



PROJETO DE GRADUAÇÃO

**CONJUNTO DE MANGAS DE EIXO EM
LIGA DE ALUMÍNIO 7075-T651 PARA
PROTÓTIPO DE FÓRMULA SAE**

Por

**Jhonatan Sousa de Brito
Victor Hugo de Abreu Nigri**

Brasília, 26 de novembro de 2021

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Universidade de Brasília
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

**CONJUNTO DE MANGAS DE EIXO EM
LIGA DE ALUMÍNIO 7075-T651 PARA
PROTÓTIPO DE FÓRMULA SAE**

Por

**Jhonatan Sousa de Brito
Victor Hugo de Abreu Nigri**

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico.

Banca Examinadora

Prof. Antônio Manoel Dias Henriques _____
UnB/ ENM (Orientador)

Prof. Luis Augusto Mendes Veloso _____
UnB/ ENM (Coorientador)

Prof. Jorge Luiz de Almeida Ferreira _____
UnB/ ENM

Brasília, 26 de novembro de 2021

Dedicatória

Dedicamos este trabalho à equipe
Apuama Racing.

Agradecimentos

Ao meu tio e pai, Marcos Aurélio de Brito, e à minha avó e mãe, Ana Rodrigues da Silva Brito, que formam a base sobre a qual me desenvolvo e formo quem eu sou. Sou grato por todo o suporte necessário para prosseguir nos melhores caminhos dos estudos e da vida.

À minha mãe, Venilda Oliveira Sousa, e ao meu pai, Marlysson Denival de Brito, por todo esforço e carinho. Obrigado.

À minha irmã de criação, Daíza Colhante de Brito, aos meus irmãos, Wallysson e Luíza e ao meu avô, José Geraldo de Brito.

À toda minha família por todo apoio e conselhos.

À minha companheira Eduarda Alves de Almeida, por todo tempo, carinho, compreensão e empatia. Por me ensinar a enxergar a vida através de outra perspectiva.

A todos os amigos que fiz na FT/UnB, por todos os momentos vividos ao longo dessa jornada. Registro agradecimento especial ao André Osório, Camila Gomes, Danilo Rangel, Fernando Soares, Gabriel Grande, Gilberto Sousa, Luiz Felipe Pereira, Matheus Xavier, Pedro Paulo, Rafael Bessa, Rafael Cassebe, Rodrigo Barreto e ao Victor Hugo. Seguiremos juntos.

Aos amigos que a vida me proporcionou e que sempre estiveram presentes para compartilhar ideias, ouvir e aconselhar. Contem comigo.

Aos professores que tive a honra de ser ensinado ao longo da vida. Meu singelo obrigado pelos ensinamentos e compartilhamento de experiências. Em especial menção os professores e orientadores Antônio Manoel Dias Henriques e Luís Augusto Conte Mendes Veloso pelos singulares ensinamentos e oportunidades para desenvolvimento deste trabalho.

À Universidade de Brasília.

À todos vocês, meu muito obrigado.

Jhonatan Sousa de Brito

Gostaria de iniciar agradecendo primeiramente à minha família, ao meu pai Ricardo, à minha mãe Eliana, ao meu irmão Rodrigo e a meus avós Salim e Vanda por todo o suporte, educação e ensinamentos ao longo de todos esses anos que fizeram me tornar a pessoa que sou hoje, nos momentos bons e ruins. Sem vocês não seria ninguém, muito obrigado pelos aprendizados, broncas, elogios e por toda preocupação. Vocês são as pessoas em que me inspiro e sempre me inspirarei.

Aos amigos que fiz ao longo dessa trajetória, que sempre estiveram ao meu lado, pela amizade incondicional e pelo apoio demonstrado em todos os momentos deste curso. Em especial ao Alex, Guilherme Sampaio, Guilherme Medeiros, André Cubel, Letícia Corrêa, Rômulo Andrade, Gustavo Pasqual, Lucas Ricciardi, Sara Viana, André Osório, Jhonatan de Brito, Pedro Henrique Brasil, Luiz Felipe Pereira, Rafael Bessa, Rodrigo Barreto, entre outros muitos que foram essenciais para minha formação. Obrigado! Carregarei os ensinamentos de cada um para a vida.

À todos com quem trabalhei na Apuama Racing, pois foi o ambiente no qual mais cresci e amadureci durante o período da graduação. A troca de conhecimentos, histórias e aprendizados foi enorme, só tenho a agradecer a todos.

Não poderia deixar agradecer os professores da Universidade de Brasília, mas em especial àqueles do Departamento de Engenharia Mecânica que desempenharam com dedicação as aulas ministradas e dedicam suas vidas ao ensino e passagem de conhecimento a seus alunos. Ao professor Antônio Manoel Dias Henriques, sempre solícito e profissional no suporte para realização desse trabalho. Também ao professor Luis Augusto Mendes Veloso por todo apoio e conhecimento, contribuindo enormemente para a realização da parte experimental do projeto. Muito obrigado! Sem vocês este trabalho não seria possível.

Victor Hugo Nigri

Resumo

Este trabalho compreendeu o desenvolvimento do projeto de engenharia de um conjunto de mangas de eixo competitivo no cenário Fórmula SAE Brasil. Na sua consecução, foi exposto o planejamento e o estudo de viabilidade da peça a ser fabricada, onde foram levantados os requisitos e restrições acerca do projeto, e definido o conceito a ser desenvolvido por meio de matriz de decisão. Além disso, foram revisados os conceitos e parâmetros cinemáticos relativos à suspensão de veículos, juntamente com as funções e tipos de manga de eixo. Em seguida, foram tomadas decisões como a definição do material, a determinação da geometria e a montagem dos componentes. Paralelamente, concebeu-se a modelagem *CAD*, análise de esforços mecânicos fundamentada pelo Método dos Elementos Finitos (*MEF*), otimização topológica e a definição das especificações pertinentes à manufatura da peça. Posteriormente, ocorreu o refinamento das definições de manufatura a partir da designação de ajustes e tolerâncias. Foram elaborados desenhos técnicos e efetuada a manufatura do conjunto de manga de eixo em liga de alumínio 7075-T651 em maquinário *CNC*. Logo após, buscou-se legitimar as condições de contorno do projeto por meio da aplicação de extensômetros em pontos estratégicos dos componentes da suspensão do veículo. Com esse intuito, foi desenvolvido ensaio experimental no qual é fixado o protótipo veicular ao chão, aplicada carga vertical mensurável e aferida a deformação nesses componentes. Essa análise extensométrica permitiu a realização do comparativo dos valores teóricos e experimentais das tensões equivalentes de Von Mises e das condições de contorno utilizadas, viabilizando a autenticação do modelo de simulação. Como resultado, obteve-se certa imprecisão na validação das tensões experimentadas pela manga de eixo e considerável aproximação nos valores das condições de contorno utilizadas no modelo de simulação.

PALAVRAS CHAVE: Manga de eixo, Suspensão, Fórmula, FSAE, SAE, Liga de Alumínio, CAD, método dos elementos finitos, MEF, análise extensométrica, extensômetros.

Abstract

This paper is composed by the design of a competitive suspension upright pair for the Formula SAE Brazil scenery. In this way, it exposed the planning and the viability study of the part that will be manufactured. On its principle, the requirements and restrictions were established and the concept defined by a decision matrix. Besides that, the concepts and kinematic suspension parameters were reviewed, jointly with the uprights' functions and types. Posteriorly, it covered in-depth the magnitude of the engineering design out of the initial concept. Decisions like material definition, geometry determination and components assembly were made and the products of this part were the *Computer Aided Design (CAD)* modeling, the mechanical stress analysis justified by the Finite Element Method (FEM), topology optimization and the manufacturing specifications. Subsequently, the manufacture definitions were refined from the adjustments and tolerances designations. Technical drawings were elaborated and the aluminum alloy 7075-T651 parts are manufactured on a CNC machine. Afterward, on the validation phase, the aim was to validate the tension field and the boundary conditions on the knuckles executing strain gages installation in key points of the suspension system. With this, an experimental campaign was done where the car was fixed on the ground, a measurable vertical force was applied and the strain on the suspension components were evaluated. This analysis using strain gages allowed the comparison of the analytical and experimental Equivalent von Mises Stress values, and also of the used boundary conditions, enabling the simulation model validation. The result was the attainment of inaccurate equivalent von Mises validation tensions and considerable approximation on the boundary conditions values that were used in the simulation model.

KEYWORDS: Upright, Suspension system, Formula, Formula Student, Aluminum Alloy, Computer Aided Design, CAD, Finite Element Method, FEM, Extensometric Analysis, Strain Gage.

LISTA DE FIGURAS

1	Competição <i>Formula Student Germany</i> (2019).	2
2	Protótipo AF19 e membros da equipe (2019).	3
3	Karl Benz e sua criação (Fonte: Domínio Público).	8
4	Suspensão Mcpherson.	9
5	Suspensão duplo A.	10
6	Suspensão multibraços.	10
7	Suspensão de braço arrastado (REIMPELL; STOLL; BETZLER, 2001).	11
8	Suspensão de braço semi-arrastado (REIMPELL; STOLL; BETZLER, 2001).	11
9	Suspensão de eixo rígido.	12
10	Suspensão de eixo semi-rígido.	12
11	Manga de eixo da equipe Starcraft de <i>Formula Student Electric & Driverless</i> da Universidade de Tecnologia Ilmenau na Alemanha (adaptado).	13
12	Sistema de coordenadas SAE (GILLESPIE, 1992).	14
13	Efeito da massa não suspensa no comportamento vibracional da roda (GILLESPIE, 1992).	15
14	Forças envolvidas na transferência de carga lateral.	16
15	Representação do centro de rolagem.	17
16	Representação do eixo de rolagem (GILLESPIE, 1992).	17
17	Representação do ângulo de escorregamento na superfície do pneu (SMITH, 1978)	18
18	Ilustração de referencial utilizado para o ângulo de camber.	18
19	Deflexão no pneu devido ao camber.	19
20	Ângulo de convergência positivo e negativo.	19
21	Ângulo do pino mestre θ , <i>kingpin offset</i> r_θ e ângulo de camber ϵ_w (REIMPELL; STOLL; BETZLER, 2001).	20

22	Ângulo de <i>caster</i> τ , <i>kinematic caster trail</i> $r_{t,k}$ e <i>caster offset</i> n_τ (REIMPELL; STOLL; BETZLER, 2001).	20
23	Sequência de modelos criados a partir da realidade para resolução de problemas (SCREMIN, 2015).	21
24	Representação de nós e elementos presentes em uma malha (ESSS, 2020).	22
25	Diagrama esquemático tensão-deformação mostrando a deformação elástica linear para ciclos de carga e descarga (CALLISTER, 2002).	23
26	Exemplo de extensômetro de metal em medição da deformação de chapa metálica f (Christian V./CC BY.).	25
27	Relação entre resistência elétrica e deformação para fios livremente tensionados (HOFFMANN, 1989)	26
28	Geometria das rosetas do tipo estrela e enfileiradas (HOFFMANN, 1989).	26
29	Componentes estruturais de um extensômetro elétrico (SELLI, 2015).	27
30	Diagrama esquemático de sistema de medição de deformação por extensômetros (ANÁLISE; MECÂNICO, 2004).	27
31	Manga de eixo em ferro fundido de um carro de passeio.	29
32	Manga de eixo forjada de uma caminhonete.	30
33	Manga de eixo de chapas metálicas fabricada pela <i>TKD Engineering</i> e soldada pela <i>Concept Racing</i>	30
34	Manga de eixo de elementos tubulares unidos a um núcleo cilíndrico do protótipo AF14 da Apuama Racing.	31
35	Manga de eixo usinada em liga de alumínio para o protótipo AF15 da Apuama Racing.	32
36	Manga de eixo usinada em liga de alumínio com alívios em diferentes eixos da equipe MunicHMotorsport da <i>Formula Student</i> na Alemanha.	32
37	Manga de eixo projetada em liga de alumínio para o protótipo AF17 da Apuama Racing (DINIZ, 2017).	33
38	Aspectos da manga de eixo dianteira do protótipo AF17 da Apuama Racing (DINIZ, 2017).	33
39	Aspectos da manga de eixo traseira do protótipo AF17 da Apuama Racing (DINIZ, 2017).	34
40	Manga de eixo projetada em fibra de carbono para o protótipo AF18 da Apuama Racing (FERREIRA, 2018).	34
41	Vista explodida da manga de eixo projetada em fibra de carbono para o protótipo AF18 da Apuama Racing (FERREIRA, 2018).	35

42	Manga de eixo em liga de titânio (WALTON; MOZTARZADEH, 2017).	36
43	Manga de eixo de liga de alumínio concebida por manufatura aditiva (HUNAR et al., 2020).	37
44	Representação do esboço inicial da manga de eixo dianteira.	38
45	Representação do esboço inicial da manga de eixo traseira.	39
46	Conceito inicial da manga de eixo dianteira em vista isométrica.	41
47	Conceito inicial da manga de eixo traseira em vista isométrica.	42
48	Furos para suporte superior no conceito inicial da manga dianteira.	42
49	Furos para suporte superior no conceito inicial da manga traseira.	43
50	Chapa metálica para ajuste do ângulo de camber.	43
51	Suporte para fixação dos braços superiores às mangas de eixo.	43
52	Suporte inferior do conceito inicial da manga de eixo dianteira.	44
53	Suporte inferior do conceito inicial da manga de eixo traseira.	44
54	Fixação do braço de direção no conceito inicial da manga de eixo dianteira. . . .	45
55	Fixação do braço de direção no conceito inicial da manga de eixo traseira. . . .	45
56	Suporte da pinça de freio do conceito inicial da manga de eixo.	45
57	Fixação do braço de direção no conceito inicial da manga de eixo traseira. . . .	46
58	Magnitude das reações nos mancais da manga de eixo em geometrias com espessuras diferentes.	46
59	Geometria inicial da manga de eixo dianteira.	51
60	Geometria inicial da manga de eixo traseira.	51
61	Vetores de força no pneu e de reações nos braços e <i>links</i> da suspensão.	53
62	Máquina de testes TIRF da Calspan em operação (CALSPAN, 20118).	53
63	Circunferências criadas para delimitar as regiões onde são transmitidos as componentes axiais dos esforços na parte inferior da manga de eixo.	56
64	Escala de qualidade da malha a partir do parâmetro <i>skewness</i> e representação dos ângulos máximos e mínimos de um dado elemento (FLUENT, 2009).	57
65	Condições de fixação e vetores de força na manga de eixo dianteira.	58
66	Condições de fixação e vetores de força na manga de eixo traseira.	59
67	Resultados da primeira simulação da manga de eixo dianteira.	60
68	Resultados da primeira simulação da manga de eixo traseira.	61
69	Resultado da otimização topológica da geometria inicial da manga dianteira. . .	62

70	Resultado da otimização topológica da geometria inicial da manga traseira. . . .	62
71	Resultados da última simulação da manga de eixo dianteira.	63
72	Resultados da última simulação da manga de eixo traseira.	64
73	Manga de eixo dianteira renderizada.	65
74	Manga de eixo traseira renderizada.	65
75	Parafuso pré-carregado comprimindo um cilindro ao qual cargas externas são aplicadas (NORTON, 2013)	67
76	Dimensionamento de parafuso contra separação e escoamento no caso de "Curva Pura"	67
77	Dimensionamento de parafuso contra separação, escoamento e cisalhamento no caso de "Curva Pura"	68
78	Dimensionamento de parafuso contra separação e escoamento no caso de "Frenagem Pura"	68
79	Dimensionamento de parafuso contra separação, escoamento e cisalhamento no caso de "Frenagem Pura"	69
80	Detalhe de alívio no disco de freio a fim de possibilitar rápido ajuste do ângulo de camber.	70
81	Montagem da manga de eixo traseira em vista explodida.	71
82	Manga de eixo dianteira manufaturada em impressão 3D.	71
83	Manga de eixo dianteira em processo de usinagem.	72
84	Montagem do aparato experimental para aplicação de carga em vista lateral do veículo.	76
85	Montagem do aparato experimental para calibração da célula de carga.	77
86	Exemplo da nomenclatura do extensômetro <i>MF</i> na manga de eixo.	78
87	Colagem dos extensômetros nas bandejas superior e inferior, e na vara de compressão.	79
88	Colagem dos extensômetros na manga de eixo.	79
89	Nomenclatura dos extensômetros nas bandejas superior e inferior, e na vara de compressão na suspensão dianteira direita do protótipo.	80
90	Esquema de ligação elétrica entre o extensômetro e o dispositivo de aquisição de dados.	80
91	Força resultante no cubo de roda aplicada em função do tempo.	81
92	Resultado das deformações resultantes nos tubos <i>LFLA</i> e <i>UFLA</i> em função do tempo.	83

93	Esforço normal no tubo <i>UFUA</i> em função da carga aplicada no cubo de rodas. . .	84
94	Esforço normal no tubo <i>URUA</i> em função da carga aplicada no cubo de rodas. . .	84
95	Esforço normal no tubo <i>FLA</i> em função da carga aplicada no cubo de rodas. . .	85
96	Esforço normal no tubo <i>RLA</i> em função da carga aplicada no cubo de rodas. . .	85
97	Esforço normal no tubo <i>PUSH</i> em função da carga aplicada no cubo de rodas. . .	85
98	Deformação resultante na roseta <i>MD</i> em função da carga aplicada no cubo de rodas.	86
99	Deformação resultante na roseta <i>MF</i> em função da carga aplicada no cubo de rodas.	86
100	Refinamento de malha na região de colagem das rosetas em ambiente computacional.	89
101	Tensão equivalente de Von Mises para o carregamento de 1459 N em vista isométrica.	90
102	Tensão equivalente de Von Mises para o carregamento de 1459 N em vista frontal.	90
103	Tensão equivalente de Von Mises para o carregamento de 1459 N em vista lateral.	91
104	Tensão equivalente de Von Mises para o carregamento de 1459 N na região das rosetas.	91
105	Influência do tamanho do extensômetro no erro de medida (HOFFMANN, 1989).	93
106	Mangas de eixo dianteira e traseira manufaturadas para o protótipo AF19.	96
107	Resultados da segunda simulação da manga de eixo dianteira.	102
108	Resultados da terceira simulação da manga de eixo dianteira.	103
109	Resultados da segunda simulação da manga de eixo traseira.	104
110	Resultados da terceira simulação da manga de eixo traseira.	105
111	Resultados da quarta simulação da manga de eixo traseira.	106
112	Resultados da simulação de esforços mecânicos do suporte do chassi.	119
113	Força aplicada na célula de carga no experimento em função do tempo.	120
114	Resultados do experimento de validação de esforços nos braços de suspensão. . .	121
115	Resultados do experimento de validação de esforços na manga de eixo.	122
116	Resultados da simulação de esforços mecânicos do caso experimental para o carregamento de 468N.	123
117	Resultados da simulação de esforços mecânicos do caso experimental para o carregamento de 954N.	124
118	Resultados da simulação de esforços mecânicos do caso experimental para o carregamento de 1459N.	125

LISTA DE TABELAS

1	Materiais para manufatura aditiva e propriedades (HUNAR et al., 2020).	36
2	Grau de importância relativa entre os parâmetros de análise da matriz de decisão.	40
3	Peso relativo de cada parâmetro da matriz de decisão.	40
4	Matriz de decisão para escolha do projeto conceitual.	41
5	Massas das mangas de eixo dianteiras e traseiras das equipes melhores colocadas na competição Fórmula SAE 2019 com protótipos aro 13".	47
6	Elementos químicos e suas concentrações presentes na liga de alumínio 7075-T651 (GGDMETALS, 2021).	52
7	Propriedades físicas e mecânicas do alumínio 7075-T651 (GGDMETALS, 2021). .	52
8	Forças máximas obtidas para o caso de "Frenagem Pura".	54
9	Forças máximas obtidas para o caso de "Curva Pura".	54
10	Forças máximas obtidas nos pontos da manga de eixo.	55
11	Resultados das iterações de convergência das malhas.	57
12	Resultados obtidos a partir da análise estrutural para o conjunto de mangas de eixo.	65
13	Custos das chapas laminadas de alumínio 7075-T651.	72
14	Custo da usinagem do conjunto de mangas de eixo.	73
15	Custo final das mangas de eixo.	73
16	Lista de materiais.	74
17	Lista de equipamentos.	75
18	Valores de tensão elétrica e carga de engenharia.	77
19	Deformações nos tubos sob compressão para cada passo de aplicação de força durante a fase de carregamento.	81
20	Deformações nos tubos sob flexão para cada passo de aplicação de força durante a fase de carregamento.	81

21	Deformações na manga de eixo para cada passo de aplicação de força durante a fase de carregamento.	82
22	Deformação no centroide dos tubos frontal e traseiro da bandeja inferior.	82
23	Deformações principais de cada roseta aplicada à manga de eixo para cada passo de carga.	82
24	Reações resultantes nos tubos sob tração ou compressão para cada passo de aplicação de força.	83
25	Reações normais nos tubos sob flexão para cada passo de aplicação de força.	84
26	Momento fletor e esforço vertical resultante para cada tubo da bandeja inferior.	87
27	Forças experimentais resultantes na manga de eixo e na vara de compressão.	87
28	Forças resultantes na manga de eixo.	88
29	Tensões principais na manga de eixo para cada roseta e passo de carga no cubo de roda.	88
30	Tensões equivalentes de Von Mises na manga de eixo para cada roseta e passo de carga no cubo de rodas.	89
31	Comparativo entre os resultados analítico e experimental para os esforços na manga de eixo e na vara de compressão.	92
32	Análise da tensão equivalente de Von Mises experimental e numérica para a roseta MF.	93
33	Análise da tensão equivalente de Von Mises experimental e numérica para a roseta MD.	94

LISTA DE ABREVIACOES

<i>AF14</i>	Protótipo da Apuama Racing do ano de 2014
<i>AF15</i>	Prottipo da Apuama Racing do ano de 2015
<i>AF17</i>	Prottipo da Apuama Racing do ano de 2017
<i>AF18</i>	Prottipo da Apuama Racing do ano de 2018
<i>AF19</i>	Prottipo da Apuama Racing do ano de 2019
<i>AF20</i>	Prottipo da Apuama Racing do ano de 2020
<i>CAD</i>	<i>Computer Aided Design</i>
<i>CG</i>	Centro de Gravidade
<i>CNC</i>	Comando Numrico Computadorizado
<i>ESSS</i>	<i>Engineering Simulation and Scientific Software</i>
<i>FSAE</i>	Frmula SAE
<i>HUKN</i>	<i>Attachment Hub to Knuckle</i>
<i>KNBC</i>	<i>Attachment Knuckle to Brake Caliper</i>
<i>KNLA</i>	<i>Attachment Knuckle to Lower Arm</i>
<i>KNTI</i>	<i>Attachment Knuckle to Tie Rod</i>
<i>KNUA</i>	<i>Attachment Knuckle to Upper Arm</i>
<i>MEF</i>	Mtodo dos Elementos Finitos
<i>PLA</i>	Policido Láctico
<i>SAE</i>	<i>Society of Automotive Engineers</i>
<i>TIRF</i>	<i>Tire Research Facility</i>
<i>TTC</i>	<i>Test Tire Consortium</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

HP	cavalos de potência, HP
ϕ	ângulo de camber, $^\circ$
δ	ângulo de convergência, $^\circ$
θ	ângulo do pino mestre, $^\circ$
r_θ	<i>kingpin offset</i> , m
τ	ângulo de caster, $^\circ$
$r_{t,k}$	<i>kinematic caster trail</i> , m
n_τ	<i>caster offset</i> , m
ρ	massa específica, $\frac{kg}{m^3}$
N	fator de segurança, 1
NP	número de penalização, 1
t	somatório dos números de penalização, 1
F_x	força longitudinal, N
F_y	força lateral, N
F_z	força vertical, N
θ_e	ângulo ideal para cada tipo de elemento de malha, $^\circ$
θ_{max}	ângulo máximo do elemento, $^\circ$
θ_{min}	ângulo mínimo do elemento, $^\circ$
l	comprimento do material sujeitado, mm
F_i	força de pré-carga, N
T_i	Torque de aperto de pré-carga, N
d	diâmetro do parafuso, mm
ϵ	deformação resultante, 1
E	módulo de elasticidade, MPa
σ	tensão, MPa
R	resistência, Ω
ν	coeficiente de Poisson, 1
Q	resistividade, $\Omega \cdot m$
N	força normal, N
σ_e	tensão equivalente de Von Mises, MPa

Sumário

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO	1
1.1.1	A COMPETIÇÃO	1
1.1.2	A EQUIPE	2
1.2	MOTIVAÇÃO	3
1.3	OBJETIVOS	4
1.4	DIVISÃO DO TRABALHO	4
1.5	METODOLOGIA DE PROJETO	5
1.5.1	PROJETO CONCEITUAL	5
1.5.2	PROJETO INTERMEDIÁRIO	5
1.5.3	PROJETO DE DETALHAMENTO	5
1.5.4	VALIDAÇÃO	6
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	7
2.1	SUSPENSÃO	7
2.1.1	DESENVOLVIMENTO HISTÓRICO	7
2.1.2	TIPOS DE SUSPENSÃO	8
2.1.2.1	SUSPENSÕES INDEPENDENTES	8
2.1.2.2	SUSPENSÃO DE EIXO RÍGIDO	11
2.1.2.3	SUSPENSÃO DE EIXO SEMI-RÍGIDO	12
2.2	MANGA DE EIXO	12
2.2.1	FUNÇÃO DA MANGA DE EIXO	13
2.2.2	TIPOS DE MANGA DE EIXO	13
2.3	PARÂMETROS GERAIS DA SUSPENSÃO	14
2.3.1	SISTEMA DE COORDENADAS SAE	14
2.3.2	MASSA SUSPENSA E NÃO SUSPENSA	14
2.3.3	TRANSFERÊNCIA DE CARGA	15
2.3.4	RIGIDEZ	16
2.4	PARÂMETROS GEOMÉTRICOS DA SUSPENSÃO	16

2.4.1	CENTRO DE ROLAGEM	16
2.4.2	ÂNGULO DE ESCORREGAMENTO	17
2.4.3	ÂNGULO DE CAMBER	18
2.4.4	ÂNGULO DE CONVERGÊNCIA	19
2.4.5	ÂNGULO DO PINO MESTRE	19
2.4.6	ÂNGULO DE <i>CASTER</i>	20
2.5	MODELAGEM CAD	21
2.6	MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS	21
2.7	EXTENSOMETRIA	22
2.7.1	TIPOS DE EXTENSÔMETROS	23
2.7.1.1	EXTENSÔMETROS SEMICONDUTORES	23
2.7.1.2	EXTENSÔMETROS METAIS DEPOSITADOS	24
2.7.1.3	EXTENSÔMETROS CAPACITIVOS	24
2.7.1.4	EXTENSÔMETROS PIEZOELÉTRICOS	24
2.7.1.5	EXTENSÔMETROS DE METAL	24
2.7.2	PRINCÍPIO OPERACIONAL	25
2.7.3	SISTEMA DE MEDIDA	26
3	PROJETO CONCEITUAL	28
3.1	CONSIDERAÇÕES INICIAIS	28
3.1.1	REQUISITOS DE PROJETO	28
3.1.2	RESTRIÇÕES GERAIS E GEOMÉTRICAS	28
3.2	REVISÃO DE PROJETOS ANTERIORES E SIMILARES	29
3.2.1	MANGAS DE EIXO FUNDIDAS E FORJADAS	29
3.2.2	MANGAS DE EIXO POR UNIÃO DE ELEMENTOS	30
3.2.3	MANGAS DE EIXO USINADAS EM ALUMÍNIO	31
3.2.4	MANGAS DE EIXO EM FIBRA DE CARBONO	34
3.2.5	MANGAS DE EIXO POR MANUFATURA ADITIVA	35
3.3	DEFINIÇÃO DO CONCEITO INICIAL	37
3.3.1	PONTO DE FIXAÇÃO DO BRAÇO DE DIREÇÃO	37
3.3.2	PONTO DE FIXAÇÃO DA PINÇA DE FREIO	37
3.3.3	PONTO DE FIXAÇÃO DAS BANDEJAS SUPERIOR E INFERIOR	38
3.3.4	ESBOÇO INICIAL	38
3.3.5	MATRIZ DE DECISÃO	39
3.3.6	SUPORTE SUPERIOR DA MANGA DE EIXO	42
3.3.7	SUPORTE INFERIOR DA MANGA DE EIXO	44
3.3.8	SUPORTE DO BRAÇO DE DIREÇÃO	44

3.3.9	SUPOORTE DA PINÇA DE FREIO	45
3.3.10	FIXAÇÃO DOS ROLAMENTOS DO CUBO DE RODA	46
3.4	DEFINIÇÃO DA META DE MASSA	47
3.5	DEFINIÇÃO DO FATOR DE SEGURANÇA	47
4	PROJETO INTERMEDIÁRIO	50
4.1	DESENVOLVIMENTO DA MANGA DE EIXO A PARTIR DO CONCEITO INICIAL	50
4.2	CARACTERIZAÇÃO DO MATERIAL	51
4.3	DETERMINAÇÃO DOS ESFORÇOS	52
4.4	ANÁLISE ESTRUTURAL	55
4.4.1	IMPORTAÇÃO DO MODELO CAD, ATRIBUIÇÃO DAS PROPRIEDADES DO MATERIAL E SUBDIVISÃO DAS SUPERFÍCIES DE FACE	56
4.4.2	ANÁLISE DE CONVERGÊNCIA DE MALHA	56
4.4.3	CONDIÇÕES DE FIXAÇÃO E CARREGAMENTOS	58
4.4.4	ANÁLISE DOS RESULTADOS DE TENSÃO, DEFORMAÇÃO E DO FATOR DE SEGURANÇA	59
4.4.5	OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA E PROCESSO ITERATIVO	61
4.4.6	GEOMETRIA FINAL DAS MANGAS DE EIXO E RESULTADOS	62
5	PROJETO DETALHADO	66
5.1	DIMENSIONAMENTO DOS ELEMENTOS DE FIXAÇÃO	66
5.1.1	CARREGAMENTO NA JUNTA PARAFUSADA	66
5.2	TOLERÂNCIAS DIMENSIONAIS E AJUSTES	69
5.3	MONTAGEM DA MANGA DE EIXO E AJUSTES DA SUSPENSÃO	70
5.4	PROCESSO DE FABRICAÇÃO E DESENHOS TÉCNICOS	72
5.4.1	PROCESSO DE FABRICAÇÃO	72
5.4.2	DESENHOS TÉCNICOS	72
5.5	CUSTOS	72
6	ANÁLISE EXTENSOMÉTRICA	74
6.1	APARATO EXPERIMENTAL	74
6.2	PROCEDIMENTOS	75
6.2.1	APLICAÇÃO DA CARGA E FIXAÇÃO DO VEÍCULO	75
6.2.1.1	CALIBRAÇÃO DA CÉLULA DE CARGA	76
6.2.2	MEDIÇÃO DA DEFORMAÇÃO	77
6.3	DADOS EXPERIMENTAIS	80
6.3.1	CARGA APLICADA E DEFORMAÇÕES RESULTANTES	80
6.3.2	FORÇAS E TENSÕES RESULTANTES	83

6.4	SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DO CASO EXPERIMENTAL	89
6.5	ANÁLISE DOS RESULTADOS	91
6.5.1	BANDEJAS E VARA DE COMPRESSÃO	91
6.5.2	MANGA DE EIXO	92
6.5.3	EQUILÍBRIO DE FORÇAS	94
7	CONCLUSÃO	95
7.1	CONCLUSÃO	95
7.2	SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS	97
	APÊNDICES	101
A	RESULTADOS INTERMEDIÁRIOS DA ANÁLISE ESTRUTURAL	101
B	DIMENSIONAMENTO DOS ELEMENTOS DE FIXAÇÃO	107
C	DESENHOS TÉCNICOS	111
D	SIMULAÇÃO DE ESFORÇOS MECÂNICOS DO SUPORTE DO CHASSI	119
E	RESULTADOS DAS DEFORMAÇÕES RESULTANTES NOS EXTENSÔ- METROS	120
F	RESULTADOS DA SIMULAÇÃO DE ESFORÇOS MECÂNICOS DO CASO EXPERIMENTAL	123

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

1.1.1 A COMPETIÇÃO

A Fórmula SAE (*FSAE*) é uma competição que foi idealizada por Kurt Marshek na Universidade de Houston no Texas em 1978. Desenvolvida pela SAE e a Briggs & Stratton, a competição é voltada para estudantes de engenharia, sendo titulada no seu início, em 1979, de Fórmula Mini-Indy (CASE, 1996).

O objetivo da competição é propiciar ao estudante de engenharia uma oportunidade de aplicar os conhecimentos adquiridos durante a graduação. Para tanto, é proposto o desafio de desenvolver, construir e testar um protótipo de veículo tipo fórmula, desde seu princípio e de maneira completa, respeitando um regulamento específico e as boas práticas de engenharia.

A primeira edição dessa modalidade foi disputada entre onze universidades que dispuseram de motores de 5 cavalos de potência (*HP*) em seus protótipos. Na ocasião, a Universidade do Texas em El Paso consagrou-se vencedora (CASE, 1996). No Brasil, a primeira edição ocorreu em 2004 e hoje está a caminho da sua 18ª edição. Em 2019, a Fórmula SAE Brasil envolveu 64 equipes, totalizando mais de 1000 inscritos, número que cresce significativamente a cada ano. Atualmente, a competição ocorre na Austrália, Itália, Inglaterra, Alemanha, Brasil e nos Estados Unidos. Para exemplificação da magnitude do evento, é apresentada uma fotografia panorâmica (figura 1) das equipes participantes da Formula *Student Germany* em 2019.

A competição possui duração de três dias, onde os carros passam por provas estáticas e dinâmicas, nas quais são avaliados parâmetros de performance de cada projeto na pista. As apresentações técnicas das equipes sobre o projeto, custos e o marketing também são avaliadas. Antes mesmo da competição, os estudantes participantes enviam para o comitê organizador relatórios de custos, estrutura, atenuador de impacto e de projeto. Estes são avaliados por engenheiros especialistas e valem como a primeira parte da avaliação dos protótipos.

Durante o evento, nas provas estáticas, as equipes devem demonstrar detalhadamente que o carro apresentado no projeto equivale com aquele apresentado no evento. As provas dinâmicas são realizadas no segundo dia, sendo que todas as provas são pontuadas com valores diferentes, de modo a garantir que o melhor conjunto de projeto e protótipo vença a competição. Como premiação, as equipes melhor classificadas ganham o direito de representar o Brasil em duas competições internacionais realizadas nos EUA: a Fórmula SAE Michigan e a Formula SAE Lincoln (FSAE, 2020).



Figura 1: Competição *Formula Student Germany* (2019).

1.1.2 A EQUIPE

A Apuama Racing, fundada em 2004, é a equipe de competição de Fórmula SAE Combustão da Universidade de Brasília - UnB. Possui sede e oficina localizadas na Unidade de Laboratórios de Ensino de Graduação (ULEG/UnB), espaço compartilhado com as equipes Piratas do Cerrado e Draco Volans, que competem, respectivamente, nas modalidades Baja e Aerodesign, promovidas pela *Society of Automotive Engineers (SAE)*. Além das equipes de competição robótica Droid, UnBall e UnBeatables.

Para desenvolver o projeto, a equipe conta com o apoio do corpo docente do Departamento de Engenharia Mecânica e demais departamentos da Faculdade de Tecnologia, além da disponibilidade de diversos laboratórios da universidade. Paralelamente, há também o apoio financeiro e de serviços de empresas privadas parceiras.

Atualmente, a equipe possui mais de 30 estudantes, sendo majoritariamente composta por discentes de engenharia. Entretanto, para organizar e potencializar o trabalho, a Apuama Racing conta com estudantes dos mais diversos cursos de graduação. Com isso, a organização tem o desafio de implementar o projeto do Protótipo da Apuama Racing do ano de 2020 (*AF20*), que deverá ser, por regulamento, um protótipo aperfeiçoado em relação ao Protótipo da Apuama Racing do ano de 2019 (*AF19*), apresentado na figura 2. A equipe é organizada em áreas de atuação distintas, que cobrem diferentes competências no desenvolvimento do projeto mecânico e elétrico de um protótipo tipo fórmula, bem como uma hierarquia composta por capitães, líderes e consultores.



Figura 2: Protótipo AF19 e membros da equipe (2019).

1.2 MOTIVAÇÃO

No contexto da competição, há uma busca incessante pela entrega do projeto o mais completo e otimizado possível. Deste modo, visa-se maximizar os pontos adquiridos pela equipe nas provas estáticas e dinâmicas. O projeto é avaliado por juízes, que são profissionais atuantes na área automobilística no Brasil e/ou no exterior. Portanto, para o desenvolvimento das mangas de eixo, é essencial otimizar sua massa e rigidez, bem como realizar um projeto completo e documentado.

A manga de eixo é um dos sistemas mais importantes do projeto de suspensão de um carro de corrida. Esta é responsável por integrar a massa não suspensa do veículo e fazer parte da interface entre ele e o solo. Por conseguinte, sua confiabilidade e eficiência, assim como suas otimizações têm grande efeito na performance do sistema como um todo e são bastante valorizadas no momento do projeto.

Tanto no sistema de suspensão quanto em sua fixação à massa suspensa, busca-se minimizar o *compliance*, entendido como risco de não conformidade. No cenário da engenharia mecânica, é dito como uma deformação não considerada nos cálculos de projeto. O termo refere-se, assim, à rigidez dos *links*, pivôs, eixos, suportes de cubo e pontos de fixação, assim como a direção em que as cargas são distribuídas. É necessária atenção ao design de detalhes. Distribuir as cargas no chassi e no sistema de suspensão como um todo exige pensamento crítico por parte do projetista.

Outro aspecto importante no projeto é a busca pelo peso mínimo do sistema. Para isso, este deve ser configurado de maneira ideal. Por consequência, elimina-se a necessidade de uma estrutura de fixação maciça e pesada (SMITH, 1978). Em outras palavras, uma geometria de suspensão otimizada em relação aos parâmetros cinemáticos e distribuição de esforços possibilitará um projeto de chassi mais leve.

1.3 OBJETIVOS

O objetivo principal deste trabalho é apresentar a metodologia utilizada para o desenvolvimento e validação do projeto de um conjunto de mangas de eixo para um veículo monoposto de corrida de rodas livres, respeitando os fatores limitantes como custo, manufatura, massa e rigidez.

As características almejadas para as mangas de eixo são:

- Custos compatíveis com o orçamento da equipe;
- Processo de manufatura e material acessíveis para a equipe;
- Parâmetros de massa e rigidez competitivos no cenário nacional da competição FSAE Brasil;
- Otimização em relação ao projeto anterior;
- Validação das condições de contorno e das tensões na peça a partir de análise extensométrica.

Adicionalmente, espera-se que este projeto sirva como importante instrumento didático para a realização de projetos futuros por integrantes da equipe.

1.4 DIVISÃO DO TRABALHO

Este trabalho de graduação envolve explicar o desenvolvimento do projeto de um conjunto de mangas de eixo em liga de alumínio 7075-T651, avaliar os esforços contra falha estática por escoamento e validar os resultados a partir de análise extensométrica. Para tanto, a divisão do trabalho foi realizada da seguinte forma:

- Capítulo 1: Introdução, abordando o contexto, motivação, objetivos, divisão do trabalho e a metodologia de projeto aplicada.
- Capítulo 2: Revisão bibliográfica, apresentando a fundamentação teórica pertinente ao projeto.
- Capítulo 3: Projeto conceitual, explicitando as considerações iniciais, a análise de projetos similares, o conceito inicial, bem como as metas de massa e de coeficiente de segurança.
- Capítulo 4: Projeto intermediário, expondo os processos de cálculo dos esforços envolvidos e de dimensionamento da peça.
- Capítulo 5: Projeto detalhado, definindo os elementos de fixação, rolamentos, tolerâncias geométrica, manufatura e a montagem da peça.
- Capítulo 6: Análise extensométrica, são apresentados a metodologia experimental e discutidos os resultados de deformação obtidos nos extensômetros.
- Capítulo 7: Conclusão, são discutidos os resultados finais obtidos pelo projeto, além de aspectos de performance e desempenho. São sugeridos trabalhos futuros acerca do tema.
- Apêndices, com o detalhamento de desenhos de fabricação, simulações, memoriais de cálculo e resultados experimentais.

1.5 METODOLOGIA DE PROJETO

Em um sentido amplo, engenharia pode ser entendida como uma combinação criteriosa de ciência e arte, onde os recursos disponíveis são transformados em produtos úteis para determinada finalidade. A obtenção do produto deste projeto de graduação dar-se-á por meio da partição do projeto nas fases conceitual, intermediária, de detalhamento e de validação.

1.5.1 PROJETO CONCEITUAL

O projeto conceitual ou preliminar é a fase de projeto que abrange o planejamento e o estudo de viabilidade. Nesta fase, é imprescindível o levantamento dos requisitos de projeto e das restrições as quais este está submetido. Em relação a viabilidade, esse estudo ocorre a partir da concepção e análise de possíveis soluções, considerando parâmetros técnicos e financeiros. É observado com frequência que 90% das características de um projeto podem ser determinadas nos primeiros 10% do tempo total, durante o qual essas decisões preliminares de projeto são tomadas (NORTON, 2013).

Para a seleção do conceito de projeto mais adequado a ser desenvolvido, comumente é utilizada uma matriz de decisão. Esta ferramenta auxilia na escolha da melhor solução ao propor ao projetista que considere diversos fatores de decisão de forma esquemática. Em sua estrutura, as possíveis soluções são dispostas na primeira coluna e os parâmetros de decisão são introduzidos nas colunas seguintes em uma linha superior. Para a tomada de decisão, todas as soluções devem ser julgadas segundo cada parâmetro, dentre eles podem ser utilizados custo, eficiência, segurança, entre outros a depender do produto a ser projetado.

De acordo com a importância relativa de cada um dos parâmetros é viável a atribuição de um fator multiplicador. O resultado final da matriz de decisão indica o melhor conceito a ser adotado segundo os parâmetros avaliados. Portanto, o produto dessa etapa preliminar será a escolha de um conceito de manga de eixo capaz de atender de modo satisfatório as exigências do projeto, assim como a determinação de um fator de segurança governante e uma meta de massa a ser atingida.

1.5.2 PROJETO INTERMEDIÁRIO

A fase intermediária abrange a magnitude de projeto de engenharia em profundidade daquele produto selecionado na fase precedente. Por conseguinte, esta é uma fase de suma importância onde devem ser tomadas boas decisões para a continuidade do projeto, entre essas decisões são realizadas a seleção do material, a determinação da geometria e a montagem dos componentes. Além disso, cabe ao projetista atenção aos processos de fabricação, montagem, custo e segurança.

O resultado da etapa intermediária de projeto é a determinação das especificações relativas a manufatura das mangas de eixo, da modelagem *CAD*, da análise de esforços e das otimizações das peças.

1.5.3 PROJETO DE DETALHAMENTO

O projeto de detalhamento remete ao refinamento das especificações entregues na etapa anterior para efetivação da manufatura das peças. Dentre estas, destacam-se a caracterização de ajustes e das tolerâncias geométricas, dos detalhes de fixação, da fabricação e da montagem, e da lista de material.

No caso das mangas de eixo é necessário atenção aos elementos de fixação, ajustes entre os rolamentos e a peça, à tolerância dimensional geral da peça e à tolerância entre os componentes, como pinça de freio e suportes. O resultado dessa fase é um agrupado completo de desenhos de fabricação e de conjunto, e as especificações técnicas supracitadas, além da manufatura do conjunto de peças.

1.5.4 VALIDAÇÃO

A fase de validação é seguinte à produção do protótipo. Consiste em obter dados do desenvolvimento referentes ao projeto e realizar serviços em campo. Essa etapa desempenha importante papel no aperfeiçoamento do produto e é essencial para o procedimento iterativo de projeto. Deste modo, aperfeiçoando futuros projetos de manga de eixo a serem realizados pela equipe Apuama Racing e validando de certa forma a metodologia de simulação empregada no projeto atual.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 SUSPENSÃO

O sistema de suspensão é um grupo de peças que trabalham conjuntamente para manter os quatro pneus o máximo de tempo em contato com o solo, a fim de proporcionar a maior performance possível em relação à geração de forças e tempo de resposta para o carro de corrida. Esse sistema é composto por pneus, molas, amortecedores e ligações que conectam o veículo às suas rodas e permitem o movimento relativo entre eles (JAZAR, 2017).

2.1.1 DESENVOLVIMENTO HISTÓRICO

As carruagens tracionadas por cavalos compunham o cenário da paisagem urbana até o início do século XX. Por muito tempo, estas não foram dotadas de suspensão e, por consequência, todos esforços e vibrações recaíam sobre a estrutura dos veículos e seus passageiros. O primeiro tipo de suspensão a ser introduzido nesses veículos, utilizado a partir do século XIX, era composto por uma camada múltipla de chapas de aço que exerciam papel de uma mola, tendo assim, a finalidade de dissipar as vibrações impostas à carroça.

