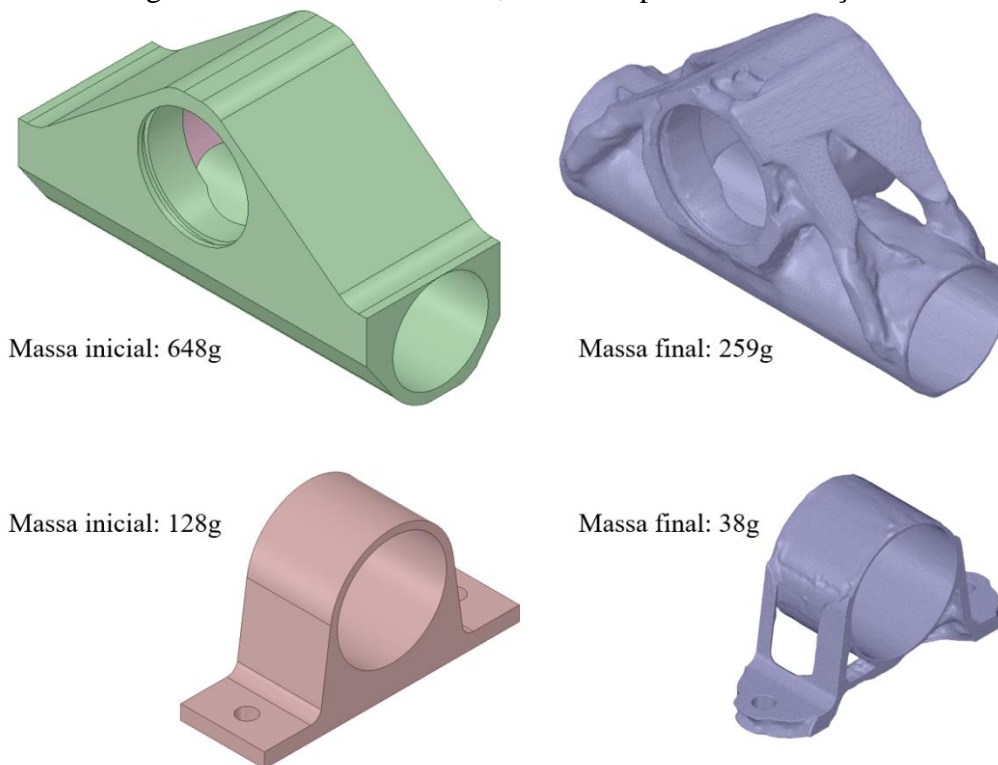
Com base nos resultados apresentados na figura 9, é possível inferir que os valores elevados obtidos foram causados pelo efeito da singularidade nos cantos vivos próximos aos furos de suporte do garfo, pois os valores de tensão obtidos na região não convergem com o refino da malha. Considerando as cargas já majoradas, os demais componentes da simulação

apresentaram valores satisfatórios de sollicitação, com um valor médio abaixo dos 250 MPa, que resulta em um fator de segurança de 1.88 em relação ao limite de escoamento do material do eixo.

4.3 Otimização topológica

A otimização teve como objetivo fazer um estudo preliminar para reduzir a massa dos componentes de forma iterativa minimizando apenas a flexibilidade. Inicialmente foi proposto uma retenção de 34% da massa inicial da peça bruta fabricada em aço, este percentual inicial foi adotado para aproximar da massa da peça bruta fabricada em alumínio. Outras cinco iterações foram realizadas, reduzindo em 5% o percentual de retenção em cada iteração. Esta análise tem como objetivo contribuir com um estudo ainda em andamento da equipe que pretende, no futuro, fabricar uma geometria otimizada e validá-la experimentalmente. A fabricação em aço inoxidável 316L por manufatura aditiva permite a utilização de geometrias complexas no projeto, tornando as peças de aço leves como as fabricadas em alumínio usinado. A Figura 10 apresenta os resultados obtidos ao atingir o nível de flexibilidade inicial das peças fabricadas em alumínio, destaca-se a redução de massa dos componentes antes e depois da otimização.

