

**PROJETO DOS COMPONENTES ESTRUTURAIS DO
QUADRO DE UM PROTÓTIPO DE MOTOCICLETA
ELÉTRICA**

Rubem Menezes Carvalho

Projeto de Graduação apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Engenheiro.

Orientador: Fernando Augusto de Noronha
Castro Pinto

Rio de Janeiro

Junho de 2021



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO

Departamento de Engenharia Mecânica

DEM/POLI/UFRJ



**PROJETO DOS COMPONENTES ESTRUTURAIS DO QUADRO DE UM
PROTÓTIPO DE MOTOCICLETA ELÉTRICA**

PROJETO FINAL SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO MECÂNICO.

Aprovado por:

Prof. Fernando Augusto de Noronha Castro Pinto, Dr.Ing.

Prof. Fabio da Costa Figueiredo, DSc

Prof. Sylvio José Ribeiro de Oliveira, Dr. Ing.

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL

JUNHO DE 2021

Menezes Carvalho, Rubem

Projeto dos componentes estruturais do quadro de um protótipo de motocicleta elétrica/ Rubem Menezes Carvalho – Rio de Janeiro: UFRJ/ Escola Politécnica/ Curso de Engenharia Mecânica, 2021.

XIX, 91 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Fernando Augusto de Noronha Castro Pinto
Projeto de Graduação – UFRJ/ Escola Politécnica/ Curso de Engenharia Mecânica, 2021.

Referências Bibliográficas: p. 68 – 70.

1. Projeto, 2. Quadro, 3. Motocicleta, 4. Elétrica. I. Augusto Noronha Castro Pinto, Fernando. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, UFRJ, Curso de Engenharia Mecânica. III. Projeto do quadro de um protótipo de motocicleta elétrica.

Agradecimentos

Agradeço à minha família, especialmente à minha mãe que sempre me apoiou em tudo o que fiz.

Também agradeço aos amigos que fiz na UFRJ. Com certeza fizeram essa jornada bem menos pior.

Agradeço aos colegas da TFMC, especialmente aos do EME, com quem aprendi a maior parte dos conceitos aplicados nesse documento.

Por fim, agradeço ao professor Fernando pela orientação e oportunidade de realizar esse trabalho e aos professores Fábio e Sylvio por aceitarem fazer parte da banca avaliadora. Aprendi muito com vocês.

Resumo do Projeto de Graduação apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

PROJETO DOS COMPONENTES ESTRUTURAIS DO QUADRO DE UM
PROTÓTIPO DE MOTOCICLETA ELÉTRICA

Rubem Menezes Carvalho

Junho/2021

Orientador: Fernando Augusto de Noronha Castro Pinto

Programa: Engenharia Mecânica

A demanda por veículos elétricos tem crescido bastante ultimamente. Frente aos desafios de mobilidade urbana, um veículo individual com apelo ecológico pode ser uma boa alternativa para pequenos deslocamentos. Tendo isso em vista, esse trabalho tem como objetivo desenvolver uma estrutura de quadro para uma motocicleta elétrica, apresentando as premissas, os desenhos técnicos, os resultados de análise de elementos finitos e uma estimativa de custos. O resultado é uma geometria pronta para ser fabricada e, posteriormente, homologada para trânsito em vias públicas.

Abstract of Undergraduate Project presented to POLI/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Mechanical Engineer.

MECHANICAL PROJECT OF THE COMPONENTS OF AN ELETRIC
MOTORCYCLE PROTOTYPE FRAME

Rubem Menezes Carvalho

Junho/2021

Advisor: Fernando Augusto de Noronha Castro Pinto

Department: Mechanical Engineering

The demand for electric vehicles is on the rise in the last few years. In the face of urban mobility challenges, an ecologic individual vehicle could be a great alternative for short rides. In the view of these facts, this project aims to develop a full mechanical project of the frame of an electric motorcycle prototype, bringing forward the premises considered, the technical drawings, the finite element analysis results and a brief cost estimate. The result is the whole geometry, ready to be manufactured and registered with competent transit authorities.