Contudo, com o advento dos veículos com motor à combustão que Gottlieb Daimler e Carl Benz conceberam no final do século XIX (figura 3), um novo tipo de suspensão que suportasse velocidades maiores e fosse mais seguro tornou-se necessário. Por conseguinte, os engenheiros projetistas passaram a adotar soluções mais sofisticadas com o decorrer do tempo e isso inclui, a título de exemplificação, a adoção gradual de molas helicoidais no início do século XX.



Figura 3: Karl Benz e sua criação (Fonte: Domínio Público).

Durante a década de 1930, houve ainda uma onda de inovações na tecnologia de suspensão impulsionada pelas condições mais adequadas ao tráfego motorizado rápido nas estradas do que no primeiro quarto do século XX. O conforto dos sistemas de suspensão de automóveis, todos ainda baseados em eixos rígidos e molas de lâmina, melhorou significativamente com a invenção do amortecedor, embora ainda não fosse o ideal, especialmente no caso de veículos menores e mais leves. Um eixo giratório apareceu pela primeira vez no carro de corrida Benz "Tropfenwagen" (em forma de lágrima) de 1923.

Uma década adiante, a General Motors introduziu a suspensão com molas helicoidais em 1934. Deste modo, implementou-se um novo tipo de suspensão, onde cada roda se movimenta independentemente em relação às outras. Entretanto, as soluções criadas ainda não eram ideais para o cenário de automóveis. Logo, a junção de bobinas de mola e amortecedores surgiram para compor os modelos de suspensão modernos dos dias atuais.

2.1.2 TIPOS DE SUSPENSÃO

A geometria da suspensão e seus componentes podem ser compostas e conectadas de diversas maneiras, e definem como a massa suspensa vai interagir com a não suspensa. Portanto, elas não só ditam o caminho do movimento relativo, como também controlam as forças e a maneira que elas são transmitidas entre elas. Qualquer geometria deve ser projetada para atender às necessidades de um veículo específico para o qual será aplicada (MILLIKEN; MILLIKEN et al., 1995).

Os principais tipos de suspensões automotivas são classificados em independentes, de eixo rígido e de eixo semi-rígido, que serão abordados a seguir tendo como referência os trabalhos de Reimpell (2001) e Torres (2011).

2.1.2.1 SUSPENSÕES INDEPENDENTES

As suspensões independentes são aquelas em que cada um dos lados do veículo estão ligados à roda de maneira independente, isto é, se uma roda passar por um desnivelamento na pista apenas esta será deslocada, não modificando assim o posicionamento da roda oposta.

Essa classe de suspensão pode ainda ser subdividida, conforme características específicas, como dos tipos McPherson, Duplo A (*Double Wishbones*), Multibraços (*Multi-Link*), Braço Arrastado (*Trailing-Arm*) e Braço Semi-arrastado (*Semi Trailing-Arm*).

- Suspensão McPherson

A suspensão McPherson que recebe esse nome em homenagem ao seu inventor Earle S. MacPherson é composta por um braço transversal inferior e um conjunto de mola e amortecedor com função de braço de controle, como mostrado na figura 4. Amplamente utilizada em eixos dianteiros de veículos de passeio, essa configuração tem como vantagem sua simplicidade, reduzidos custos e massa, além de solicitar poucos pontos para fixação no chassi. As altas vibrações transmitidas ao veículo e as reduzidas possibilidades de ajustes são as principais desvantagens desse sistema.



Figura 4: Suspensão Mcpherson.

- Suspensão Duplo A

Como o próprio nome sugere, a suspensão duplo A é disposta por dois braços em formato "A" superpostos (figura 5) que podem ser utilizadas tanto no eixo dianteiro quanto no eixo traseiro. A principal vantagem desse sistema é a ampla gama de possibilidades cinemáticas (REIMPELL; STOLL; BETZLER, 2001). Por esse motivo, é amplamente utilizada no automobilismo, pois permite ajustes nos parâmetros da suspensão tais como ângulo de camber e centro de rolagem, que serão discutidos posteriormente.

Esse tipo de geometria é responsável por transmitir reduzidos níveis de vibração à estrutura do veículo. O conjunto mola e amortecedor possui várias possibilidades de fixação podendo ocorrer no braço superior, inferior ou até mesmo na manga de eixo. Há como desvantagens dessa disposição, elevados custos de implementação e maior espaço necessário para montagem em relação à geometria anterior. Os componentes dessa geometria são identificados na figura 11.



Figura 5: Suspensão duplo A.

- Suspensão Multibraços

A suspensão multibraços, ilustrada na figura 6, consiste em um sistema composto por três a cinco braços de controle. No eixo traseiro, esta possui vantagem em relação ao sistema duplo A por permitir um controle preciso de convergência das rodas. Caso uma suspensão traseira duplo A possuir um braço de controle de tal convergência esta será classificada como multibraços. Esse sistema possui como desvantagem um custo ainda mais elevado em relação as geometrias anteriores.



Figura 6: Suspensão multibraços.

- Suspensão de Braço Arrastado e Braço Semi-arrastado

Os tipos *trailing-arm* e *semi trailing-arm*, figuras 7 e 8, respectivamente, consistem em braços longitudinais responsáveis pela transmissão de forças longitudinais e laterais. Diferem-se na possibilidade de controle sobre a convergência, cambagem e na definição do centro de rolagem (TORRES, 2011).

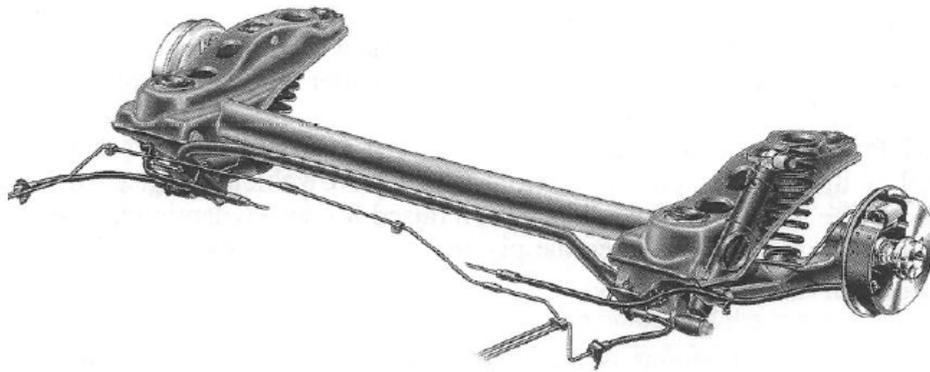


Figura 7: Suspensão de braço arrastado (REIMPELL; STOLL; BETZLER, 2001).

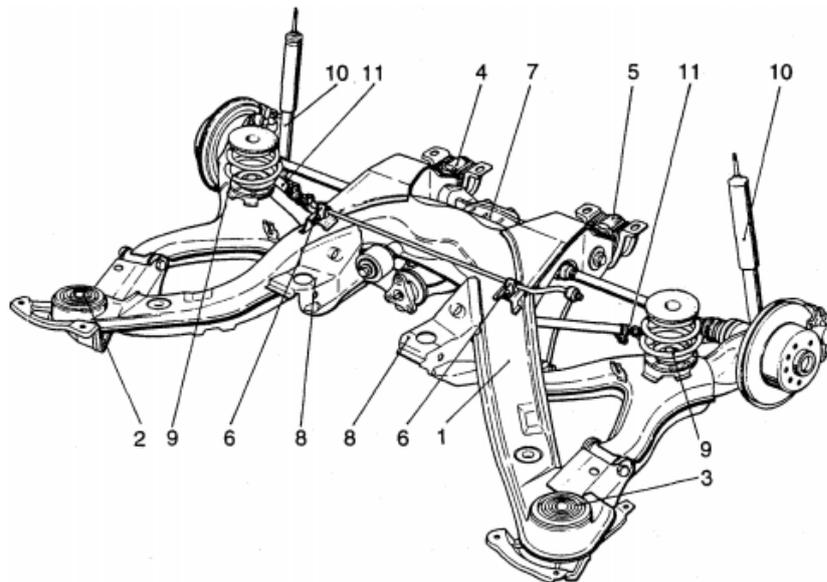


Figura 8: Suspensão de braço semi-arrastado (REIMPELL; STOLL; BETZLER, 2001).

2.1.2.2 SUSPENSÃO DE EIXO RÍGIDO

Comumente utilizadas em caminhões, ônibus e caminhonetes, a suspensão de eixo rígido normalmente utiliza feixes de molas longitudinais no lugar de molas helicoidais, a fim de minimizar os custos, possibilitando que esse elemento seja o único de fixação da suspensão ao chassi, pois permitem forças em todas as direções. Por se tratar de um eixo rígido, a maior desvantagem desse arranjo é a dependência de uma roda em relação à outra.



Figura 9: Suspensão de eixo rígido.

2.1.2.3 SUSPENSÃO DE EIXO SEMI-RÍGIDO

As suspensões de eixo semi-rígido são as mais utilizadas em eixos traseiros de veículos de passeio de tração dianteira. Isso ocorre devido à associação de um custo reduzido com um desempenho satisfatório na categoria. Essa geometria é formada por dois braços longitudinais soldados a um membro que une as rodas, conforme apresentado na figura 10. Este membro possui determinada rigidez à torção de modo a permitir o movimento relativo entre as rodas de modo semi-independente tal como uma barra de anti-rolagem. Suas desvantagens são: o alto nível de vibrações transmitido, a necessidade de pontos de fixação reforçados e as limitações quanto ao controle das rodas.



Figura 10: Suspensão de eixo semi-rígido.

2.2 MANGA DE EIXO

Se algum componente pode ser chamado de mais importante que outros na suspensão, a manga de eixo possui boa reivindicação para este posto. Em sua forma mais avançada, é um projeto de peça no estado da arte que lida com a mistura singularmente complicada de cargas, tensões e deformações das mais altas ordens (STANIFORTH, 1999).

Essa pode ser definida como uma peça pertencente à suspensão de um veículo onde são abrigados os rolamentos do cubo de roda e fixados os componentes de suspensão. Além desses,

a manga de eixo comporta a pinça de freio, barra de direção e, eventualmente, sensores e dutos. A representação de uma manga de eixo é mostrada na figura 11.

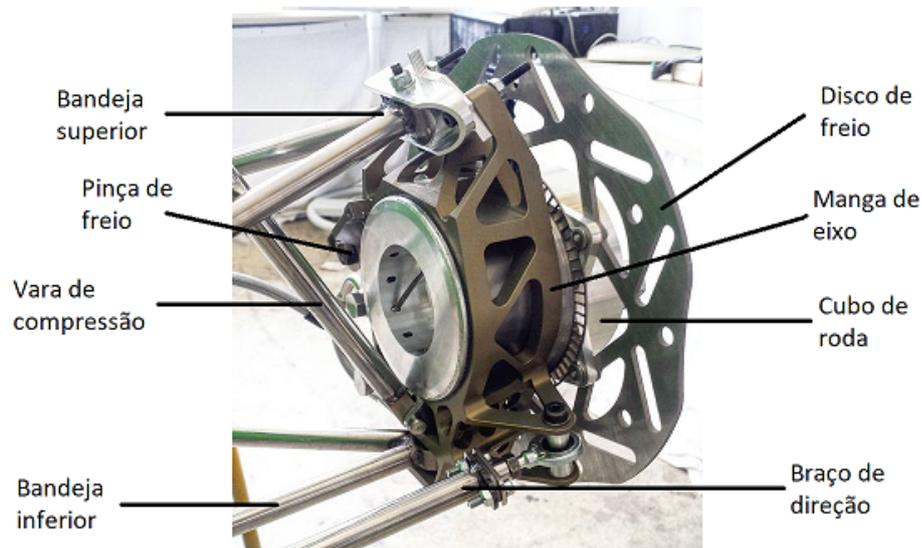


Figura 11: Manga de eixo da equipe Starcraft de *Formula Student Electric & Driverless* da Universidade de Tecnologia Ilmenau na Alemanha (adaptado).

2.2.1 FUNÇÃO DA MANGA DE EIXO

A manga de eixo pode ser vista como o elo entre o conjunto de roda e pneu e os braços de suspensão do veículo, sendo responsável por garantir parâmetros geométricos da suspensão e por servir como elemento de fixação para diversos componentes, entre eles as pinças de freio, cubos de roda e as barras de direção.

Como dito, a manga de eixo possui funções estruturais e geométricas na suspensão, sendo intimamente relacionada com outros sistemas do carro. São esses: sistema de freios, sistema de direção e sistema de transmissão.

O sistema de freios possui como função reduzir a velocidade do veículo e, para tanto, há uma transformação de energia cinética em energia térmica por meio do atrito das pinças no disco. O vínculo com a manga de eixo ocorre na fixação da pinça de freio à peça, além da montagem do cubo de roda por meio de rolamentos fixados à manga.

Em relação ao sistema de direção, que tem por função realizar o esterçamento do carro, tem-se que este possui na manga um ponto para fixação das barras de direção. O sistema de transmissão, responsável pela transferência de potência do motor para as rodas, possui o semi-eixo fixado ao cubo de roda que, por conseguinte, é montado na manga de eixo.

2.2.2 TIPOS DE MANGA DE EIXO

Os tipos de manga de eixo estão intimamente relacionados à geometria, pois esta deve ser projetada para atender às necessidades do sistema de suspensão do veículo para o qual será aplicada. Os materiais e métodos de fabricação disponíveis também ditam qual o tipo de manga de eixo será projetada.

Quanto à geometria, as mangas de eixo podem possuir suportes aparafusados para fixação

dos elementos ou estes podem ser fixados diretamente no corpo da peça. Já em relação aos materiais de construção e processos de manufatura, tem-se uma ampla gama de possibilidades. Dentre elas, destacam-se as mangas de eixo dobradas e soldadas em aço, fundidas, usinadas em alumínio, por manufatura aditiva de titânio e laminadas em fibra de carbono. Na seção 3.2 são apresentados modelos de manga de eixo de diferentes tipos.

2.3 PARÂMETROS GERAIS DA SUSPENSÃO

Os parâmetros de um sistema de suspensão apresentados nesta seção são essenciais para o entendimento da direção de atuação de forças, da influência da massa suspensa e não suspensa, da rigidez no sistema, da transferência de carga, entre outros aspectos.

2.3.1 SISTEMA DE COORDENADAS SAE

Um sistema de coordenadas padronizado é essencial para especificar pontos num determinado espaço com dimensões. Desse modo, no ramo automobilístico e teórico de dinâmica veicular tem-se o sistema recomendado pela SAE, representado na figura 12.

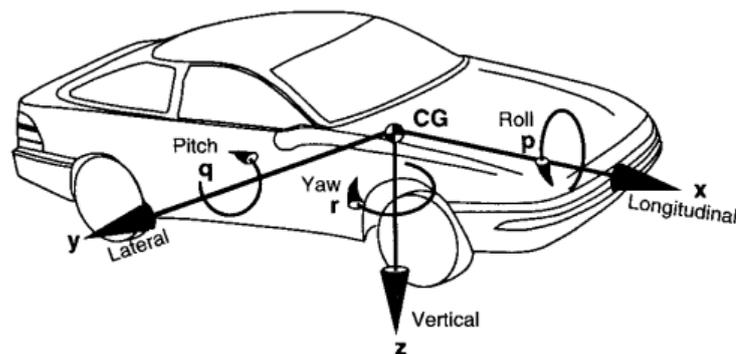


Figura 12: Sistema de coordenadas SAE (GILLESPIE, 1992).

De dentro do carro, os movimentos são referenciados a partir do sistema de coordenadas ortogonais da mão direita tendo a origem fixada no Centro de Gravidade (*CG*), onde o eixo *x* representa aquele à frente e no plano longitudinal do veículo, o eixo *y* a lateral direita e o eixo *z* para baixo. Enquanto, os momentos em torno dos eixos *x*, *y* e *z*, representados pelas letras *p*, *q* e *r* na figura, são denotados como rolagem (*roll*), arfagem (*pitch*) e guinada (*yaw*), respectivamente (GILLESPIE, 1992).

2.3.2 MASSA SUSPensa E NÃO SUSPensa

Um carro é construído a partir de diversos componentes distribuídos dentro de seu envelope externo. Para análises de aceleração, frenagem e curva comumente é adotado ao carro o conceito de uma massa concentrada em seu *CG*. Para uma análise cinemática, frequentemente é necessário considerar as rodas como elementos a parte da massa concentrada. Nessas análises, a massa concentrada que representa o corpo do veículo é chamada de massa suspensa enquanto as rodas são denotadas de massa não suspensa (GILLESPIE, 1992).

Define-se como massa não suspensa os componentes do carro que não estão presos ao chassis, além de, aproximadamente, 50% da massa das bandejas e dos links da suspensão (SMITH, 1978). A redução da massa não suspensa é de suma importância para o ganho de performance

do sistema de suspensão, visto que acarreta em ganhos no tempo de resposta do sistema a impulsos e perturbações externas. Isso pode ser visto de maneira simples por meio do gráfico de deslocamento em função do tempo de um sistema massa-mola-amortecedor sujeito a um impulso externo, apresentado na figura 13. O gráfico possui três curvas, que representam situações de massa não suspensa elevada, mediana e baixa, respectivamente.

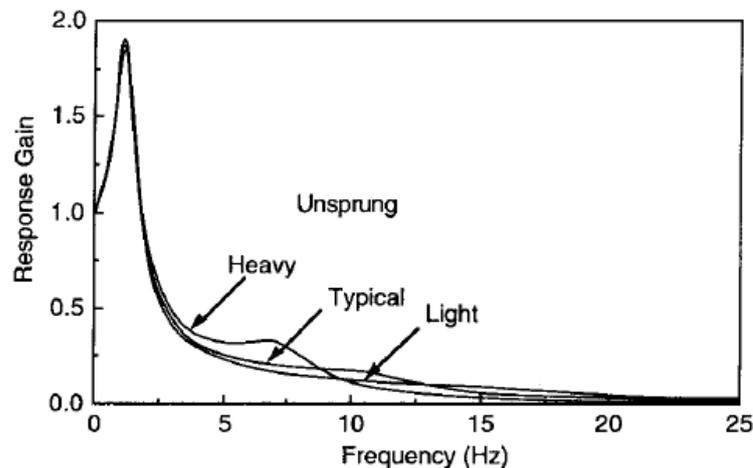


Figura 13: Efeito da massa não suspensa no comportamento vibracional da roda (GILLESPIE, 1992).

Nota-se que o sistema com menor massa, possui um tempo de estabilização a vibração mais curto. Este ganho de tempo de resposta tem grandes consequências na agilidade e estabilidade de um carro de corrida. Em paralelo, a diminuição da massa não suspensa acarreta em uma redução considerável do momento de inércia, já que sua localização é a mais distante do centro de gravidade do veículo. Deste modo, além de também tornar o veículo mais ágil, diminui-se os ganhos de ângulo de rolagem, guinada e arfagem, o que mantém o sistema aerodinâmico mais próximo de suas condições ideais de trabalho.

2.3.3 TRANSFERÊNCIA DE CARGA

No momento da frenagem, a força vertical nos pneus dianteiros cresce proporcionalmente à diminuição da mesma nos pneus traseiros. O mesmo ocorre no momento da curva, porém aumentando nos pneus de fora da curva e diminuindo nos pneus internos. Esta é a definição de transferência de carga, que pode ocorrer tanto ao longo do eixo x como ao longo do eixo y.

Assim, observa-se que a transferência de carga lateral ocorre a partir de três fatores: força lateral gerada pela massa não suspensa e aplicada no centro de massa não suspensa, força lateral gerada pela massa suspensa através dos *links* na altura do centro de rolagem e o momento associado ao ângulo de rolagem, conforme apresentado na figura 14 (DIXON; ENGINEERS, 1996).

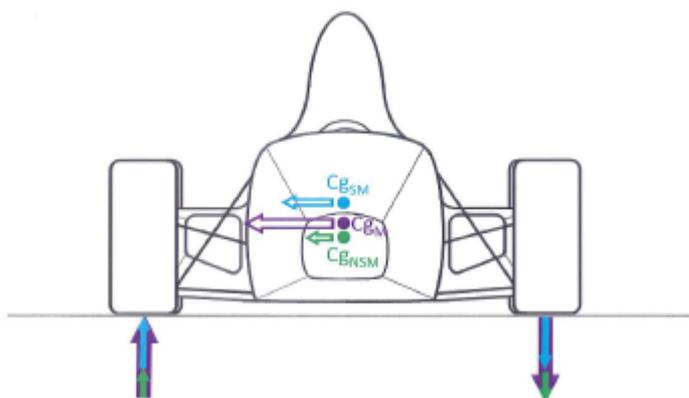


Figura 14: Forças envolvidas na transferência de carga lateral.

Na figura, observa-se um veículo realizando uma curva para a direita e os respectivos fatores que influenciam na transferência de carga lateral.

2.3.4 RIGIDEZ

Uma elevada rigidez do sistema de suspensão é essencial para alcançar os parâmetros de projeto do carro. Deformações em qualquer componente do sistema de suspensão causam alterações em diversos parâmetros geométricos, que, por sua vez, modificam o comportamento cinemático do carro na pista. Por conta disso, este fenômeno, denominado de *compliance*, deve ser levado em consideração no momento do projeto do sistema.

A elasticidade do sistema, como citado, causa variações dos parâmetros geométricos em momentos indesejáveis numa corrida, ocasionando assim uma discrepância entre o comando do piloto e a resposta do carro, o que o torna instável.

Em suma, um sistema de suspensão ideal, incluindo o projeto de manga de eixo, deve ser projetado rígido o suficiente para manter os parâmetros cinemáticos, a fim de tornar o veículo mais controlável e, conseqüentemente, alcançando-se maior performance na pista.

2.4 PARÂMETROS GEOMÉTRICOS DA SUSPENSÃO

Os parâmetros geométricos da suspensão apresentados nesta seção são aqueles que se relacionam direta ou indiretamente com o projeto do conjunto de mangas de eixo. Por serem fatores geométricos, estes influenciam na localização dos pontos de conexão com a manga de eixo e, conseqüentemente, na geometria inicial a ser modelada. Os pontos da suspensão e da manga de eixo precisam ser idênticos para conexão perfeita e para congruência da distribuição dos esforços atuantes nas peças a serem calculados e considerados nas posteriores simulações de esforços mecânicos. O conteúdo a seguir é adaptado a partir dos trabalhos de Dixon (1996), Reimpell et al. (2001) e Diniz (2017).

2.4.1 CENTRO DE ROLAGEM

Para melhor compreender certos fenômenos associados ao sistema de suspensão, criou-se um ponto imaginário chamado de centro de rolagem. Este lugar geométrico é definido como o ponto em torno do qual a massa suspensa do veículo realiza movimento de rolagem. Esse ponto

é dito como instantâneo uma vez que varia com o curso da suspensão e pode ser visto na figura 15.

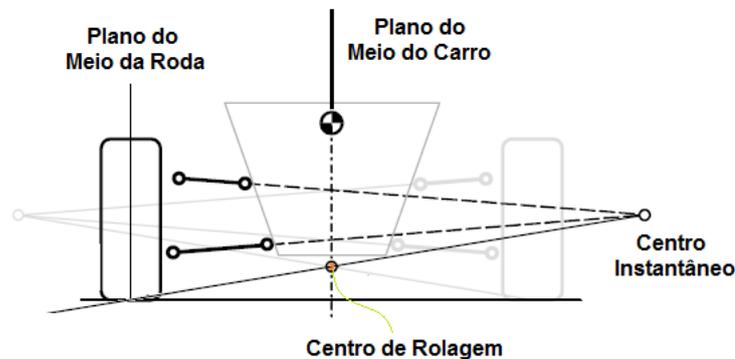


Figura 15: Representação do centro de rolagem.

A altura do centro de rolagem é definida como a distância em z entre este e o solo. Definindo-se os centros de rolagem dianteiro e traseiro, e traçando uma reta longitudinal entre esses tem-se o eixo de rolagem, como pode ser visualizado na figura 16.

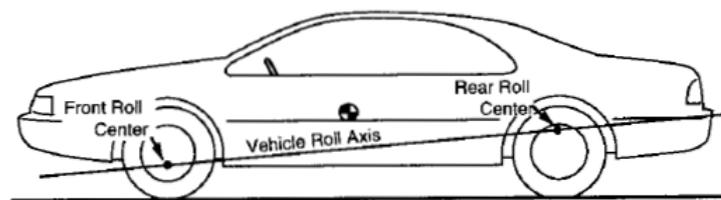


Figura 16: Representação do eixo de rolagem (GILLESPIE, 1992).

O eixo de rolagem é um importante parâmetro do sistema de direção pois as alturas dos centros de rolagem determinam ambas as diferenças entre as cargas das rodas de cada eixo. Esse deve ser ligeiramente maior para trás a fim de utilizar-se das frações de amortecimento do corpo para amortecer os movimentos de guinada (*yawming movements*) do veículo (REIMPELL; STOLL; BETZLER, 2001).

2.4.2 ÂNGULO DE ESCORREGAMENTO

Pode-se definir o ângulo de escorregamento de um pneu pneumático como o deslocamento angular entre o plano de rotação da roda e o caminho do pneu na superfície da estrada (SMITH, 1978), como pode ser observado na figura 17. O ângulo apresentado é formado pela reta vertical e a seta inclinada.

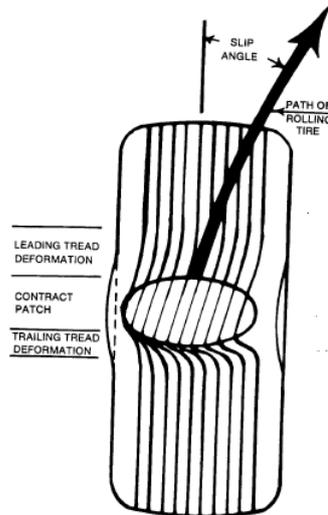


Figura 17: Representação do ângulo de escorregamento na superfície do pneu (SMITH, 1978)

Desse modo, para que o veículo mude de direção, cada um dos quatro pneus deve imprimir um ângulo de escorregamento, que gerará uma força lateral correspondente. Esta força é proporcional a este ângulo e limitada pelo coeficiente de atrito (MILLIKEN; MILLIKEN et al., 1995).

2.4.3 ÂNGULO DE CAMBER

A SAE define o ângulo de camber (ϕ) como uma rotação positiva do pneu em torno do eixo x. Desse modo, estabelece-se numericamente como o próprio módulo de inclinação em relação a esse eixo, em graus. Esse terá seu valor positivo quando o topo da roda estiver para fora da linha central do veículo e negativo quando para dentro, como pode ser visto na figura 18.

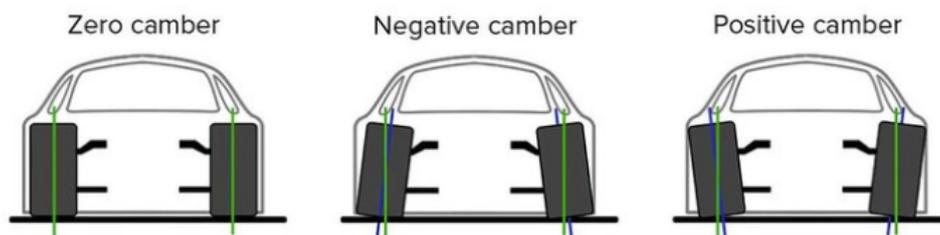


Figura 18: Ilustração de referencial utilizado para o ângulo de camber.

No cenário automobilístico, observa-se que veículos de quatro rodas geralmente trabalham com ângulos menores que 10° . A força resultante é chamada de força de camber que é função das propriedades de rigidez do pneu, do ângulo de camber e da força vertical no pneu. Na figura 19, pode-se observar uma imagem de um pneu transparente com cambagem positiva, mostrando a deformação em sua área em contato com o chão (DIXON; ENGINEERS, 1996).

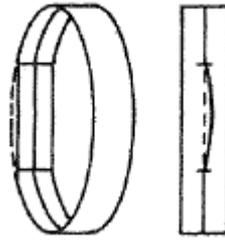


Figura 19: Deflexão no pneu devido ao camber.

2.4.4 ÂNGULO DE CONVERGÊNCIA

O ângulo de convergência (δ) é o ângulo simétrico que o par de pneus dianteiros ou traseiros faz em torno do eixo z. Este é positivo (*toe-in*) quando a parte da frente da roda é girada em direção ao plano central longitudinal do veículo e negativo (*toe-out*) quando é virado para o lado oposto, conforme mostrado na figura 20.

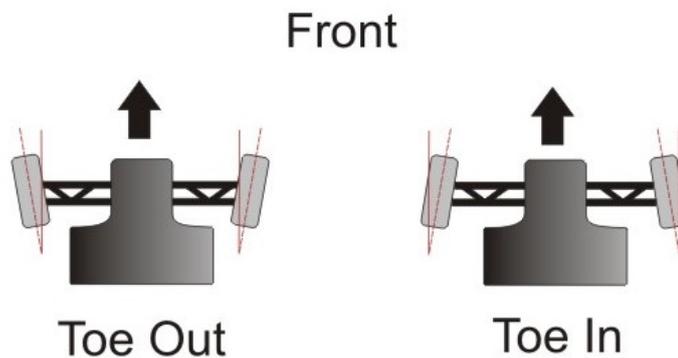


Figura 20: Ângulo de convergência positivo e negativo.

2.4.5 ÂNGULO DO PINO MESTRE

O ângulo do pino mestre (θ) é formado entre o eixo de esterçamento da roda que passa pelas juntas rotulares de fixação dos braços da suspensão na manga de eixo - pontos EG - e o eixo vertical, conforme ilustrado na figura 21. À distância horizontal no solo entre o eixo do pino mestre e o plano do centro da roda dá-se o nome de *kingpin offset* (r_θ), sendo positivo quando o ponto de interseção do eixo do pino mestre com o solo ocorre internamente ao plano de centro da roda.

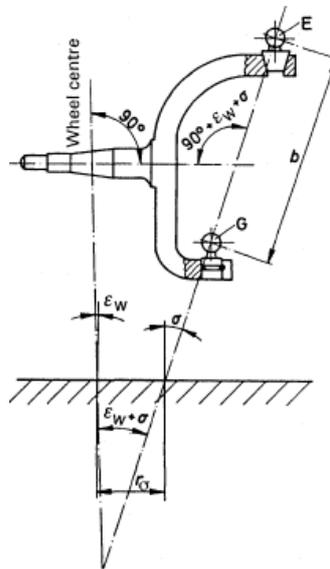


Figura 21: Ângulo do pino mestre θ , *kingpin offset* r_θ e ângulo de camber ϵ_w (REIMPELL; STOLL; BETZLER, 2001).

O r_θ gera um braço de momento das forças atuantes no contato dos pneus com a pista conhecido por torque de auto-alinhamento. Este pode ser sentido no sistema de direção pelo piloto durante o esterçamento (TORRES, 2011).

2.4.6 ÂNGULO DE CASTER

O ângulo de caster (τ) é aquele formado pelo eixo do pino mestre projetado no plano lateral xz e a reta vertical que passa pelo centro da roda, conforme ilustrado na figura 22. O ângulo τ é dito positivo quando sua inclinação estiver voltada para a parte traseira do carro e negativo, caso contrário.

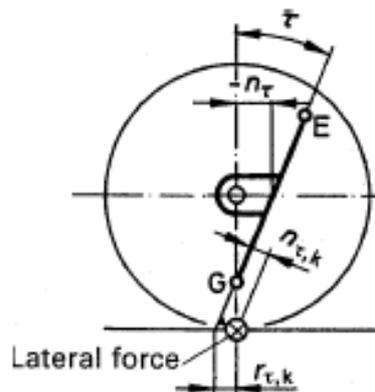


Figura 22: Ângulo de *caster* τ , *kinematic caster trail* $r_{t,k}$ e *caster offset* n_τ (REIMPELL; STOLL; BETZLER, 2001).

A distância entre o ponto de contato do pneu no solo e o prolongamento do eixo do pino mestre - reta EG - até o solo é denominado *kinematic caster trail* ($r_{t,k}$) ou trilha, este altera o ponto de atuação da força lateral gerando um torque de auto-alinhamento no pneu. De forma

a modificar a magnitude deste torque é possível transladar o eixo do pino mestre ao longo do eixo x . A essa transladação dá-se o nome de *caster offset* (n_τ). Portanto, o ângulo τ produz os efeitos dinâmicos de retornar a roda à posição central na curva e mantê-la nesta posição ao longo das retas.

2.5 MODELAGEM CAD

A modelagem *CAD* ou desenho assistido por computador é uma tecnologia para desenho em três dimensões que substitui o desenho manual por um processo automatizado (AUTODESK, 2020). O projeto de protótipo de corrida desenvolvido pela Apuama Racing antes de qualquer processo de manufatura é inteiramente concebido em modelagem CAD, o que permite uma visualização completa do carro e evita a superposição de qualquer peça ou sistema projetados pela equipe.

No projeto do conjunto de mangas de eixo, para análise de tensões e deformações pelo *MEF*, que será discutido na seção seguinte, é necessário um modelo geométrico desenvolvido em CAD a priori. Para tanto, será utilizado o *software* SolidWorks desenvolvido pela *Dassault Systems* difundido mundialmente e no mercado desde 1993. Este é utilizado por milhares de empresas e milhões de engenheiros para solução de problemas de desenhos técnicos e modelagem. A notória qualidade do *software* associada ao apoio da empresa que fornece licença estudantil para a equipe complementam as justificativas dessa escolha.

2.6 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

A criação de modelos simplificados que representam a riqueza e complexidade do mundo físico é bastante difundida no método científico. A sequência dos modelos a partir da realidade ocorre com a criação de um modelo físico que considera parâmetros geométricos, a constituição do material e a interação do corpo com o meio circundante, onde são identificadas as leis físicas relevantes envolvidas no problema.

Em seguida, no modelo matemático são adotados valores no contorno em que o sistema de equações diferenciais e as condições de contorno traduzem em linguagem matemática o modelo físico. Os resultados do problema são obtidos no modelo numérico, no qual está inserido o MEF. Nesse modelo a geometria geralmente passa por simplificações e o sistema de equações diferenciais é resolvido por meio de um método numérico (SCREMIN, 2015). A sequência lógica desses modelos é apresentada esquematicamente na figura 23.



Figura 23: Sequência de modelos criados a partir da realidade para resolução de problemas (SCREMIN, 2015).

No ramo da engenharia, as simulações computacionais são largamente utilizadas para realizar análises e otimizar projetos. Uma grande parcela dessas análises é realizada a partir de *softwares* que utilizam o método dos elementos finitos para obter soluções de inúmeros problemas de engenharia (ESSS, 2020).

O MEF é baseado na divisão da geometria a ser analisada em pequenas partes, denominadas elementos, que representam o domínio contínuo do problema. Com essa divisão, um

problema complexo é dividido em problemas mais simples que são resolvidos por meio computacional. É proposto pelo método, transformar um número infinito de variáveis desconhecidas em um número limitado de elementos de comportamento conhecido.

Os elementos podem atribuir diferentes formas dentre elas a triangular e quadrilateral, sendo que cada tipo adéqua-se melhor a uma determinada geometria. Esses elementos de dimensões finitas são chamados de elementos finitos de onde provém o nome do método. Sobre os demais componentes presentes, tem-se os nós ou pontos nodais que são as conexões entre os elementos finitos, conforme ilustrado na figura 24. O conjunto de elementos e nós é denominado malha que é um dos parâmetros que define a precisão do método juntamente com quantidade de nós e elementos, do tamanho e dos tipos de elementos. A precisão do método é um ponto importante, pois este resolve as equações matemáticas que regem o comportamento físico não de maneira exata, mas de forma aproximada.

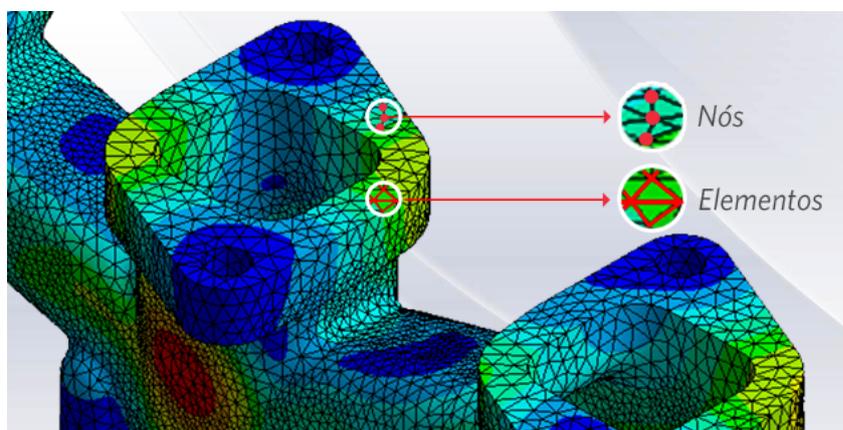


Figura 24: Representação de nós e elementos presentes em uma malha (ESSS, 2020).

A partir da modelagem do problema, os carregamentos e as restrições são utilizados como parâmetros de entrada. O método é aplicável para resolução e diagnóstico de problemas de análise estrutural por meio da obtenção de valores de deslocamentos, deformações e tensões, também permite avaliar o desempenho com a aplicação de critérios de resistência, rigidez ou fadiga (ESSS, 2020), e com esse propósito, será utilizado nas simulações de esforços no conjunto de mangas de eixo a ser projetado.

2.7 EXTENSOMETRIA

A extensometria é uma técnica utilizada para análise experimental de tensões e deformações em estruturas mecânicas. Essa análise é fundamentada a partir da Lei de Hooke, (equação 1) que relaciona tensão (σ) gerada no material a partir de um dado esforço com a deformação resultante (ϵ), onde o módulo de elasticidade (E) complementa a equação.

$$\sigma = E \cdot \epsilon \quad (1)$$

O processo de deformação no qual a tensão e a deformação são proporcionais é denominado deformação elástica. Graficamente, tensão e deformação resultam em uma relação onde o coeficiente linear é o módulo de elasticidade, como apresentado na figura 25. Esse coeficiente pode ser entendido como rigidez ou resistência do material à deformação elástica (CALLISTER, 2002).

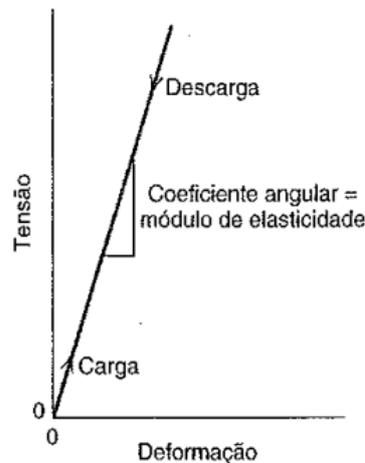


Figura 25: Diagrama esquemático tensão-deformação mostrando a deformação elástica linear para ciclos de carga e descarga (CALLISTER, 2002).

São diversos os equipamentos criados com o intuito de medir as deformações. Os aparelhos pioneiros eram essencialmente mecânicos e apresentavam limitações e erros de medição. Com a chamada evolução eletroeletrônica, a contribuição de Charles Wheatstone (1843) foi constatar a possibilidade de apoiar-se nos efeitos da variação da resistência de um condutor elétrico quando submetido à tensão mecânica para mensurar tal grandeza. A deformação linear é definida como a razão entre a variação de comprimento e o seu comprimento não deformado, sendo expressa na equação 2.

$$\epsilon = \frac{\Delta L}{L_0} \quad (2)$$

Estudos e protótipos posteriores guiados por Eduard E. Simons e Artur Claude Ruge permitiram o desenvolvimento dos primeiros extensômetros de resistência elétrica, em inglês *strain gages*. A partir desse marco, esses sensores têm contribuindo significativamente nos estudos nos campos de metrologia, análise de tensões e projeto mecânico (ANÁLISE; MECÂNICO, 2004).

2.7.1 TIPOS DE EXTENSÔMETROS

A incitação nas pesquisas sobre extensômetros levou ao surgimento de diversos tipos destes sensores, cada um melhor concebido para determinada aplicação. A seguir são apresentados alguns tipos, bem como suas aplicações.

2.7.1.1 EXTENSÔMETROS SEMICONDUTORES

Este tipo aumenta a gama de aplicações possíveis para os extensômetros. O princípio de medição é baseado no efeito piezoresistivo do semiconductor, descoberto por C.S. Smith em 1954. Inicialmente, utilizava-se germanium, que foi substituído por silicone posteriormente. Não são muito utilizados em análises experimentais de esforços por inúmeras razões: possuem característica não linear para correção de medição que requisita alta acurácia; são bem mais caros do que os extensômetros de metal; os efeitos de temperatura são mais severos nesse tipo de extensômetro; maior dificuldade de se manejar por conta de sua natureza mais frágil. Por outro lado, sua alta sensibilidade o coloca em uma boa posição para realizar medições de deformações

muito pequenas.

2.7.1.2 EXTENSÔMETROS METAIS DEPOSITADOS

Como o próprio nome sugere, esse tipo de extensômetro é fabricado a partir da técnica de deposição por vapor. O instrumento de medição é diretamente depositado no ponto de mensuração a partir da vaporização dos constituintes do metal sob a condição de vácuo. Sua aplicação é restrita à fabricação de transdutores, que são dispositivos utilizados em conversão de energia de uma dada natureza para outra. Portanto, são eficientes na transformação da informação sentida pelo sensor em sinal detectável que pode ser de natureza elétrica, mecânica, óptico, entre outros.

2.7.1.3 EXTENSÔMETROS CAPACITIVOS

Essa categoria de sensor é um desenvolvimento recente direcionado para aplicações em elevadas temperaturas, além dos limites dos extensômetros de metal, que possui limite de $800^{\circ}C$. O princípio de funcionamento é baseado na variação da capacitância do elemento e sua fixação ao objeto a ser analisado é, normalmente, realizada a partir da soldagem entre as partes.

2.7.1.4 EXTENSÔMETROS PIEZOELÉTRICOS

A classe dos extensômetros piezoelétricos utiliza o Titanato de Bário como material do sensor de deformação. Desta forma, o extensômetro fornece carga elétrica em sua superfície, que é proporcional à deformação que pode ser mensurada com amplificadores de carga. A utilização desses é limitada e, por esse motivo, entrou em desuso.

2.7.1.5 EXTENSÔMETROS DE METAL

Os extensômetros operam por meio do efeito mencionado por Charles Wheatstone em 1843, que consiste na mudança da resistência elétrica de um condutor elétrico por efeitos associados aos esforços mecânicos. Como a diferença de resistência do fio do extensômetro sob tensão é muito pequena, as medidas de deformações para processos estáticos só se tornou adequada depois de aproximadamente 80 anos quando surgiu o amplificador eletrônico.

Em 1952, a técnica de "circuito impresso" criada por Paul Eisler permitiu a criação da folha de extensômetro, denominada "*foil strain gage*" (HOFFMANN, 1989). Desta forma, houve ganhos em manufatura e manuseabilidade.

Desta forma, é evidente que o tipo de extensômetro escolhido para o presente projeto seja o extensômetro de metal. Um exemplo deste tipo pode ser observado na figura 26.

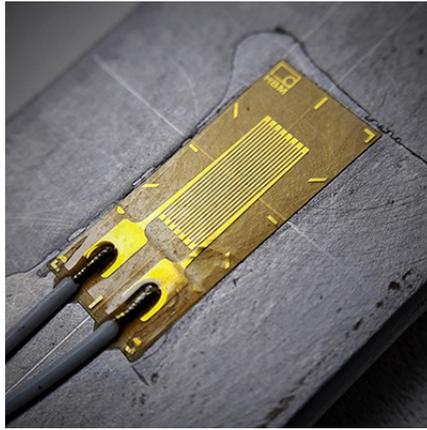


Figura 26: Exemplo de extensômetro de metal em medição da deformação de chapa metálica f (Christian V./CC BY.).

2.7.2 PRINCÍPIO OPERACIONAL

A deformação transferida do objeto mensurado para o extensômetro modifica sua resistência elétrica (HOFFMANN, 1989). Este fenômeno é explicado pela relação entre deformação e resistência elétrica, descoberta por Wheatstone e Thomson. Dessa forma, a alteração na resistência ocorre devido à deformação do condutor e à mudança de sua resistividade (Q) resultante de suas mudanças microestruturais, tal relação pode ser vista na equação 3.

$$\frac{dR}{R_0} = \epsilon(1 + 2\nu) + \frac{dQ}{Q} \quad (3)$$

Sendo a relação dependente da resistência (R), deformação resultante (ϵ), coeficiente de Poisson (ν) e da resistividade (Q). Assim, a parte $\epsilon(1 + 2\nu)$ simboliza a influência geométrica e a parcela $\frac{dQ}{Q}$ representa a microestrutural.