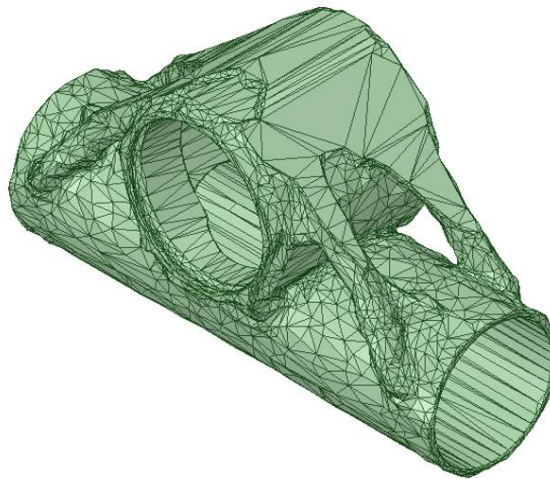
Figura 10 – Análise de massa, antes e depois da otimização.



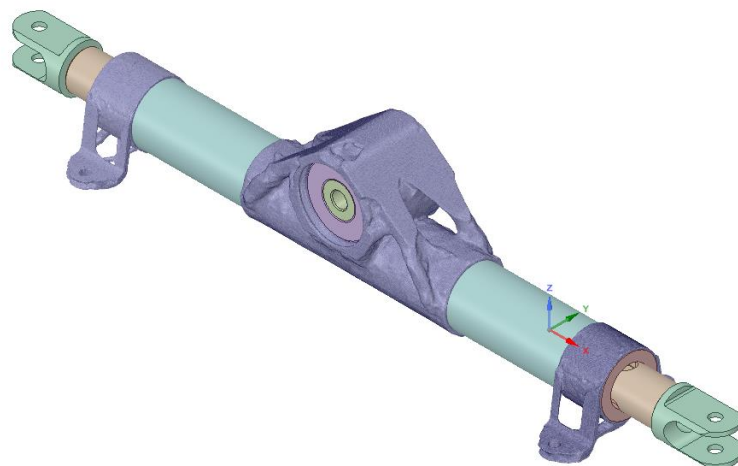
A otimização topológica foi conduzida utilizando o método de Programação Sequencial Convexa (SCP), devido à sua robustez na resolução de problemas com grande número de variáveis de projeto e não-linearidades associadas. Os critérios de parada definidos foram atingidos após 3 iterações para o mancal central e 5 iterações para os mancais das extremidades, evidenciando a eficiência computacional do método aplicado no problema proposto.

As geometrias resultantes do processo de otimização foram exportadas e submetidas a um pós-processamento para suavização utilizando a ferramenta HeatShrink, disponível no software de modelagem sólida 3D SpaceClaim. Este processo teve como objetivo eliminar irregularidades geométricas e garantir uma transição mais uniforme entre regiões sólidas e vazias, tornando as peças mais adequadas para a análise estrutural subsequente e, eventualmente, para a fabricação. As geometrias suavizadas foram então submetidas a análises estruturais considerando as cargas dos cenários mais críticos, previamente definidos no estudo. Os resultados dessas simulações forneceram uma avaliação detalhada do desempenho das estruturas otimizadas, garantindo que os requisitos de rigidez, resistência e integridade estrutural fossem atendidos, mesmo sob condições extremas de carregamento. A Figura 11 ilustra como a geometria gerada pelo software de otimização topológica é exportada, contendo muitos cantos vivos que necessitam de pós processamento.