Nomenclatura

CG	Centro de massa
GDL	Graus de liberdade
LE	Limite de escoamento
LR	Limite de resistência
QTD	Quantidade
UFRJ	Universidade federal do Rio de Janeiro
A	Área frontal do veículo
a_c	Aceleração lateral do veículo numa curva
a_{cf}	Máxima aceleração de frenagem possível para o veículo
a_{ct}	Máxima aceleração à frente possível para o veículo
a_{dd}	Aceleração mínima para fazer com que a roda dianteira derrape
a_{dt}	Aceleração mínima para fazer com que a roda traseira derrape
a_{ld}	Aceleração mínima para fazer com que a roda dianteira perca contato com o solo
a_{lt}	Aceleração mínima para fazer com que a roda traseira perca contato com o solo
a_l	Aceleração longitudinal
a_v	Aceleração vertical total do veículo
a_{vl}	Parcela da aceleração vertical do veículo devido à passagem por uma lombada
b	Distância horizontal entre o CG do veículo e o ponto de contato do pneu traseiro com o solo
C_D	Coefficiente de arrasto aerodinâmico do veículo
d	Offset do garfo
d_w	Parâmetro de resistência à rolagem
$F_{L,x}$	Força horizontal longitudinal no apoio nº 1 do motor

$F_{1,y}$	Força vertical no apoio n° 1 do motor
$F_{2,x}$	Força horizontal longitudinal no apoio n° 2 do motor
$F_{2,y}$	Força vertical no apoio n° 2 do motor
$F_{3,x}$	Força horizontal longitudinal no apoio n° 3 do motor
$F_{3,y}$	Força vertical no apoio n° 3 do motor
$F_{4,x}$	Força horizontal longitudinal no apoio n° 4 do motor
$F_{4,y}$	Força vertical no apoio n° 4 do motor
F_a	Força aplicada no/pelo amortecedor traseiro
F_{bf}	Força horizontal longitudinal das baterias sobre o quadro em máxima aceleração de frenagem
F_{bt}	Força horizontal longitudinal das baterias sobre o quadro em máxima aceleração à frente
F_D	Força de arrasto aerodinâmico
$F_{e,x}$	Componente horizontal da força que age sobre o eixo traseiro
$F_{e,y}$	Componente vertical da força que age sobre eixo traseiro
$F_{p,x}$	Componente horizontal da força que age sobre o pivô da balança
$F_{p,y}$	Componente vertical da força que age sobre o pivô da balança
F_{if}	Força horizontal longitudinal do inversor sobre o quadro em máxima aceleração de frenagem
F_{it}	Força horizontal longitudinal das baterias sobre o quadro em máxima aceleração à frente
F_{ld}	Força longitudinal total no pneu dianteiro em frenagem
F_{lf}	Força longitudinal em frenagem
F_{lt}	Força longitudinal em aceleração à frente
F_{mf}	Força horizontal longitudinal no apoio traseiro do motor em máxima aceleração de frenagem
F_{mt}	Força horizontal longitudinal no apoio traseiro do motor em máxima aceleração à frente
F_{pf}	Força horizontal longitudinal das pessoas sobre o quadro em máxima aceleração de frenagem

F_{pt}	Força horizontal longitudinal das pessoas sobre o quadro em máxima aceleração à frente
F_c	Força horizontal longitudinal devido à interação pinhão corrente
F_s	Força lateral do contato dos pneus com o solo durante uma curva
F_{sd}	Força lateral do contato do pneu dianteiro com o solo durante uma curva
F_{st}	Força lateral do contato do pneu traseiro com o solo durante uma curva
$F_{s,x}$	Componente horizontal da força que age sobre ponto de fixação do amortecedor traseiro no quadro
$F_{s,y}$	Componente vertical da força que age sobre ponto de fixação do amortecedor traseiro no quadro
F_v	Força resultante que age no quadro durante uma curva
F_{vd}	Força resultante que age no quadro durante uma curva devido ao contato do pneu dianteiro
F_{vt}	Força resultante que age no quadro durante uma curva devido ao contato do pneu traseiro
F_w	Força de resistência à rolagem do pneu
f_w	Fator de resistência à rolagem
f_{wd}	Fator de resistência à rolagem dianteiro
f_{wt}	Fator de resistência à rolagem traseiro
g	Aceleração da gravidade
h	Distância vertical entre o CG do veículo e o solo
L_1	Distância horizontal longitudinal entre o eixo do motor e os pontos de fixação dianteiros
L_2	Distância horizontal longitudinal entre o eixo do motor e os pontos de fixação traseiros
L_3	Distância horizontal transversal entre o pinhão e os pontos de fixação esquerdos
L_4	Distância horizontal transversal entre os pontos de fixação esquerdos e direitos
L_b	Comprimento da balança
L_g	Comprimento do garfo