Posteriormente, um experimento com diversos materiais investigou a inclinação S das curvas do gráfico que relacionam a deformação resultante e a sua variação relativa de resistência elétrica. Sabe-se que a inclinação é definida como o quociente entre o valor de ϵ e a sua mudança de resistência $\Delta R/R_0$, como expresso na equação 4.

$$S = \frac{\Delta R/R_0}{\Delta l/l} = \frac{\Delta R/R_0}{\epsilon} \quad (4)$$

Dessa forma, foi constatado que os melhores materiais a serem utilizados em extensômetros são aqueles com a característica mais próxima da linear (HOFFMANN, 1989), mais especificamente quando:

$$S = \frac{\Delta R/R}{\Delta l/l} = 2 \frac{\Omega/\Omega}{m/m} \quad (5)$$

O gráfico mencionado para diferentes materiais é apresentado na figura 27.

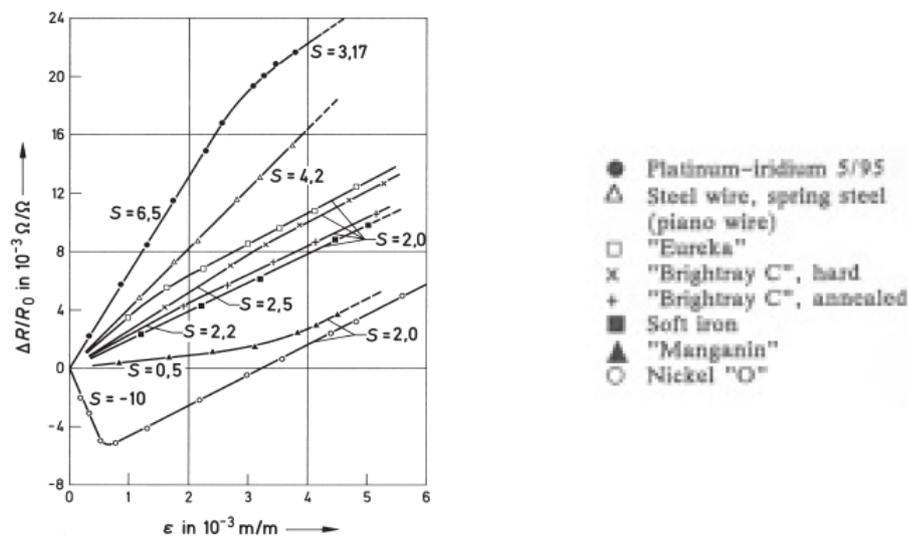


Figura 27: Relação entre resistência elétrica e deformação para fios livremente tensionados (HOFFMANN, 1989)

Outro aspecto a ser considerado, quando se deseja medir deformações em múltiplas direções, é a geometria da roseta escolhida. Para isso, é necessário analisar se o objetivo é realizar a medição da média de deformações compreendidas em uma área específica ou realizar a medição de um pico de tensão em um ponto específico.

Para isso existem rosetas próprias para cada caso, como pode ser observado na figura 28.

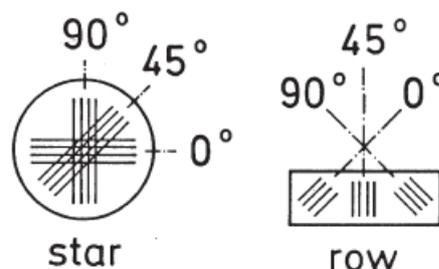


Figura 28: Geometria das rosetas do tipo estrela e enfileiradas (HOFFMANN, 1989).

A roseta do tipo estrela ("star") possui as grades de deformação empilhadas umas sobre as outras, sendo recomendada para realizar medições pontuais de deformação visto que possuem menores dimensões e medem deformação em uma área pequena, podendo ser considerada, a depender da aplicação, como pontual. Já as rosetas do tipo enfileiradas ("row") possuem maior dimensão e grades de deformação espaçadas, sendo recomendadas para medições de médias de deformação em área específica.

2.7.3 SISTEMA DE MEDIDA

As deformações medidas pelos extensômetros são muito pequenas e, com isso, não conseguem ser medidas por ohmímetro. Logo, o sensor deve ser conectado a um sistema de aquisição específico. A estrutura do extensômetro elétrico é comumente composta por um fio muito fino ou folhas metálicas dispostas em padrão de grade, colado a um suporte flexível, como apresentado

na figura 29. Estes possuem como características gerais alta precisão de medida, baixo custo, excelente linearidade e resposta dinâmica, fácil instalação e possibilidade de realizar medidas à distância (SELLI, 2015).

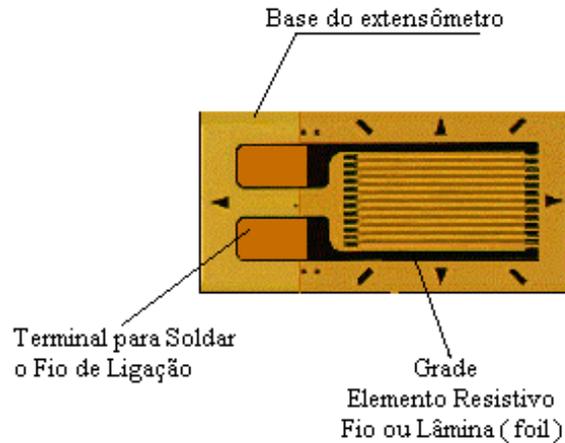


Figura 29: Componentes estruturais de um extensômetro elétrico (SELLI, 2015).

Para a leitura dos dados de deformações elásticas mensurados pelo extensômetro, é necessária a utilização de um sistema de medição para codificar os dados do sensor em informações concretas. A figura 30 mostra de maneira esquemática um sistema de medição utilizado para análise extensométrica.

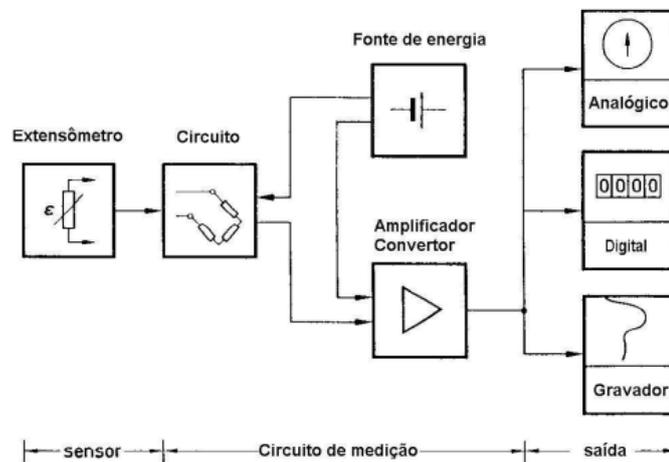


Figura 30: Diagrama esquemático de sistema de medição de deformação por extensômetros (ANÁLISE; MECÂNICO, 2004).

O sistema é composto por extensômetro de resistência variável montado em ponte de Wheatstone sendo alimentado por corrente elétrica proveniente de uma fonte de energia. A variação da resistência elétrica do extensômetro, devida à deformação sofrida pela peça, provoca um desequilíbrio na ponte. O retorno ao equilíbrio promove variação da tensão de saída, que passa por amplificador de voltagem e é lida em placa de aquisição de dados. Esses podem ser processados e transformados em grandezas como deformação, força e tensão.

CAPÍTULO 3

PROJETO CONCEITUAL

3.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

As considerações iniciais para o projeto do conjunto de mangas de eixo para o protótipo AF19 da Apuama Racing são divididas em requisitos e restrições de projeto, sendo o marco inicial do projeto conceitual.

3.1.1 REQUISITOS DE PROJETO

O início do projeto conceitual, como exposto na seção 1.5.1, se dá a partir do planejamento e estudo de viabilidade, isto é, antes de iniciar o processo de desenvolvimento dos componentes, é necessário realizar o levantamento dos pré-requisitos a serem seguidos ao longo do projeto.

Nesse sentido, o par de mangas de eixo a ser desenvolvido precisa ser economicamente viável à equipe Apuama Racing, sendo que os principais custos envolvidos no projeto são relativos ao método de fabricação e ao material selecionados. Portanto, é necessário que estes sejam selecionados de forma inteligente a fim de garantir a concepção final das peças e, para tanto, o processo de manufatura e o material precisam ser alcançáveis e coerentes com o orçamento da equipe.

Outros parâmetros importantes para o projeto são que este deve se provar mais leve e/ou rígido que aquele fabricado anteriormente pela equipe em 2015 e com melhorias no ano seguinte. É requisitado que o projeto obtenha parâmetros de massa e rigidez competitivos no cenário nacional da FSAE.

3.1.2 RESTRIÇÕES GERAIS E GEOMÉTRICAS

No cenário atual da equipe, o protótipo do AF19 é composto por conjuntos de rodas aro 13" tanto para pista seca quanto para molhada e, portanto, executar-se-á o projeto de um par de mangas de eixo que caiba em seu espaço interno, o que limitará suas dimensões externas. Além disso, o regulamento da competição nacional (FSAE, 2019) estabelece:

- As rodas devem ter no mínimo 203,2 mm de diâmetro, equivalente a 8".
- A distância da borda de qualquer furo até a borda da peça deve ser de, no mínimo, 2 (duas) vezes o diâmetro do furo.

- O cálculo para dimensionamento de parafusos na suspensão deve levar em conta um grau de resistência SAE 5 ou métrico 8,8.

Paralelamente, definiu-se, no projeto de suspensão, alturas de *roll center* de 50 mm para a dianteira e 100 mm para a traseira, o que limitará a distância entre os pontos de encaixe dos braços superiores e inferiores nas mangas de eixo. Em adição, ressalta-se que esse projeto deve ser compatível com os novos projetos de cubo de roda, disco e pinça de freio, suspensão e com as juntas de transmissão do tipo trizeta para o caso do sistema de suspensão traseiro.

3.2 REVISÃO DE PROJETOS ANTERIORES E SIMILARES

Para a concepção e a análise de possíveis conceitos de manga de eixo capazes de atender às exigências do projeto, conforme proposto na seção 1.5.1, nesta seção serão apresentados projetos de mangas de eixo desenvolvidos por grandes fabricantes de automóveis, pela Apuama Racing e por outras equipes da FSAE Brasil e FSAE Internacional.

3.2.1 MANGAS DE EIXO FUNDIDAS E FORJADAS

Um protótipo Fórmula SAE situa-se em uma categoria de alta performance com produção em escala limitada e, por esse motivo, as mangas de eixo desse tipo de veículo raramente são produzidas por meio dos métodos de fundição ou forjamento, visto que estes necessitam de moldes ou matrizes, que por possuírem alto custo de produção, são economicamente viáveis apenas para produções em escalas maiores.

O processo de fundição é caracterizado pelo vazamento do metal líquido em um molde sob condições controladas de temperatura e de vazão. As técnicas de fundição, por exemplo, são justificáveis nos casos em que a peça é grande ou complexa a ponto que outros métodos sejam impraticáveis, a liga específica possui uma reduzida ductilidade dificultando a conformação tanto a quente quanto a frio ou quando comparado a outros processos esse é o mais econômico (CALLISTER, 2002). Na figura 31 é apresentada uma manga de eixo fundida aplicável a um carro de passeio.



Figura 31: Manga de eixo em ferro fundido de um carro de passeio.

Já no processo de forjamento, esse ocorre a partir da deformação do material por martelamento ou prensagem. É, possivelmente, a mais antiga operação de conformação mecânica, praticada pelos ferreiros com martelos e bigornas. Normalmente, o forjamento é realizado a quente mas, recentemente, este tem sido executado também a frio. As matrizes são espécies de gabarito com o formato das peças, usualmente de aço-ferramenta, que entram em contato

com o metal durante o processo. A operação de forjamento é classificada em forjamento em matrizes abertas ou fechadas. No caso do forjamento em matrizes abertas, a restrição ao movimento lateral do metal sendo comprimido é pequena, e as matrizes têm geometria bastante simples (HELMAN; CETLIN, 1993). Na figura 32 é mostrada uma manga de eixo obtida por forjamento.



Figura 32: Manga de eixo forjada de uma caminhonete.

Após os processos de fundição ou forjamento, a manga de eixo normalmente é submetida ao processo de usinagem para retirada de material de determinadas regiões, a fim de se obter as dimensões adequadas e garantir as tolerâncias dimensionais, além de eliminar rebarbas e arestas cortantes provenientes dos processos anteriores.

3.2.2 MANGAS DE EIXO POR UNIÃO DE ELEMENTOS

As mangas de eixo construídas a partir de chapas metálicas, dobradas e soldadas a um núcleo dedicado ao cubo de rodas, são frequentemente encontradas em alguns protótipos de equipes na FSAE. Essa construção tem por característica a simplicidade na concepção da peça e baixo custo, entretanto, exige um gabarito preciso e um processo de soldagem robusto a fim de se obter uma geometria fiel àquela projetada e segurança em sua utilização. Na figura 33 é apresentada uma manga de eixo obtida pela união de chapas metálicas.

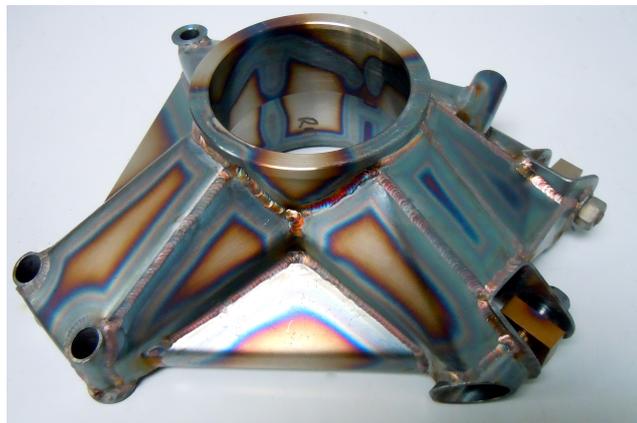


Figura 33: Manga de eixo de chapas metálicas fabricada pela *TKD Engineering* e soldada pela *Concept Racing*.

A obtenção de uma manga de eixo deste tipo envolve os processos de corte à laser ou à plasma para adquirir o formato desejável das chapas metálicas, dobragens em partes específicas

para aumento de rigidez e de soldagem para união permanente entre as partes. O material largamente utilizado para esse método é o aço, pois este pode apresentar ótimas usinabilidade e ductilidade a depender do teor de carbono e a utilização de elementos de liga. Em contrapartida, esse material possui massa específica (ρ) relativamente alta para a aplicação, na ordem de 7850 kg/m^3 (CALLISTER, 2002).

De modo similar, um conjunto de mangas de eixo obtido a partir da união de elementos tubulares a um núcleo cilíndrico, conforme apresentado na figura 34, foi utilizado no Protótipo da Apuama Racing do ano de 2014 (AF14). Esse tipo de concepção possui custo relativamente baixo assim como o método de união de chapas, entretanto, dificilmente resulta em peças com rigidez apropriada para a aplicação, como pôde ser verificado a partir da deflexão da manga de eixo traseira no protótipo da equipe.



Figura 34: Manga de eixo de elementos tubulares unidos a um núcleo cilíndrico do protótipo AF14 da Apuama Racing.

3.2.3 MANGAS DE EIXO USINADAS EM ALUMÍNIO

O típico projeto de manga de eixo encontrado na Fórmula SAE Brasil é aquele obtido a partir da usinagem de blocos maciços de um dado material por máquinas de Comando Numérico Computadorizado (CNC). Esse processo consiste na retirada gradual de material com o uso de ferramentas de arestas cortantes acopladas à máquina, o que permite a produção de peças com elevada tolerância dimensional e ao projetista concepções de geometrias mais elaboradas e com alívios de massa, além de dispensar a necessidade de soldagem e de gabaritos de fabricação, o que torna a peça usinada fiel àquela projetada dentro da precisão da máquina.

Como principal desvantagem tem-se o tempo de manufatura elevado, o que acarreta em uma baixa produtividade, sendo então recomendado para processos em curta escala de produção a fim de manter-se vantajoso. Outros aspectos que devem ser considerados são o elevado desperdício do material, visto que o processo é iniciado a partir de um bloco maciço com as dimensões ligeiramente maiores que aquelas externas da peça a ser usinada, e os investimentos necessários com material e usinagem.

O material mais encontrado nessa aplicação é a liga de alumínio 7075, frequentemente tratada termicamente. Essa liga possui como características principais boa usinabilidade, elevada resistência mecânica, considerável rigidez e reduzida relação entre massa e volume, verificada a partir de seu valor de ρ na ordem de 2810 kg/m^3 , o que corresponde pouco mais de um terço da massa específica típica do aço, conforme dados apresentados em catálogos de fornecedores nacionais. Essas características permitem a concepção de mangas de eixo rígidas e com massa reduzida, fatores estes importantes para a dinâmica da suspensão do carro de corrida.

A primeira concepção de um conjunto de mangas de eixo em liga de alumínio usinadas em máquina CNC na equipe ocorreu no Protótipo da Apuama Racing do ano de 2015 (*AF15*). A figura 35 mostra este conjunto fabricado. Observa-se nesse projeto, alívios de massa nas regiões superior e inferior ao furo central onde são dispostos os rolamentos e cubos de roda, tendo 1299 g e 1519 g como massas finais resultantes das mangas dianteira e traseira, respectivamente, e seus suportes. Fica evidenciado também que os alívios possuem uma disposição simétrica e formatos mais geométricos, sendo efetuados em um único eixo. Uma análise detalhada desse projeto é apresentada no terceiro capítulo do trabalho de Pedro Alves Diniz (DINIZ, 2017).



Figura 35: Manga de eixo usinada em liga de alumínio para o protótipo *AF15* da Apuama Racing.

O nível de otimização estrutural está diretamente relacionado a quantidade de graus de liberdade disponíveis no maquinário, isto é, os alívios de massa podem ser realizados nas direções dos eixos disponíveis no centro de usinagem. Na figura 36 é apresentado um projeto com maior nível de otimização estrutural, evidenciado por maiores alívios de massa e em diferentes eixos.



Figura 36: Manga de eixo usinada em liga de alumínio com alívios em diferentes eixos da equipe MunicHMotorsport da *Formula Student* na Alemanha.

A sequência de projetos de manga de eixo na equipe se deu por meio do trabalho de Pedro Alves Diniz (DINIZ, 2017), dedicado ao Protótipo da Apuama Racing do ano de 2017 (*AF17*), que pode ser visto na figura 37. Esse projeto foi motivado pela possibilidade de correção das falhas encontradas no projeto anterior e, assim, propiciar melhor performance e maior confiabi-

lidade ao novo carro. Além da possível redução de massa visto a grande quantidade de suportes de fixação utilizados no projeto de 2015.

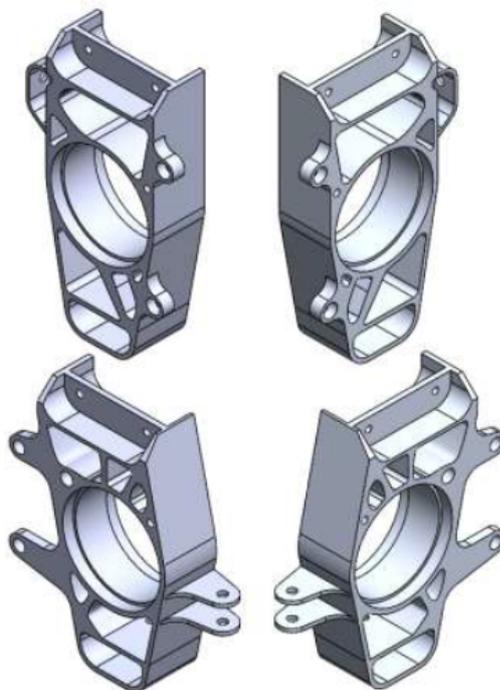


Figura 37: Manga de eixo projetada em liga de alumínio para o protótipo AF17 da Apuama Racing (DINIZ, 2017).

O desenvolvimento desse projeto respeitou os parâmetros dinâmicos e geométricos do protótipo da época, e as peças como cubo de roda, pinça e disco de freio que seriam mantidas, como ilustrado na figura 38.

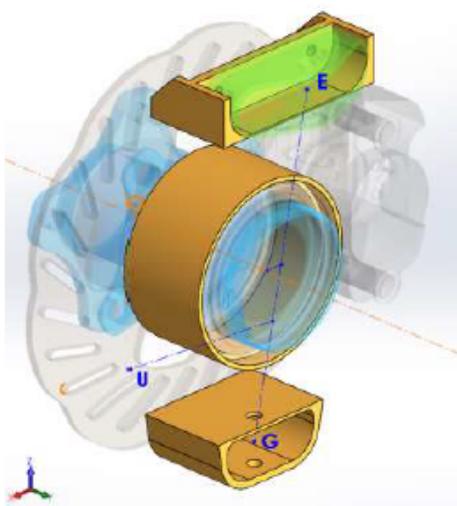


Figura 38: Aspectos da manga de eixo dianteira do protótipo AF17 da Apuama Racing (DINIZ, 2017).

O projeto de manga de eixo traseira (figura 39), por possuir um posicionamento diferente da pinça de freio, acarretou como solução a utilização de uma flange de montagem para

conectar essa peça à manga de eixo. Após análise de esforços e otimização estrutural, o projeto final do conjunto obteve redução de massa de 11% e 7% nas mangas dianteira e traseira, respectivamente. Em relação aos custos com material e usinagem, estes foram estimados em pouco mais de R\$1.600,00 (DINIZ, 2017). Ressalta-se que esses valores são baseados no preço da liga de alumínio a R\$36,00 por quilo e os custos de usinagem seguem preços reduzidos em relação àqueles encontrados no mercado atualmente.

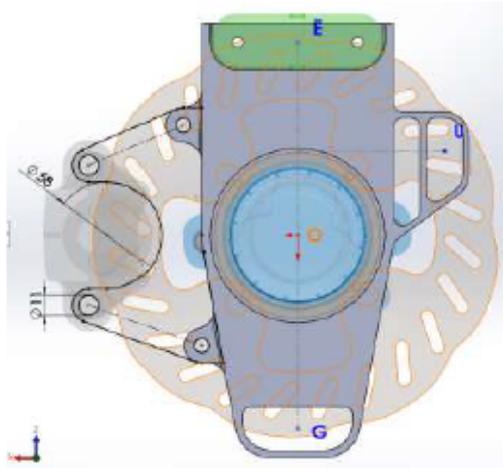


Figura 39: Aspectos da manga de eixo traseira do protótipo AF17 da Apuama Racing (DINIZ, 2017).

3.2.4 MANGAS DE EIXO EM FIBRA DE CARBONO

Uma alternativa para maior otimização dos projetos de manga de eixo da equipe ocorreu no trabalho de Luis Gustavo Hedler Ferreira (FERREIRA, 2018) com a utilização da fibra de carbono, que é um material compósito de alta performance para o Protótipo da Apuama Racing do ano de 2018 (AF18). O corpo da manga de eixo desenvolvida (figura 40) é dado por uma estrutura de laminado sanduíche, isto é, toda a estrutura deve ser usinada a partir de uma placa de fibra de carbono laminada sobre espuma estrutural.

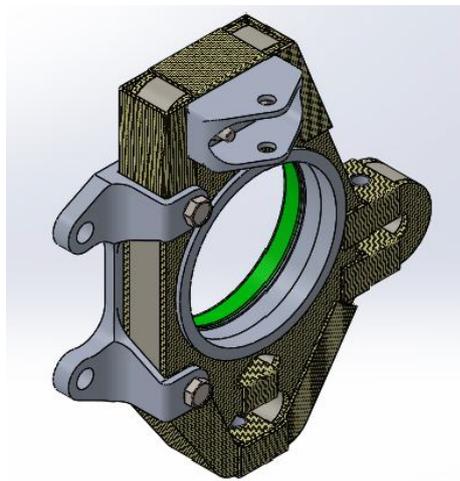


Figura 40: Manga de eixo projetada em fibra de carbono para o protótipo AF18 da Apuama Racing (FERREIRA, 2018).

Outra característica desse projeto, é a notória quantidade de anexos necessários à es-

trutura sanduíche para que essa exerça sua função. Esses anexos, visualizados na figura 41, foram projetados em alumínio liga e necessitam de uma fresadora CNC para serem usinados. A estimativa de custos de materiais para esse projeto foi de R\$ 1.600,00 por unidade, com a cotação de dólar em R\$3,50. Os valores atualizados dos materiais importados, fibra de carbono e espuma estrutural, para a cotação atual a R\$5,57 (BCB, 2021) , resultariam em um preço unitário de aproximadamente R\$2.250,00. A massa estimada para a manga de eixo de fibra de carbono foi de 670 g, o que implica numa possibilidade de redução total do conjunto de mangas de eixo dianteiras e traseiras de 52% em relação ao projeto do AF15 e 48% quando comparado ao projeto do AF17.

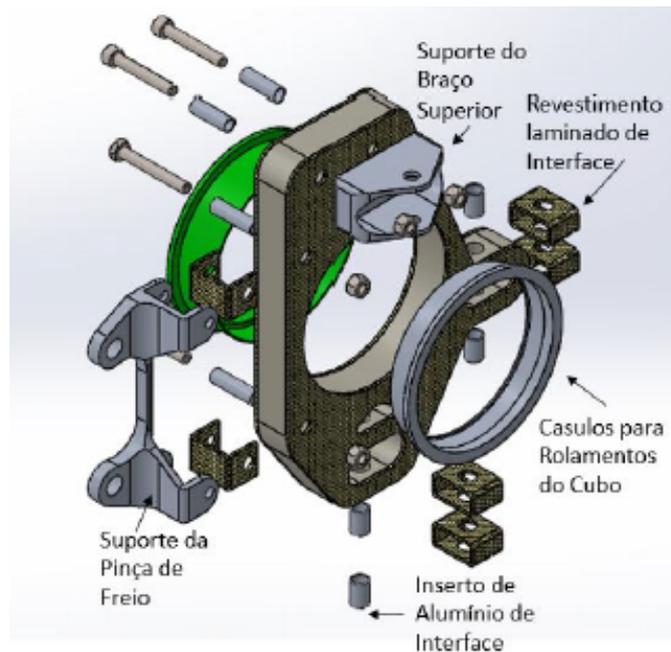


Figura 41: Vista explodida da manga de eixo projetada em fibra de carbono para o protótipo AF18 da Apuama Racing (FERREIRA, 2018).

3.2.5 MANGAS DE EIXO POR MANUFATURA ADITIVA

A manufatura aditiva é definida como um processo que utiliza-se dos modelos CAD para construir objetos camada por camada. Esse processo contrasta com os métodos de fabricação tradicionais que cortam, furam e retificam o excesso de material indesejado de uma peça sólida (TECHNOLOGIES; TERMINOLOGY, 2012). Esta é a mais recente técnica de metalurgia do pó, onde a liga de titânio Ti-6Al-4V tem sido o material mais importante. Esta liga está sendo amplamente utilizada pela comunidade de pesquisa e pela indústria na manufatura aditiva, devido a suas vantagens mecânicas aliada a sua capacidade de produzir peças complicadas de engenharia (YAN; YU, 2015).

Consideradas o estado da arte em projetos automotivos, as mangas de eixo concebidas por meio da manufatura aditiva em titânio associam um material de alta performance a uma elevada liberdade geométrica. Dispondo-se desse método de manufatura e das ferramentas computacionais de otimização estrutural é possível alcançar estruturas com elevada rigidez específica (FERREIRA, 2018). Na figura 42 pode ser vista uma manga de eixo concebida em liga de titânio sob essas condições.



Figura 42: Manga de eixo em liga de titânio (WALTON; MOZTARZADEH, 2017).

No processo de manufatura aditiva de mangas de eixo, ainda é possível a utilização de outras ligas como aços inoxidáveis e de ultra resistência, ligas de níquel, alumínio, cobalto e cromo e de titânio, conforme apresentado na tabela 1.

Tabela 1: Materiais para manufatura aditiva e propriedades (HUNAR et al., 2020).

Material	Massa (g/cm ³)	Tensão de escoamento (MPa)	Módulo de Elasticidade (GPa)	Preço (€/kg)
316L	8,0	494-547	190-197	530
In625	8,4	598-767	186-206	1070
AlSi10Mg	2,7	200-266	66-76	640
In718	8,2	636-758	158-186	1080
Ti6Al4V ELI	4,4	923-947	125-130	2890
Maraging Steel M300	8,1	999-1016	160-162	760
CoCr	8,3	683-714	183-257	1000

Na figura 43 é exibida uma manga de eixo obtida a partir da manufatura aditiva de alumínio liga, essa peça obteve massa final de 700 g e deformação máxima de 0,28 mm (HUNAR et al., 2020).



Figura 43: Manga de eixo de liga de alumínio concebida por manufatura aditiva (HUNAR et al., 2020).

3.3 DEFINIÇÃO DO CONCEITO INICIAL

A partir da análise de projetos anteriores e similares, e tendo ciência dos requisitos e restrições acerca do projeto apresentados na seção 3.1, inicia-se a concepção do esboço inicial da peça.

3.3.1 PONTO DE FIXAÇÃO DO BRAÇO DE DIREÇÃO

O primeiro passo é definir a posição do braço de direção em relação ao ponto central da manga de eixo (*Attachment Hub to Knuckle (HUKN)*). Para isso, deve-se levar em consideração a relação entre o torque no volante e a razão de esterçamento.

Como definição de projeto, o torque no volante deve ser de no máximo $10N \cdot m$ e a razão de esterçamento deve proporcionar a possibilidade de realizar a menor curva do circuito com esterçamento máximo no volante de 120° . Ambos são função da posição relativa ao ponto central da manga de eixo.

Além disso, é preciso zerar o ganho de esterçamento ao longo do curso do amortecedor (*bump steer*) do veículo e, para isso, é utilizada rotina cinemática da suspensão, concebida pelo área de dinâmica veicular da equipe para verificar se o ponto definido atende a esta condição.

Como o torque no volante e a razão de esterçamento são inversamente proporcionais e o *bump-steer* varia de forma linear no eixo z e quadrática nos eixos x e y, deve-se realizar avaliação de compromisso a fim de se alcançar a decisão mais adequada para a performance do veículo. No caso específico, deu-se prioridade para a razão de esterçamento, mantendo o torque no volante dentro de faixa aceitável. Ademais, sempre mantendo o valor de *bump steer* o mais próximo possível de zero.

3.3.2 PONTO DE FIXAÇÃO DA PINÇA DE FREIO

Para definição do ponto de fixação da pinça de freio (*Attachment Knuckle to Brake Caliper (KNBC)*), foi realizada integração entre as áreas de suspensão e freios da equipe. O raio da pinça foi determinado pela equipe de freios a partir dos parâmetros ideias de torque de frenagem e compatibilidade com os outros demais componentes e, em seguida, implementado no esboço inicial da manga de eixo.

3.3.3 PONTO DE FIXAÇÃO DAS BANDEJAS SUPERIOR E INFERIOR

A posição dos braços superior e inferior na manga de eixo têm influência nos parâmetros de *kingpin*, *caster* e na altura da manga de eixo. Os dois primeiros, por sua vez, influenciam diretamente no ganho de *camber* por esterçamento e no torque da direção. A fim de priorizar o torque no volante, pensando no desempenho do carro e do piloto em pista, os ângulos de *caster* e *kingpin* foram definidos como 1 e 12 graus, respectivamente.

Com isso, os dois primeiros foram fixados, alterando a posição dos pontos superior um em relação ao outro.

Com essas três variáveis foi possível consolidar espacialmente os dois pontos no esboço do projeto.

3.3.4 ESBOÇO INICIAL

A partir das definições de projeto expostas alcança-se o esboço inicial das mangas de eixo com as dimensões primitivas das peças a serem projetadas. Essas dimensões foram atingidas a partir da definição dos parâmetros cinemáticos ideais dos sistemas de direção e de suspensão. Os esboços podem ser vistos nas figuras 44 e 45.

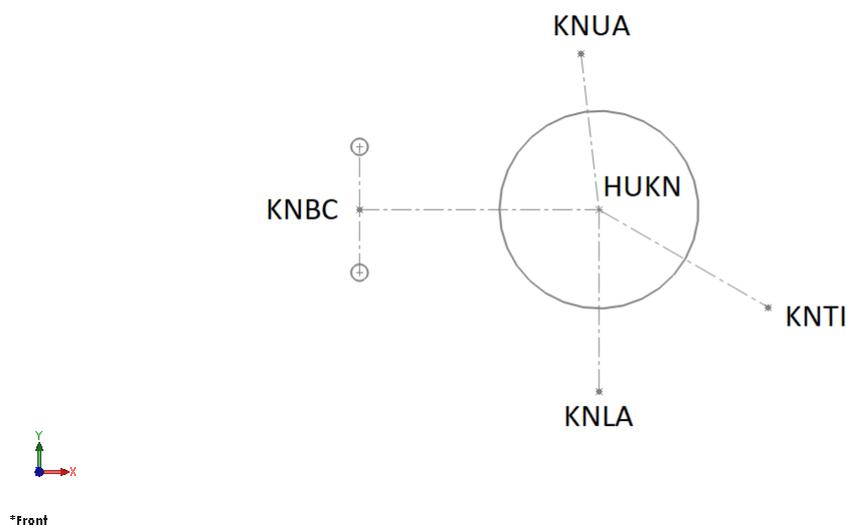


Figura 44: Representação do esboço inicial da manga de eixo dianteira.

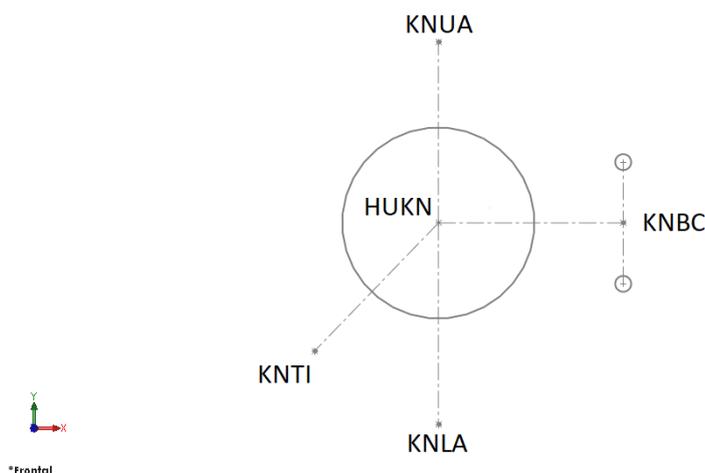


Figura 45: Representação do esboço inicial da manga de eixo traseira.

Observa-se que ambos os esboços possuem pontos geométricos definidos pelo projeto de suspensão e pela interação com outros sistemas do carro, como discorrido na seção 2.2.1. Os pontos da geometria da suspensão são, por convenção da equipe, definidos como *Attachment Knuckle to Upper Arm* (*KNUA*) e *Attachment Knuckle to Lower Arm* (*KNLA*), referindo-se à fixação dos braços superiores e inferiores na manga de eixo, respectivamente. Enquanto o ponto *Attachment Knuckle to Tie Rod* (*KNTI*) é designado para a fixação do braço de direção na peça. Já o ponto *HUKN* é o ponto central dos cubos de rodas que deverão ser montados nas mangas de eixo a partir de rolamentos. E, por fim, o ponto *KNBC* é aquele que define o braço de alavanca no qual a pinça de freios deverá ser montada.

Portanto, o *HUKN* é o ponto central que serve de referencial para os demais pontos. O *KNBC* é localizado verticalmente como o ponto médio da reta definida pela distância entre os furos de fixação da pinça de freios e horizontalmente a partir do torque de frenagem. A distância vertical para os pontos *KNUA* e *KNLA* são definidas, entre outros fatores, pelo centro de rolagem e a horizontal pelo ângulo de caster. Por fim, o ponto *KNTI* é localizado de tal forma a gerar nenhum ganho de esterçamento da roda durante o curso do amortecedor.

3.3.5 MATRIZ DE DECISÃO

Dispondo-se dos esboços iniciais, para a definição do conceito de projeto mais adequado a ser desenvolvido será utilizada uma matriz de decisão, ferramenta previamente apresentada na seção 1.5.1. A definição conceitual do projeto, a partir da matriz de decisão, ocorrerá seguindo avaliação dos diferentes tipos de materiais e de processos de fabricação, levantados na análise dos tipos de manga de eixo na seção 3.2, para a concepção do par de mangas de eixo.

Os parâmetros que servirão de critério para ponderação do material e processo a serem escolhidos serão: massa, rigidez, precisão geométrica de fabricação, confiabilidade do produto final, custos do material e de fabricação, disponibilidade tanto do material quanto do processo de fabricação e a existência de experiências anteriores com projeto e fabricação. Estes fatores foram considerados na análise por possuírem relevância no momento de escolha do projeto em questão. Entretanto, a relevância de cada um dos parâmetros é relativa e, por isso, realizou-se análise do grau de importância de cada critério confrontando-os um a um, como pode ser visualizado na tabela 2.

Tabela 2: Grau de importância relativa entre os parâmetros de análise da matriz de decisão.

	Massa	Rigidez	Precisão geométrica	Conf.	Custos	Disp. do material	Disp. do processo
Massa	-						
Rigidez	Rigidez	-					
Precisão geométrica	Precisão geométrica	Rigidez	-				
Conf.	Conf.	Conf.	Conf.	-			
Custos	Massa	Rigidez	Precisão geométrica	Conf.	-		
Disp. do material	Massa	Rigidez	Precisão geométrica	Conf.	Custos	-	
Disp. do processo	Disp. do processo	Rigidez	Disp. do processo	Conf.	Disp. do processo	Disp. do processo	-
Experiência de projeto e fabricação	Massa	Rigidez	Precisão geométrica	Conf.	Custos	Experiência de projeto e fabricação	Disp. do processo

Em seguida, contabiliza-se o número de vitórias de cada fator acrescido em uma unidade e dividi-se este pela quantidade total de vitórias. Logo, obtém-se o valor final do peso para cada indicador, como pode ser verificado na tabela 3, sendo o somatório dos pesos unitário.

Tabela 3: Peso relativo de cada parâmetro da matriz de decisão.

	Frequência de aparição	Peso
Massa	4	0,11
Rigidez	7	0,19
Precisão geométrica	5	0,14
Conf.	8	0,22
Custos	3	0,08
Disp. do material	1	0,03
Disp. do processo	6	0,17
Experiência de projeto e fabricação	2	0,06

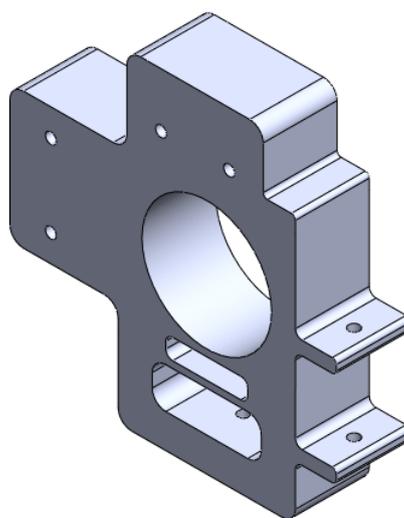
Em continuidade à construção da matriz de decisão, atribuem-se notas subjetivas para cada conceito, variando entre 1 e 5. Observa-se que quanto maior for esta pontuação, maior será o indicativo de boa avaliação para determinado fator, incrementando a chance de escolha do conceito em questão. A matriz de decisão devidamente preenchida é apresentada na tabela 4.

Tabela 4: Matriz de decisão para escolha do projeto conceitual.

Conceito de manga de eixo	Pesos	Soldada em chapas de aço	Usinada em alumínio liga com suporte	Usinada em alumínio liga sem suporte	Laminada em fibra de carbono	Manufatura Aditiva em Titânio
Massa	0,11	1	2	3	4	5
Rígidez	0,19	2	2	3	4	5
Precisão geométrica	0,14	2	5	5	3	5
Confiabilidade	0,22	1	4	5	2	4
Custos	0,08	5	4	4	3	1
Disp. do material	0,03	5	4	4	3	1
Disp. do processo	0,17	5	4	4	3	1
Experiência de projeto e fabricação	0,06	3	5	4	3	1
Pontuação	-	2,57	3,60	4,06	3,08	3,42

A partir da matriz de decisão, verificou-se que o conceito escolhido é o de manga de alumínio usinada em maquinário CNC sem suporte. O modelo se sobressaiu por ser feito de material com alta acessibilidade em território nacional, possuir elevada rigidez aliada à alta precisão de fabricação e à reduzida massa, além da experiência prévia de projeto e fabricação pela equipe com este conceito de manga de eixo. Dada a importância do ajuste do ângulo de camber foi adicionado único suporte no ponto de fixação da bandeja superior a fim de se oferecer versatilidade à suspensão do veículo, como exposto na seção 3.3.6.

Diante da definição do conceito, obtém-se os primeiros modelos das mangas de eixo utilizando o *SolidWorks*, já com os pré-requisitos de dimensão e parâmetros determinados por outros sistemas do carro. Os modelos podem ser vistos nas figuras 46 e 47. Nas seções subsequentes são detalhadas as diferentes partes desses modelos.



*Isométrica

Figura 46: Conceito inicial da manga de eixo dianteira em vista isométrica.

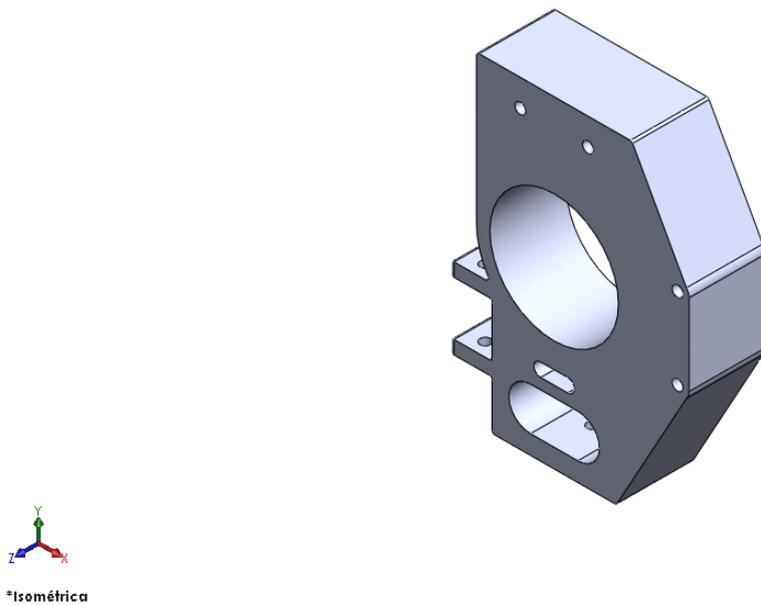


Figura 47: Conceito inicial da manga de eixo traseira em vista isométrica.

3.3.6 SUPORTE SUPERIOR DA MANGA DE EIXO

Pode-se observar, assim, que a fixação do braço superior da suspensão ocorrerá a partir da utilização de um suporte aparafusado no corpo da manga, sendo utilizados parafusos de cabeça sextavada. Nas figuras 48 e 49 são evidenciados os furos das mangas de eixo onde será feita a fixação do suporte.

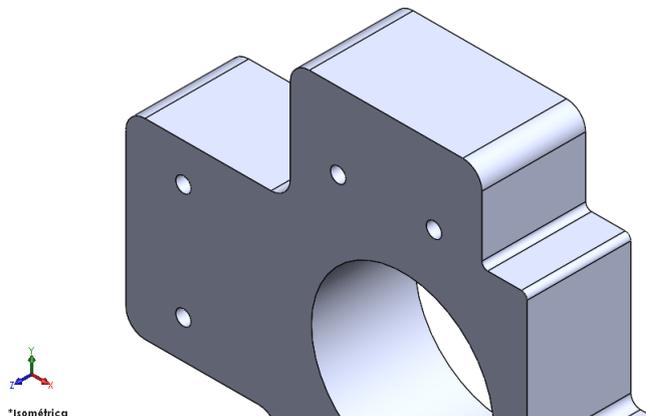


Figura 48: Furos para suporte superior no conceito inicial da manga dianteira.

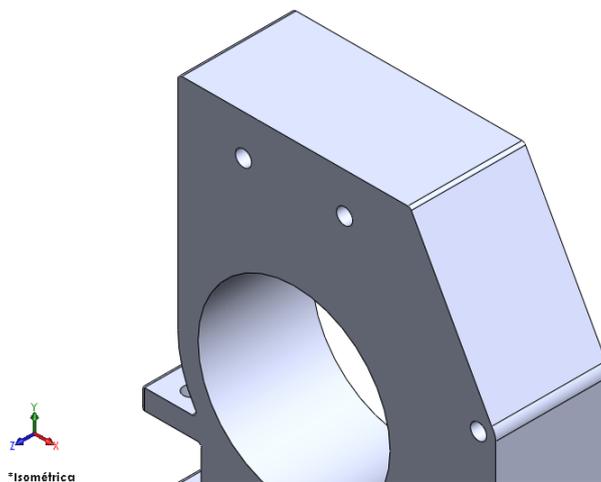


Figura 49: Furos para suporte superior no conceito inicial da manga traseira.

O conceito foi escolhido por conta da possibilidade de ajuste do ângulo de camber. Tal ajuste se dará com a utilização de chapas metálicas, como apresentada na figura 50, que serão inseridas entre o suporte e a manga de eixo, variando assim a angulação desta em torno do eixo x. O suporte citado para a fixação do braço superior à manga de eixo é mostrado na figura 51.