Figura 11 – geometria gerada sem suavização

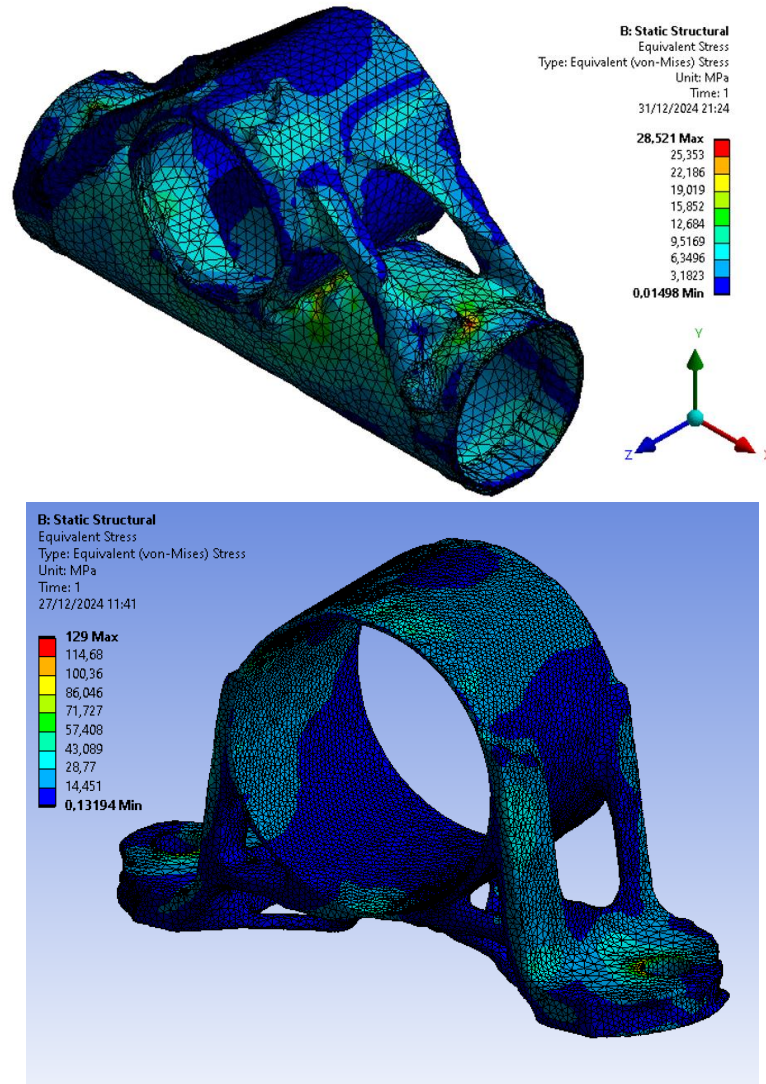


A Figura 9 representa a montagem final do projeto, com uma massa aproximada de 875g.



As análises numéricas resultaram em solicitações abaixo de 50 MPa para o mancal central e 129 MPa para o mancal do lado de fora da curva (cenário de curva + frenagem), conforme Figura 10.

Figura 10 – Resultado da simulação. Mancal central (acima) e lateral (abaixo).



Estes valores de máximas tensões equivalentes de von Mises devem ainda ser menores para o caso simulado, uma vez que a geometria final pode ser pós-processada, suavizando (de forma conservadora) a geometria obtida da otimização topológica. Esta abordagem indica também que o percentual de redução de massa talvez possa ser diminuído. Cabe ressaltar que esta é uma análise preliminar que ainda precisa de verificação das condições de carga para todas as situações de carregamento crítico.

5. CONCLUSÃO

Através da metodologia adotada neste trabalho, foi possível obter cargas e situações críticas para análise de tensões. Estas situações críticas permitiram realizar simulações numéricas para avaliar as tensões em uma geometria inicialmente projetada com base na

experiencia da equipe de projetos passados, atendendo a um dos objetivos específicos deste trabalho. A partir desta geometria foi possível usar ferramentas de otimização topológica que permitiram obter uma geometria otimizada preliminar pelo método de otimização de compliance, com redução de massa. Os resultados indicam que a otimização pode ainda gerar geometrias com menor massa.