L_p	Distância entre o ponto de fixação do amortecedor traseiro na balança e o pivô da balança
m	Massa total do veículo
m_b	Massa das baterias
M_d	Momento no tubo da mesa
m_i	Massa do inversor
M_m	Momento no eixo do motor
m_m	Massa do motor
m_p	Massa dos ocupantes
M_t	Momento no eixo traseiro
M_w	Momento de resistência à rolagem
N	Reação normal no contato do pneu com o solo
N_f	Reação normal no contato do pneu dianteiro com o solo
N_r	Reação normal no contato do pneu traseiro com o solo
N_{ff}	Reação normal no contato do pneu dianteiro com o solo em aceleração máxima de frenagem
N_{ft}	Reação normal no contato do pneu dianteiro com o solo em aceleração máxima à frente
N_{rf}	Reação normal no contato do pneu traseiro com o solo em aceleração máxima de frenagem
N_{rt}	Reação normal no contato do pneu traseiro com o solo em aceleração máxima à frente
p	Entreeixos
P	Pressão de inflação dos pneus
p_b	Peso das baterias
p_i	Peso do inversor
P_m	Peso do motor
P_p	Peso dos ocupantes
$R_{1,x}$	Reação horizontal longitudinal no apoio nº 1 do motor

$R_{1,y}$	Reação vertical no apoio n° 1 do motor
$R_{2,x}$	Reação horizontal longitudinal no apoio n° 2 do motor
$R_{2,y}$	Reação vertical no apoio n° 2 do motor
$R_{3,x}$	Reação horizontal longitudinal no apoio n° 3 do motor
$R_{3,y}$	Reação vertical no apoio n° 3 do motor
$R_{4,x}$	Reação horizontal longitudinal no apoio n° 4 do motor
$R_{4,y}$	Reação vertical no apoio n° 4 do motor
R_c	Raio da curva
R_f	Raio da roda dianteira
R_p	Raio do pinhão
R_r	Raio da roda traseira
S	Força de atrito que promove aceleração à frente
t_f	Raio da seção transversal do pneu dianteiro
T_m	Torque do motor
t_r	Raio da seção transversal do pneu traseiro
V	Velocidade de deslocamento do veículo
β	Ângulo de caster;
θ	Ângulo de inclinação do amortecedor traseiro, medido a partir da vertical
μ	Coefficiente de atrito do pneu com o solo
ρ	Massa específica do ar
\emptyset	Ângulo de inclinação da balança, medido a partir da horizontal
φ_i	Ângulo de inclinação lateral (roll) da motocicleta durante uma curva
ω	Velocidade angular do veículo numa curva

Glossário

Backbone	Espinha dorsal, em inglês. No contexto, refere-se a um tipo de quadro de motocicleta.
Boca de lobo	Usinagem de extremidade de tubos típica de estruturas tubulares soldadas.
Bonded	Ligado, em inglês. No contexto, refere-se ao tipo de contato no modelo de elementos finitos que mantém dois componentes unidos, com deslocamento relativo nulo durante o cálculo
Frictional	De fricção, em inglês. No contexto, refere-se ao tipo de contato no modelo de elementos finitos que simula o atrito entre dois componentes com coeficiente definido pelo usuário.
Offset	Deslocamento, compensação, em inglês. No contexto, distância ortogonal entre a linha de centro das bengalas da suspensão dianteira e o eixo dianteiro.
Pitch	Mergulho, em inglês. Rotação no eixo transversal.
Powertrain	Trem de força, em inglês. Refere-se ao conjunto mecânico responsável por entregar a potência necessária ao seu deslocamento.
Roll	Rolagem, em inglês. Rotação no eixo longitudinal.
Smart grid	Rede inteligente, em inglês. Termo que define redes de transmissão e distribuição de eletricidade com elevado grau de automação e tecnologia com o objetivo de aumentar a eficiência operacional.
Scooter	Termo em inglês que se aplica a motocicletas conduzidas de pé ou sentado de modo que os pés repousem sobre uma plataforma frontal. Bastante adequada à deslocamentos urbanos curtos.
Yaw	Guinada, em inglês. Rotação no eixo vertical.