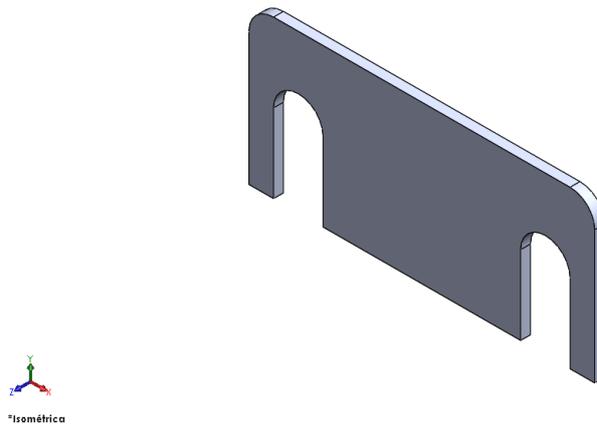


Figura 50: Chapa metálica para ajuste do ângulo de camber.

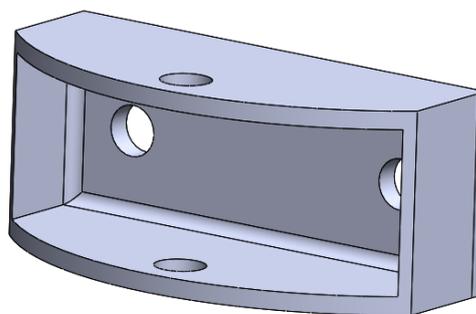


Figura 51: Suporte para fixação dos braços superiores às mangas de eixo.

3.3.7 SUPORTE INFERIOR DA MANGA DE EIXO

O suporte inferior fará parte do corpo da manga de eixo, como pode ser visto nas figuras 52 e 53, eliminando assim a necessidade de um outro suporte, o que acarreta em uma redução da massa total do sistema e aumento da rigidez final na porção inferior da peça. Por conseguinte, diminuirá o *compliance* na bandeja inferior.

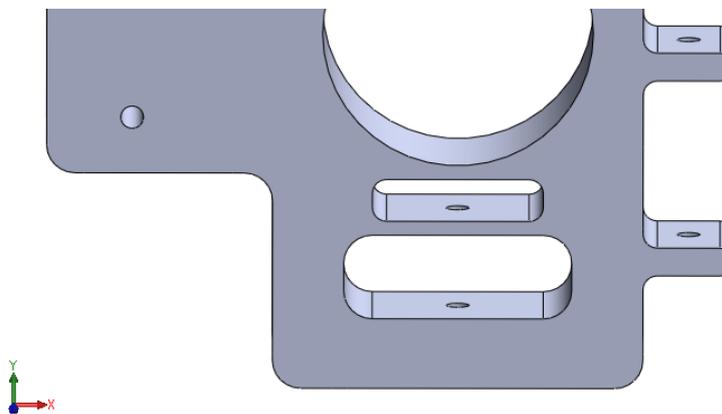


Figura 52: Suporte inferior do conceito inicial da manga de eixo dianteira.

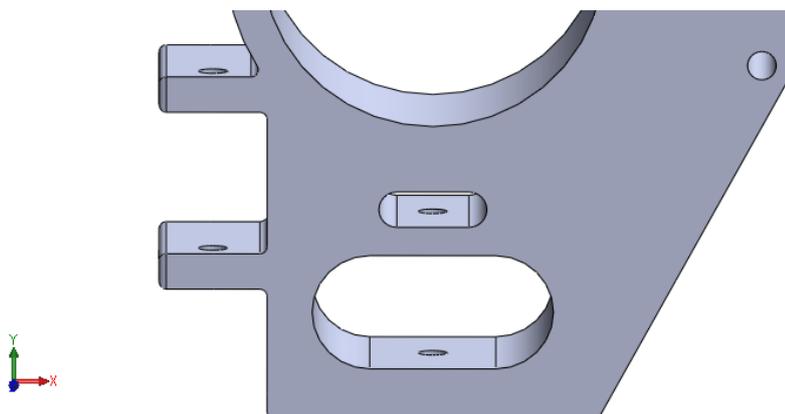


Figura 53: Suporte inferior do conceito inicial da manga de eixo traseira.

3.3.8 SUPORTE DO BRAÇO DE DIREÇÃO

O suporte do braço de direção seguirá o mesmo conceito do suporte inferior, sendo incorporado ao corpo da manga de eixo. O intuito é diminuir ao máximo a massa final do projeto. Sua distância em relação ao centro da manga foi pré-fixada a partir de valores ideais de torque no volante e ganho de esterçamento. Com isso em mente, podemos visualizar seu conceito inicial nas figuras 54 e 55.

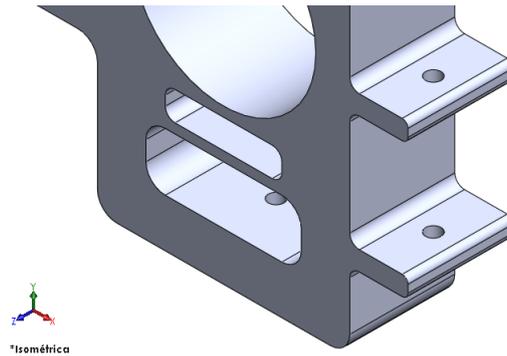


Figura 54: Fixação do braço de direção no conceito inicial da manga de eixo dianteira.

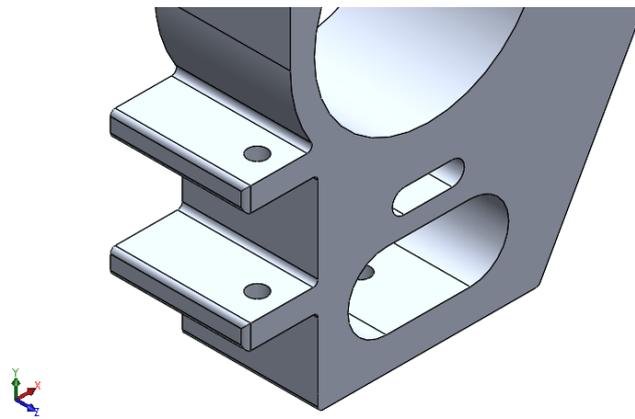


Figura 55: Fixação do braço de direção no conceito inicial da manga de eixo traseira.

3.3.9 SUPORTE DA PINÇA DE FREIO

A fixação da pinça de freio à manga de eixo também ocorrerá no corpo desta, conforme pode ser visualizado nas figuras 56 e 57.

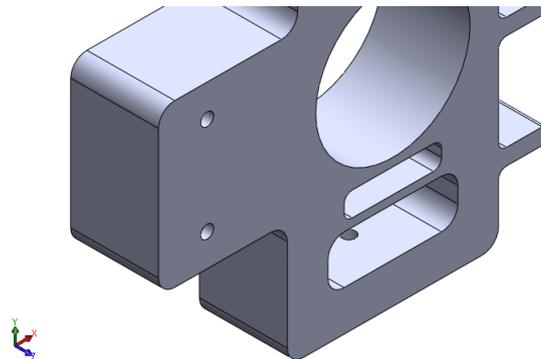


Figura 56: Suporte da pinça de freio do conceito inicial da manga de eixo.

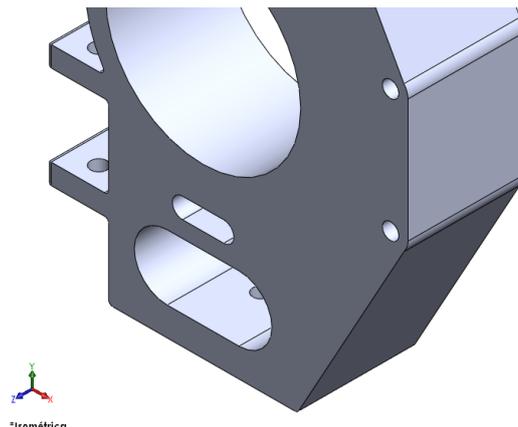


Figura 57: Fixação do braço de direção no conceito inicial da manga de eixo traseira.

Salienta-se que a distância da pinça de freio em relação ao centro das mangas de eixo é prefixada a partir do torque de frenagem que deve ser atingido pelo sistema de freios.

3.3.10 FIXAÇÃO DOS ROLAMENTOS DO CUBO DE RODA

Com relação à fixação dos pares de rolamentos do cubo de roda às mangas de eixo, estes serão alocados em um espaço destinado exclusivamente à eles no furo central do corpo da peça, como pode ser visualizado nas figuras 46 e 47. Em adição, será necessário elaborar uma espécie de batente para restringir os seus graus de liberdade e manter os componentes fixos no sistema, e ainda será preciso determinar os ajustes e tolerâncias desses à manga de eixo.

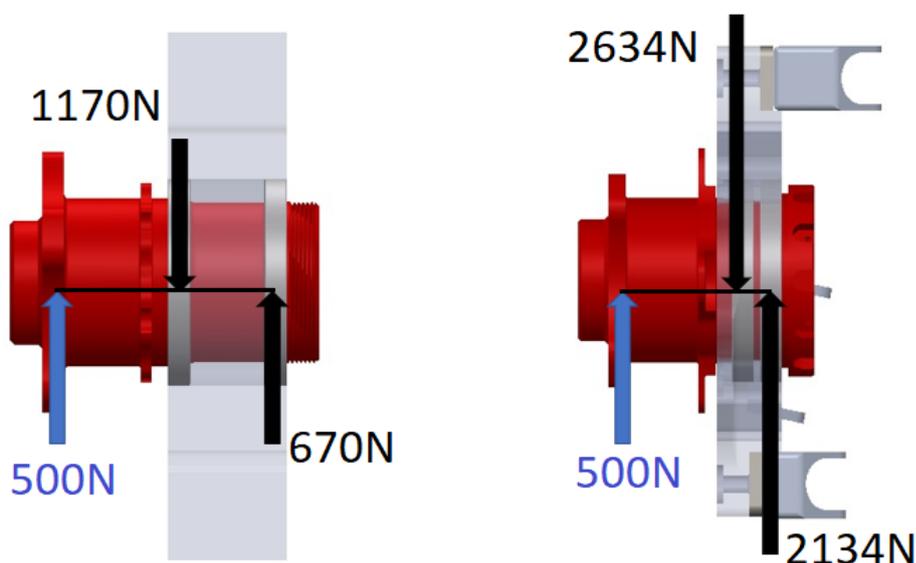


Figura 58: Magnitude das reações nos mancais da manga de eixo em geometrias com espessuras diferentes.

A fim de propiciar uma maior vida útil aos rolamentos, o distanciamento entre eles ao longo do eixo y será aumentado em relação ao projeto do protótipo AF15. Essa modificação é justificada pela otimização das magnitudes de reações nos rolamentos a partir de uma mesma carga (figura 58) e acarreta em uma geometria de manga de eixo mais larga (DINIZ, 2017).

Por sua vez, uma geometria mais larga pode resultar em uma peça mais pesada, entretanto, utilizando ferramentas de otimização estrutural para incremento dos alívios, almeja-se uma massa resultante compatível com os objetivos traçados em uma peça mais rígida.

3.4 DEFINIÇÃO DA META DE MASSA

A redução da massa não suspensa, como exposto na seção 2.3.2, é imprescindível para menores tempos de resposta da suspensão e melhora de performance do carro como um todo. Nesse sentido, faz-se necessário o estabelecimento de uma meta de massa para o conjunto de mangas de eixo. Para essa análise, realizou-se uma pesquisa acerca desse parâmetro nos projetos de equipes da Formula SAE Brasil. Coletados os dados, o resumo dessas informações pode ser visualizado na tabela 5.

Tabela 5: Massas das mangas de eixo dianteiras e traseiras das equipes melhores colocadas na competição Fórmula SAE 2019 com protótipos aro 13”.

Equipe	Universidade	Massa manga dianteira (g)	Massa manga traseira (g)
Apuama Racing	Universidade de Brasília (UnB)	1113	1263
Buffalo de Formula SAE	Universidade Federal Fluminense (UFF)	1460	1510
Zeus Formula SAE	Universidade Federal de Lavras (UFLA)	593	593
Falcons UFFormula SAE	Universidade Federal Fluminense (UFF)	1000	1000
Formula UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC)	570	1144

O histórico de projetos da Apuama Racing também foi considerado nessa análise, tendo em vista que um dos objetivos estabelecidos na seção 1.3 e almejados para o projeto é a otimização da massa em relação aos projetos anteriores. Portanto, com base na tabela 5 e nos projetos anteriores da Apuama Racing, são estabelecidas as metas de massa para as mangas dianteira e traseira de 720 g e 820 g, respectivamente.

Clarifica-se que o valor da meta de massa para a manga de eixo dianteira foi determinado a partir da média das três menores massas apresentadas. Para a manga de eixo traseira o mesmo método foi utilizado, contudo, o valor encontrado foi considerado elevado e para aproximar à meta de massa da manga dianteira, foi utilizado um parâmetro de redução de 10% em cima da média obtida. Esses valores são considerados competitivos dentro do cenário nacional de FSAE, corroborando para outro objetivo pontuado na seção 1.3.

3.5 DEFINIÇÃO DO FATOR DE SEGURANÇA

Um coeficiente de segurança, também conhecido por fator de segurança (N), é tipicamente expressado pela razão de duas quantidades que possuem as mesmas unidades, como resistência e tensão atuante, esforço crítico e esforço aplicado, máximo número de ciclos e número de ciclos solicitados, entre outros. De qualquer forma, o coeficiente de segurança sempre será expressado como um fator adimensional (NORTON, 2013).

A escolha de como expressar o coeficiente de segurança ocorre a partir de uma análise

do esforço exercido sobre a peça. No caso da manga de eixo de um protótipo de corrida, esta é submetida a elevados esforços provenientes de diferentes magnitudes e direções. Portanto, há mais de uma forma de falha em potencial para a peça e, conseqüentemente, há mais de um valor para o coeficiente de segurança a depender da análise.

O coeficiente de segurança mais importante é o menor encontrado dentro das análises realizadas, visto que este prevê a forma mais provável de falha. Quando $N = 1$, a tensão sobre a peça é igual à resistência do material e a falha ocorre. Por esse motivo, é necessário que N seja sempre um valor superior a 1 (NORTON, 2013).

Esse fator pode ser visto como uma medida de incerteza do projetista quanto aos modelos analíticos e teorias de falhas, bem como dos dados das propriedades mecânicas do material utilizado, e precisa ser escolhido apropriadamente. Na ausência de normas de projeto que especifiquem N , a escolha do coeficiente de segurança envolve uma decisão de engenharia (NORTON, 2013).

Uma metodologia para quantificar o fator de segurança é a partir da utilização de fatores de penalização que envolve diversas questões acerca do projeto. São eles (COLLINS, 2006):

- A precisão de determinação das cargas;
- A precisão de determinação das tensões;
- A precisão de determinação das resistências à falha para o material selecionado;
- A necessidade de se restringir material, peso, espaço ou custo;
- A gravidade das conseqüências da falha em termos de vidas humanas ou danos à propriedade;
- A qualidade da mão de obra na fabricação;
- As condições de operação;
- A qualidade da inspeção e da manutenção disponíveis durante a operação.

Esses itens são avaliados pela atribuição de quatro possíveis notas para um número de penalização (NP) podendo ser positivo ou negativo, o que indica a necessidade de incremento ou redução do fator de segurança para cada critério avaliado. Disposto das notas para os itens avaliados, N é determinado a partir da equação 6.

$$N = 1 + \frac{(10 + t)^2}{100} \quad (6)$$

Onde o somatório dos números de penalização (t) influencia diretamente o resultado para N . Aplicando essa metodologia para a definição do fator de segurança para o projeto de conjunto de mangas de eixo em liga de alumínio 7075-T651, julgou-se os seguintes números de penalização:

Decisão do fator de segurança	
Precisão de determinação das cargas	2
Precisão de determinação das tensões	2
Precisão de determinação das resistências à falha para o material selecionado	-4
Restringir material, peso, espaço ou custo	1
A gravidade das consequência da falha	2
A qualidade da mão de obra na fabricação	0
As condições de operação	-2
A qualidade da inspeção e da manutenção	-1

Finalmente, aplicando os valores da tabela na equação 6, o fator de segurança obtido é $N = 2$ tanto para as mangas dianteiras quanto para as traseiras.

CAPÍTULO 4

PROJETO INTERMEDIÁRIO

4.1 DESENVOLVIMENTO DA MANGA DE EIXO A PARTIR DO CONCEITO INICIAL

Dispondo-se da modelagem em CAD dos conceitos iniciais de manga de eixo, apresentadas nas figuras 46 e 47, a continuidade do projeto na fase intermediária tem seu princípio no desenvolvimento das peças a partir de uma revisão detalhada dos sistemas envolvidos.

Na região do suporte superior das mangas de eixo, tem-se que o sistema de suspensão projetado para o AF19 possui ângulos do pino mestre dianteiro e traseiro distintos o que implica na utilização de suportes diferentes. Para a fixação desses suportes às suas respectivas peças, respeitando o ângulo de pino mestre, é necessário garantir uma distância no eixo y entre os pontos de fixação, KNUA e KNLA das bandejas da suspensão, que resulte no ângulo pré-definido, o que acarretará na redução da espessura das peças na região superior.

Um outro aspecto que corrobora para a modificação da espessura da peça é relacionado às definições do sistema de freio. Nota-se que o cubo de rodas define a distância no eixo y do disco de freio à manga de eixo que, por sua vez, determina o posicionamento da pinça. Logo, esse posicionamento deve garantir o contato simétrico das pastilhas ao disco para assegurar o correto funcionamento do sistema de frenagem.

A partir de uma avaliação minuciosa multidisciplinar entre os projetistas do sistemas de suspensão e de freios, foi determinada a espessura da manga de eixo na região da pinça. Paralelamente, optou-se por usinar na mesma região o formato da pinça de freios para perfeito encaixe entre as peças.

Na região inferior da manga de eixo, é necessário que o alívio mais externo garanta o posicionamento da bandeja inferior sem qualquer tipo de interferência. Enquanto, no alívio interno, é necessário um espaço suficiente para o posicionamento de uma porca e, no mínimo, dois fios de rosca do parafuso. Este último é um parâmetro definido no regulamento da competição.

Já em relação ao ponto KNTI, onde é fixado o braço de direção, a fim de garantir os parâmetros de projeto relacionados ao ganho de esterçamento pelo curso da suspensão (*bump steer*) e torque de direção, deve-se garantir a posição correta de fixação. Por esse motivo, o furo para passagem de um parafuso para fixação do braço de direção na manga de eixo traseira é deslocado para a parte frontal, como pode ser visto na figura 55.

Para finalizar as alterações do conceito a fim de se obter uma geometria inicial para posterior análise estrutural, foi desenvolvida uma restrição de movimento ao longo do eixo y para o par de rolamentos. Essa restrição ocorrerá a partir de batentes de ambos os lados, sendo

que cada rolamento será posicionado por um dos lados da manga de eixo. Essa e as demais alterações supracitadas podem ser observadas nas geometrias das mangas de eixo dianteira e traseira apresentadas nas figuras 59 e 60.

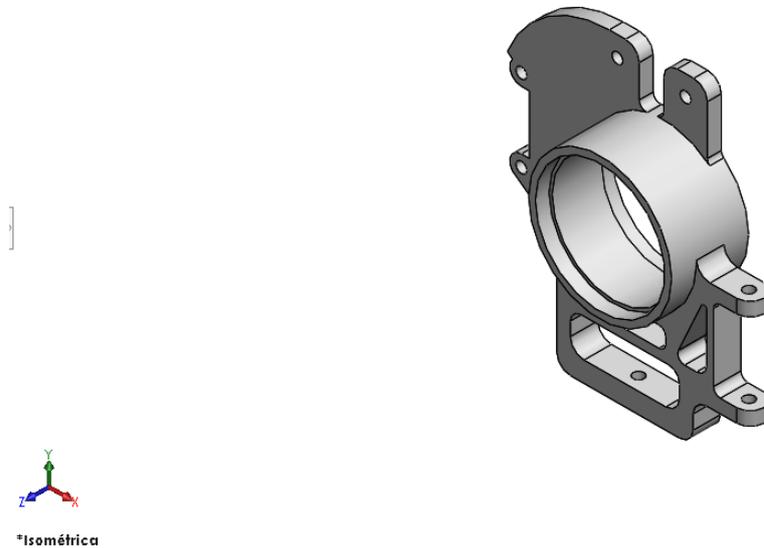


Figura 59: Geometria inicial da manga de eixo dianteira.

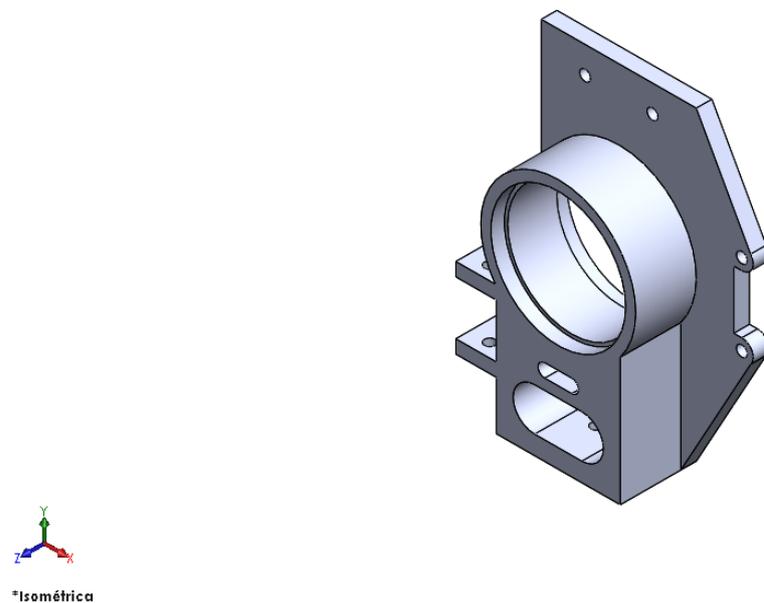


Figura 60: Geometria inicial da manga de eixo traseira.

4.2 CARACTERIZAÇÃO DO MATERIAL

O material selecionado para a manufatura das mangas de eixo, a partir da matriz de decisão, foi o alumínio. Por tratar-se de uma peça fundamental para o carro e, portanto, sua falha seria crítica para o sistema e por estar sujeita a elevados esforços em diferentes direções, optou-se pela utilização da liga de alumínio 7075-T651 que possui aplicações nas indústrias aeronáutica

e militar, máquinas e equipamentos gerais, moldes para injeção de plástico, desenvolvimento de ferramentas, entre diversas outras. A composição química dessa liga é apresentada na tabela 6.

Tabela 6: Elementos químicos e suas concentrações presentes na liga de alumínio 7075-T651 (GGDMETALS, 2021).

Elemento de liga	Percentual
Zn	5,60
Mg	2,50
Cu	1,60
Fe	0,35
Cr	0,23
Mn	0,20
Si	0,30
Ti	0,30

A liga de alumínio 7075-T651 possui como características gerais boas forjabilidade e usinabilidade, elevada resistência mecânica, média resistência à corrosão e rápida resposta ao polimento. As propriedades mecânicas dessa liga encontram-se na tabela 7.

Tabela 7: Propriedades físicas e mecânicas do alumínio 7075-T651 (GGDMETALS, 2021).

Propriedade	Símbolo	Valor	Unidade
Massa específica	ρ	2,8	g/cm^3
Limite de Escoamento	S_y	390	MPa
Limite de Resistência à Tração	S_{ut}	480	MPa
Módulo de Elasticidade	E	71	GPa
Dureza	HB	150	-
Temperatura de Trabalho	T	25	$^{\circ}C$

Portanto, conforme apresentado na tabela, essa liga de alumínio possui elevada resistência ao escoamento, considerável rigidez quantificada a partir do módulo de elasticidade e reduzida massa específica, o que corrobora com os objetivos propostos para as peças.

4.3 DETERMINAÇÃO DOS ESFORÇOS

Para a análise e determinação dos esforços resultantes nas mangas de eixo, deve-se analisar as forças e os momentos gerados pelos pneus do protótipo e seu comportamento cinemático na pista de corrida. Para esse propósito, tem-se à disposição o *Test Tire Consortium (TTC)*, realizado pela empresa Calspan. Tal programa consiste em uma organização gerenciada por voluntários de escolas filiadas à FSAE, que reúnem seus recursos financeiros para obter dados precisos de forças e momentos dos pneus destinados às competições de Fórmula SAE e Fórmula Student (KASPRZAK; GENTZ, 2006).

Desse modo, o objetivo do FSAE TTC é reunir fundos das escolas, organizar e conduzir testes de esforços nos pneus e disponibilizar os dados para os estudantes das escolas membros. Assim, as universidades aderem ao FSAE TTC por uma taxa de registro de 500 dólares. Em troca, tem-se acesso a todos os dados de pneus medidos pelo FSAE TTC.

A determinação dos esforços máximos sofridos pela manga de eixo é um fator essencial

para a realização de um projeto com grande confiabilidade e otimização. Com as forças e momentos no pneu, pode-se prever as reações em todos os componentes da suspensão, que representam 6 vetores de força. Com isso, estes realizam o equilíbrio de forças e momentos com aqueles gerados na interface do pneu com o solo, como pode ser observado na figura 61.

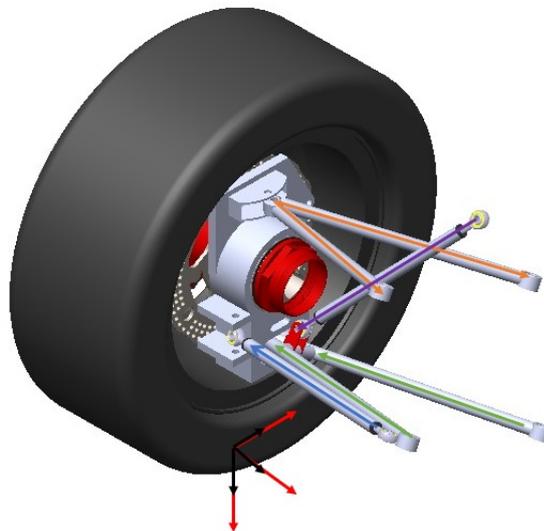


Figura 61: Vetores de força no pneu e de reações nos braços e *links* da suspensão.

Os testes de força e momento são feitos em pneus de diversas dimensões e marcas, incluindo o modelo de pneu utilizado pela equipe Apuama Racing. Eles são realizados a partir da máquina de testes *Tire Research Facility (TIRF)* da Calspan, como pode ser observado na figura 62.



Figura 62: Máquina de testes TIRF da Calspan em operação (CALSPAN, 20118).

Esta máquina realiza testes de força e momento para diferentes valores dos parâmetros do pneu como ângulo de *camber*, ângulo de *escorregamento*, pressão, temperatura, força vertical, entre outros. A partir disso, obtêm-se dados do comportamento do pneu para a maioria das condições que ele encontrará na pista durante sua utilização.

Após a obtenção dos dados do pneu, a próxima etapa é decompor as forças encontradas no centro do pneu para cada componente da suspensão. Nesta etapa, são determinados todos

os esforços na manga de eixo a partir das forças no pneu, englobando as condições de contorno necessárias para a resolução do problema proposto.

Para a determinação das forças reativas nas mangas de eixo utiliza-se as rotinas desenvolvidas no *software* MATLAB por membros da equipe para análise das situações de frenagem pura, isto é, quando o ângulo de escorregamento é nulo e de curva pura, quando o raio de curvatura é constante e o *slip ratio* nulo. O *slip ratio* pode ser entendido com um ângulo de escorregamento longitudinal. Neste tipo de simulação, tem-se como objetivo maximizar a velocidade do veículo analisado dentro de uma trajetória predeterminada. E, com isso, poder prever seu comportamento ao longo deste trajeto em função de diferentes parâmetros (SANTOS, 2018).

Para isso, deve-se realizar uma boa modelagem do pneu, visto que este é o único componente do veículo em contato com o solo e, portanto, transfere todas as forças que imprimem movimento ao automóvel. Para esta modelagem, utilizou-se o modelo empírico conhecido como *Magic Formula*, que se baseia em equações do tipo seno e cosseno, que representam bem as forças e momentos no centro do pneu, que são parâmetros de saída do modelo (PACEJKA, 2012).

Após o cálculo das forças e dos momentos oriundos do pneu, uma nova rotina de autoria da equipe realiza a decomposição dessas para a manga de eixo. Com isso, pode-se analisar os valores das forças máximas de reação nos pontos KNUA, KNLA e KNTI para os quatro pneus para o caso de frenagem pura (*brake simulation*) apresentados na tabela 8 sendo força longitudinal (F_x), força lateral (F_y) e força vertical (F_z).

Tabela 8: Forças máximas obtidas para o caso de "Frenagem Pura".

Forças "Frenagem Pura"(N)			
Dianteira	F_x	F_y	F_z
KNTR	0	-1642	263
KNUA	-3114	1461	-220
KNLA	6354	180	2108
Traseira	F_x	F_y	F_z
KNTR	-523	-1342	-57
KNUA	1833	1584	806
KNLA	-3402	-1259	785

Em seguida, realiza-se a simulação para o caso de curva pura (*pure slip*), obtendo-se os resultados visualizados na tabela 9.

Tabela 9: Forças máximas obtidas para o caso de "Curva Pura".

Forças "Curva Pura"(N)			
Dianteira	F_x	F_y	F_z
KNTR	0	-581	51
KNUA	-119	2556	-235
KNLA	387	-4034	1832
Traseira	F_x	F_y	F_z
KNTR	266	825	114
KNUA	164	1857	-52
KNLA	-521	-4959	1636

A partir desses resultados, analisam-se os valores máximos para cada componente de

força, como está exposto nas tabelas 8 e 9, resultando nos valores de força da tabela 10. Estes valores serão utilizados para a simulação estrutural, que será abordada na próxima seção.

Tabela 10: Forças máximas obtidas nos pontos da manga de eixo.

Forças Máximas (N)			
Dianteira	F_x	F_y	F_z
KNTR	0	-1642	263
KNUA	-3114	2556	-235
KNLA	6354	-4034	2108
Traseira	F_x	F_y	F_z
KNTR	-523	-1342	114
KNUA	1833	1857	806
KNLA	-3402	-4959	1636

Além disso, deve-se determinar as forças devidas ao sistema de frenagem do veículo, que reagem especificamente na interface da pinça de freio com a manga de eixo. Este esforço é devido ao torque de frenagem, que gera uma força longitudinal na interface do pneu com o solo.

Logo, a partir da rotina de frenagem pura, é possível determinar a força de frenagem máxima a qual o pneu estará sujeito. Assim, observou-se a força longitudinal máxima de 3240 N, calculou-se o torque de frenagem e, sabendo o raio de atuação das pastilhas, foi possível determinar a força nos suportes da pinça nas mangas de eixo. Estas forças determinadas são 4285N e 1900N para as peças dianteira e traseira, respectivamente.

4.4 ANÁLISE ESTRUTURAL

A análise estrutural das geometrias iniciais das mangas de eixo possui a finalidade de avaliar as tensões e deformações que as peças estarão submetidas nos casos em que o veículo atinja os picos de acelerações longitudinal e lateral. Essa análise foi realizada por meio de simulações computacionais a partir do *software* ANSYS, fornecido pela empresa *Engineering Simulation and Scientific Software (ESSS)* no Brasil. Este utiliza o método de elementos finitos, discutido na seção 2.6, para resolver os sistemas de equações diferenciais envolvidos no problema.

A modelagem do problema no *software* envolveu as seguintes etapas:

- Importação do modelo CAD para o ambiente do ANSYS;
- Atribuição das propriedades mecânicas do material para os elementos no ambiente ANSYS;
- Subdivisão das superfícies de face para compreender os pontos onde os esforços são aplicados;
- Desenvolvimento iterativo da malha dos elementos finitos, verificando os valores para convergência de resultados;
- Atribuição das condições de fixação acerca da manga de eixo;
- Atribuição dos vetores dos carregamentos nas superfícies de interface com a suspensão, direção e freio nas mangas de eixo;
- Análise dos resultados de tensão, deformação e fator de segurança;

- Otimização topológica estrutural a partir dos resultados anteriores e modelagem de uma nova geometria;
- Iteração entre as últimas duas etapas até atingir as metas de massa e de fator de segurança.

4.4.1 IMPORTAÇÃO DO MODELO CAD, ATRIBUIÇÃO DAS PROPRIEDADES DO MATERIAL E SUBDIVISÃO DAS SUPERFÍCIES DE FACE

O início da modelagem ocorre a partir da importação do modelo CAD da geometria inicial das mangas de eixo ao *software*. Nesta etapa é necessário observar a existência de incorrências entre os modelos e, caso identificadas, essas devem ser corrigidas no próprio ambiente. Em seguida, dispondo das propriedades mecânicas do material, são atribuídos estes dados aos elementos da geometria. Esta última tem suas superfícies de face subdivididas a fim de compreender as regiões onde são distribuídos os esforços pelos elementos fixadores. Na figura 63 pode-se observar as circunferências concêntricas aos furos geradas na parte inferior da manga de eixo com essa finalidade.

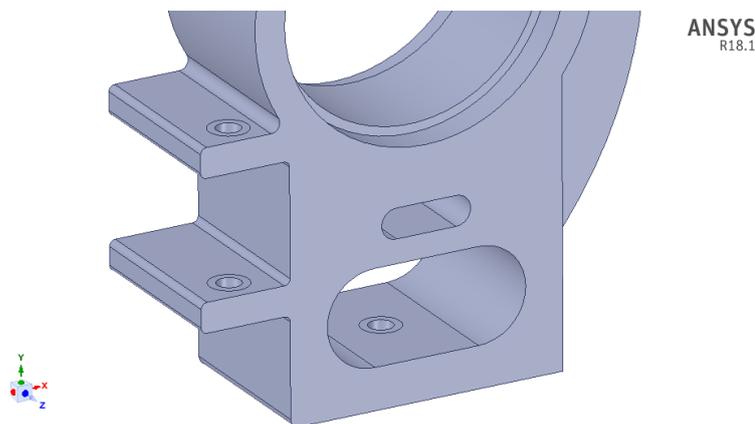


Figura 63: Circunferências criadas para delimitar as regiões onde são transmitidos as componentes axiais dos esforços na parte inferior da manga de eixo.

4.4.2 ANÁLISE DE CONVERGÊNCIA DE MALHA

Em relação à malha dos elementos, sua geração envolve a seleção da geometria e do tamanho dos elementos finitos que a compõem. O tipo de elemento escolhido é do tipo tetraédrico quadrático com 20 nós cada. Realizada a análise de convergência, os resultados são apresentados na tabela 11. Como critério de convergência da malha foi observada a variação da assimetria do elemento (*skewness*) e a tensão máxima obtida em cada peça para cada tamanho de elemento. Adotou-se como critério de convergência uma variação menor que 2% dos valores de tensão máxima. As resultantes do processo de convergência, possuíram 2.991.578 e 993.017 nós e 2.094.727 e 675.486 elementos, para as simulações das peças dianteira e traseira, respectivamente.

O parâmetro de assimetria do elemento é definido como a diferença entre as formas de uma célula e outra célula equilátera de volume equivalente. Portanto, células altamente distorcidas, isto é, com este parâmetro próximo do valor unitário, podem diminuir a precisão e desestabilizar a solução numérica. Pode-se citar, a título de exemplificação, os elementos quadriláteros que em sua forma ideal terão ângulos de vértice próximos a 90 graus, enquanto as malhas triangulares devem ter ângulos de cerca de 60 graus e todos os ângulos menores que 90 graus. Um valor elevado para o fator pode acarretar em dificuldades de convergência e e

consequentes erros de simulação (FLUENT, 2009). Para quantificar este parâmetro, utiliza-se a equação 7.

$$Assimetria = \max\left[\frac{\theta_{m\acute{a}x} - \theta_e}{180 - \theta_e}, \frac{\theta_e - \theta_{m\acute{i}n}}{\theta_e}\right] \quad (7)$$

Onde o ângulo máximo do elemento ($\theta_{m\acute{a}x}$), o ângulo mínimo do elemento ($\theta_{m\acute{i}n}$) e o ângulo ideal para cada tipo de elemento de malha (θ_e) compõem as variáveis que influenciam no valor do parâmetro. Desse modo, observa-se que um valor de *skewness* abaixo de 0,25 é considerado ótimo, como pode ser visto na figura 64.



Figura 64: Escala de qualidade da malha a partir do parâmetro *skewness* e representação dos ângulos máximos e mínimos de um dado elemento (FLUENT, 2009).

Tabela 11: Resultados das iterações de convergência das malhas.

Iteração	Assimetria do elemento	Fator de segurança	Tensão máxima (MPa)	Tempo de processamento (min)	Tamanho do elemento (mm)
Manga de eixo dianteira					
1	0,62	2,37	164,83	00:05	15,0
2	0,59	2,46	158,26	00:08	10,0
3	0,51	1,93	202,20	00:16	5,0
4	0,42	1,92	203,34	00:44	4,0
5	0,26	1,85	211,3	06:35	3,0
6	0,23	2,04	190,54	01:11	2,0
7	0,22	2,03	192,07	03:29	1,5
Manga de eixo traseira					
1	0,63	2,82	138,08	00:03	15,0
2	0,50	2,92	133,27	00:04	10,0
3	0,42	2,52	154,42	00:04	5,0
4	0,31	2,29	169,58	00:10	4,0
5	0,25	1,97	198,55	00:33	3,0
6	0,22	1,96	199,53	04:37	2,0

O refinamento da malha foi efetuado em relação à configuração do tamanho do elemento escolhido no ambiente *Mechanical* do ANSYS Workbench. Deste modo, o tamanho do elemento foi reduzido até atingir os pré-requisitos de convergência estabelecidos. A partir dos dados da tabela, observa-se que as malhas resultantes para as simulações das peças dianteiras e traseiras

obtiveram divergência nos valores de tensão máxima inferiores a 1%. Esses valores de erro obtidos indicam convergência para as malhas analisadas. Além disso, o valor médio de assimetria dos elementos foi de 0,22 o que está dentro do intervalo considerado excelente na escala de qualidade de malha apresentada na figura 64.

4.4.3 CONDIÇÕES DE FIXAÇÃO E CARREGAMENTOS

Os parâmetros de contorno visam representar as condições nas quais as mangas de eixo são inseridas na suspensão e quais são os carregamentos suportados por elas. Dessa forma, para as condições de fixação, é necessário analisar em qual região a peça é imobilizada, quais são os elementos fixadores e onde são dispostos, entre outros fatores. Enquanto para a condição de carregamento, é necessário aplicar os esforços obtidos na seção 4.3 de modo condizente. Os resultados da aplicação dessas condições de contorno são apresentados nas figuras 65 e 66. Observa-se que as peças foram fixadas a partir do recurso de suporte cilíndrico e as forças foram divididas em cargas de suporte (*bearing loads*) e cargas axiais, conforme ilustrado.

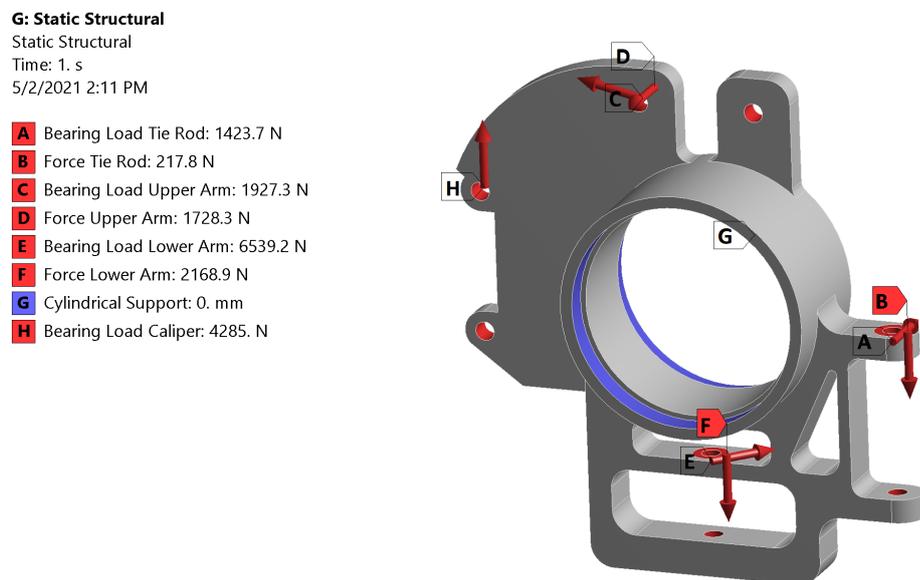


Figura 65: Condições de fixação e vetores de força na manga de eixo dianteira.

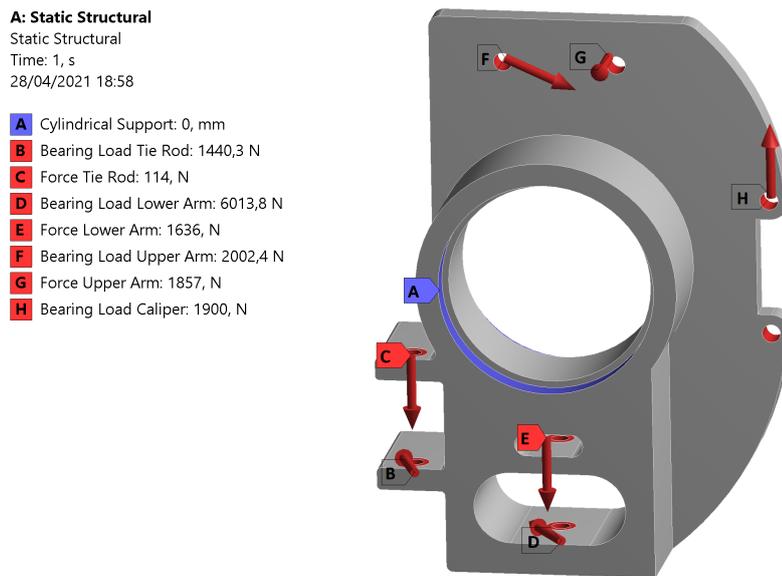


Figura 66: Condições de fixação e vetores de força na manga de eixo traseira.

4.4.4 ANÁLISE DOS RESULTADOS DE TENSÃO, DEFORMAÇÃO E DO FATOR DE SEGURANÇA

A partir das etapas anteriores, as condições para realizar a simulação de esforços são satisfeitas. Finalmente, são obtidos os primeiros resultados para os campos de tensões, deformações e de fator de segurança para as geometrias iniciais das mangas de eixo. Esses resultados são fornecidos a partir das figuras 67 e 68.

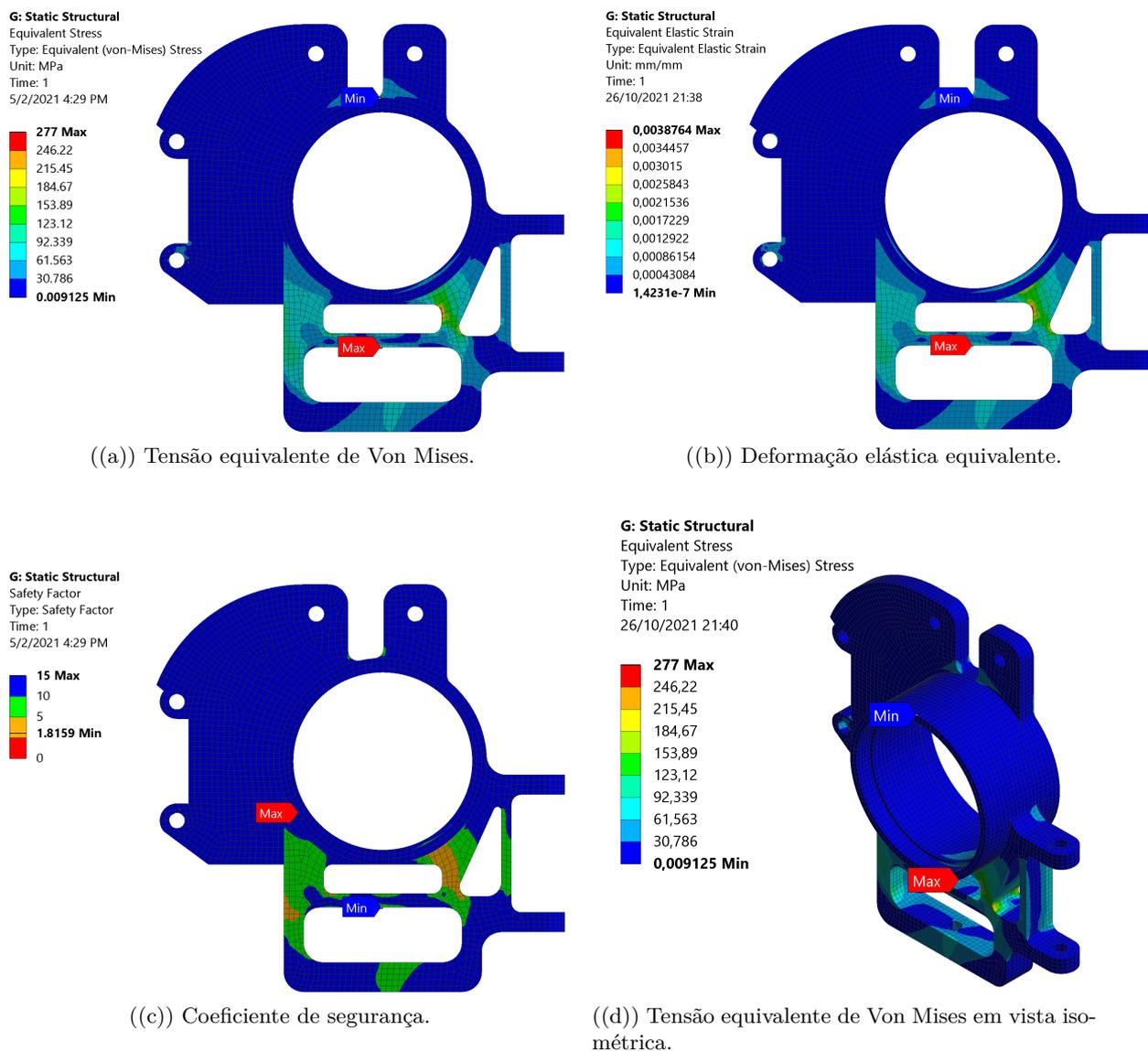


Figura 67: Resultados da primeira simulação da manga de eixo dianteira.