Para trabalhos futuros pretende-se realizar novas verificações da geometria otimizada preliminar, por análise de tensões, para diferentes situações de carregamento. Uma vez validada a geometria, pretende-se fabricar pelo método de manufatura aditiva. Além disto, com as etapas do desenvolvimento documentadas será possível gerar uma ficha técnica do componente projetado, auxiliando futuros membros em modificações no sistema.

Sugestão para trabalhos futuros:

Para trabalhos futuros, sugere-se a verificação dos carregamentos em outras condições operacionais aplicadas à geometria otimizada. Além disso, recomenda-se a fabricação do componente otimizado por meio de manufatura aditiva, explorando suas possibilidades de redução de peso e melhoria estrutural. É essencial documentar todo o processo para a elaboração de uma ficha técnica detalhada do componente, garantindo rastreabilidade e suporte técnico para futuras modificações. Por fim, a instrumentação do veículo real para obtenção de dados experimentais de carregamento é altamente recomendada, complementando os cálculos baseados na literatura e fornecendo informações mais precisas sobre o comportamento do sistema em condições reais.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANSYS, Inc. **Ansys 2019 R2 User's Guide**. Canonsburg: Ansys, Inc., 2019. Disponível em: <https://www.ansys.com/academic/learning-resources>. Acesso em: 31 dez. 2024.

BATHE, K.-J. (1996). **Procedimentos de Elementos Finitos**. Prentice Hall.

COOK et al. (2002). **Conceitos e aplicações da análise de elementos finitos**.

DUFFIE; BECKMAN (2013). **Fundamentals of Vehicle Dynamics**.

FOX, S. Cockpit Control Forces or How Robust Do Driver Controls Really Need To Be? [s.l.], 2014. Disponível em: (navegar por: Series Resources > Design Event Resources > Cockpit Control Forces). Acesso em: 29 dez. 2024.

GILLESPIE, T. D. (1992). **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. SAE International.

SAE INTERNATIONAL. **SAE J670-2008: Vehicle Dynamics Terminology**. [s.l.]: SAE International, 2008.

SEWARD, D. (2014). **Race car Design**.

SWAMY, V. S. et al. (2020). **Selection of Optimal Tire and Design Optimization of Steering System for a Formula Student Race Car through Tire Data Treatment**.
V

SAE INTERNATIONAL. **Formula SAE Rules 2025**. [s.l.], 2024. Disponível em: <https://www.fsaonline.com/>, Series Resources > ruleset and resources. Acesso em: 29 dez. 2024.

BONERA, E., GADOLA, M., CHINDAMO, D., MORBIOLI, S., & MAGRI, P. (2020). On the influence of suspension geometry on steering feedback. Applied Sciences, 10(12), 4343. <https://doi.org/10.3390/app10124343>

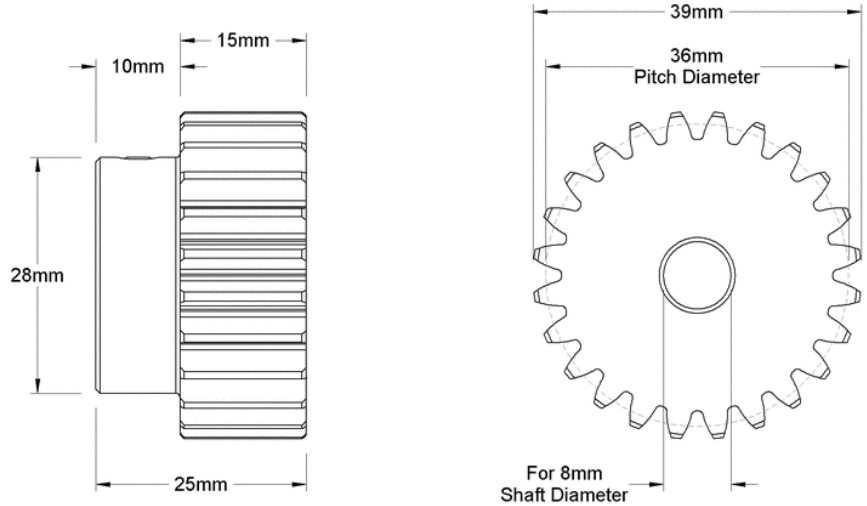
Propriedades mecânicas de material impresso em 316L por DMPi
Benini, Claudio & Chindamo, Daniel & Gadola, Marco & Uberti, Stefano & Marchesin, Felipe & Barbosa, Roberto. (2016). The influence of suspension components friction on race car vertical dynamics. Vehicle System Dynamics. 55. 10.1080/00423114.2016.1267370.