Sumário

1	Introdução	1
1.1	História.....	1
1.2	Motivação	3
1.3	Objetivos.....	5
1.4	Estrutura do texto.....	6
2	Quadro	8
2.1	Definição.....	8
2.2	Parâmetros principais.....	8
2.3	Tipos de geometria.....	9
2.3.1	Berço	9
2.3.2	Backbone.....	10
2.3.3	De perímetro.....	11
2.4	Materiais	12
2.4.1	Aço	12
2.4.2	Alumínio.....	13
2.4.3	Compósitos.....	14
2.5	Premissas do projeto	14
3	Modelagem	15
3.1	Cinemática	15
3.2	Forças.....	18
4	Geometria	35
4.1	Tipo e material	35
4.2	Iterações	36
4.3	Itens para fabricação	39

5 Análise	42
5.1 Modelo de elementos finitos	42
5.2 Critérios de aceitação	46
5.3 Materiais	48
5.4 Resultados	50
5.4.1 Aceleração	50
5.4.2 Frenagem	54
5.4.3 Torção.....	56
6 Custos	59
6.1 Matéria prima.....	59
6.2 Mão de obra	60
7 Procedimentos para registro e homologação da motocicleta.....	63
8 Conclusões e comentários finais	66
Referências bibliográficas	68
Apêndice A - Desenho técnico	71
Apêndice B - Resultados da análise	73

Lista de figuras

Figura 1: Petroleum Reitwagen, a primeira motocicleta com motor à combustão interna. Fonte: [3].	2
Figura 2: Morbidelli V8, um dos projetos mais exóticos do motociclismo. Fonte: [6].	3
Figura 3: Gráfico comparativo entre as emissões de veículos elétricos em diferentes países, conforme suas respectivas fontes de eletricidade. Traduzido de: [7].	4
Figura 4: Quadro do tipo berço duplo. Fonte: [10].	10
Figura 5: Motocicleta com quadro do tipo backbone. Fonte: [11].	10
Figura 6: Quadro de perímetro Yamaha do tipo monocoque. Fonte: [12].	11
Figura 7: Quadro de perímetro treliçado KTM. Fonte: [13].	11
Figura 8: Gráfico comparativo de limiar de tensão x número de ciclos para o aço e o alumínio. Traduzido de: [15].	13
Figura 9: rotações da motocicleta. Adaptado de: [16].	16
Figura 10: Parâmetros importantes da geometria da motocicleta. Traduzido de: [16].	17
Figura 11: Balanço de forças exemplificando o efeito de auto alinhamento do trail positivo. Traduzido de: [16].	17
Figura 12: Gráficos de forças longitudinais em função do escorregamento (esquerda) e de forças laterais em função do ângulo de inclinação (direita). Traduzido de: [16].	18
Figura 13: Representação esquemática das forças de resistência à rolagem do pneu. Traduzido de: [16].	19
Figura 14: Valores de CD de diversos modelos esportivos de fábrica. Fonte: [19].	21
Figura 15: Balanço de forças verticais e longitudinais para o caso de inclinação lateral (roll) nula. Fonte: [16].	21
Figura 16: Situação de equilíbrio para o caso de uma curva de raio constante. Traduzido de: [16].	24
Figura 17: Valores experimentais de aceleração lateral em função do ângulo de inclinação para dois modelos de motocicleta e dois pilotos diferentes. Adaptado de: [22].	25
Figura 18: Comparação entre valores simulados e experimentais para as acelerações verticais resultantes da passagem de um carro por uma lombada. Fonte: [24].	27
Figura 19: Esquema de forças para cálculo de esforços da suspensão traseira.	29
Figura 20: Esquema de forças para cálculo de esforços da suspensão dianteira.	31
Figura 21: Esquema de forças para cálculo dos esforços do motor.	32
Figura 22: Ducati 900 SS 1992. Fonte: [26].	35
Figura 23: Versão 1 do quadro.	36
Figura 24: Versão 4 do quadro.	37
Figura 25: Versão 7 do quadro.	37