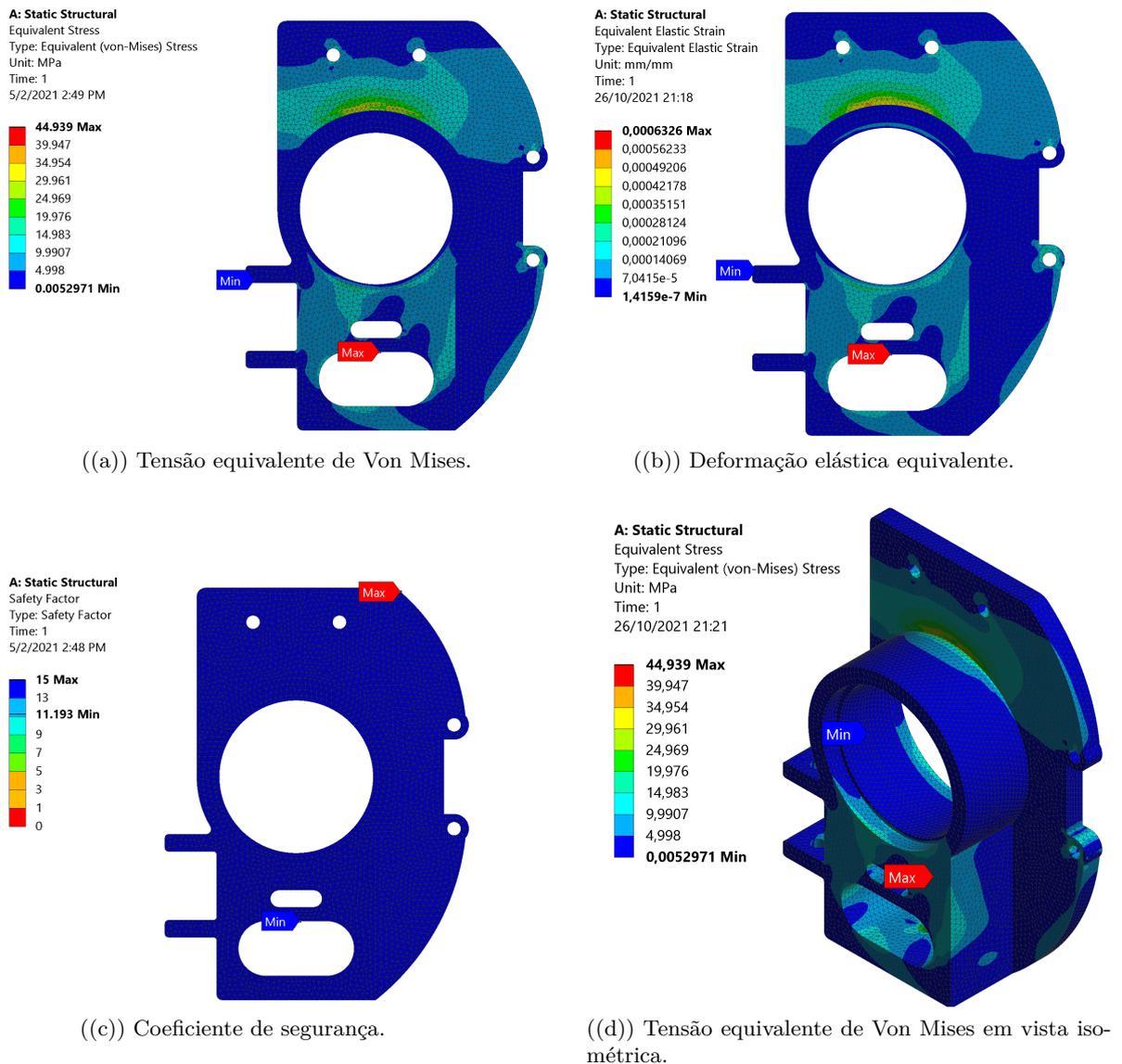


Figura 68: Resultados da primeira simulação da manga de eixo traseira.

Esses resultados são importantes para observar que as peças iniciais possuem elevados fatores de segurança e deformações praticamente nulas, sendo assim passíveis de alívio de massa. Portanto, em sequência, por meio do recurso de otimização topológica do ANSYS, é possível obter os resultados de possíveis alívios de massa a partir de uma geometria orgânica. Para tanto, é necessário adicionar os parâmetros de otimização.

4.4.5 OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA E PROCESSO ITERATIVO

Inicialmente, é necessário classificar as regiões que podem ser otimizadas e aquelas que devem ser excluídas, tais como os furos e batentes dos rolamentos. Em seguida, define-se qual é o objetivo da otimização topológica optando entre manter a rigidez, a massa ou o volume. Neste caso, opta-se pela redução mássica sendo continuamente observado o parâmetro de rigidez. Por fim, seleciona-se o percentual de massa a ser mantido e as condições de manufatura. A partir de uma pesquisa de possíveis locais de fabricação, observou-se que seria possível obter alívios apenas ao longo do eixo y do sistema de coordenadas SAE, apresentado na seção 2.3.1. Nas

figuras 69 e 70 podem ser visualizados os resultados da otimização topológica da geometria inicial.

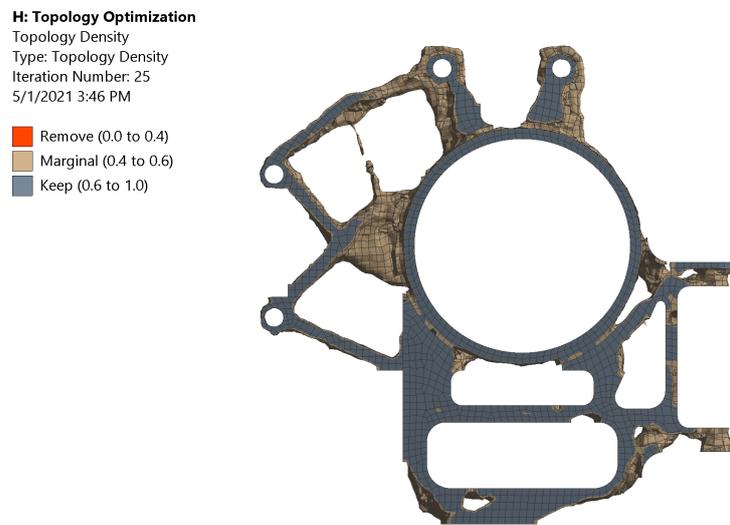


Figura 69: Resultado da otimização topológica da geometria inicial da manga dianteira.

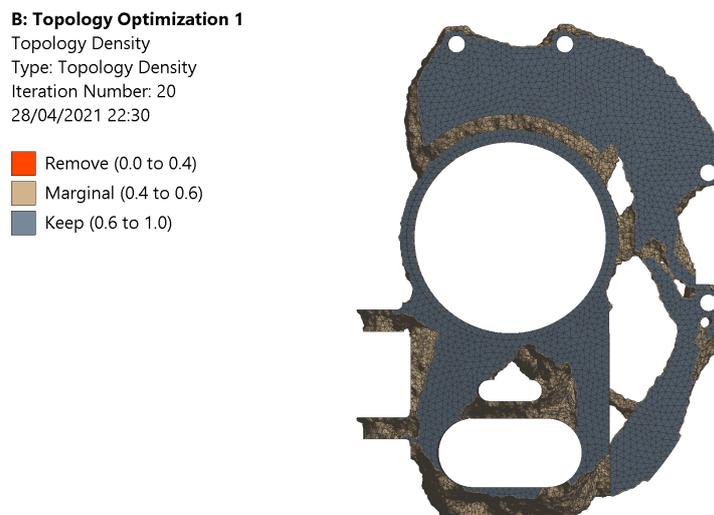
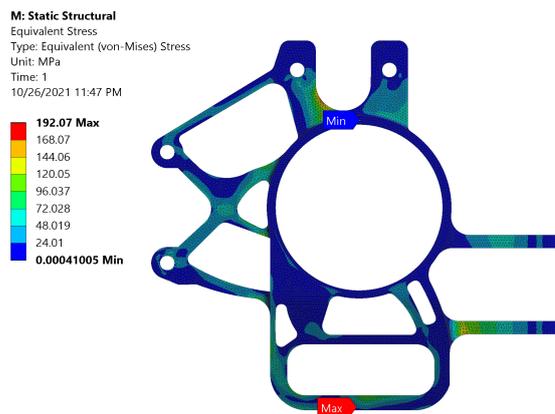


Figura 70: Resultado da otimização topológica da geometria inicial da manga traseira.

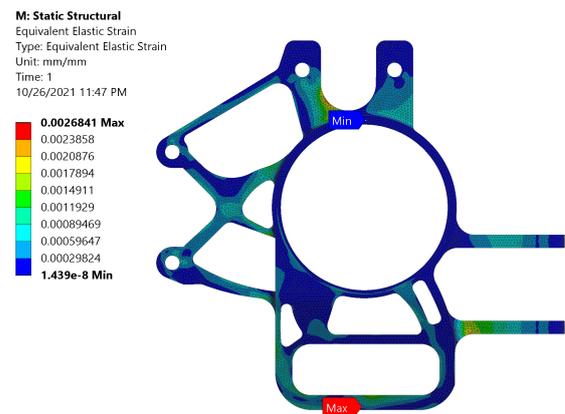
Observa-se com estes resultados que é possível realizar o alívio mássico em diferentes regiões das mangas de eixo. Principalmente nas regiões de fixação das pinças de freio e das bandejas inferiores.

4.4.6 GEOMETRIA FINAL DAS MANGAS DE EIXO E RESULTADOS

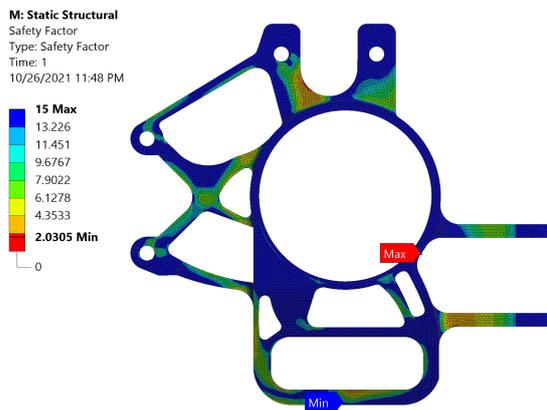
Após várias iterações de simulação de esforços e de otimizações topológicas para as mangas de eixo dianteira e traseira, enfim foi consagrada a geometria final das peças. As figuras 71 e 72 apresentam os resultados finais das simulações de esforços.



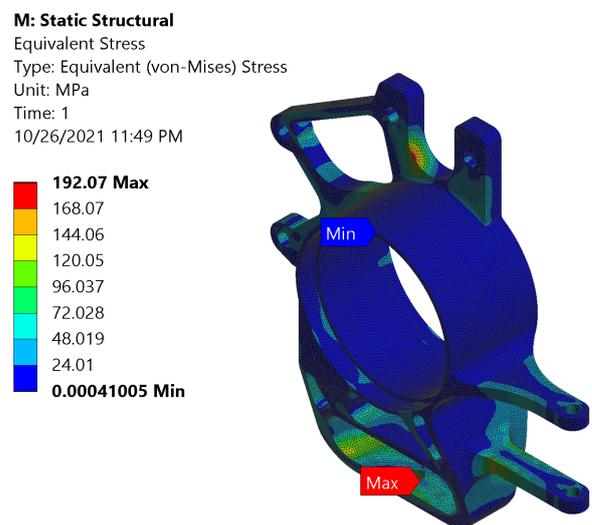
((a)) Tensão equivalente de Von Mises.



((b)) Deformação elástica equivalente.



((c)) Coeficiente de segurança.



((d)) Tensão equivalente de Von Mises em vista isométrica.

Figura 71: Resultados da última simulação da manga de eixo dianteira.

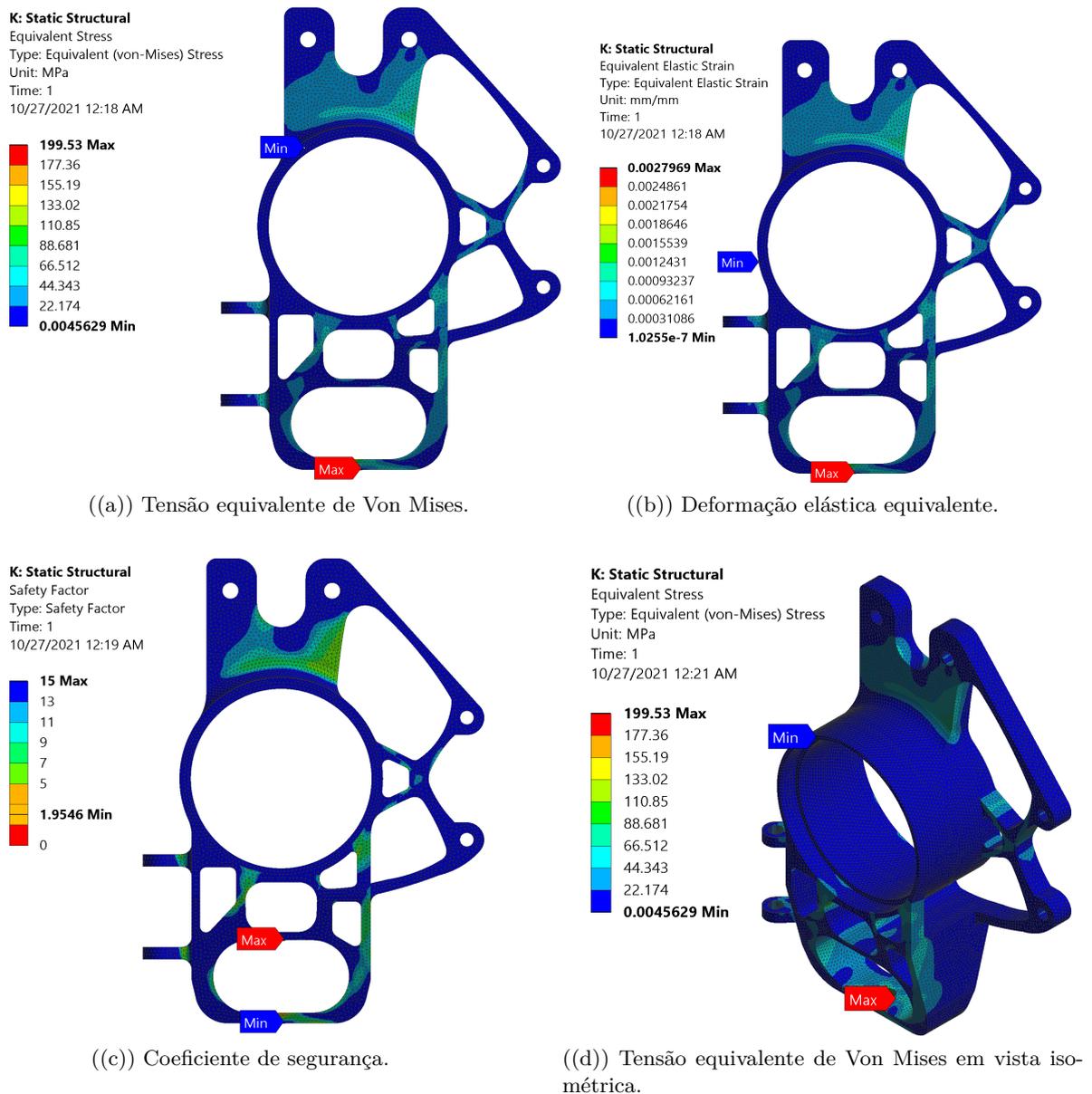


Figura 72: Resultados da última simulação da manga de eixo traseira.

Pode-se observar que os valores das tensões equivalentes de von Mises máximas foram de 192 e 199 MPa para as mangas dianteira e traseira, respectivamente. Após o processo de usinagem da peça, estima-se que o limite de resistência a fadiga estará na ordem de 160 MPa.

Essa redução da resistência mecânica foi considerada em projeto. Para tanto, utilizou-se combinação de cargas que não ocorreria de forma simultânea em caso real na pista, contribuindo para aumentar o fator de segurança do projeto. Além disso, as cargas observadas experimentalmente são maiores que aquelas apuradas em casos reais, pois os testes dos pneus são realizados em esteira e nas condições mais ideais possíveis.

Os valores finais de massa, fator de segurança, bem como os valores das deformações e alongamentos máximos são compilados na tabela 12.

Tabela 12: Resultados obtidos a partir da análise estrutural para o conjunto de mangas de eixo.

Manga de eixo	Massa final (g)	Deformação elástica máxima (mm/mm)	Alongamento máximo (mm)	Coefficiente de segurança (1)
Dianteira	670	0,0027	0,22	2,03
Traseira	720	0,0028	0,18	1,96

Em conclusão à análise estrutural, são exibidas nas figuras 73 e 74 renderizações das mangas de eixo projetadas.



Figura 73: Manga de eixo dianteira renderizada.

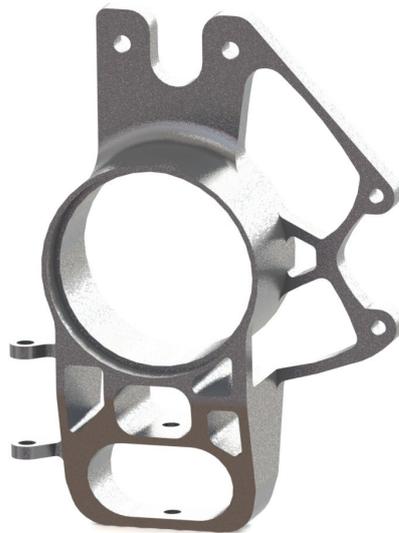


Figura 74: Manga de eixo traseira renderizada.

Os resultados intermediários desse processo são disponibilizados no apêndice A.

CAPÍTULO 5

PROJETO DETALHADO

5.1 DIMENSIONAMENTO DOS ELEMENTOS DE FIXAÇÃO

Sabe-se que os elementos de fixação presentes nas mangas de eixo serão compostos pelo conjunto de parafusos e porcas. Desse modo, deve-se dimensionar os dois parafusos que compõem a fixação do suporte superior à manga, o parafuso de fixação do braço inferior e o parafuso de fixação do braço de direção.

Para o processo em questão será selecionado o parafuso com maior diâmetro encontrado. Essa escolha se justifica pela importância da homogenização do tamanho dos parafusos, tanto para facilitar a organização e montagem dos mesmos, quanto para inserir-se um fator de segurança adicional para o projeto, o que aumentará sua confiabilidade para um aumento de massa irrisório.

Com isso em mente, é de conhecimento prévio que a bandeja inferior é a que recebe a maior parte dos esforços resultantes do sistema de suspensão, como foi apresentado na tabela 10. Logo, o dimensionamento desse parafuso se replicará para os outros três.

Pelo fato da bandeja inferior ser composta em seus três pontos de fixação por rótulas, ela estará sujeita apenas a cargas axiais ao logo de sua estrutura. Por conta disso, os esforços refletidos no parafuso de fixação da bandeja inferior à manga serão de cisalhamento e tração, o que ocorre por conta da inclinação do braço em relação à manga de eixo.

5.1.1 CARREGAMENTO NA JUNTA PARAFUSADA

Para o problema, dimensionar-se-á o parafuso para o caso com pré-carga e sob carga estática visto que esta é uma boa aproximação para descrever o caso real ao qual o sistema estará sujeito.

Sabe-se que o objetivo principal de aplicação de parafusos e porcas é unir peças em situação de tração. Com isso, uma prática comum de engenharia é pré-carregar a junta com um torque capaz de criar uma carga de prova próxima a resistência de prova do parafuso (NORTON, 2013).

Para juntas carregadas estaticamente, observa-se a aplicação de pré-carga de até 90% da resistência de prova do parafuso. Portanto, aplicou-se uma pré-carga com este valor máximo para realizar o dimensionamento.

Para o caso analisado, o material sujeitado contém 5 peças, que estão entre a cabeça do parafuso e sua porca: duas buchas, uma rótula e as duas porções da manga de eixo, ressalta-

se que além desses materiais sujeitados, o sistema contém ainda duas arruelas. A junção dos elementos citados representa a porção de comprimento do material sujeitado (l), como pode ser visto na figura 75.

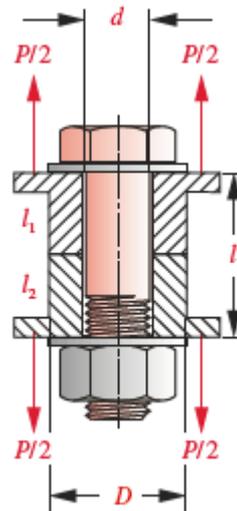
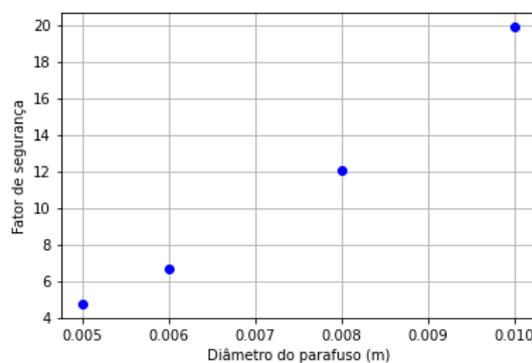


Figura 75: Parafuso pré-carregado comprimindo um cilindro ao qual cargas externas são aplicadas (NORTON, 2013)

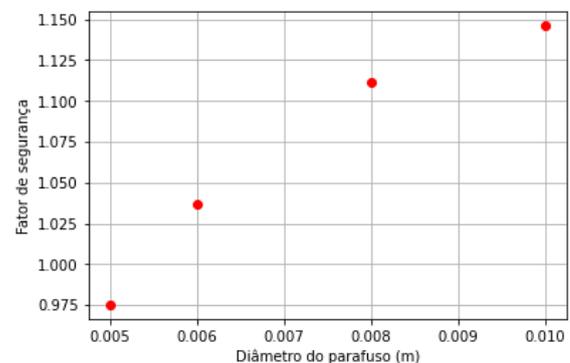
Estas seções com valores de rigidez diferentes se comportam como molas dispostas em série. Assim, o valor de rigidez resultante é dado de acordo com a equação 8.

$$\frac{1}{k_r} = \frac{1}{k_1} = \frac{1}{k_2} + \dots + \frac{1}{k_n} \quad (8)$$

Por conseguinte, realizou-se uma rotina em *Python* contendo os cálculos de dimensionamento para 4 diâmetros diferentes de parafuso: M5, M6, M8 e M10. Esta se encontra disponível no apêndice C. Para os cálculos do dimensionamento, utilizou-se os carregamentos explicitados nas tabelas 8 e 9 para determinar os fatores de segurança contra separação da junta, escoamento e cisalhamento com uma pré-carga de 90 % da resistência de prova. Nas figuras a seguir são apresentados os resultados obtidos.



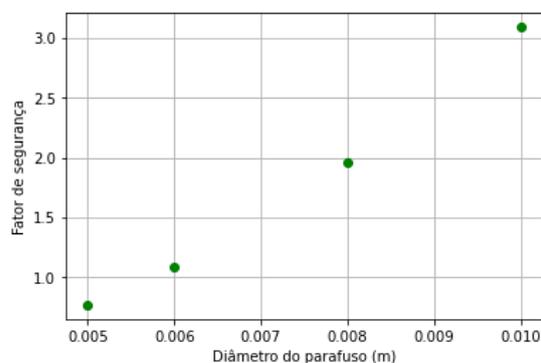
(a) Fator de segurança contra separação.



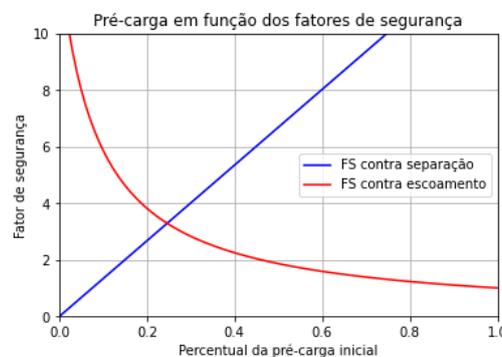
(b) Fator de segurança contra escoamento.

Figura 76: Dimensionamento de parafuso contra separação e escoamento no caso de "Curva Pura"

Observa-se a partir da figura 76 que os parafusos analisados possuem elevado fator de segurança contra separação. Entretanto, apresentam reduzido fator de segurança contra escoamento para a pré-carga analisada. Deste modo, pode-se descartar a utilização do parafuso M5 visto que este falha em escoamento no cenário analisado.



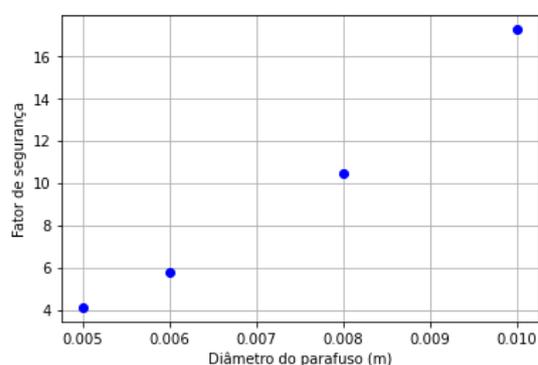
((a)) Fator de segurança contra cisalhamento.



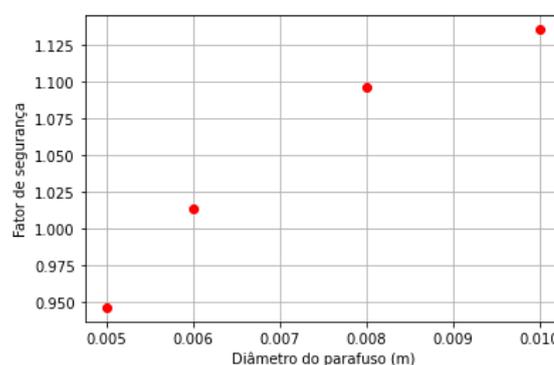
((b)) Pré-carga em função do fator de segurança para parafuso M8.

Figura 77: Dimensionamento de parafuso contra separação, escoamento e cisalhamento no caso de "Curva Pura"

Já para a análise levando em consideração as tensões cisalhantes, a partir da figura 77, nota-se que o fator de segurança para cisalhamento é maior que um para todos os parafusos, exceto o M5. Portanto, para a análise de carregamentos do caso de "Curva Pura", o parafuso de tamanho M8 foi considerado ideal, pois apresenta fatores de segurança de aproximadamente 12 e 2 para os casos de separação e escoamento, respectivamente. Em sequência, o gráfico de pré-carga em função dos fatores de segurança contra separação e escoamento foi traçado, sendo possível observar a pré-carga ideal a ser utilizada neste componente. Tem-se como resultado o valor de 30% da pré carga utilizada inicialmente, como pode ser visto na interseção das curvas da figura 71(b).



((a)) Fator de segurança contra separação.



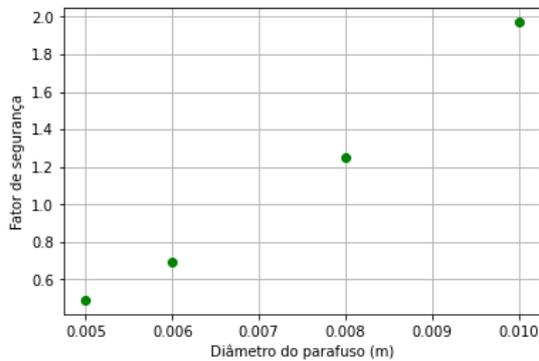
((b)) Fator de segurança contra escoamento.

Figura 78: Dimensionamento de parafuso contra separação e escoamento no caso de "Frenagem Pura"

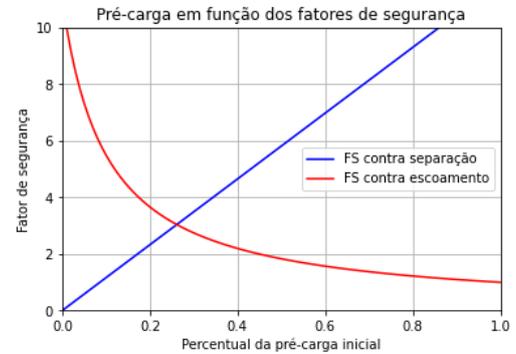
Após a análise para "Curva Pura", realizam-se os mesmos procedimentos para "Frenagem Pura", onde, inicialmente, são analisados os fatores de segurança contra separação e escoamento a partir da figura 78.

Da mesma maneira que a primeira análise, todos os parafusos apresentaram valores de

fator de segurança elevados contra separação. Já para a análise contra escoamento, o único parafuso com valor abaixo do unitário foi, novamente, o M5. Em paralelo, os outros modelos apresentaram valores de fator de segurança baixos por conta do alto valor de pré-carga usado na análise.



((a)) Fator de segurança contra cisalhamento.



((b)) Pré-carga em função do fator de segurança para parafuso M8.

Figura 79: Dimensionamento de parafuso contra separação, escoamento e cisalhamento no caso de "Frenagem Pura"

Por fim, realizou-se análise para o caso de cisalhamento, no qual apenas os parafusos M8 e M10 alcançaram valores aceitáveis para o fator de segurança respectivo, como pode ser visto na figura 73(a). Por decorrência, o parafuso de dimensão M8 demonstrou valores de fator de segurança aceitáveis, aliado a uma massa menor que a encontrada no M10.

Novamente, foi traçado um gráfico com as curvas dos fatores de segurança contra separação e escoamento em função da porcentagem de pré-carga empregada ao modelo. Sabe-se que a interseção das curvas representa o valor de pré-carga a ser utilizado no aperto do sistema e seu valor foi de, aproximadamente 25 %. Este valor foi próximo ao da análise de "Curva Pura", que foi de 30 %.

Assim, o parafuso escolhido ideal nas duas análises foi o modelo M8 com pré-carga entre 25 e 30 % da utilizada na análise. Por conseguinte, o valor da pré-carga selecionado foi de $3000N$. Com este valor, pode-se aproximar o Torque de aperto de pré-carga (T_i) requerido para obtenção da força de pré-carga (F_i) encontrada pela equação 9.

$$T_i \cong 0,21F_i d \quad (9)$$

Sendo o $d = 8mm$ e $F_i = 3000N$, o valor do torque será de aproximadamente $5 N \cdot m$

Em síntese, utilizar-se-á um parafuso M8 cabeça cilíndrica de aço liga para a fixação do braço inferior, dois parafusos M8 cabeça sextavada para a fixação do suporte superior da manga de eixo e um parafuso M8 cabeça cilíndrica de aço liga para a fixação do braço de direção à manga de eixo. Em relação à fixação da pinça de freio, esta ocorre a partir de parafusos M8 cabeça sextavada determinados pela geometria dos furos do componente.

5.2 TOLERÂNCIAS DIMENSIONAIS E AJUSTES

A fabricação de um produto exige a inserção de tolerâncias para as dimensões e geometria a fim de garantir a montagem e contato seguro entre os componentes, enquanto os ajustes,

frequentemente utilizados na engenharia mecânica em eixo-furo, devem ser determinados conforme as necessidades dos encaixes, sendo aplicado ao projeto no contato da pista externa do rolamento de roda com o casulo para este na manga de eixo.

As tolerâncias dimensionais e geométricas presentes nos projetos de manga de eixo são apresentadas nos desenhos técnicos, como pode ser observado no apêndice C. Já o ajuste entre o rolamento e a peça será apresentado a seguir.

A chamada medida de ajuste é aquela que contém a medida nominal da peça seguida por uma sigla normalizada que indica o tipo de ajuste exigido. O ajuste entre o rolamento e a manga de eixo deve ser determinado de forma a garantir que não haja folga entre as partes. Entretanto, o sistema não depende de interferência para a sua fixação. Sendo assim, o contato casulo-rolamento deve apresentar grau de interferência leve, caracterizado como um ajuste transicional (FERREIRA, 2018).

Portanto, para garantir o requisito de ajuste por interferência leve e tomando como base o catálogo da SKF, empresa referência para projetos com rolamentos, o ajuste indicado para o o casulo de manga é o $J7$, tendo como referência o ajuste eixo-base onde o eixo permanece na linha neutra (SKF, 2021).

5.3 MONTAGEM DA MANGA DE EIXO E AJUSTES DA SUSPENSÃO

Antes de iniciar-se o processo de fabricação, foi verificada a montagem da manga de eixo com os demais componentes do carro. Em relação ao ângulo camber, a fim de possibilitar agilidade em seu ajuste, foram propostos furos rasgados nas chapas metálicas, como pode ser verificado na figura 50.

Outro aspecto observado junto à equipe de freios foi que devido à disposição dos alívios do disco no eixo traseiro não seria possível realizar esse ajuste sem desmontar outros componentes. Para contornar essa questão, foi introduzido um círculo maior em região específica do freio para garantir a rapidez desse ajuste. Essa interação é mostrada em detalhes na figura 80.

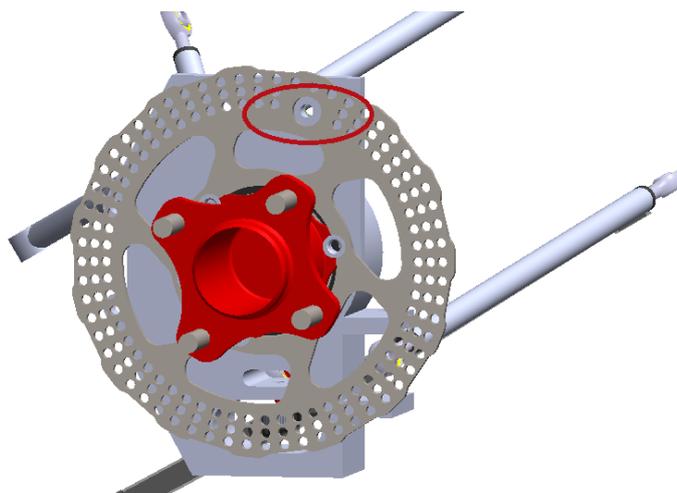


Figura 80: Detalhe de alívio no disco de freio a fim de possibilitar rápido ajuste do ângulo de camber.

Realizada a montagem em CAD de todo o sistema, como apresentado em vista explodida na figura 81, e verificados todos os aspectos de montagem, foi proposta uma prototipagem rápida

do sistema para garantia de funcionalidade do mesmo. Dada a disponibilidade de uma impressora 3D na equipe, foi realizada a manufatura aditiva em filamento Poliacido Láctico (*PLA*), como mostrado na figura 82. Após validados os posicionamentos e ajustes entre as peças foi possível prosseguir para a etapa de usinagem que será discutida na seção seguinte.

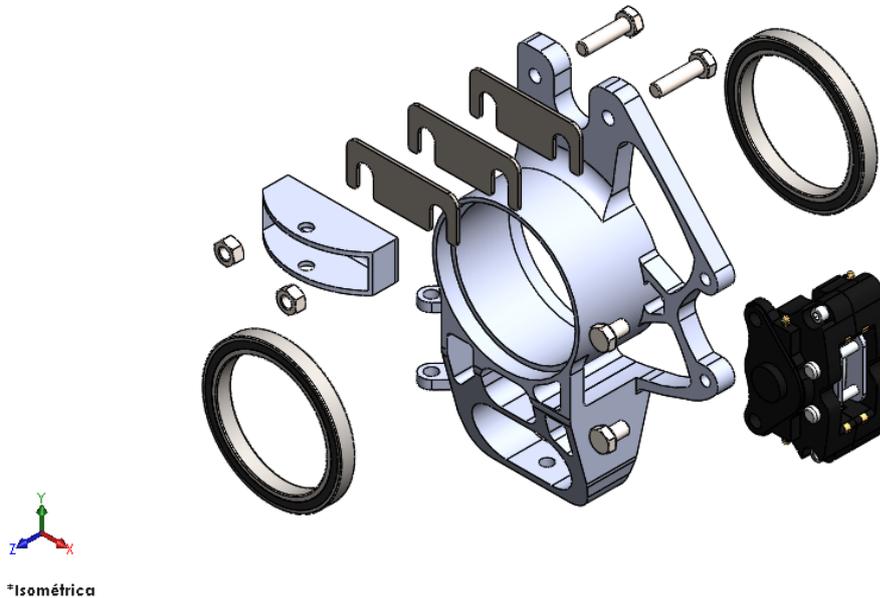


Figura 81: Montagem da manga de eixo traseira em vista explodida.



Figura 82: Manga de eixo dianteira manufaturada em impressão 3D.

Já em relação ao ajuste do ângulo de convergência, esse possui regulagem a partir da variação do comprimento do braço de direção que ocorre por meio do rosqueamento dos terminais rotulares.

5.4 PROCESSO DE FABRICAÇÃO E DESENHOS TÉCNICOS

5.4.1 PROCESSO DE FABRICAÇÃO

Dada a complexidade das mangas de eixo projetadas foi necessário contatar um fabricante de São Carlos-SP para a concepção destas. No centro de usinagem, a partir de uma fresadora CNC, foi possível realizar a manufatura das peças. O processo é ilustrado na figura 83.



Figura 83: Manga de eixo dianteira em processo de usinagem.

O custo de usinagem foi descrito na seção anterior, com o fornecimento de material, e o prazo solicitado para conclusão do processo pela empresa foi de 15 dias corridos.

5.4.2 DESENHOS TÉCNICOS

Os desenhos de conjunto das mangas de eixo são apresentados no apêndice C.

5.5 CUSTOS

Os custos para a concepção do conjunto de mangas de eixo envolvem os valores respectivos aos materiais e ao processo selecionado para manufatura.

A liga de alumínio 7075-T651 foi adquirida em chapa laminada contendo as maiores dimensões externas de cada par de manga de eixo, isto é, dianteiro e traseiro, seguida por uma ligeira folga para planificação do tarugo e ajustes no maquinário. Os valores dessa aquisição estão descritos na tabela 13.

Tabela 13: Custos das chapas laminadas de alumínio 7075-T651.

Item	Quantidade	Descrição	Custo unitário	Total do item
1	2	Al 7075-T651 CHP LAM 70x210x220 mm	399,00	798,00
2	2	Al 7075-T651 CHP LAM 70x200x250 mm	520,00	1.040,00
Total				1.838,00

Quanto ao processo de manufatura, foi selecionada uma fresadora CNC de 3 eixos capaz de reproduzir fielmente a geometria das mangas de eixo. Na tabela 14 são apresentados os valores para usinagem das peças.

Tabela 14: Custo da usinagem do conjunto de mangas de eixo.

Item	Quantidade	Descrição	Custo unitário	Total do item
1	4	Usinagem do conjunto de mangas de eixo	1.300,00	5.200,00
Total				5.200,00

Portanto, o valor global para a obtenção do produto final é dado pela soma dos valores dos tarugos e usinagem e é apresentado na tabela 15.

Tabela 15: Custo final das mangas de eixo.

Item	Quantidade	Descrição	Total do item
1	1	Chapas de alumínio 7075-T651	1.838,00
2	1	Usinagem do conjunto de mangas de eixo	5.200,00
Total			7.038,00

CAPÍTULO 6

ANÁLISE EXTENSOMÉTRICA

Dispondo do conjunto de mangas de eixo manufaturado, uma etapa complementar do projeto de engenharia a respeito do conjunto de mangas de eixo é a validação das condições de contorno, assumidas ao longo das fases precedentes, e dos resultados. Desse modo, almeja-se a validação do modelo utilizado na simulação por elementos finitos das peças projetadas por meio da instalação de extensômetros nos componentes da suspensão do veículo.

A análise extensométrica realizada consistiu nas etapas de colar os sensores de deformação nas bandejas superior e inferior, vara de compressão e manga de eixo, extrair os resultados de deformação e compará-los quantitativamente com os dados analíticos anteriores.

6.1 APARATO EXPERIMENTAL

Os materiais e equipamentos necessários para a realização do experimento estão listados nas tabelas 16 e 17.

Tabela 16: Lista de materiais.

Material	Especificação	Quantidade	Unidade
Chapa de aço	6 mm (150x150 mm)	1	und.
Suporte do chassi	Projetado	1	und.
Olhal	3/4" tipo parafuso	2	und.
Manilha	3/4" reta com pino roscado	2	und.
Chumbador	5/8" CBA com parafuso	2	und.
Álcool etílico	96° GL	1	litro
Algodão	-	500	grama
Fita adesiva transparente	12mm x 40m	1	und.
Fita isolante	18mm x 20m	1	und.
Fita métrica	5 metros	1	und.
Cabo elétrico	3 condutores	20	metro
Régua	15 centímetros	1	und.
Caneta permanente	-	1	und.
Pinça	-	1	und.
Tesoura	-	1	und.
Cola	Adesiva instantânea para metais	1	und.
Folha de lixa	grão 100	1	und.

Tabela 17: Lista de equipamentos.

Equipamento	Especificação	Quantidade
Martelete perfurador	Bosch GBH-2-24D	1 und.
Célula de carga	MK Controle e instrumentação LTDA CSR-5000	1 und.
Dispositivo de aquisição de dados	LYNX ADS2000	1 und.
Máquina de ensaios	<i>MTS 810 Material Test System</i>	1 und.
Guincho hidráulico	SIWA regulável 1 tonelada	1 und.
Extensômetro	PA-06-250BA-120-L; F.S.: 2,15 Excel Sensores ind.	7 und.
Extensômetro	PA-06-125RB-120L; F.S.: 2,11 Excel Sensores ind.	2 und.
Multímetro digital	-	1 und.
Kit ferro de solda	-	1 und.

A roseta forma uma média aritmética das condições de deformação existentes abaixo da sua grade de deformação. Esse fato deve ser levado em consideração no momento de escolher o comprimento da roseta. Por disponibilidade de material pelo laboratório da universidade, foi utilizada a roseta PA-06-125-RB (tabela 17), que possui $12mm$ de comprimento.

6.2 PROCEDIMENTOS

A ideia geral do experimento é aplicar uma carga vertical mensurável no cubo de roda do protótipo fixo ao chão e mensurar as deformações provenientes dessa carga nos componentes da suspensão do veículo, inclusive na manga de eixo que é o objeto principal de estudo.

6.2.1 APLICAÇÃO DA CARGA E FIXAÇÃO DO VEÍCULO

Para a aplicação da carga vertical, o equipamento selecionado foi o guincho hidráulico, assim o sentido do vetor força se dá para cima como desejado. Como as forças experimentadas na suspensão do veículo são provenientes do contato deste com a pista, conforme discutido na seção 4.3, o pneu foi cogitado como ponto de aplicação da força. Entretanto, por ser um material relativamente flexível foi descartado como objeto de aplicação da carga.

Explorado o caminho de transmissão de esforço desde o contato do pneu com o solo até a manga de eixo, foi selecionado o cubo de roda para a aplicação da carga. Para tanto, foi necessário adicionar chapa de aço com furos específicos de forma a proporcionar um ponto para aplicação da carga com ajuste à geometria do cubo e os parafusos prisioneiros da roda. Essa chapa de aço é apresentada na figura 84 destacada em tom alaranjado e o desenho técnico desta pode ser verificado no apêndice C.