FORMULA SEVEN. Formula SAE Pro Steering Rack - SKU: FSAEPF10000. Bercella srl. Via Enzo Ferrari 10 – 43040 Varano de' Melegari (PR), 2024. Disponível em: we@formula-seven.com. Acesso em: [data de acesso].

NONLINEAR CONTACTS IN ANSYS - BEST PRACTICES FOR CONVERGENCE. Produção de Mallett Technology, Inc. Durham, NC: Mallett Technology, Inc., 2019. Disponível em: <https://www.youtube.com/watch?v=O-qTAiE8Kdo>. Acesso em: 31 dez. 2024.

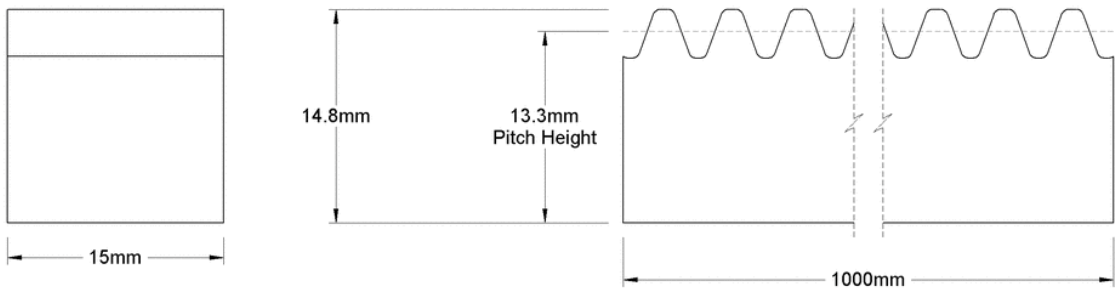
ANEXO

Contém informações complementares, colocados aqui para não interferir na fluência



Module: 1.5
 Number of Teeth: 24
 Set Screw Thread Size: M4

McMASTER-CARR http://www.mcmaster.com © 2023 McMaster-Carr Supply Company <small>Information in this drawing is provided for reference only.</small>	PART NUMBER	2664N18
	Metal Gear - 20 Degree Pressure Angle	



Module: 1.5
 Pressure Angle: 20°

McMASTER-CARR http://www.mcmaster.com © 2023 McMaster-Carr Supply Company <small>Information in this drawing is provided for reference only.</small>	PART NUMBER	2485N204
	Metal Gear Rack - 20 Degree Pressure Angle	

APÊNDICE

Uma planilha de cálculo foi elaborada para estimar os valores de cargas dinâmicas do veículo, os dados especificados como calculado utilizou das equações de Seward (2014), e os

dados do tipo design apresentam coeficiente de segurança adotados pelo autor.