Figura 26: Versão final do quadro.....	38
Figura 27: Comparação entre a versão final do quadro, com componentes instalados, e o modelo de fábrica em escala real.	38
Figura 28: Montagem final do quadro com os principais componentes: caixa de baterias (azul); inversor (vermelho); o motor elétrico; e uma versão simplificada da suspensão traseira.	39
Figura 29: Geometria final colorida por itens.	39
Figura 30: Exemplo de código de identificação dos elementos do quadro.	40
Figura 31: Árvore de sistemas no ANSYS Workbench (esquerda) e geometria de análise (direita).	42
Figura 32: Malha de elementos finitos adotada.....	43
Figura 33: Parâmetros e aspecto dos elementos da malha.	43
Figura 34: Exemplos de contatos de atrito (Frictional, esquerda) e solda (Bonded, direita).	44
Figura 35: Carregamentos inseridos nos modelos de aceleração (esquerda) e frenagem (direita).	45
Figura 36: Suportes dos modelos de aceleração (esquerda) e frenagem (direita) destacados em verde.....	45
Figura 37: Representação visual do ensaio proposto (esquerda) e dos carregamentos e condições de contorno do modelo de torção (direita).	46
Figura 38: Resultados da tensão equivalente de Mises para o modelo de aceleração. Visualização completa (esquerda) e regiões acima de 120 MPa (direita).	51
Figura 39: Resultados da tensão equivalente de Mises para o modelo de frenagem. Visualização completa (esquerda) e regiões acima de 120 MPa (direita).	54
Figura 40: Visualização das deformações do modelo de torção ampliadas em 7 vezes.	57
Figura 41: Gráfico de deslocamento das extremidades do tubo da mesa em função da carga aplicada no modelo de torção.....	58
Figura 42: Pontos da parte dianteira da geometria com tensão acima de 144 MPa no modelo de aceleração. Destaque para as regiões analisadas.	73
Figura 43: Pontos da parte traseira da geometria com tensão acima de 144 MPa no modelo de aceleração. Destaque para as regiões analisadas.	73
Figura 44: Aceleração, Região 1 - Tubo frontal inferior - Tensão global acima de 147 MPa.	74
Figura 45: Aceleração, Região 1 - Tubo frontal inferior - Tensão global acima de 117 MPa.	74
Figura 46: Aceleração, Path 1 - Tensão linearizada na menor espessura do tubo.....	74
Figura 47: Aceleração, Região 2 - Tubo frontal inferior - Tensão global acima de 124 MPa.	75
Figura 48: Aceleração, Região 2 - Tubo frontal inferior - Tensão global acima de 70 MPa.	75
Figura 49: Aceleração, Path 2 - Tensão linearizada na menor espessura do tubo.....	75
Figura 50: Aceleração, Região 3 – Cantoneira do suporte das baterias - Tensão global acima de 79 MPa.	76
Figura 51: Aceleração, Path 3 - Tensão linearizada no ponto de maior tensão do cordão de solda.	76

Figura 52: Aceleração, Path 4 - Tensão linearizada no ponto de maior tensão do cordão de solda.	76
Figura 53: Aceleração, Região 4 – Chapa de reforço interior - Tensão global acima de 113 MPa.	77
Figura 54: Aceleração, Path 5 - Tensão linearizada na menor espessura da chapa.....	77
Figura 55: Aceleração, Região 5 – Chapa de reforço do suporte da suspensão traseira - Tensão global acima de 193 MPa.	77
Figura 56: Aceleração, Região 5 – Chapa de reforço do suporte da suspensão traseira - Tensão global acima de 79 MPa.	78
Figura 57: Aceleração, Região 5 – Tubo transversal - Tensão global acima de 105 MPa.....	78
Figura 58: Aceleração, Path 6 - Tensão linearizada na menor espessura do tubo.....	78
Figura 59: Aceleração, Path 7 - Tensão linearizada na menor espessura da chapa.....	79
Figura 60: Aceleração, Path 8 - Tensão linearizada no comprimento da chapa.....	79
Figura 61: Aceleração, Região 6 – Tubos de reforço do suporte do banco - Tensão global acima de 138 MPa.	79
Figura 62: Aceleração, Path 9 - Tensão linearizada na menor espessura do tubo.....	80
Figura 63: Aceleração, Região 7 – Primeira dobra do tubo de suporte do banco - Tensão global acima de 164 MPa.	80
Figura 64: Aceleração, Região 7 – Primeira dobra do tubo de suporte do banco - Tensão global acima de 178 MPa.	80
Figura 65: Aceleração, Região 7 – Primeira dobra do tubo de suporte do banco - Tensão global acima de 82 MPa.	81
Figura 66: Aceleração, Path 10 - Tensão linearizada na menor espessura do tubo.....	81
Figura 67: Aceleração, Path 11 - Tensão linearizada na menor espessura do tubo.....	81
Figura 68: Aceleração, Região 8 – Segunda dobra do tubo de suporte do banco - Tensão global acima de 215 MPa.	82
Figura 69: Aceleração, Região 8 – Segunda dobra do tubo de suporte do banco - Tensão global acima de 128 MPa.	82
Figura 70: Aceleração, Região 8 – Segunda dobra do tubo de suporte do banco - Tensão global acima de 98 MPa.	82
Figura 71: Aceleração, Path 12 - Tensão linearizada na menor espessura do tubo.....	83
Figura 72: Aceleração, Path 13 - Tensão linearizada na menor espessura do tubo.....	83
Figura 73: Aceleração – Deformações ampliadas em 45 vezes.	83
Figura 74: Pontos da parte traseira da geometria com tensão acima de 120 MPa no modelo de aceleração. Destaque para as regiões analisadas.	84
Figura 75: Frenagem, Região 1 – Tubos de reforço do suporte do banco – Tensão global acima de 127 MPa.	84
Figura 76: Frenagem, Região 1 – Tubos de reforço do suporte do banco – Tensão global acima de 114 MPa.	84
Figura 77: Frenagem, Path 14 – Tensão linearizada na menor espessura do tubo.	85