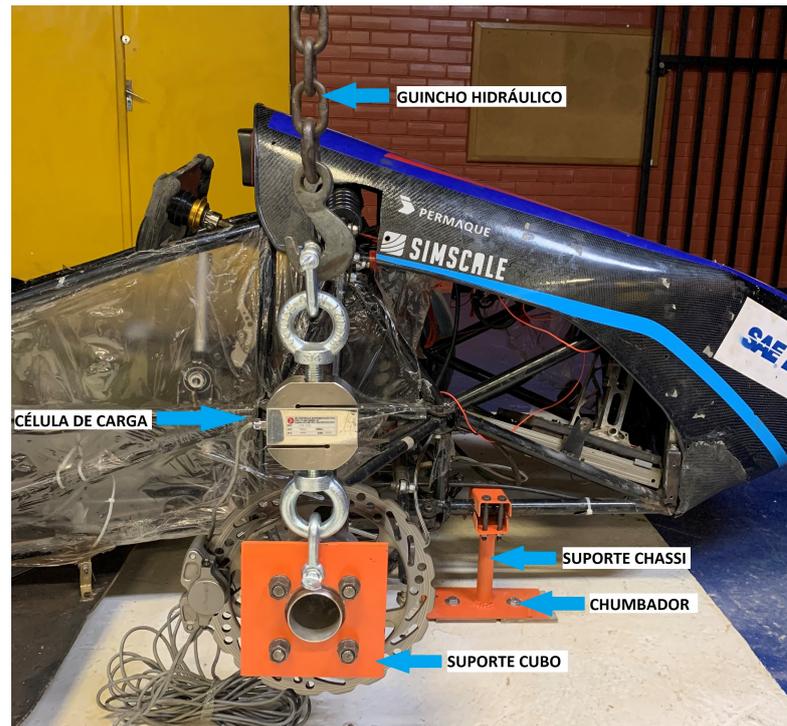


Figura 84: Montagem do aparato experimental para aplicação de carga em vista lateral do veículo.

Para mensurar a carga aplicada, optou-se pela utilização de célula de carga com sentido de trabalho em tração e faixa de medição dentro das cargas estipuladas para o ensaio. A respeito dessas, foi selecionada a aplicação de carga máxima de $1500N$ com passos de $500N$ tanto na ascensão quanto na descensão da carga, respeitando o regime elástico dos componentes e o curso do amortecedor do protótipo.

Outro aspecto relevante para o experimento é a fixação do carro, uma vez que a carga aplicada verticalmente para cima tenderia a elevá-lo do solo. Como solução, foi projetado suporte aparafusado no chassi do veículo e fixado ao chão por chumbador, como exibido na figura 84. Os desenhos técnicos são apresentados no apêndice C. A fim de garantir que não ocorra interferência das deformações desse elemento no experimento foi realizada simulação de esforços por elementos finitos e a deformação máxima obtida é de $0,0003mm/mm$ no cenário do experimento. Este e outros resultados podem ser verificados no apêndice D.

6.2.1.1 CALIBRAÇÃO DA CÉLULA DE CARGA

Com intuito de aumentar a acurácia dos valores mensuráveis de força por meio da célula de carga, foi realizado o procedimento de calibragem do equipamento. O procedimento consistiu em:

- Fixar a célula de carga na máquina de ensaios *MTS 810 Material Test System* disponível no laboratório da universidade;
- Conectar a célula de carga em um dos canais do dispositivo de aquisição de dados;
- Realizar a aplicação de carga na máquina até $3000N$ em passos de $500N$, aguardando a estabilização da carga aplicada pela máquina de ensaio;

- Relacionar os valores de tensão elétrica (Volt) registrados pelo sistema de aquisição de dados com a carga (Newton) registrada pela máquina de ensaio;
- Verificar a correlação entre os valores de cargas calculados e de engenharia.

A montagem do sistema é exibido na figura 85. Nota-se o alinhamento entre a célula de carga e as prensas da máquina de tração à esquerda. Os resultados obtidos no processo de calibração são listados na tabela 18. Como resultado do processo de calibração da célula de carga foi alcançada correlação superior a 99% entre os valores de cargas calculados, a partir da tensão elétrica, e os valores de engenharia, fornecidos pela máquina de ensaio.



Figura 85: Montagem do aparato experimental para calibração da célula de carga.

Tabela 18: Valores de tensão elétrica e carga de engenharia.

Tensão elétrica (V)	Carga de engenharia (N)
0,0034	0
0,1041	500
0,2054	1000
0,3091	1500
0,4050	2000
0,5038	2500
0,6064	3000

6.2.2 MEDIÇÃO DA DEFORMAÇÃO

O método de mensuração por extensômetros foi utilizado para quantificar as deformações provenientes da aplicação da carga. Para tanto, foi necessário seguir passo a passo durante o processo de colagem a fim de garantir a fixação dos extensômetros nos elementos objetos de medição. Esse processo consiste basicamente em:

- Providenciar os materiais e equipamentos listados nas tabelas 16 e 17;

- Lixar a superfície onde será colado o extensômetro e limpá-la com algodão umedecido por álcool etílico 96° GL.
- Marcar a direção na qual será colado o extensômetro com auxílio de régua e caneta permanente;
- Destacar o extensômetro da embalagem e, cuidadosamente, posicioná-lo com a pinça de forma que a face brilhante esteja voltada para cima em uma superfície previamente limpa com álcool;
- Colar a superfície brilhante do sensor em fita transparente para deslocamento deste até o local onde será aplicado, evitando tocar no mesmo;
- Posicionar o sensor no local de aplicação, respeitando a marcação de caneta realizada anteriormente;
- Remover a fita transparente até o ponto que toda a superfície fosca do sensor esteja livre da peça na qual será colada;
- Aplicar cola adesiva instantânea para metais e unir a superfície fosca do extensômetro à peça na qual será mensurada a deformação, realizando pressão até certificar-se cura total da cola;
- Remover a fita transparente e verificar a colagem completa do extensômetro à peça.

Observa-se que, no caso da colagem do extensômetro não seja satisfatória, o mesmo deve ser descartado e o processo de colagem iniciado novamente. Finalizado o processo de colagem, o resultado dessa etapa é mostrado nas figuras 87 e 88.

A nomenclatura elaborada para identificação dos extensômetros colados na manga de eixo é de três letras. As duas primeiras são referentes à peça e à posição do extensômetro. No caso aplicado, *MF* é designado como o sensor de fora da manga de eixo e *MD* para o de dentro. A terceira letra refere-se à posição da grade do extensômetro, pois os sensores alocados na peça são do tipo roseta tripla a 90° e possuem três grades de deformação cada um. As opções para a terceira letra a ser atribuída são: *E* referente à grade de deformação esquerda da roseta, *M* para a do meio e *D* para a direita, sendo o próprio sensor o referencial. A título de exemplificação, a partir da nomenclatura do sensor *MFD*, entende-se que este é a grade de deformação à direita da roseta de fora da manga de eixo. A nomenclatura da roseta *MF* é ilustrada na figura 86.

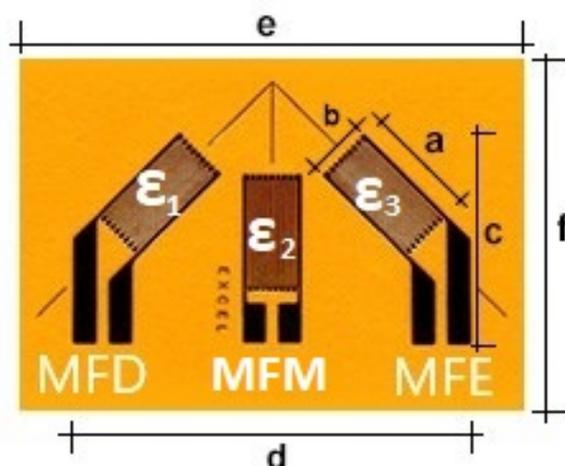


Figura 86: Exemplo da nomenclatura do extensômetro *MF* na manga de eixo.

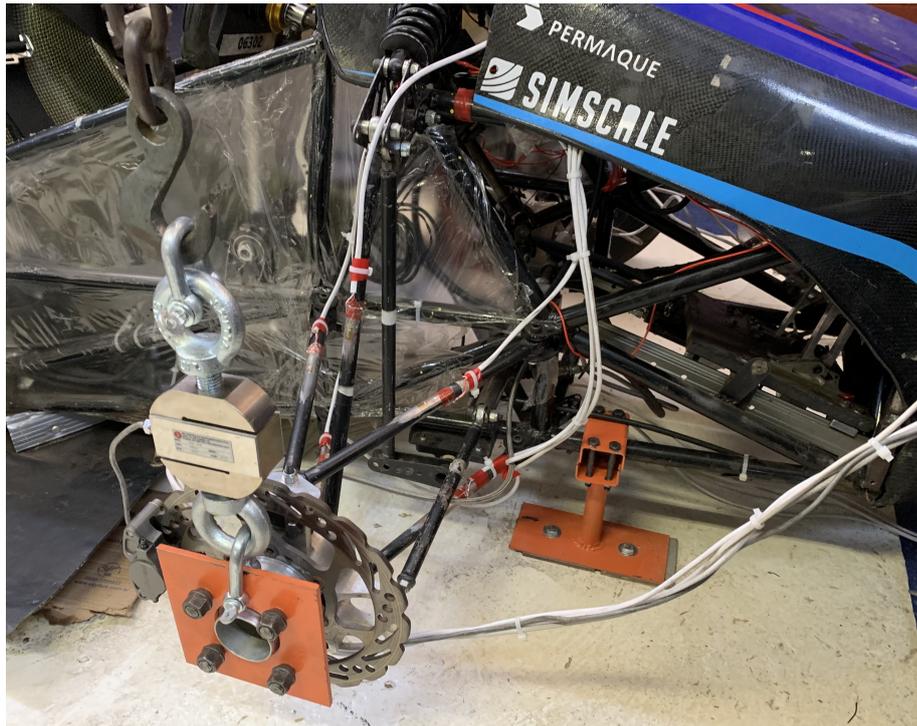


Figura 87: Colagem dos extensômetros nas bandejas superior e inferior, e na vara de compressão.

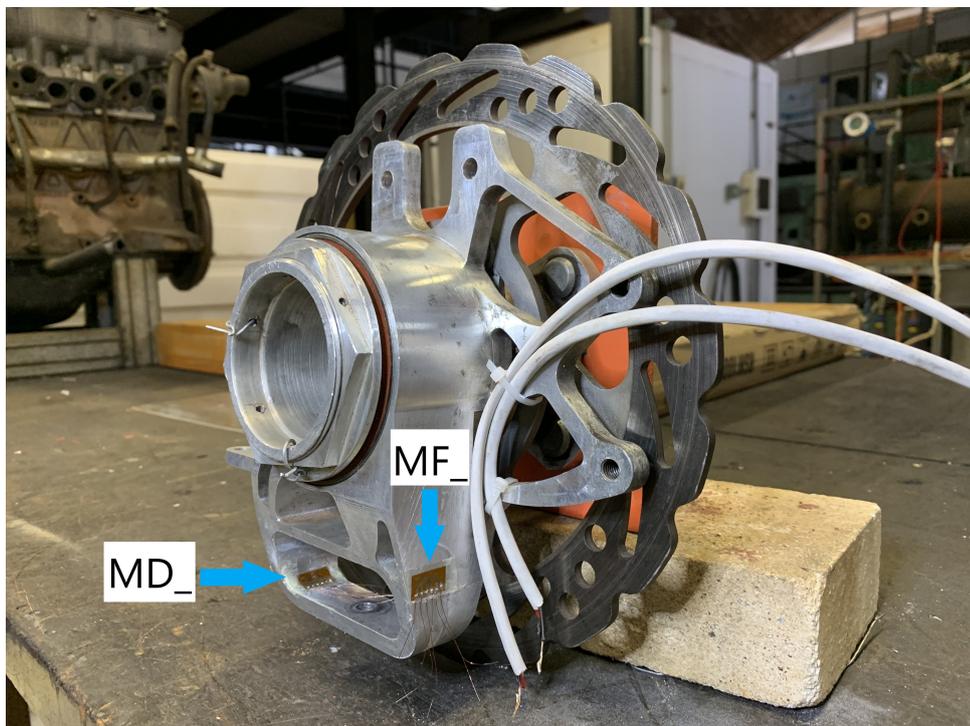


Figura 88: Colagem dos extensômetros na manga de eixo.

Em relação à nomenclatura dos extensômetros nas bandejas e vara de compressão, esta é apresentada na figura 89.



Figura 89: Nomenclatura dos extensômetros nas bandejas superior e inferior, e na vara de compressão na suspensão dianteira direita do protótipo.

Em continuidade à montagem do experimento, a próxima etapa consiste em realizar a ligação do circuito elétrico. Dispondo-se do cabo elétrico com 3 condutores, uma das extremidades do cabo será ligada ao extensômetro e a outra ao dispositivo de aquisição de dados. O extensômetro possui dois fios para ligação do circuito, em um deles são soldados os fios vermelho e branco, representando a excitação do circuito, no outro é conectado o fio preto indicando o terra. Essa ligação e a conexão no dispositivo de aquisição de dados são esquematizadas a partir da figura 90.

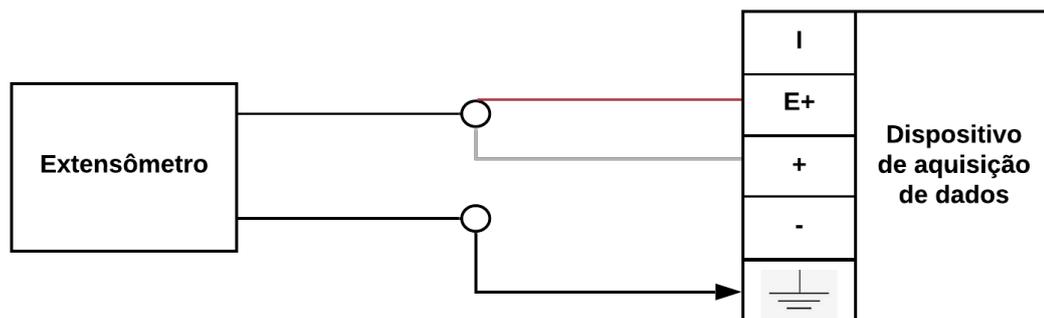


Figura 90: Esquema de ligação elétrica entre o extensômetro e o dispositivo de aquisição de dados.

6.3 DADOS EXPERIMENTAIS

6.3.1 CARGA APLICADA E DEFORMAÇÕES RESULTANTES

A partir da realização do ensaio experimental são obtidos os dados da força aplicada por meio do guincho hidráulico e das deformações resultantes nas bandejas de suspensão, vara

de compressão e manga de eixo. Após efetuar o tratamento desses dados, o resultado de força resultante aplicada por tempo é apresentado na figura 91.

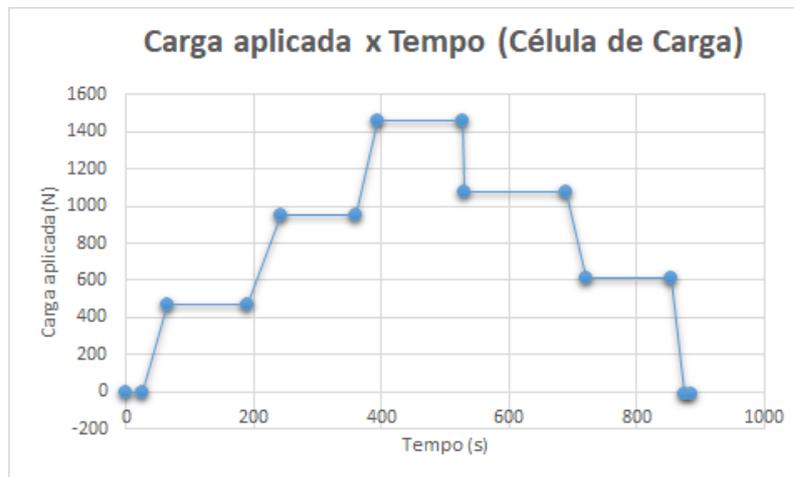


Figura 91: Força resultante no cubo de roda aplicada em função do tempo.

Verifica-se que os valores de cada passo de aplicação de força estão próximos daqueles estipulados previamente para o experimento no carregamento e ligeiramente maiores no descarregamento.

Os resultados da deformação em cada extensômetro para cada de passo de aplicação de carga são apresentados nas tabelas 19, 20 e 21.

Tabela 19: Deformações nos tubos sob compressão para cada passo de aplicação de força durante a fase de carregamento.

Carga no cubo de roda (N)	URUA ($\mu\text{m}/\text{m}$)	UFUA ($\mu\text{m}/\text{m}$)	PUSH ($\mu\text{m}/\text{m}$)
468	-10	-1	-42
954	-15	-3	-82
1459	-23	-6	-123

Tabela 20: Deformações nos tubos sob flexão para cada passo de aplicação de força durante a fase de carregamento.

Carga no cubo de roda (N)	LFLA ($\mu\text{m}/\text{m}$)	LRLA ($\mu\text{m}/\text{m}$)	UFLA ($\mu\text{m}/\text{m}$)	URLA ($\mu\text{m}/\text{m}$)
468	137	102	-111	-54
954	286	234	-230	-132
1459	492	330	-409	-176

Tabela 21: Deformações na manga de eixo para cada passo de aplicação de força durante a fase de carregamento.

Carga no cubo de roda (N)	MFE ($\mu\text{m}/\text{m}$)	MFM ($\mu\text{m}/\text{m}$)	MFD ($\mu\text{m}/\text{m}$)	MDE ($\mu\text{m}/\text{m}$)	MDM ($\mu\text{m}/\text{m}$)	MDD ($\mu\text{m}/\text{m}$)
468	-4	25	18	13	88	65
954	3	60	37	22	207	152
1459	12	100	55	20	342	263

Em relação aos tubos sob flexão, a fim de se obter a força resultante, que será discutida na seção seguinte, foi necessário determinar a deformação no centroide do tubo. Os valores da deformação no centroide ϵ_0 são determinados a partir da equação 10.

$$\epsilon_0 = \frac{\epsilon_{topo} + \epsilon_{base}}{2} \quad (10)$$

Os valores resultantes estão presentes na tabela 22. Ressalta-se que as siglas *FLA* (*front lower-arm*) e *RLA* (*rear lower-arm*) referem-se, respectivamente, aos tubos da bandeja inferior mais ao fundo e mais à frente da figura 89.

Tabela 22: Deformação no centroide dos tubos frontal e traseiro da bandeja inferior.

Carga no cubo de roda (N)	FLA ($\mu\text{m}/\text{m}$)	RLA ($\mu\text{m}/\text{m}$)
468	13	24
954	28	51
1459	42	77

Já em relação as deformações na manga de eixo, foram determinadas as deformações principais a partir da equação 11.

$$\epsilon_{p,q} = \left[\frac{\epsilon_1 + \epsilon_3}{2} \pm \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\epsilon_1 - \epsilon_2)^2 + (\epsilon_2 - \epsilon_3)^2} \right] \cdot 10^{-6} \quad (11)$$

Onde as componentes de deformação ϵ_1 , ϵ_2 e ϵ_3 correspondem as direções medidas pela roseta, conforme a figura 86. As deformações principais determinadas para cada roseta aplicada à manga de eixo são apresentadas na tabela 23.

Tabela 23: Deformações principais de cada roseta aplicada à manga de eixo para cada passo de carga.

Deformação	Carga no cubo de roda (N)	MD ($\mu\text{m}/\text{m}$)	MF ($\mu\text{m}/\text{m}$)
ϵ_p	468	0,0001163	0,0000377
ϵ_q		0,0000366	0,0000049
ϵ_p	954	0,0002793	0,0000769
ϵ_q		0,0000797	0,0000193
ϵ_p	1459	0,0004836	0,0001220
ϵ_q		0,0001221	0,0000334

A evolução da deformação em função do tempo nos tubos é exemplificada a partir da figura 92. Os gráficos de deformação resultante em função do tempo de todos os componentes da suspensão analisados são apresentados no apêndice E.

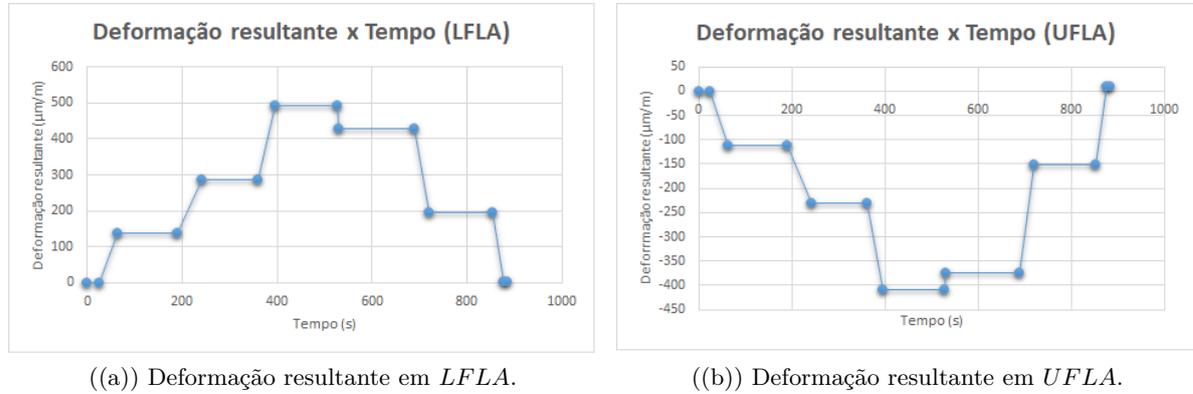


Figura 92: Resultado das deformações resultantes nos tubos *LFLA* e *UFLA* em função do tempo.

Observa-se que os extensômetros citados no tubo da bandeja inferior apresentam deformações positivas e negativas, o que está intrinsecamente relacionado à flexão do tubo proveniente da carga da vara de compressão sobre este. Portanto, é verificado que há compressão na região superior do tubo e tração na parcela inferior, como previsto. Ainda é possível verificar a assimetria das deformações durante o carregamento e descarregamento, seguindo dessa forma a tendência da curva de carga aplicada.

6.3.2 FORÇAS E TENSÕES RESULTANTES

Dispondo dos valores das deformações nos tubos da suspensão é possível determinar as forças resultantes nas bandejas e vara de compressão que serão utilizados como condições de contorno para a simulação do caso experimental. O força normal (N) para os tubos sob tração ou compressão é determinado a partir da equação 12.

$$N = E \cdot A \cdot \epsilon \cdot 10^{-6} \quad (12)$$

Onde E é o módulo de elasticidade do material em MPa, A é a área da seção transversal do tubo em mm^2 e ϵ é a deformação em $\mu\text{m}/\text{m}$. Para os tubos sob flexão substitui-se ϵ por ϵ_0 na equação. Os valores calculados são apresentados nas tabelas 24 e 25.

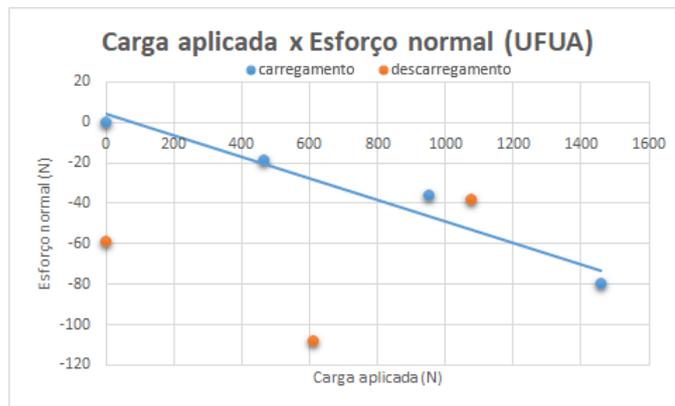
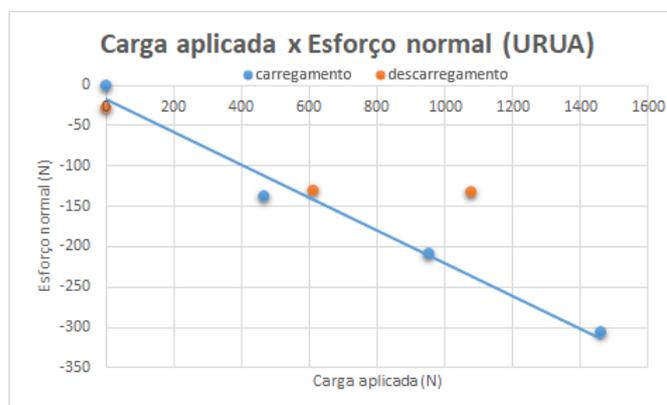
Tabela 24: Reações resultantes nos tubos sob tração ou compressão para cada passo de aplicação de força.

Carga no cubo de roda (N)	URUA (N)	UFUA (N)	PUSH (N)
468	-137	-19	-573
954	-209	-36	-1115
1459	-306	-80	-1669

Tabela 25: Reações normais nos tubos sob flexão para cada passo de aplicação de força.

Carga no cubo de roda (N)	FLA (N)	RLA (N)
468	176	329
954	382	689
1459	562	1047

A linearidade entre a carga aplicada no cubo de rodas e os esforços normais nos tubos da suspensão e na manga de eixo é verificada a partir das figuras 93 a 99.

Figura 93: Esforço normal no tubo *UFUA* em função da carga aplicada no cubo de rodas.Figura 94: Esforço normal no tubo *URUA* em função da carga aplicada no cubo de rodas.

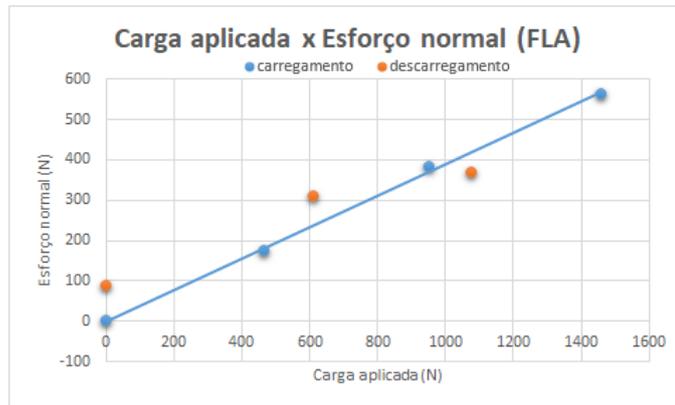


Figura 95: Esforço normal no tubo *FLA* em função da carga aplicada no cubo de rodas.

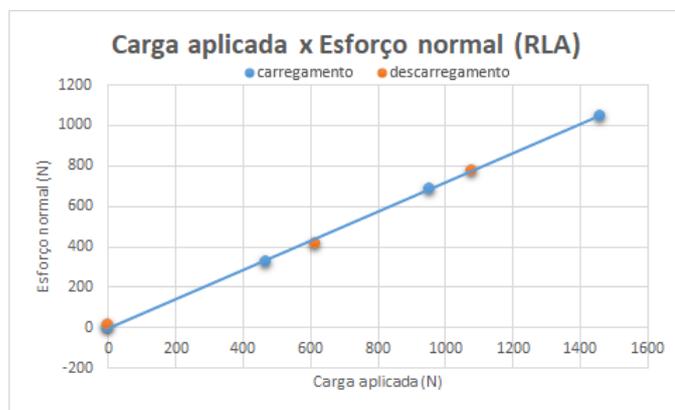


Figura 96: Esforço normal no tubo *RLA* em função da carga aplicada no cubo de rodas.

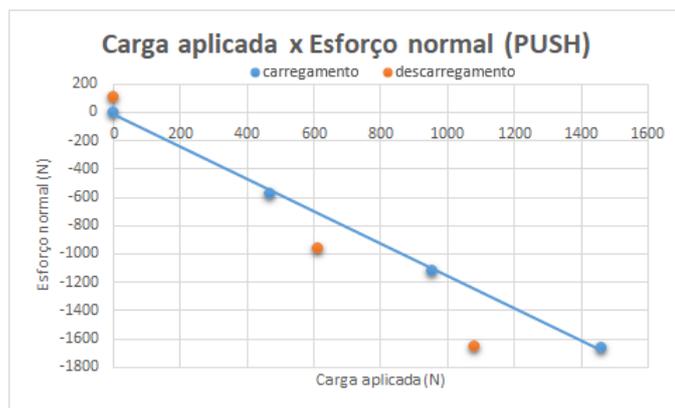
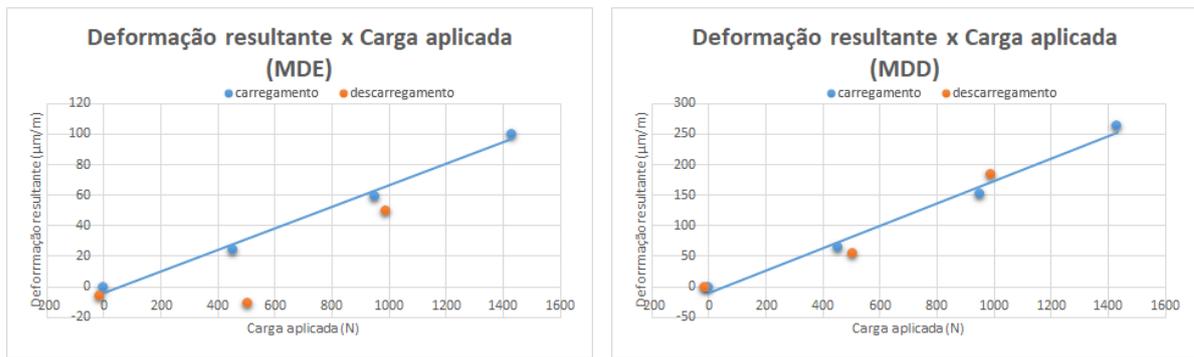
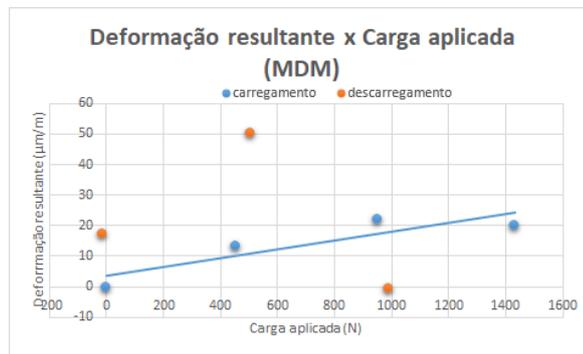


Figura 97: Esforço normal no tubo *PUSH* em função da carga aplicada no cubo de rodas.

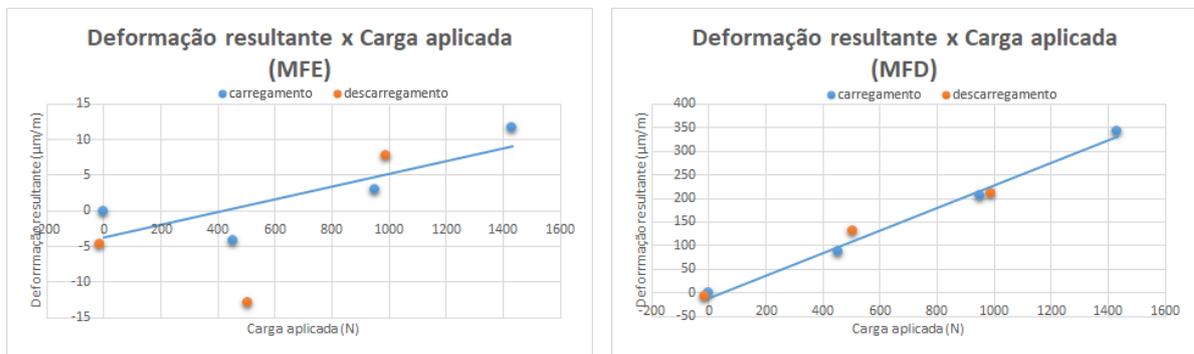


((a)) Deformação resultante em *MDE* x carga aplicada. ((b)) Deformação resultante em *MDD* x carga aplicada.

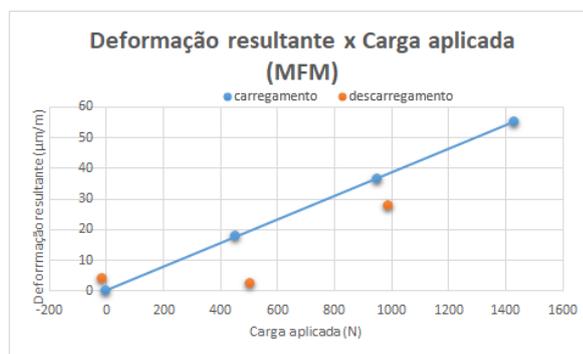


((c)) Deformação resultante em *MDM* x carga aplicada.

Figura 98: Deformação resultante na roseta *MD* em função da carga aplicada no cubo de rodas.



((a)) Deformação resultante em *MFE* x carga aplicada. ((b)) Deformação resultante em *MFD* x carga aplicada.



((c)) Deformação resultante em *MFM* x carga aplicada.

Figura 99: Deformação resultante na roseta *MF* em função da carga aplicada no cubo de rodas.

Observa-se que os gráficos possuem pontos que representam os passos de carregamento nulo até $1500N$ e descarregamento de $1500N$ até zero no cubo de rodas. Estes dados estão relacionados com os esforços normais para os tubos da suspensão e com a deformação resultante para a manga de eixo. É traçada a linha de tendência para verificar a relação linear entre os valores e suas discrepâncias.

A força da vara de compressão na bandeja inferior gera esforço normal e momento fletor nesta última. Portanto, sabendo a distância do braço de alavanca é possível determinar a componente vertical devida ao momento fletor. Este momento em $N \cdot mm$ é determinado a partir da equação 13.

$$M = E \cdot I \cdot K \quad (13)$$

Onde E é o Módulo de Elasticidade, I o Momento de Inércia e K é o Fator de Curvatura do tubo. O momento de inércia é determinado a partir da equação 14, enquanto o fator de curvatura é calculado a partir da equação 15.

$$I = \frac{\pi}{64}(d_{ext}^4 - d_{int}^4) \quad (14)$$

$$K = \frac{\epsilon_{base} - \epsilon_{topo}}{d_{ext}} \quad (15)$$

Onde d_{ext} e d_{int} são, respectivamente, os diâmetros externo e interno do tubo. Na tabela 26 são apresentados os valores determinados de momento fletor para cada tubo da bandeja inferior.

Tabela 26: Momento fletor e esforço vertical resultante para cada tubo da bandeja inferior.

Tubo	Carga no cubo de roda (N)	I (mm^4)	K ($1/mm$)	Momento fletor ($N \cdot mm$)
FLA	468	1769	0,000016	5538
RLA		1769	0,000010	3471
FLA	954	1769	0,000032	11494
RLA		1769	0,000023	8143
FLA	1459	1769	0,000057	20077
RLA		1769	0,000032	11277

Finalmente, na tabela 27, são apresentadas as forças resultantes experimentais na manga de eixo e na vara de compressão. Essas forças são utilizadas como condição de contorno na simulação computacional da peça, que será discutida na seção seguinte. O referencial adotado para as componentes de força segue o representativo da SAE Brasil, como mencionado na figura 12.

Tabela 27: Forças experimentais resultantes na manga de eixo e na vara de compressão.

Carga no cubo de roda (N)	KNUA (N)		KNLA (N)			PUSH (N)	
	Fx	Fy	Fx	Fy	Fz	Fy	Fz
468	60	144	-59	-216	515	251	515
954	94	227	-118	-501	1002	489	1002
1459	148	357	-186	-756	1500	732	1500

A partir das forças encontradas, realizou-se também análise de equilíbrio do sistema manga de eixo e cubo de roda nas direções x, y e z. Os valores das forças envolvidas são apresentados na tabela 28.

Tabela 28: Forças resultantes na manga de eixo.

Carga no cubo de roda (N)	F _x	F _y	F _z
468	1	-71	47
954	-24	-274	48
1459	-38	-399	41

No caso dos sensores da manga de eixo, a partir das deformações principais são determinadas as tensões principais pelas equações 16, 17 e 18. Nota-se que σ_2 é nulo, pois não há tensão normal à superfície da manga de eixo. Além disso, as rosetas medem apenas tensões no plano, corroborando para a realidade do problema que reflete um estado plano de tensão.

$$\sigma_1 = \frac{E}{1 - \nu^2}(\epsilon_p + \nu\epsilon_q) \quad (16)$$

$$\sigma_2 = 0 \quad (17)$$

$$\sigma_3 = \frac{E}{1 - \nu^2}(\epsilon_q + \nu\epsilon_p) \quad (18)$$

Os valores das tensões principais estão listados na tabela 29.

Tabela 29: Tensões principais na manga de eixo para cada roseta e passo de carga no cubo de roda.

Tensão principal	Carga no cubo de roda (N)	MD (MPa)	MF (MPa)
σ_1	468	7,1	1,8
σ_3		1,2	-0,4
σ_1	954	16,5	4,4
σ_3		2,0	-0,2
σ_1	1459	27,5	7,3
σ_3		2,5	-0,2

Para fins comparativos com os valores de tensões da simulação computacional do caso experimental, determinou-se a tensão equivalente de Von Mises (σ_e) a partir das tensões principais e da equação 19.

$$\sigma_e = \frac{\sqrt{(\sigma_1^2 - \sigma_2^2)(\sigma_1^2 - \sigma_3^2)(\sigma_2^2 - \sigma_3^2)}}{2} \quad (19)$$

Os resultados podem ser verificados na tabela 30.

Tabela 30: Tensões equivalentes de Von Mises na manga de eixo para cada roseta e passo de carga no cubo de rodas.

Carga no cubo de roda (N)	MD (MPa)	MF (MPa)
468	4,7	1,5
954	11,0	3,2
1459	18,7	5,2

6.4 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DO CASO EXPERIMENTAL

A simulação do caso experimental consiste em modificar as condições de contorno da simulação original das mangas de eixo de forma a representar o ensaio experimental realizado. Desta forma, serão obtidos os resultados computacionais de esforços mecânicos para realizar o comparativo quantitativo com os dados experimentais.

O caso experimental corresponde à aplicação da carga vertical para cima e à medição das deformações nos componentes da suspensão. Para simular esse caso, inicialmente foram ajustadas as condições de contorno de acordo com os valores obtidos experimentalmente (tabela 27).

A roseta utilizada para aquisição dos dados é do tipo "fileira" (do inglês "row", figura 86) e possui três grades de deformação em posições distintas no sensor. Logo, os resultados de deformação adquiridos ocorrem em três pontos diferentes da peça e, para efeitos de comparação, é necessário confrontar as médias das tensões equivalentes de Von Mises na área de colagem da roseta.

No ambiente computacional isso se traduz em inserir retângulos com dimensões idênticas àquelas das rosetas nas regiões de colagem. A partir disso, realizou-se refinamento da malha nesta área retangular a fim de se obter melhor qualidade e maior acurácia nos resultados nas regiões analisadas. Na figura 100 são apresentadas as malhas citadas.

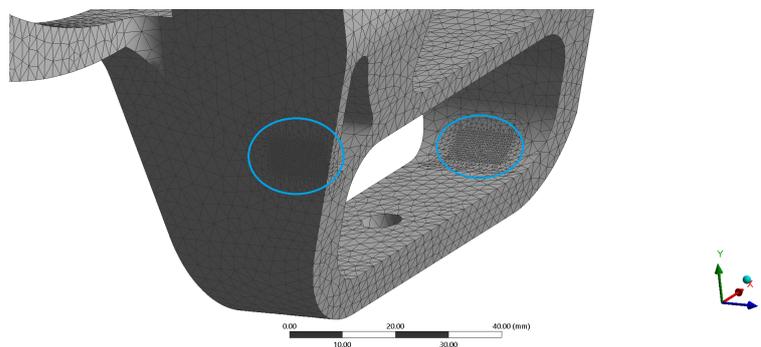


Figura 100: Refinamento de malha na região de colagem das rosetas em ambiente computacional.

Em sequência, obteve-se os resultados da simulação computacional do caso experimental com as novas condições de contorno. Os resultados para o carregamento de $1459N$ são apresentados nas figuras 101, 102 e 103. Os resultados para os demais carregamentos podem ser vistos no apêndice F.

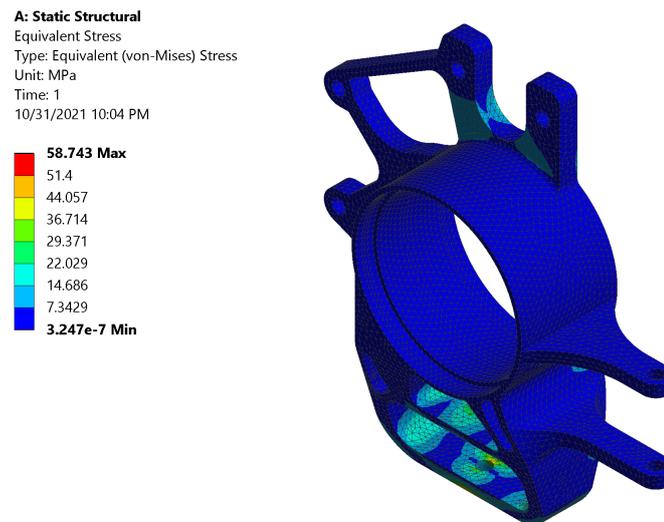


Figura 101: Tensão equivalente de Von Mises para o carregamento de 1459 N em vista isométrica.

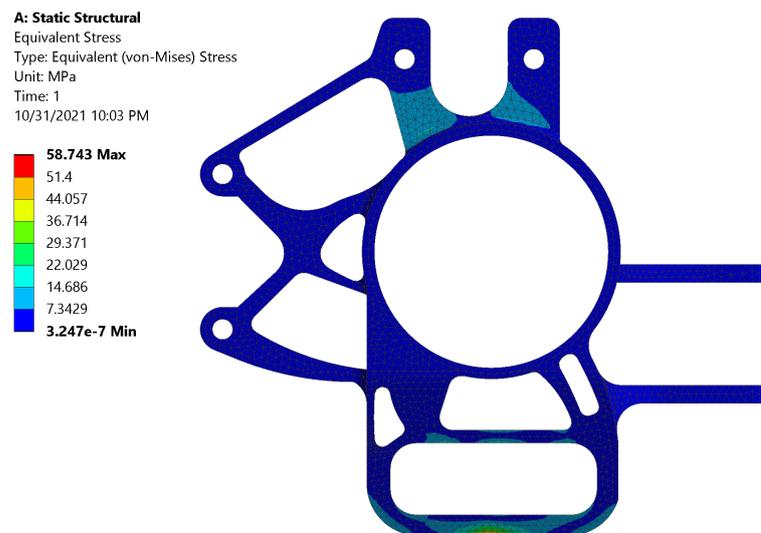


Figura 102: Tensão equivalente de Von Mises para o carregamento de 1459 N em vista frontal.

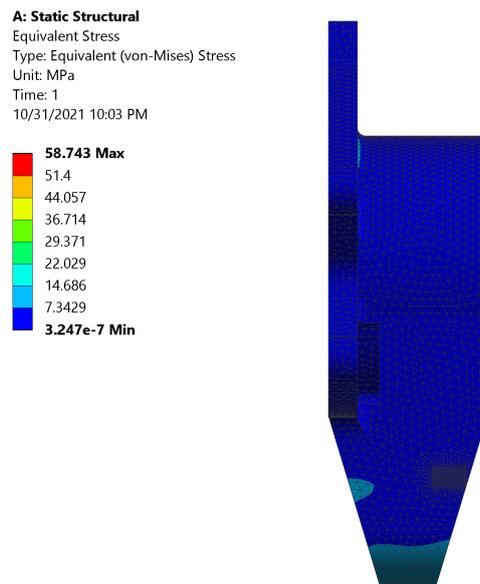


Figura 103: Tensão equivalente de Von Mises para o carregamento de 1459 N em vista lateral.

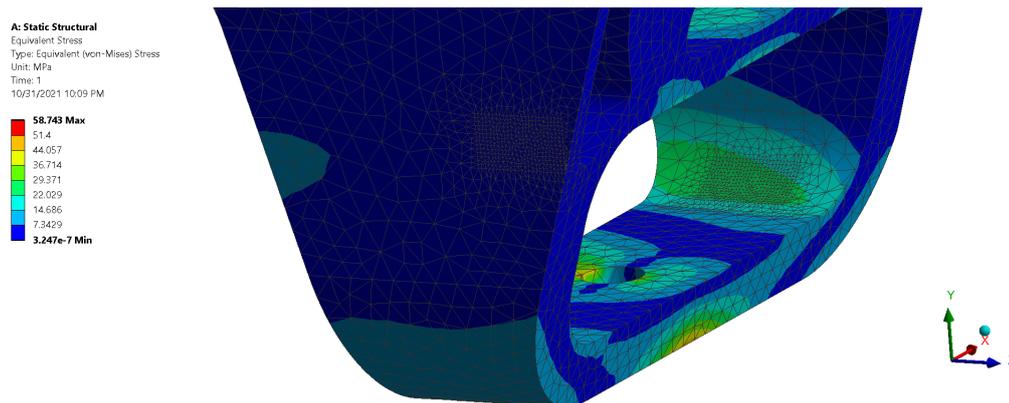


Figura 104: Tensão equivalente de Von Mises para o carregamento de 1459 N na região das rosetas.

A partir dos resultados da tensão equivalente de Von Mises em cada nó interno ao retângulo da simulação é possível comparar quantitativamente os resultados computacionais e experimentais. Essa e demais comparações pertinentes à análise extensométrica são discutidas na seção seguinte.

6.5 ANÁLISE DOS RESULTADOS

A partir da realização do ensaio foram obtidos os resultados de carga aplicada e de deformação resultantes nas bandejas, vara de compressão e na manga de eixo.