FIGURA A1

TIPO	Dados gerais		UNIDADES
ENTRADA	LATERAL DYNAMIC FRICTION COEFFICIENT	1,2	
ENTRADA	LONGITUDINAL PEAK FRICTION COEFFICIENT	1,6	
ENTRADA	LATERAL PEAK FRICTION COEFFICIENT	1,58	
ENTRADA	TRACK	1120	mm
ENTRADA	TOTAL MASS W/PILOT	260	Kg
ENTRADA	TYRE ROLLING RADIUS : 203.20	203,2	mm
ENTRADA	WHEELBASE	1530	mm
ENTRADA	C OF G HEIGHT	280	mm
ENTRADA	FRONT AXEL TO CG DISTANCE	780,30	mm
ENTRADA	BREAKING ON FRONT AXLE	49,00	%
ENTRADA	WEIGHT ON REAR AXLE	51,00	%
CALCULADO	WEIGHT ON REAR AXLE	1299,48	N
CALCULADO	WEIGHT ON FRONT AXLE	1248,52	N
CALCULADO	WEIGHT TRANSFER IN BRAKING	746,08	N
CALCULADO	BRAKING FORCE	4076,80	N
CALCULADO	FRONT WHEEL LOAD WITH LOAD TRANSFER	1994,60	N
DESIGN	MAX VERTICAL LOAD W_{vert}	2991,90	N
DESIGN	MAX BREAKING FORCE W_{long}	4148,77	N
CALCULADO	BREAKING ON FRONT AXLE (SLIP CONDITION)	3111,58	N
CALCULADO	MAX CORNERING	10202,4	N
CALCULADO	MAX CORNERING FORCE	16119,79	N
CALCULADO	LATERAL WEIGHT TRANSFER	4029,95	N
DESIGN	FRT OUTHER VERT WHEEL LOAD	6468,07	N
CALCULADO	FRT INNER VERT WHEEL LOAD	1430,63	N
DESIGN	FRT OUTHER CORNERING FORCE W_{lat}	10348,91	N
CALCULADO	FRT INNER CORNERING FORCE W_{lat}	2289,01	N
DESIGN	ACCELERATION DESIGN LOAD	844,66	N
DESIGN	ACCELERATION FORCE W_{long}	1351,46	N

Figura A3

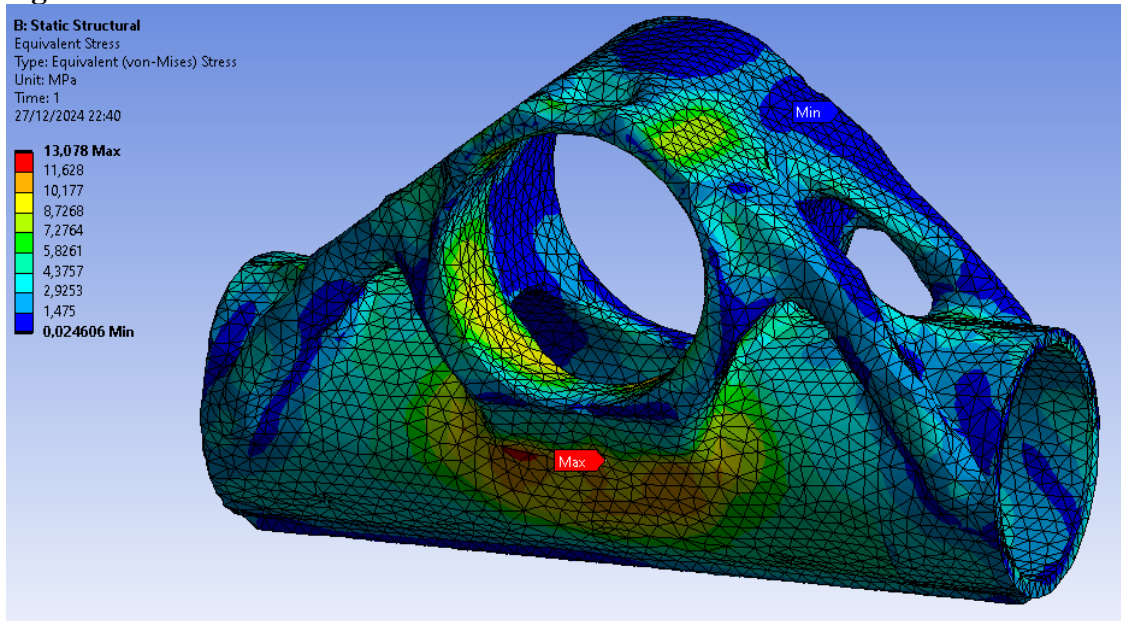


Figura A4