6.5.1 BANDEJAS E VARA DE COMPRESSÃO

Para os valores de carga aplicada nota-se, a partir da figura 91, que os valores para os mesmos passos durante o carregamento e descarregamento possuem certa discrepância de

magnitude. Isso se deu devido à imprecisão no ajuste de descarregamento no guincho hidráulico. Ainda assim, os valores são próximos daqueles estipulados para o experimento e não alteram a qualidade dos resultados.

Em relação à qualidade dos resultados de deformação resultante obtidos nas bandejas e na vara de compressão, foi necessário avaliar a linearidade dos gráficos de carga aplicada no cubo de roda em função do esforço normal calculado para cada tubo.

A reta de tendência traçada a partir dos valores obtidos experimentalmente mostrou-se satisfatória para os tubos da bandeja inferior (*FLA* e *RLA*), como exposto nas figuras 95 e 96, e para a vara de compressão *PUSH* (figura 97). Entretanto, para os tubos *UFUA* e *URUA*, observou-se discrepância na linearidade entre esses valores. Esta discrepância pode ser justificada pela baixa carga resultante nesses tubos, visto que os tubos do braço superior são aqueles que sofrem menor esforço no ensaio experimental realizado. Na figura 93 é observado que *UFUA* chega a sofrer esforço normal de apenas 20N. Em decorrência disso, deformações próximas à resolução de medição dos extensômetros utilizados foram aferidas, acarretando em ruídos de medição significativos.

Com o intuito de avaliar a legitimidade da metodologia utilizada para obter as forças externas, empregadas como condições de contorno no modelo de simulação da manga de eixo (figura 65), foram calculados os esforços nos componentes da suspensão. Em seguida, executou-se a comparação dos valores analíticos, que são obtidos através de rotina de decomposição de forças, com os experimentais. O resultado dessa comparação é explícito na tabela 31, que contém os erros associados entre os dois métodos.

Tabela 31: Comparativo entre os resultados analítico e experimental para os esforços na manga de eixo e na vara de compressão.

Carga no cubo de roda (N)	Erro associado (%)		
	KNUA	KNLA	PUSH
468	20	10	14
954	38	6	10
1459	37	3	8

A partir destes resultados, é evidenciado que os erros alcançados para a vara de compressão e a bandeja inferior estão dentro de uma margem de erro aceitável para serem consideradas validadas as forças nesses componentes, que foram utilizadas no projeto intermediário. Por outro lado, para os tubos da bandeja superior os resultados são discrepantes. A justificativa é a mesma mencionada anteriormente, as cargas resultantes nesses tubos são muito pequenas, resultando em erros de medição pelos extensômetros.

6.5.2 MANGA DE EIXO

Partindo para a análise da manga de eixo, de modo análogo é analisada a qualidade dos resultados a partir da verificação da linearidade entre a carga aplicada no cubo de roda e a deformação resultante observada nas grades de deformação da roseta.

Foi possível observar linearidade nas grades de deformação *MDM*, *MDD*, *MFM* e *MFD*. Enquanto isso, para os sensores *MDE* e *MFE* são observados elevadas divergências entre os valores experimentais e a reta de tendência. Essa divergência pode ser explicada pela heterogeneidade do campo de tensão na região da roseta de dentro, como mostrado na figura 104.

Se um valor de pico ou um valor de deformação local é requerido num campo de tensão não homogêneo, que é o caso presente na manga de eixo, extensômetros pequenos são recomendados, visto que um extensômetro grande levaria a um valor médio de tensão indesejado (HOFFMANN, 1989).

A interdependência entre o valor medido e o comprimento da roseta é apresentado na figura 105.

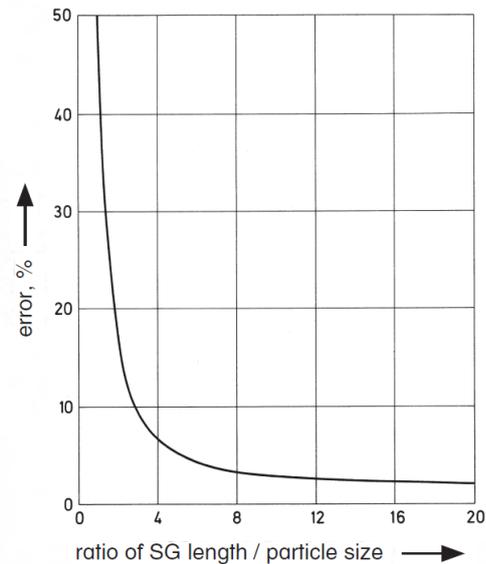


Figura 105: Influência do tamanho do extensômetro no erro de medida (HOFFMANN, 1989).

Observa-se que quanto menor for a grade de deformação, mais significantes são os problemas de transferência da deformação pro sensor. Esses problemas surgem, geralmente, quando há colagem do extensômetro ao objeto, ocasionado grandes erros de medida, que é uma possibilidade de dispersão dos valores encontrados para a roseta de fora (*MF*).

Em seguida, foram calculadas as tensões de Von Mises nas regiões das rosetas analisadas. A apuração ocorreu realizando a média das tensões nas áreas analisadas, pois o tamanho do modelo da roseta é maior que o ideal para análise do campo de tensão na região.

Tabela 32: Análise da tensão equivalente de Von Mises experimental e numérica para a roseta MF.

Carga no cubo de roda (N)	Tensão eq. Von Mises experimental (MPa)	Tensão eq. Von Mises numérica (MPa)	Erro (%)
468	1,5	0,4	275
954	3,2	1,1	204
1459	5,2	1,6	219

Tabela 33: Análise da tensão equivalente de Von Mises experimental e numérica para a roseta MD.

Carga no cubo de roda (N)	Tensão eq. Von Mises experimental (MPa)	Tensão eq. Von Mises numérica (MPa)	Erro (%)
468	4,7	7,9	41
954	11,0	15,8	30
1459	18,7	23,2	20

Em consequência das observações de tamanho da roseta e aspectos de colagem, foram obtidos erros expressivos para ambas as rosetas. Acrescente-se que pela roseta ser do tipo "row" (seção 2.7.2), ocupa-se uma área de análise grande demais em relação à espessura da manga de eixo, o que corrobora para a magnitude dos erros de medição.

6.5.3 EQUILÍBRIO DE FORÇAS

Uma forma complementar para analisar a qualidade dos resultados obtidos é a partir da determinação do equilíbrio de forças no sistema. Assim, realizou-se esta análise no conjunto manga de eixo e cubo de roda e os resultados foram apresentados na tabela ??.

A partir dos valores obtidos, constata-se que a condição de equilíbrio de forças nas direções X e Z é satisfeita, com valores aproximadamente iguais a zero, o que demonstra qualidade nos dados adquiridos nessas direções. Por outro lado, não foi verificado equilíbrio das forças na direção Y. As possíveis causas disso foram abordadas na seção 6.5.1. Acrescenta-se ainda que qualquer inclinação da corrente do guincho hidráulico em relação ao plano horizontal do chão, acarretaria em componentes extras de força na direção Y, gerando cargas não exclusivas ao eixo Z.

CAPÍTULO 7

CONCLUSÃO

7.1 CONCLUSÃO

Este Projeto de Graduação derivou da necessidade do desenvolvimento de mangas de eixo para o protótipo da equipe Apuama Racing, e consistiu na entrega de um projeto de engenharia completo e otimizado da aludida peça, a fim de maximizar a pontuação da equipe na competição nacional e ainda impulsioná-la a atingir melhores resultados continuamente.

As mangas de eixo projetadas são os elos entre as rodas e os braços da suspensão do *AF19* e, assim, definem as características cinemáticas do sistema de suspensão e distribuem os esforços provenientes da pista para os demais sistemas de modo confiável e com reduzidas deformações.

A partir da metodologia de projeto constituída pelas etapas conceitual, intermediária, de detalhamento e de validação foi apresentado o desenvolvimento das peças até ser alcançado o produto final almejado. Em outras palavras, tais procedimentos permitiram o desenvolvimento e a manufatura do conjunto de mangas de eixo em liga de alumínio 7075-T651.

Os objetivos traçados para a concepção das peças foram: atingir orçamento acessível para o projeto com material e processo de fabricação coerentes; buscar parâmetros de massa e de rigidez competitivos no cenário nacional da competição FSAE Brasil, representando, assim, otimização em relação ao projeto anterior; e, por fim, gerar informações importantes para que este relatório sirva como instrumento didático para a equipe.

A fim de se alcançar os objetivos propostos, promoveu-se inicialmente a revisão bibliográfica, na qual foram analisados os diferentes tipos de manga de eixo e os materiais utilizados nos ambientes acadêmicos nacionais e internacionais. Posteriormente, foi adotada uma das soluções analisadas por meio da matriz de decisão e, levando-se em conta parâmetros geométricos e cinemáticos pré-fixados pelo projeto de suspensão, foi realizada análise estrutural do modelo *CAD* pelo método de elementos finitos. Sucessivamente, o ciclo de otimização topológica e remodelagem foi seguido até a obtenção da geometria final das peças. Desse modo, ao fim do projeto, foram obtidas peças que atendiam aos objetivos iniciais.

Após breve análise, nota-se que o projeto teve custo global de pouco mais de R\$7.000,00 (sete mil reais) para as quatro mangas de eixo, o que representa custo unitário aproximado de R\$1.750,00 (mil, setecentos e cinquenta reais), valor este condizente com o orçamento da equipe.

No ponto seguinte, em relação aos parâmetros de massa e rigidez, obteve-se 670 e 720 gramas, e deformações máximas de 0,0027 e 0,0028 mm/mm , como valores finais das mangas de eixo dianteiras e traseiras, respectivamente. Já em relação ao projeto anterior da equipe,

os valores de massa representam redução de 35% e 40% em relação a cada uma das referidas mangas. Foram consideradas ainda nessa análise percentual, as massas dos suportes de cada modelo. Juntamente com alterações no sistema de freios, obteve-se redução aproximada de 1000 e 5000 g na massa não suspensa da dianteira e da traseira do veículo, respectivamente, o que acarretou considerável diminuição de inércia e ganho de performance.

Os dados mais relevantes ao projeto, tais como requisitos e restrições, parâmetros de convergência de malha, tolerâncias e ajustes, condições de contorno e esforços resultantes foram expostos de maneira a servir como instrumento de consulta para eventuais futuros projetos, alcançando-se, assim, o último objetivo revisado.

O resultado do projeto de detalhamento foi auferido e seu resultado pode ser contemplado na figura 106.



Figura 106: Mangas de eixo dianteira e traseira manufaturadas para o protótipo AF19.

A partir das peças usinadas buscou-se a validação da análise numérica pelo método de elementos finitos por meio de ensaio experimental com extensômetros, aplicados em pontos estratégicos na manga de eixo, nas bandejas e na vara de compressão. Esse ensaio foi efetuado a partir da aplicação de força externa vertical para cima no cubo de roda, sendo esta aferida por meio de célula de carga, que foi calibrada obtendo correlação de 99%. Paralelamente, foram obtidas as deformações resultantes nos tubos por meio dos extensômetros.

Em seguida, a partir da simulação já realizada no projeto intermediário, foram efetuadas alterações para representar o aludido caso experimental. Desse modo, por meio da análise extensométrica, foi possível buscar a validação da coerência das tensões equivalentes de Von Mises e das condições de contorno utilizadas no modelo numérico.

Com os dados de deformação experimental obtidos pelas rosetas, realizou-se análise qualitativa e quantitativa desses dados, comparando-os com os valores numéricos e traçando a divergência entre eles. A partir do gráfico de carga aplicada no cubo de roda e deformação aferida, pôde ser verificada linearidade entre os parâmetros em quatro dos seis sensores de deformação.

Posteriormente, realizou-se cálculo da tensão equivalente de von Mises experimental na região de cada roseta, que foi comparada com o valor numérico da simulação do caso experimental. Foi constatada significativa discrepância entre os valores de tensão experimental e analítica, justificada pela utilização do tipo de roseta não ideal para o problema em questão. Além disso, o fato de o processo de fixação do sensor à manga de eixo ter sido efetuado a partir de colagem corroborou a inconsistência observada nos resultados.

Por fim, a partir dos resultados de deformação encontrados nas bandejas e na vara de compressão, foi possível calcular os esforços mecânicos em cada componente e compará-los com os resultados analíticos. Como resultado dessa etapa, concluiu-se que o erro médio associado para a bandeja superior foi de 32%, justificado pelos elevados ruídos no sistema de aquisição decorrentes dos baixos esforços mecânicos experimentados pelos tubos da bandeja superior, enquanto os erros médios para a bandeja inferior e a vara de compressão foram de 6% e 11%, respectivamente. Com esses dados, a coerência das condições de contorno pôde ser validada o que incrementa o nível de acurácia do modelo adotado.

7.2 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

- Desenvolver análise extensométrica do projeto de conjunto de mangas de eixo utilizando rosetas do tipo estrela para validar as tensões equivalentes de Von Mises na peça;
- Efetuar simulação de conjunto de todo o sistema de suspensão e validar o modelo de análise numérica a partir de análise extensométrica;
- Realizar análise de fadiga nas mangas de eixo;
- Redução da massa do sistema a partir do uso de parafusos de fixação de tamanhos otimizados para cada suporte das mangas de eixo.

Referências Bibliográficas

- ANÁLISE, G. de; MECÂNICO, P. Apostila de extensometria. *Florianópolis-Santa Catarina-Brasil*, 2004. Citado 3 vezes nas páginas ii, 23 e 27.
- AUTODESK. *O que é CAD?* 2020. <<https://www.autodesk.com.br/solutions/cad-software>>. Acessado: 19/02/2021. Citado na página 21.
- BCB. *Cotação*. 2021. <<https://www.bcb.gov.br/>>. Acessado: 05/03/2021. Citado na página 35.
- CALLISTER, W. D. Ciência e engenharia de materiais. *Uma introdução*, LTC, v. 5, p. 189–250, 2002. Citado 5 vezes nas páginas ii, 22, 23, 29 e 31.
- CALSPAN. *Tire Test Consortium*. 2018. <<https://www.calspan.com/services/transportation-testing-research-equipment/tire-performance-testing/>>. Acessado: 01/10/2021. Citado 2 vezes nas páginas iii e 53.
- CASE, D. E. *Formula SAE-Competition History 1981-1996*. [S.l.], 1996. Citado na página 1.
- COLLINS. *Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas*. [S.l.]: LTC; 1ª edição, 2006. Citado na página 48.
- DINIZ, P. A. Projeto de um conjunto de mangas de eixo para um veículo fórmula sae. 2017. Citado 5 vezes nas páginas ii, 32, 33, 34 e 46.
- DIXON, J. C.; ENGINEERS, S. of A. Tires, suspension, and handling. Society of Automotive Engineers Warrendale, PA, 1996. Citado 2 vezes nas páginas 15 e 18.
- ESSS. *Método dos elementos finitos: o que é?* 2020. <<https://www.esss.co/blog/metodo-dos-elementos-finitos-o-que-e/>>. Acessado: 16/02/2021. Citado 3 vezes nas páginas ii, 21 e 22.
- FERREIRA, L. G. H. Projeto de uma manga de eixo em fibra de carbono para um protótipo de fórmula sae. 2018. Citado 4 vezes nas páginas ii, 34, 35 e 70.
- FLUENT, A. 12.0 documentation. *Ansys Inc*, 2009. Citado 2 vezes nas páginas iii e 57.
- FSAE. *FSAE Rules*. 2019. <<https://www.fsaeonline.com/cdsweb/gen/DownloadDocument.aspx?DocumentID=64b861c2-980a-40fc-aa88-6a80c43a8540>>. Acessado: 07/03/2021. Citado na página 28.
- FSAE. *A competição*. 2020. <<https://saebrasil.org.br/programas-estudantis/formula-sae-brasil/>>. Acessado: 01/02/2021. Citado na página 1.
- GGDMETALS. *GGD 7075-T651*. 2021. <<https://www.ggdmetals.com.br/wp-content/uploads/2020/07/GGD-7075-t651-Alum%C3%ADnio.pdf>>. Acessado: 18/03/2021. Citado 2 vezes nas páginas vi e 52.

- GILLESPIE, T. D. *Fundamentals of vehicle dynamics*. [S.l.]: Society of automotive engineers Warrendale, PA, 1992. v. 400. Citado 4 vezes nas páginas i, 14, 15 e 17.
- HELMAN, H.; CETLIN, P. R. *Fundamentos da conformação mecânica dos metais*. [S.l.]: Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia, Fundação . . . , 1993. Citado na página 30.
- HOFFMANN, K. *An introduction to measurements using strain gages*. [S.l.], 1989. Citado 6 vezes nas páginas ii, v, 24, 25, 26 e 93.
- HUNAR, M. et al. Comprehensive view on racing car upright design and manufacturing. *Symmetry*, Multidisciplinary Digital Publishing Institute, v. 12, n. 6, p. 1020, 2020. Citado 4 vezes nas páginas iii, vi, 36 e 37.
- JAZAR, R. N. *Vehicle dynamics: theory and application*. [S.l.]: Springer, 2017. Citado na página 7.
- KASPRZAK, E. M.; GENTZ, D. *The formula sae tire test consortium-tire testing and data handling*. [S.l.], 2006. Citado na página 52.
- MILLIKEN, W. F.; MILLIKEN, D. L. et al. *Race car vehicle dynamics*. [S.l.]: Society of Automotive Engineers Warrendale, PA, 1995. v. 400. Citado 2 vezes nas páginas 8 e 18.
- NORTON, R. L. *Projeto de máquinas*. [S.l.]: bookman editora, 2013. Citado 6 vezes nas páginas iv, 5, 47, 48, 66 e 67.
- PACEJKA, H. B. Tire characteristics and vehicle handling and stability. In: *Tire and vehicle dynamics*. [S.l.]: Butterworth-Heinemann, 2012. p. 1–58. Citado na página 54.
- REIMPELL, J.; STOLL, H.; BETZLER, J. *The automotive chassis: engineering principles*. [S.l.]: Elsevier, 2001. Citado 6 vezes nas páginas i, ii, 9, 11, 17 e 20.
- SANTOS, P. H. B. Desenvolvimento de simulador de tempo de volta para carros de corrida. 2018. Citado na página 54.
- SCREMIN, A. Apostila de introdução ao mef. *Departamento de Engenharia Mecânica. Universidade Federal do Paraná, Curitiba*, 2015. Citado 2 vezes nas páginas ii e 21.
- SELLI, R. Análise experimental de estruturas utilizando extensômetros elétricos. 2015. Citado 2 vezes nas páginas ii e 27.
- SKF. *Tolerâncias de assento para condições padrão*. 2021. <<https://www.skf.com/br/products/rolling-bearings/principles-of-rolling-bearing-selection/bearing-selection-process/bearing-execution/selecting-internal-clearance-or-preload>>. Acessado: 02/04/2021. Citado na página 70.
- SMITH, C. *Tune to win*. [S.l.]: Aero Publishers Fallbrook, 1978. Citado 5 vezes nas páginas i, 3, 14, 17 e 18.
- STANIFORTH, A. *Competition car suspension: design, construction, tuning*. [S.l.]: Haynes, 1999. Citado na página 12.
- TECHNOLOGIES, A. C. F. on A. M.; TERMINOLOGY, A. C. F. on Additive Manufacturing Technologies. Subcommittee F42. 91 on. *Standard terminology for additive manufacturing technologies*. [S.l.]: Astm International, 2012. Citado na página 35.
- TORRES, R. N. Contribuição para o desenvolvimento de uma suspensão aplicada a um veículo fórmula sae. 2011. Citado 2 vezes nas páginas 10 e 20.

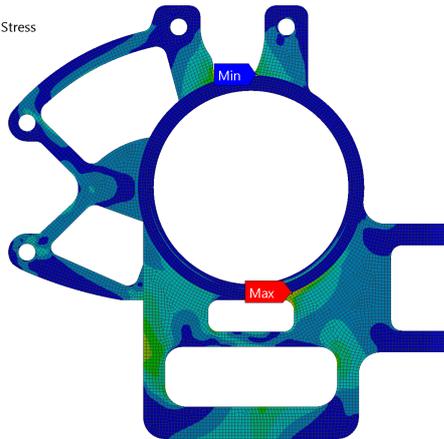
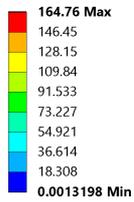
WALTON, D.; MOZTARZADEH, H. Design and development of an additive manufactured component by topology optimisation. *Procedia Cirp*, Elsevier, v. 60, p. 205–210, 2017. Citado 2 vezes nas páginas iii e 36.

YAN, M.; YU, P. An overview of densification, microstructure and mechanical property of additively manufactured ti-6al-4v—comparison among selective laser melting, electron beam melting, laser metal deposition and selective laser sintering, and with conventional powder. *Sintering techniques of materials*, IntechOpen, 2015. Citado na página 35.

APÊNDICE A: RESULTADOS INTERMEDIÁRIOS DA ANÁLISE ESTRUTURAL

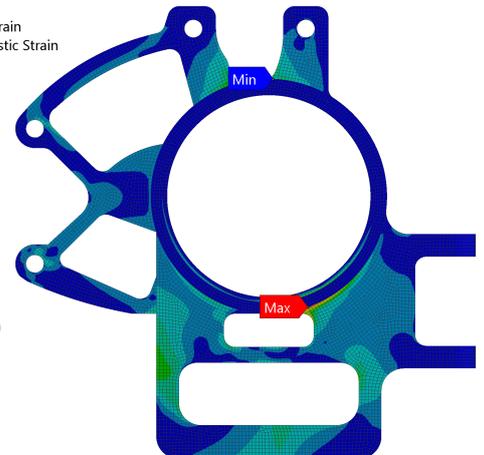
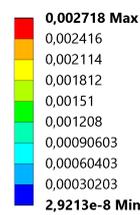
Neste apêndice são apresentados os resultados intermediários da análise estrutural do conjunto de mangas de eixo, discutido na seção 4.4.

I: Static Structural
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 5/4/2021 2:19 PM



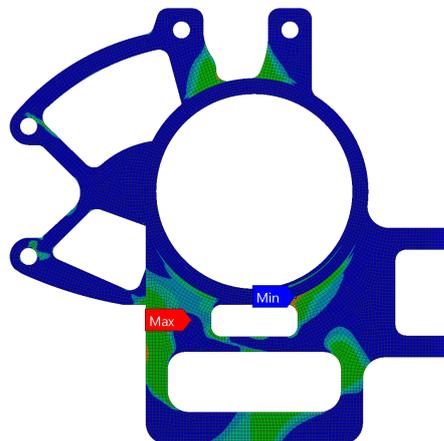
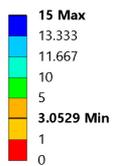
((a)) Tensão equivalente de Von Mises.

I: Static Structural
 Equivalent Elastic Strain
 Type: Equivalent Elastic Strain
 Unit: mm/mm
 Time: 1
 26/10/2021 21:50



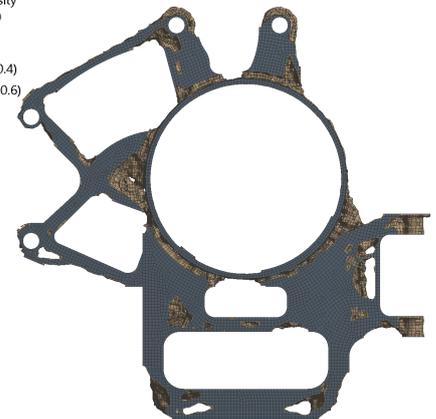
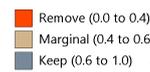
((b)) Deformação elástica equivalente.

I: Static Structural
 Safety Factor
 Type: Safety Factor
 Time: 1
 5/4/2021 2:19 PM



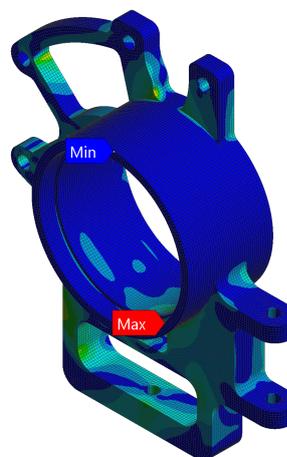
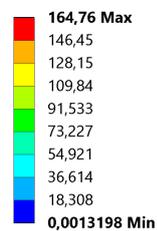
((c)) Coeficiente de segurança.

J: Topology Optimization
 Topology Density
 Type: Topology Density
 Iteration Number: 20
 5/3/2021 9:01 PM



((d)) Otimização topológica.

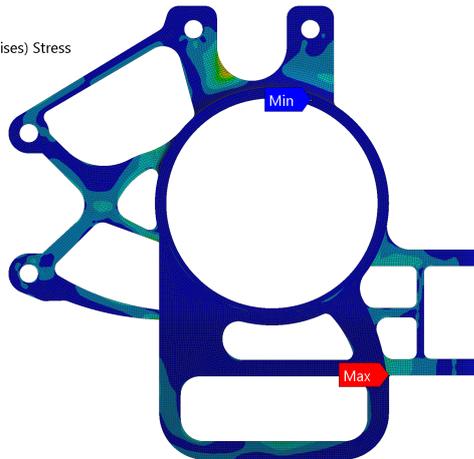
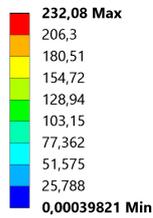
I: Static Structural
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 26/10/2021 19:56



((e)) Tensão equivalente de Von Mises em vista isométrica.

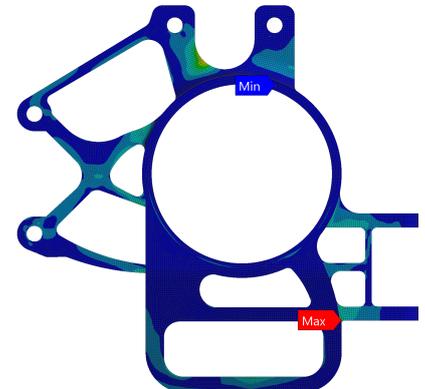
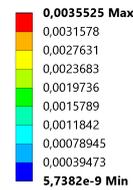
Figura 107: Resultados da segunda simulação da manga de eixo dianteira.

K: Static Structural
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 26/10/2021 22:10



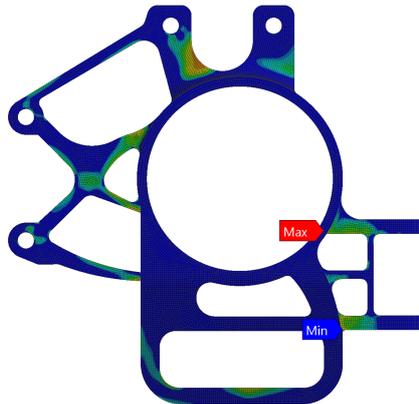
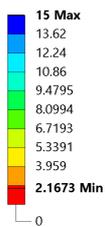
((a)) Tensão equivalente de Von Mises.

K: Static Structural
 Equivalent Elastic Strain
 Type: Equivalent Elastic Strain
 Unit: mm/mm
 Time: 1
 26/10/2021 19:45



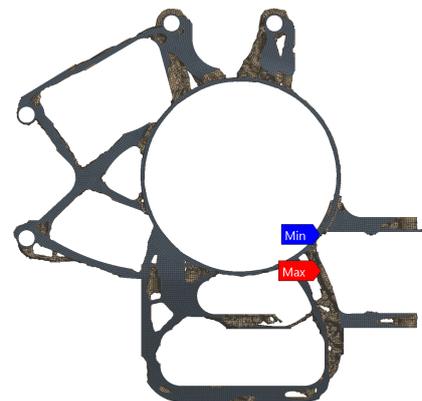
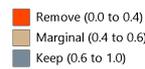
((b)) Deformação elástica equivalente.

K: Static Structural
 Safety Factor
 Type: Safety Factor
 Time: 1
 5/4/2021 2:22 PM



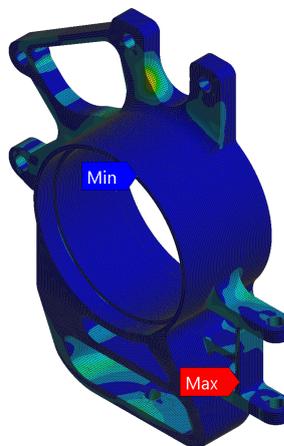
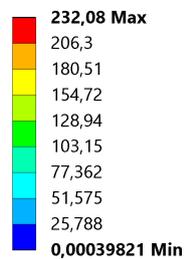
((c)) Coeficiente de segurança.

L: Topology Optimization
 Topology Density
 Type: Topology Density
 Iteration Number: 22
 5/3/2021 9:07 PM



((d)) Otimização topológica.

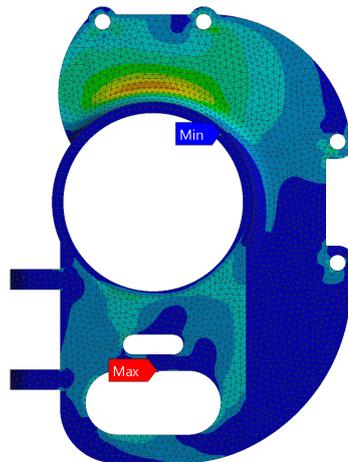
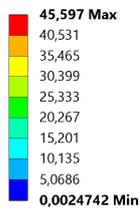
K: Static Structural
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 26/10/2021 22:04



((e)) Tensão equivalente de Von Mises em vista isométrica.

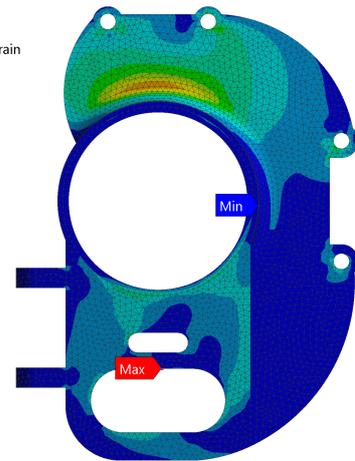
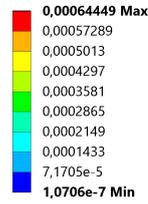
Figura 108: Resultados da terceira simulação da manga de eixo dianteira.

C: Static Structural
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 03/05/2021 21:40



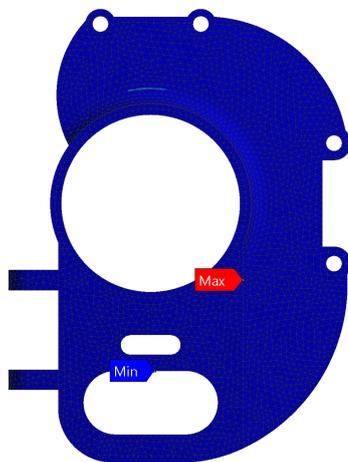
((a)) Tensão equivalente de Von Mises.

C: Static Structural
 Equivalent Elastic Strain
 Type: Equivalent Elastic Strain
 Unit: mm/mm
 Time: 1
 26/10/2021 20:36



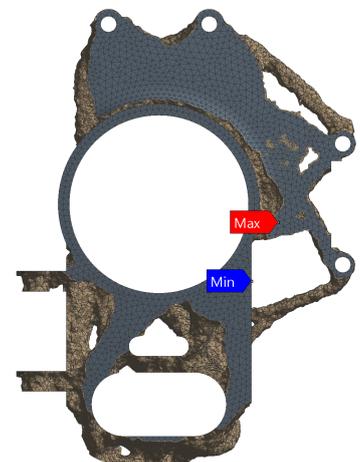
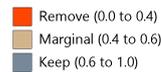
((b)) Deformação elástica equivalente.

C: Static Structural
 Safety Factor
 Type: Safety Factor
 Time: 1
 03/05/2021 21:40



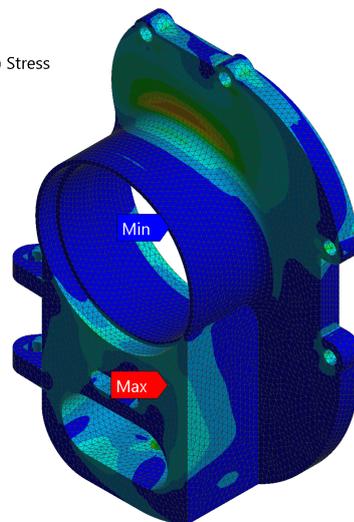
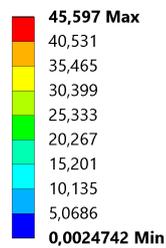
((c)) Coeficiente de segurança.

D: Topology Optimization 2
 Topology Density
 Type: Topology Density
 Iteration Number: 24
 03/05/2021 21:42



((d)) Otimização topológica.

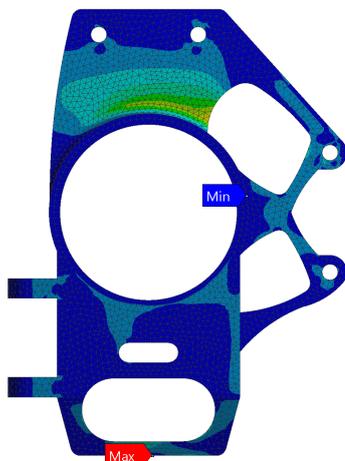
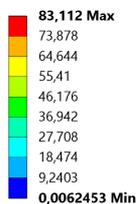
C: Static Structural
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 26/10/2021 20:51



((e)) Tensão equivalente de Von Mises em vista isométrica.

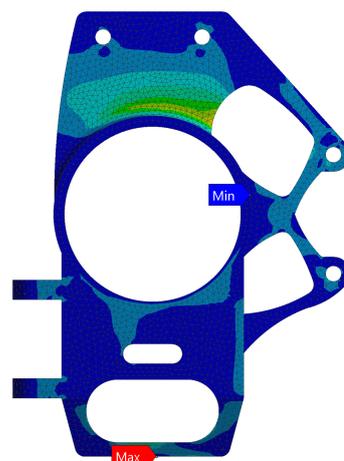
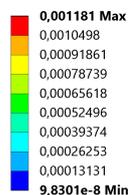
Figura 109: Resultados da segunda simulação da manga de eixo traseira.

E: Static Structural
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 03/05/2021 21:45



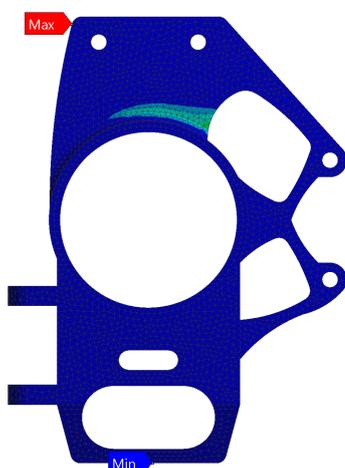
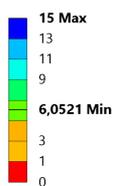
((a)) Tensão equivalente de Von Mises.

E: Static Structural
 Equivalent Elastic Strain
 Type: Equivalent Elastic Strain
 Unit: mm/mm
 Time: 1
 26/10/2021 20:47



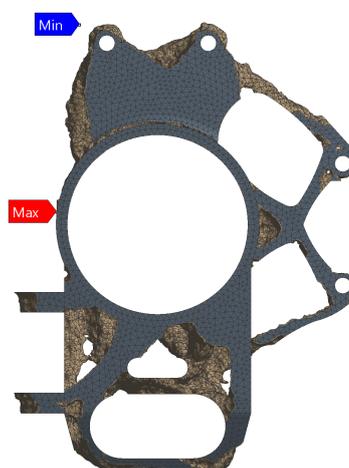
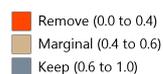
((b)) Deformação elástica equivalente.

E: Static Structural
 Safety Factor
 Type: Safety Factor
 Time: 1
 03/05/2021 21:46



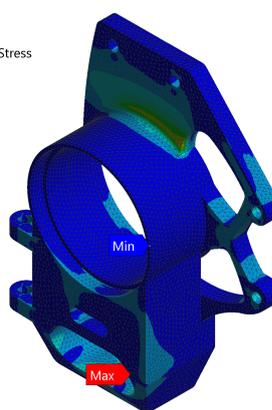
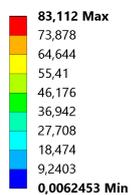
((c)) Coeficiente de segurança.

F: Topology Optimization 3
 Topology Density
 Type: Topology Density
 Iteration Number: 21
 03/05/2021 21:47



((d)) Otimização topológica.

E: Static Structural
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 26/10/2021 20:48

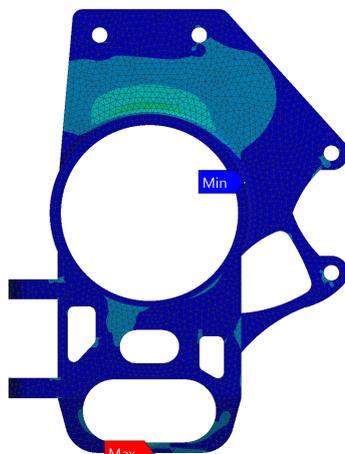
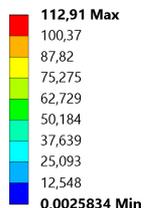


((e)) Tensão equivalente de Von Mises em vista isométrica.

Figura 110: Resultados da terceira simulação da manga de eixo traseira.

G: Static Structural

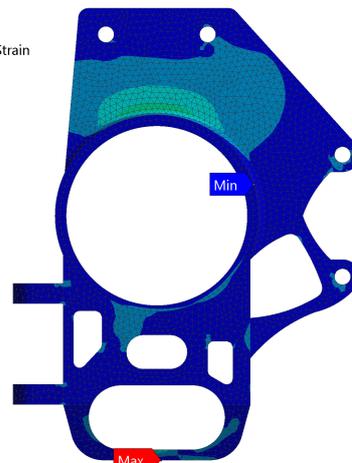
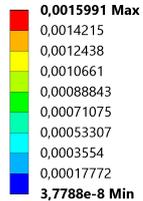
Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 03/05/2021 21:50



((a)) Tensão equivalente de Von Mises.

G: Static Structural

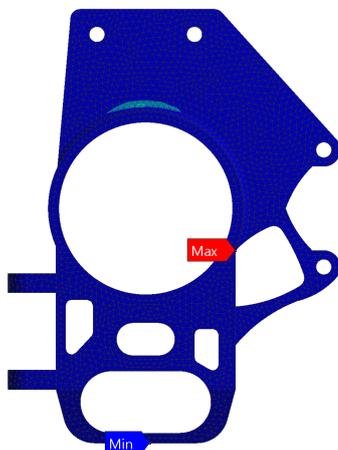
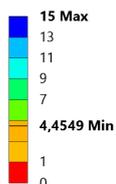
Equivalent Elastic Strain
 Type: Equivalent Elastic Strain
 Unit: mm/mm
 Time: 1
 26/10/2021 21:01



((b)) Deformação elástica equivalente.

G: Static Structural

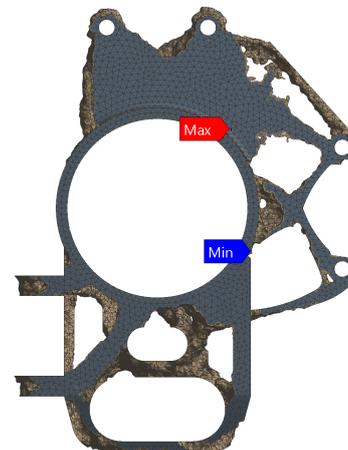
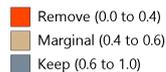
Safety Factor
 Type: Safety Factor
 Time: 1
 03/05/2021 21:51



((c)) Coeficiente de segurança.

H: Topology Optimization 4

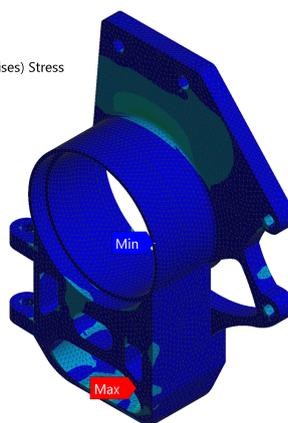
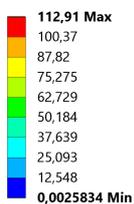
Topology Density
 Type: Topology Density
 Iteration Number: 26
 03/05/2021 21:51



((d)) Otimização topológica.

G: Static Structural

Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 26/10/2021 21:02



((e)) Tensão equivalente de Von Mises em vista isométrica.

Figura 111: Resultados da quarta simulação da manga de eixo traseira.

APÊNDICE B: DIMENSIONAMENTO DOS ELEMENTOS DE FIXAÇÃO

Neste apêndice é apresentada a rotina desenvolvida para dimensionamento dos elementos de fixação em linguagem de programação *Python*.

```
1 import numpy as np
2 import matplotlib.pyplot as plt
3
4 d = np.multiply([5,6,8,10],10**(-3)) # [m] diametro nominal do
   parafuso
5 A_t = np.multiply([14.2,20.1,36.6,58],10**(-6)) #[m ] área sob
   tração na rosca do parafuso
6 l = 41*(10**(-3)) # comprimento dos materiais sujeitados
7 E = 207 * 10**9 # cte elastica do aco
8 Ea = 71.1*10**9 #cte elastica aluminio
9 d2 = np.multiply([11,13,18.8,20],10**(-3)) #[m] diametro externo
   da arruela
10 k_m = np.zeros(len(d)) # cte de rigidez do material sujeitado
11 k_b = np.zeros(len(d)) # cte de rigidez do parafuso
12 P = 2108 #Seu Fz (forca externa que gera separação dos materiais
   sujeitados) FRENAGEM
13 #P = 1832 #Seu Fz (forca externa que gera separação dos materiais
   sujeitados) CURVA
14 P_c = np.sqrt(6354**2 + 180**2) #Seu Fy (forca de cisalhamento
   aplicada no parafuso) FRENAGEM
15 #P_c = np.sqrt(388**2 + 4034**2) #Seu Fy (forca de cisalhamento
   aplicada no parafuso) CURVA
16 P_b = np.zeros(len(d)) #componente da forca externa Fz no
   parafuso
17 C = np.zeros(len(d)) #Fator de rigidez
18 P_m = np.zeros(len(d)) #componente da forca externa Fz no
   material sujeitado
19 d_2 = np.multiply([4.480,5.350,7.188,9.026],10**(-3)) #diametro m
   édio dos parafusos
20 F_i = np.zeros(len(d)) #forca de pre-carga
21 F_m = np.zeros(len(d)) #componente da pre-carga no material
   sujeitado
22 F_b = np.zeros(len(d)) #componente da pre-carga no parafuso
23 P_o = np.zeros(len(d)) #forca máxima aplicada se F_m = 0 (se toda
   pre-carga fosse para o parafuso)
24 N_sep = np.zeros(len(d)) #fator de seguranca contra separação
25 Sy = 340 * (10**6) #Resistencia minima de escoamento do parafuso
26 Sp = 310 * (10**6) #Resistencia minima de prova do parafuso
```

```

27 Syc = 0.577*Sy #Resistencia minima de cisalhamento do parafuso (
    formula recomendada pelo Norton)
28 Sigma_b = np.zeros(len(d)) #tensao gerada no parafuso
29 N_esc = np.zeros(len(d)) #fator de seguranca contra escoamento
30 F_max = np.zeros(len(d)) #forca máxima de pre-carga
31 Tens = np.zeros(len(d)) #tensao de cisalhamento gerada no
    parafuso
32 N_cis = np.zeros(len(d)) #fator de seguranca contra cisalhamento
33 k_m1=np.zeros(len(d))
34 l_1= np.multiply([6.5,6.5,6.5,6.5],10**(-3)) #comp manga
35 k_m2=np.zeros(len(d))
36 l_2=np.multiply([10.5,10.5,10.5,10.5],10**(-3)) #comp bucha
37 deb=np.multiply([7.5,9,12,15],10**(-3)) #matriz diametro externo
    da bucha
38 k_m3=np.zeros(len(d))
39 l_3= np.multiply([16,16,16,16],10**(-3)) # comp casulo
40 dec= np.multiply([8.625,10.35,13.8,17.25],10**(-3)) #matriz
    diametro externo do casulo
41 k_minv=np.zeros(len(d))
42
43 for i in range(len(d)):
44     k_m1[i] = (np.pi)*(((d2[i])**2) - (d[i]**2))*Ea/(4*l_1[i])
45     k_m2[i] = (np.pi)*(((deb[i])**2) - (d[i]**2))*Ea/(4*l_2[i])
46     k_m3[i] = (np.pi)*(((dec[i])**2) - (d[i]**2))*E/(4*l_3[i])
47     k_minv[i] = 2/k_m1[i] + 2/k_m2[i] + 1/k_m3[i]
48     k_m[i] = 1/k_minv[i]
49     k_b[i] = A_t[i]*E/l
50     C[i] = k_b[i]/(k_m[i] + k_b[i])
51     P_b[i] = C[i]*P
52     P_m[i] = (1 - C[i])*P
53     F_i[i] = 0.9*Sp*A_t[i]
54     F_m[i] = F_i[i] - (1 - C[i])*P
55     F_b[i] = F_i[i] + C[i]*P
56     P_o[i] = F_i[i]/(1-C[i])
57     N_sep[i] = P_o[i]/P
58     Sigma_b[i] = F_b[i]/A_t[i]
59     N_esc[i] = Sy/Sigma_b[i]
60     F_max[i] = Sp*A_t[i]
61     Tens[i] = 4*P_c/(np.pi*(d_2[i]**2))
62     N_cis[i] = Syc/Tens[i]
63
64 PF_i = np.linspace(0,1,100) #range calculo de porcentagem da pre-
    carga para análise isolada de cada parafuso
65 F_if = np.multiply(PF_i,Sp*A_t[2]) #forca final da pre-carga no
    parafuso analisado, no caso M8 (4)
66 F_mf = np.zeros(len(PF_i)) #forca final da componente da pre-
    carga no material sujeitado
67 F_bf = np.zeros(len(PF_i)) #forca final da componente da pre-
    carga no parafuso
68 P_of = np.zeros(len(PF_i)) #forca final considerando toda pre-
    carga no parafuso

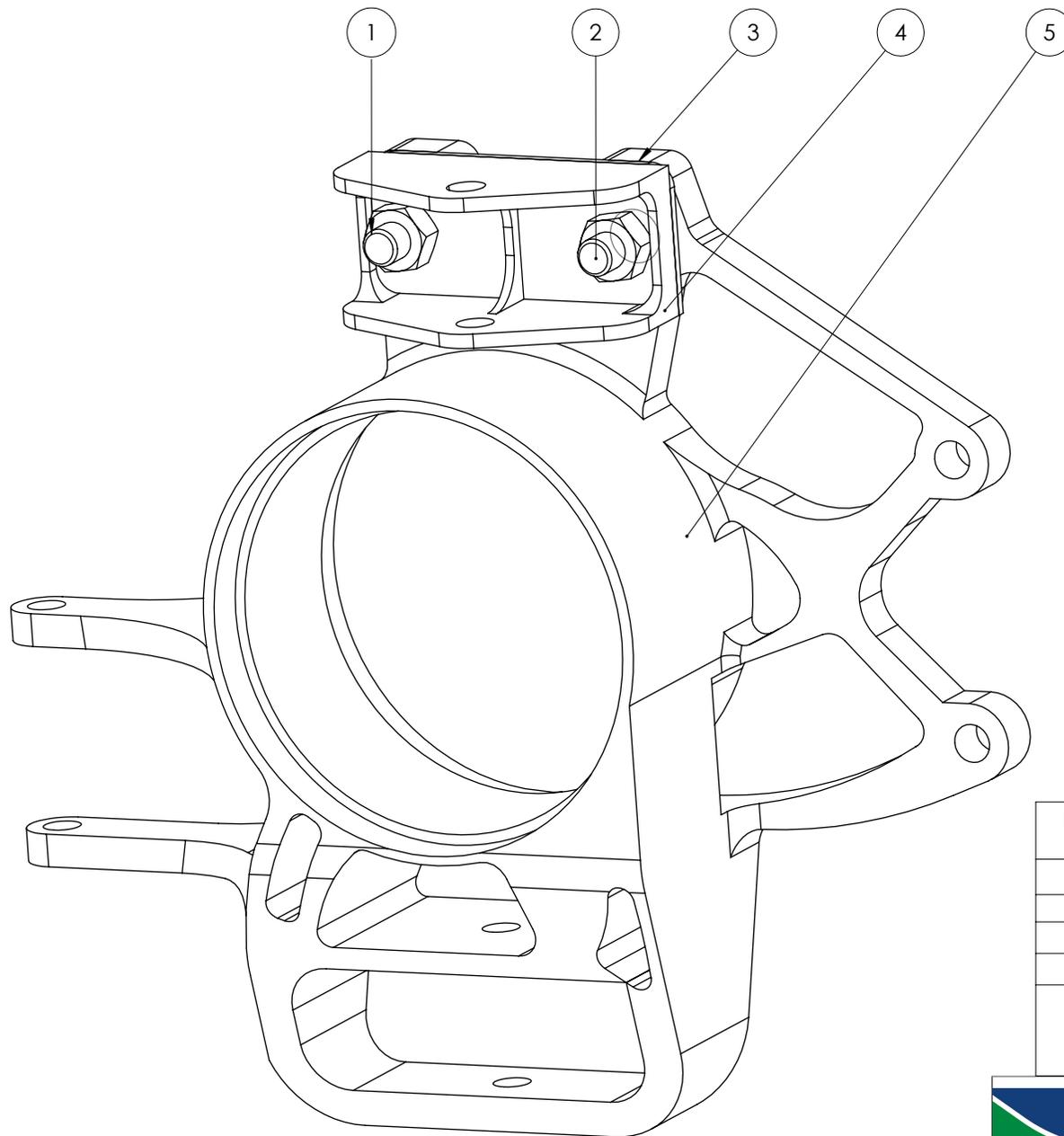
```

```
69 N_sepf = np.zeros(len(PF_i)) #fator de segurança contra separação
    final
70 Sigma_bf = np.zeros(len(PF_i)) #tensao final gerada no parafuso
71 N_escf = np.zeros(len(PF_i)) #fator de segurança contra escoamento
    final
72 F_maxf = np.zeros(len(PF_i)) #forca máxima de pre-carga no
    parafuso analisado
73 Porcf = np.zeros(len(PF_i)) #porcentagem final de pre-carga do
    parafuso analisado
74 for i in range(len(PF_i)):
75     F_mf[i] = F_if[i] - (1 - C[2])*P
76     F_bf[i] = F_if[i] + C[2]*P
77     P_of[i] = F_if[i]/(1-C[2])
78     N_sepf[i] = P_of[i]/P
79     Sigma_bf[i] = F_bf[i]/A_t[2]
80     N_escf[i] = Sy/Sigma_bf[i]
81     F_maxf[i] = Sp*A_t[2]
82     Porcf[i] = F_if[i]/F_maxf[i]
83
84 plt.plot(d, N_sep, "ob")
85 plt.xlabel('Diametro do parafuso (m)')
86 plt.ylabel('Fator de segurança')
87 plt.title('Fator de segurança contra separação')
88 plt.grid()
89 plt.show()
90
91 plt.plot(d, N_esc, "or")
92 plt.xlabel('Diametro do parafuso (m)')
93 plt.ylabel('Fator de segurança')
94 plt.title('Fator de segurança contra escoamento')
95 plt.grid()
96 plt.show()
97
98 plt.plot(d, N_cis, "og")
99 plt.xlabel('Diametro do parafuso (m)')
100 plt.ylabel('Fator de segurança')
101 plt.title('Fator de segurança contra cisalhamento')
102 plt.grid()
103 plt.show()
104
105
106 plt.plot(Porcf, N_sepf, "-b")
107 plt.plot(Porcf, N_escf, "-r")
108 plt.xlabel('Diametro do parafuso (m)')
109 plt.ylabel('Fator de segurança')
110 plt.title('Pré-carga em função dos fatores de segurança')
111 plt.legend(['FS contra separação', 'FS contra escoamento'], loc
    =7)
112 plt.axis((0.0,1.0,0.0,10.0)) #editar valor ymax, no caso 10, de
    acordo com o resultado gerado.
113 plt.grid()
```

114 `plt.show()`

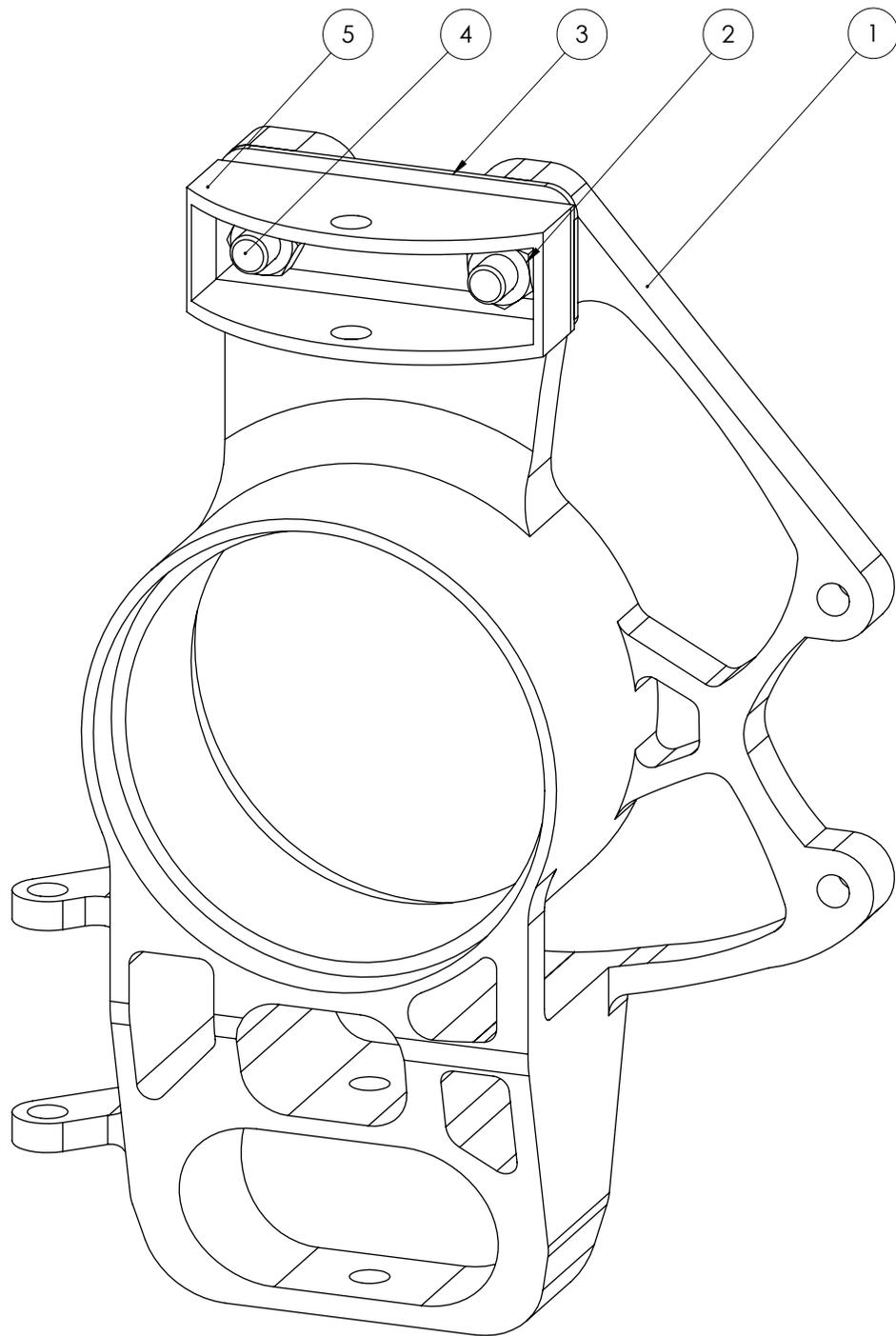
APÊNDICE C: DESENHOS TÉCNICOS

Neste apêndice são apresentados os desenhos técnicos das mangas de eixo e demais componentes pertinentes ao projeto. São apresentados apenas os desenhos de montagem das mangas de eixo de forma simplificada, uma vez que para a manufatura das peças no maquinário CNC foram utilizados os modelos CAM (do inglês: *Computer Aided Manufacturing*), dada a complexidade das geometrias das peças.



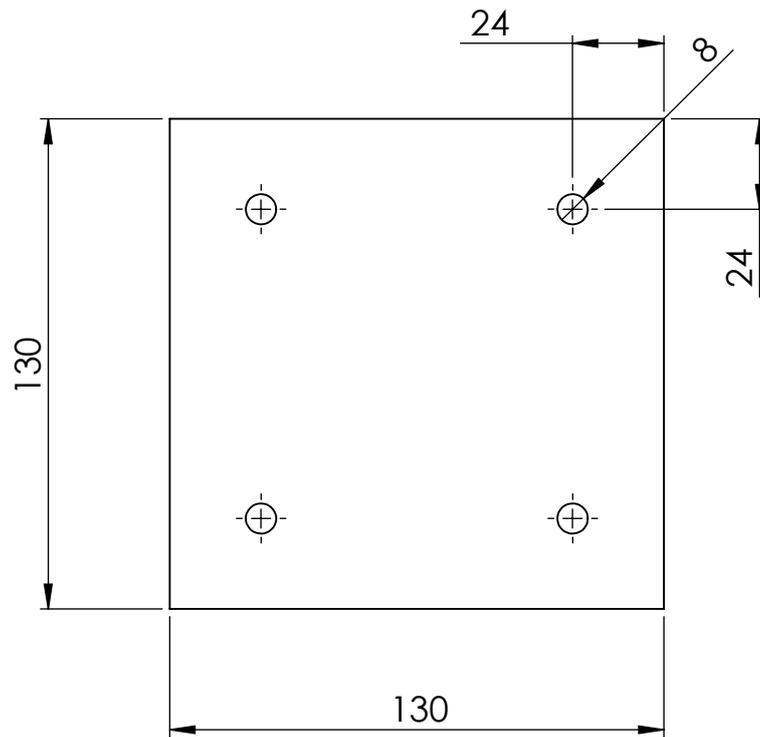
Nº DO ITEM	NOME DA PEÇA	DESCRIÇÃO	QTD.
1	Parafuso	M8 x 1,25 hexagonal	2
2	Porca sextavada	M8 x 1,25 mm autotravante	2
3	Chapa de camber	Corte a laser - alumínio	1
4	Suporte	Usinado - Alumínio 7075-T651	1
5	Manga de eixo dianteira	Usinada - Alumínio 7075-T651	1

	Departamento de Engenharia Mecânica - FT	Data: 11/05/2021
	Projeto de Graduação	Diedro: 1°
Dimensão: mm	Material: Alumínio 7075-T651	Escala: 1:1
Tolerância onde não especificado: 0,1 mm	Nome da peça: Montagem manga de eixo dianteira	Folha: A3
		Revisão: 1

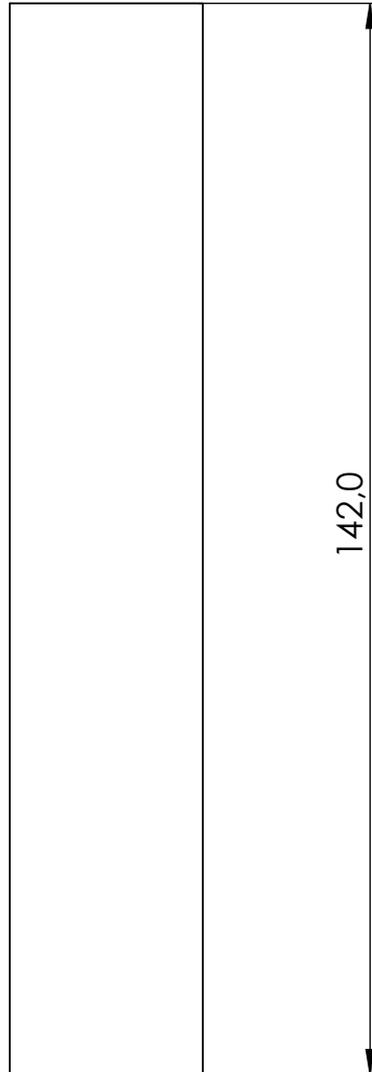
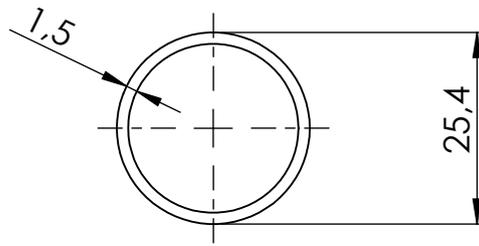


Nº DO ITEM	NOME DA PEÇA	DESCRIÇÃO	QTD.
1	Manga de eixo traseira	Usinado - alumínio 7075-T651	1
2	Porca sextavada	M8 x 1,25 autotravante	2
3	Chapa de camber	Corte a laser - alumínio	1
4	Parafuso	M8 x 1,25 hexagonal	2
5	Suporte	Usinado - alumínio 7075-T651	1

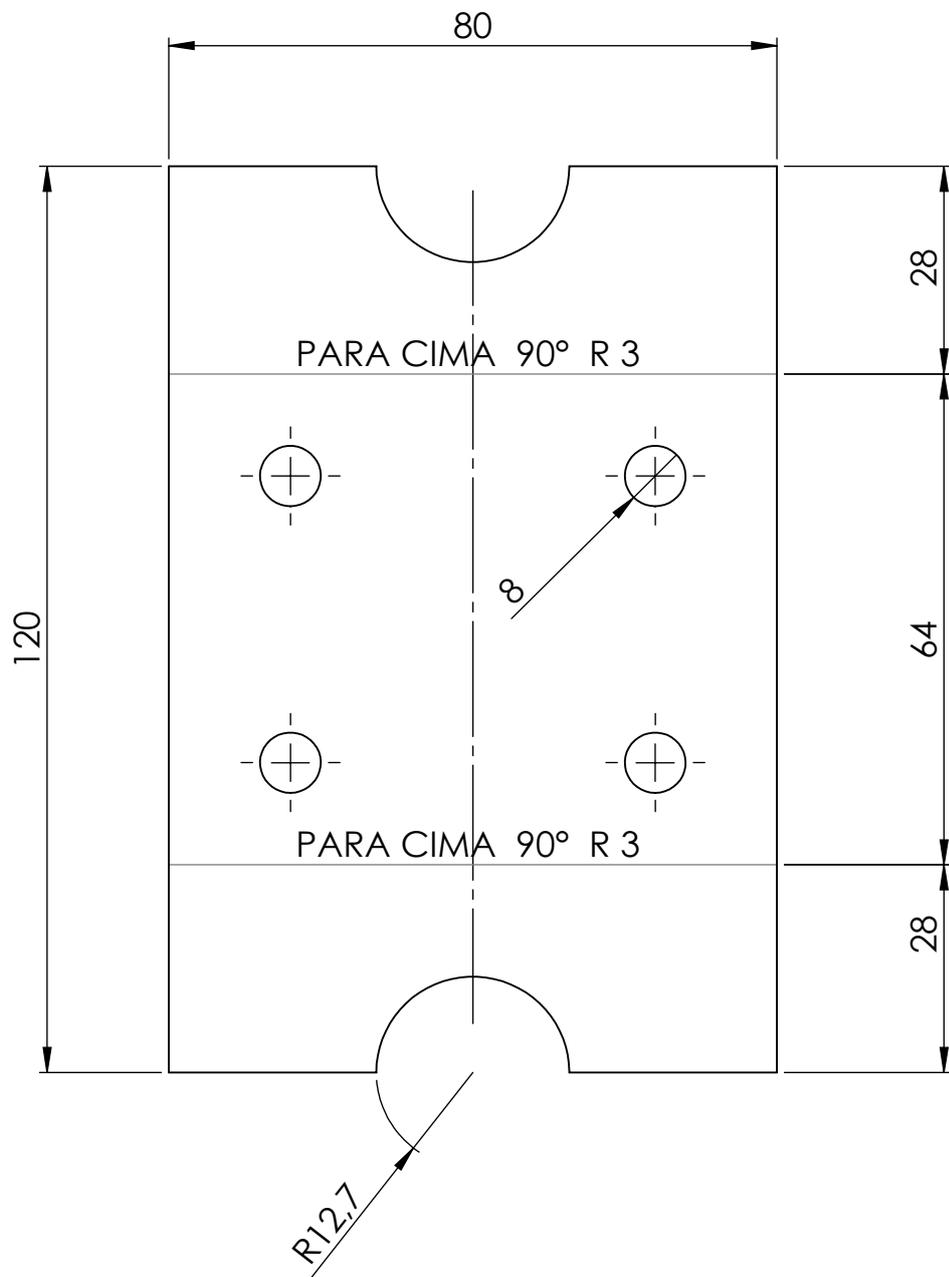
	Departamento de Engenharia Mecânica - FT	Data: 11/05/2021
	Projeto de Graduação	Diedro: 1°
	Manga de Eixo	Escala: 1:1
Dimensão: mm	Material: Alumínio 7075-T651	Folha: A3
Tolerância onde não especificado: 0,1 mm	Nome da peça: Montagem manga de eixo	Revisão: 1



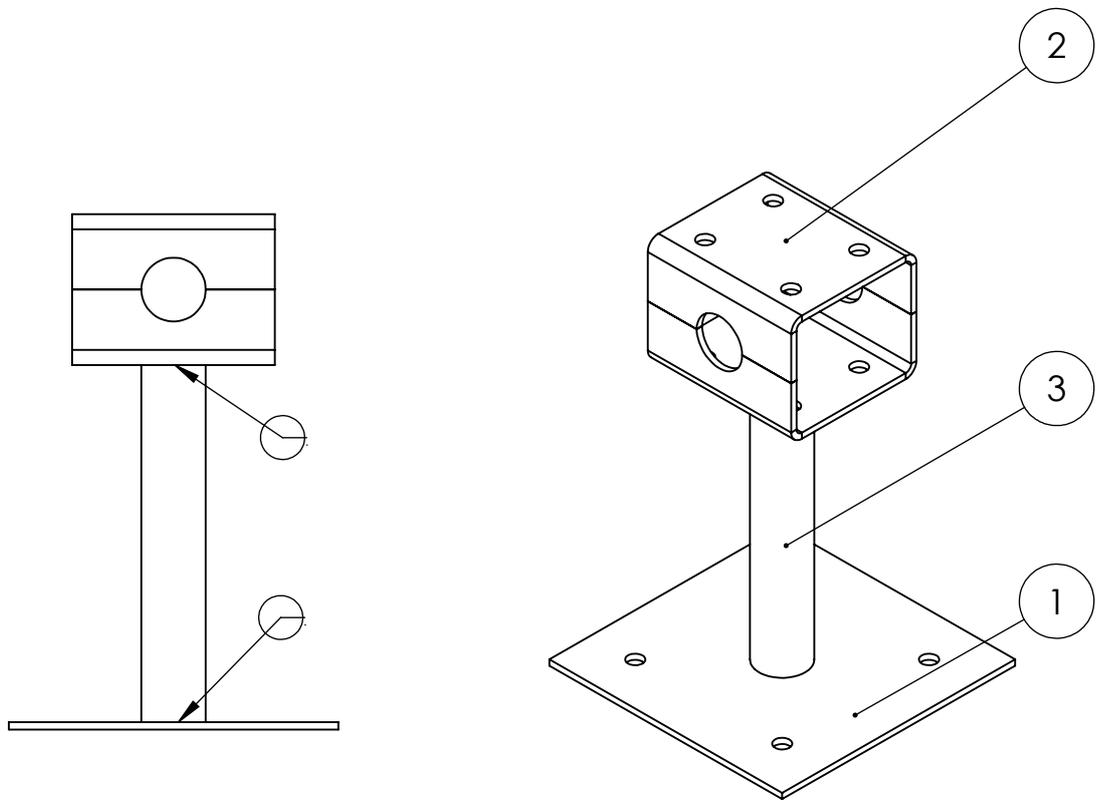
UnB	Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica		
	Projeto de graduação - Manga de Eixo		
Orientador:	Antônio Manoel Dias Henriques	Data:	Unidade: mm
Desenhista:	Jhonatan Sousa de Brito	27/08/2021	
Quantidade:	1	A4 - Escala: 1:2	
	Material: Chapa de aço 3 mm	FOLHA 1 de 4	
	Base		



UnB	Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica		
	Projeto de graduação - Manga de Eixo		
Orientador:	Antônio Manoel Dias Henriques	Data:	Unidade: mm
Desenhista:	Jhonatan Sousa de Brito	27/08/2021	
Quantidade:	1		A4 - Escala: 1:1
	Material: Tubo de aço		FOLHA 2 de 4
	Suporte vertical		



UnB	Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica		
	Projeto de graduação - Manga de Eixo		
Orientador:	Antônio Manoel Dias Henriques	Data:	Unidade: mm
Desenhista:	Jhonatan Sousa de Brito	27/08/2021	
Quantidade:	2	A4 - Escala: 1:2	
	Material: Chapa de aço 3 mm		FOLHA 3 de 4
	Fixador		

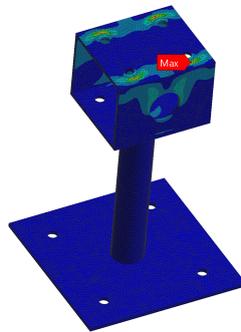
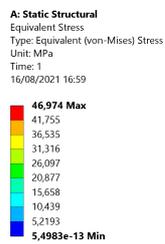


Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	DESCRIÇÃO	QTD.
1	Base	Chapa de aço 3 mm ou superior	1
2	Fixador	Chapa de aço 3 mm	2
3	Haste vertical	Tubo de aço 1"	1

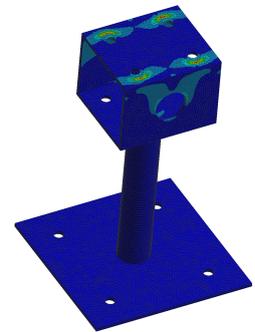
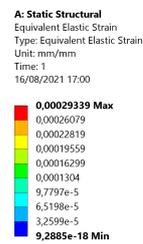
UnB	Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica		
	Projeto de graduação - Manga de Eixo		
Orientador:	Antônio Manoel Dias Henriques	Data:	Unidade: mm
Desenhista:	Jhonatan Sousa de Brito	27/08/2021	
Quantidade: 1		A4 - Escala: 1:2	
	Material: aço estrutural	FOLHA 4 de 4	
	<h2>Suporte de fixação do chassis</h2>		

APÊNDICE D: SIMULAÇÃO DE ESFORÇOS MECÂNICOS DO SUPORTE DO CHASSI

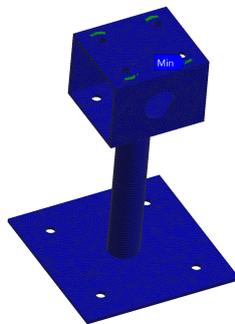
Neste apêndice são apresentadas as condições de contorno e resultados obtidos para a simulação de esforços mecânicos do suporte do chassi para fixação deste ao solo.



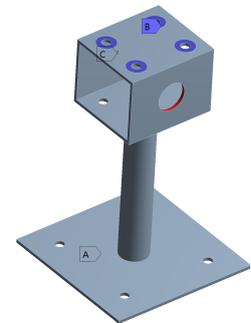
((a)) Tensão equivalente de Von Mises.



((b)) Deformação elástica equivalente.



((c)) Coeficiente de segurança.



((d)) Condições de contorno.

Figura 112: Resultados da simulação de esforços mecânicos do suporte do chassi.

APÊNDICE E: RESULTADOS DAS DEFORMAÇÕES RESULTANTES NOS EXTENSÔMETROS

Neste apêndice são apresentados os resultados experimentais das deformações resultantes nos extensômetros em função do tempo. São apresentados também os gráficos que relacionam a carga aplicada, mensurada na célula de carga, em função da deformação, aferida nos extensômetros.

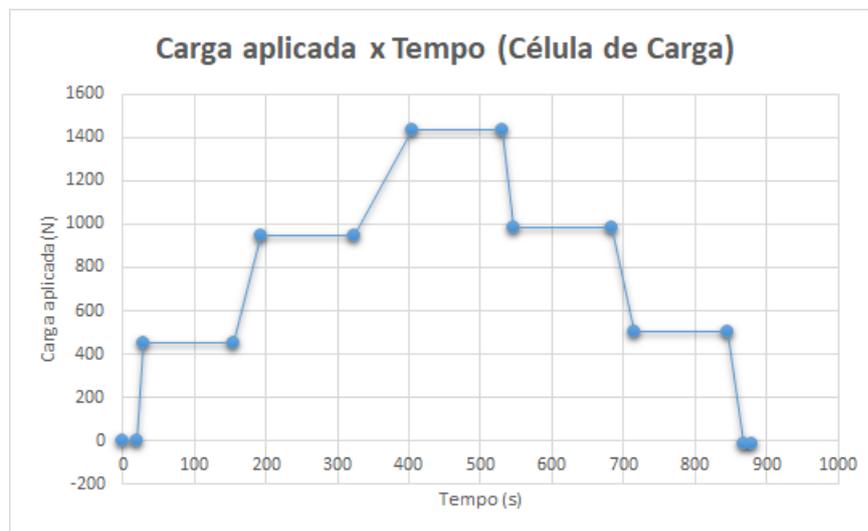
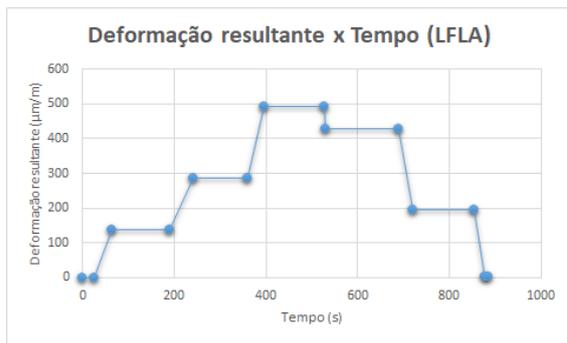
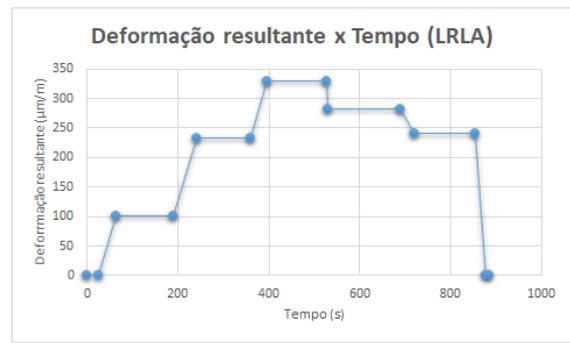


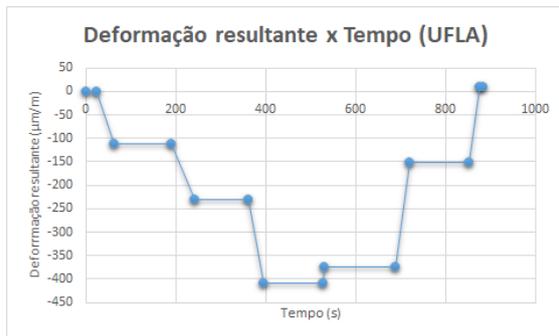
Figura 113: Força aplicada na célula de carga no experimento em função do tempo.



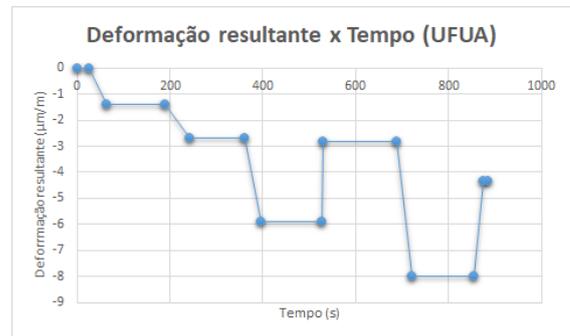
((a)) Deformação resultante no tubo LFLA.



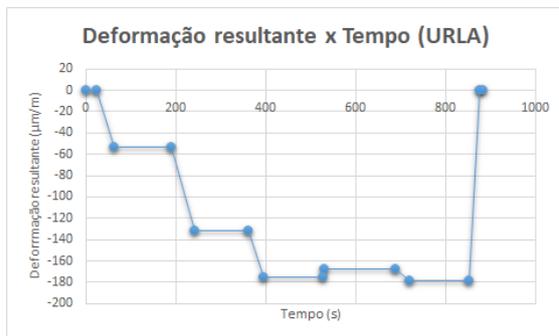
((b)) Deformação resultante no tubo LRLA.



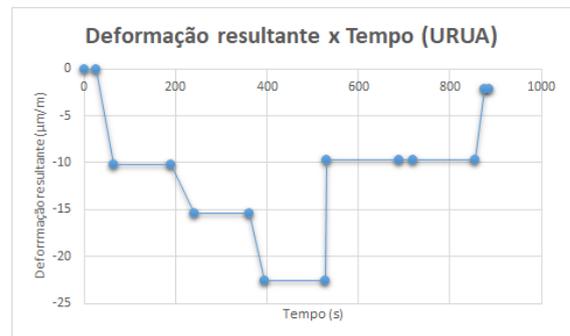
((c)) Deformação resultante no tubo UFLA.



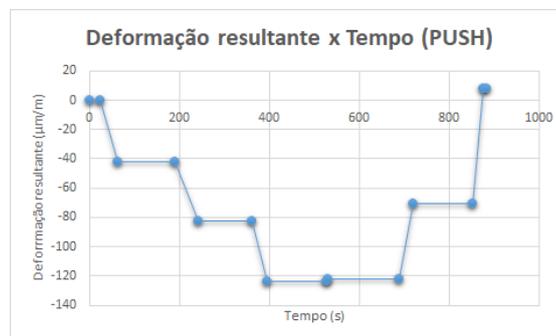
((d)) Deformação resultante no tubo UFUA.



((e)) Deformação resultante no tubo URLA.

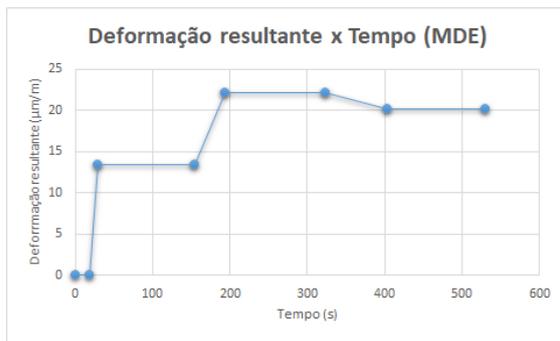


((f)) Deformação resultante no tubo URUA.

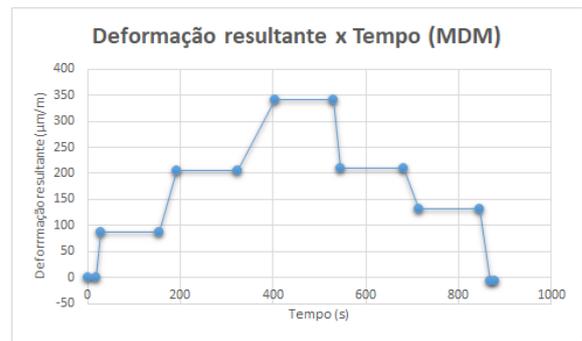


((g)) Deformação resultante no tubo PUSH.

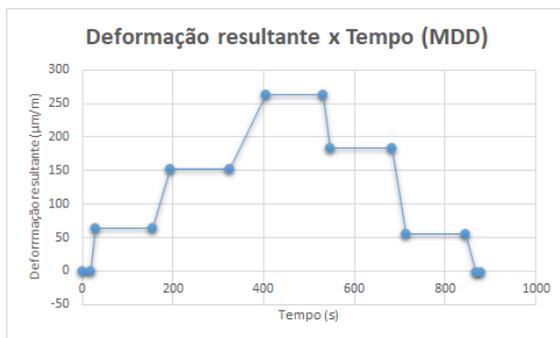
Figura 114: Resultados do experimento de validação de esforços nos braços de suspensão.



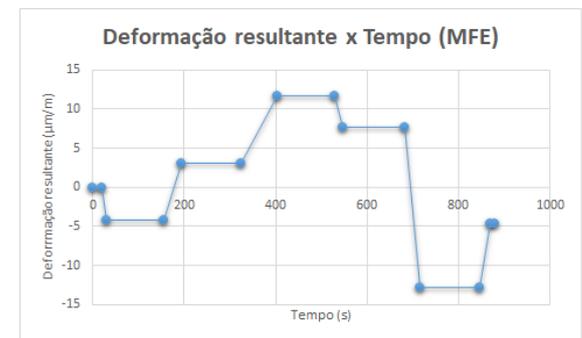
((a)) Deformação resultante no sensor esquerdo da roseta interna à manga.



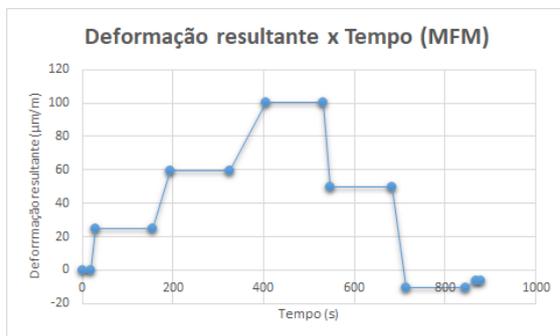
((b)) Deformação resultante no sensor do meio da roseta interna à manga.



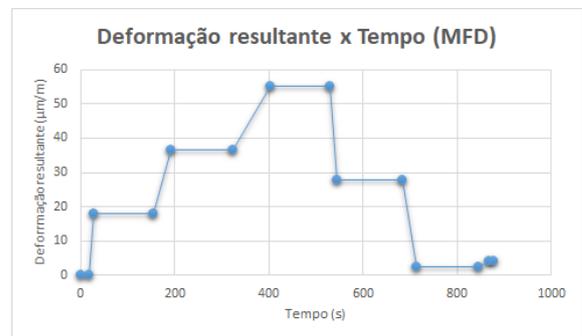
((c)) Deformação resultante no sensor direito da roseta interna à manga.



((d)) Deformação resultante no sensor esquerdo da roseta externa à manga.



((e)) Deformação resultante no sensor do meio da roseta externa à manga.

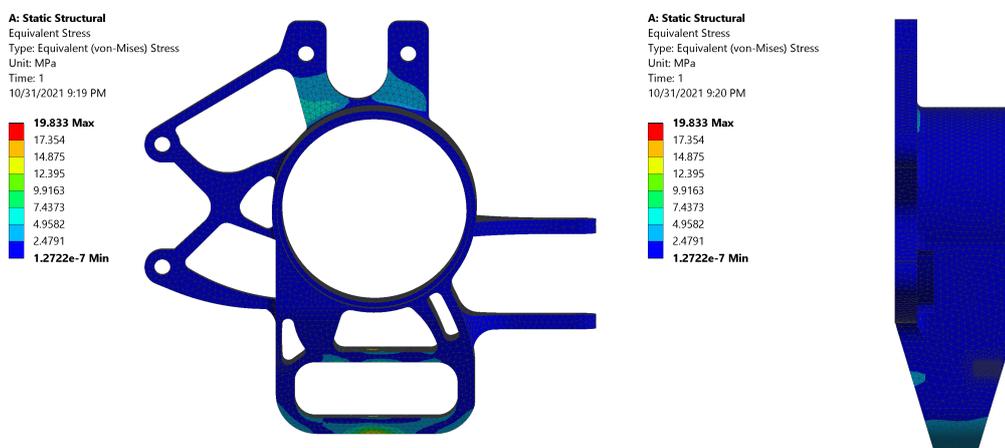


((f)) Deformação resultante no sensor direito da roseta externa à manga.

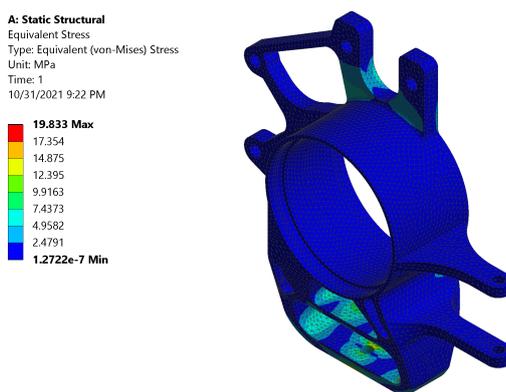
Figura 115: Resultados do experimento de validação de esforços na manga de eixo.

APÊNDICE F: RESULTADOS DA SIMULAÇÃO DE ESFORÇOS MECÂNICOS DO CASO EXPERIMENTAL

Neste apêndice são apresentados os resultados obtidos da simulação de esforços mecânicos do caso experimental.

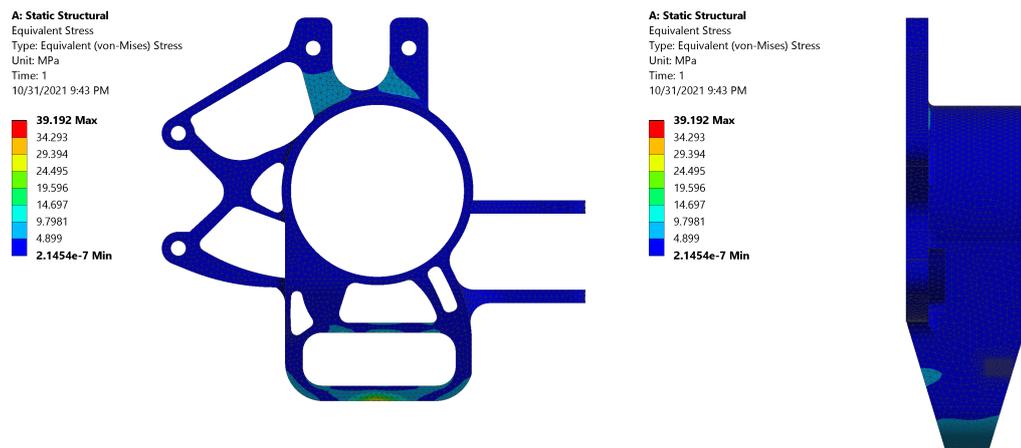


((a)) Tensão equivalente de Von Mises em vista frontal. ((b)) Tensão equivalente de Von Mises em vista lateral.

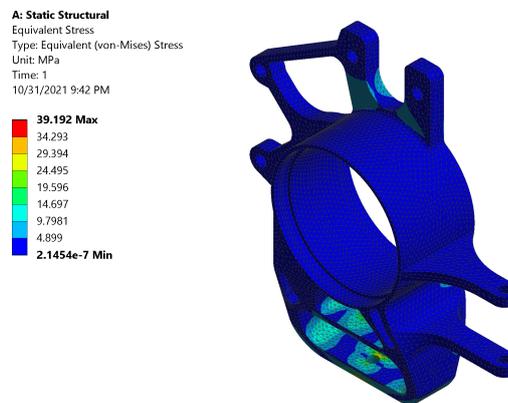


((c)) Tensão equivalente de Von Mises em vista isométrica.

Figura 116: Resultados da simulação de esforços mecânicos do caso experimental para o carregamento de $468N$.

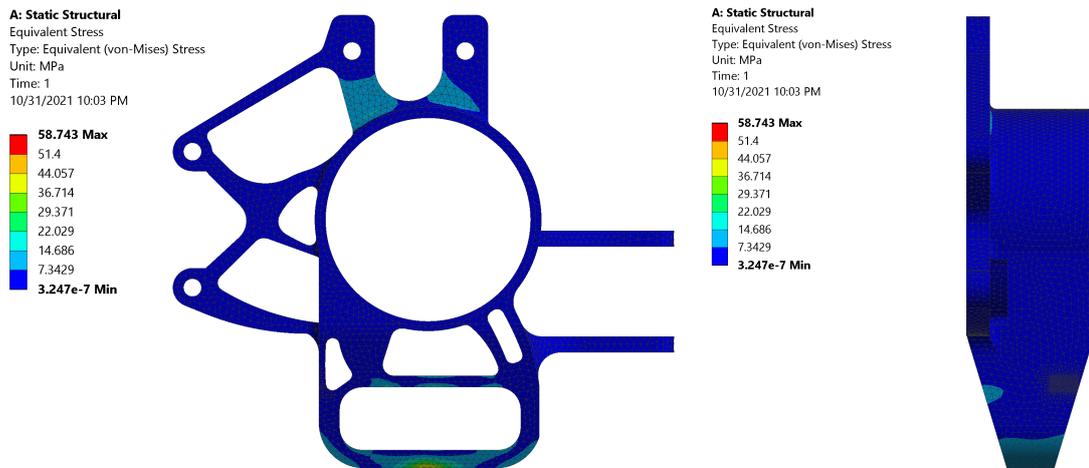


((a)) Tensão equivalente de Von Mises em vista frontal. ((b)) Tensão equivalente de Von Mises em vista lateral.



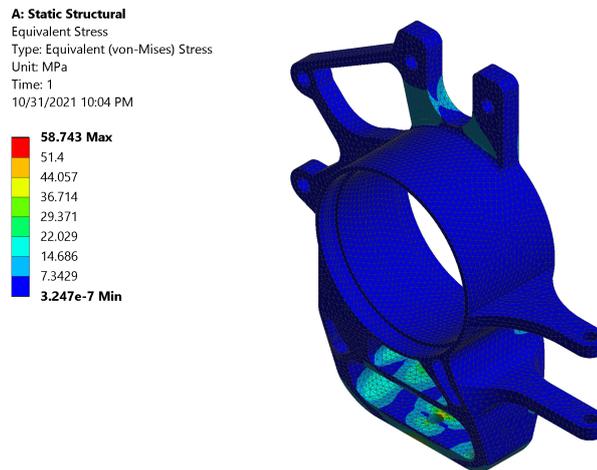
((c)) Tensão equivalente de Von Mises em vista isométrica.

Figura 117: Resultados da simulação de esforços mecânicos do caso experimental para o carregamento de $954N$.



((a)) Tensão equivalente de Von Mises em vista frontal.

((b)) Tensão equivalente de Von Mises em vista lateral.



((c)) Tensão equivalente de Von Mises em vista isométrica.

Figura 118: Resultados da simulação de esforços mecânicos do caso experimental para o carregamento de 1459N.