Figura 78: Frenagem, Path 15 – Tensão linearizada na menor espessura do tubo.	85
Figura 79: Frenagem, Região 2 – Chapas de reforço do suporte da suspensão – Tensão global acima de 163 MPa.	85
Figura 80: Frenagem, Região 2 – Chapas de reforço do suporte da suspensão – Tensão global acima de 70 MPa.	86
Figura 81: Frenagem, Região 2 – Tubo transversal do suporte da suspensão traseira – Tensão global acima de 127 MPa.	86
Figura 82: Frenagem, Path 16 – Tensão linearizada na menor espessura do tubo.	86
Figura 83: Frenagem, Path 17 – Tensão linearizada na menor espessura da chapa.	87
Figura 84: Frenagem, Região 3 – Primeira dobra do tubo do suporte do banco – Tensão global acima de 133 MPa.	87
Figura 85: Frenagem, Região 3 – Primeira dobra do tubo do suporet do banco – Tensão global acima de 118 MPa.	87
Figura 86: Frenagem, Path 18 – Tensão linearizada na menor espessura do tubo.	88
Figura 87: Frenagem, Path 19 – Tensão linearizada na menor espessura do tubo.	88
Figura 88: Frenagem, Região 4 – Segunda dobra do tubo do suporte do banco – Tensão global acima de 156 MPa.	88
Figura 89: Frenagem, Região 4 – Segunda dobra do tubo do suporte do banco – Tensão global acima de 102 MPa.	89
Figura 90: Frenagem, Região 4 – Segunda dobra do tubo do suporte do banco – Tensão global acima de 64 MPa.	89
Figura 91: Frenagem, Path 20 – Tensão linearizada na menor espessura do tubo.	89
Figura 92: Frenagem, Path 21 – Tensão linearizada na menor espessura do tubo.	90
Figura 93: Visualização das deformações do modelo de torção ampliadas em 7 vezes – vista frontal.	90
Figura 94: Tensões acima de 120 MPa na dianteira do quadro com tubos principais de 1” x 3 mm e do banco de 1” x 2 mm (versão 7 do quadro).	90
Figura 95: Tensões acima de 120 MPa na dianteira do quadro com tubos principais de 1” x 3 mm (versão 8 do quadro).	91
Figura 96: Tensões acima de 240 MPa na dianteira do quadro com tubos principais de 1” x 3 mm (versão 8 do quadro).	91

Lista de Tabelas

Tabela 1: Contagem dos graus de liberdade da motocicleta. Adaptado de: [16]	15
Tabela 2: Contribuintes principais para a massa total do veículo considerada nos cálculos.....	27
Tabela 3: Forças nos pontos de fixação do motor.	34
Tabela 4: Quantidade dos itens para fabricação do quadro.	40
Tabela 5: Principais dimensões do quadro.	41
Tabela 6: Propriedades do material adotado nas análises.	46
Tabela 7: Critérios de aceitação de esforços conforme as normas.	47
Tabela 8: Materiais disponíveis no varejo e suas respectivas resistências mecânicas.	49
Tabela 9: Valores de tensão limites de cada material conforme os critérios de aceitação.	50
Tabela 10: Resultados de tensão equivalente de Mises nos pontos mais críticos da geometria no modelo de aceleração.	52
Tabela 11: Resultados das tensões linearizadas nos pontos mais críticos da geometria no modelo de aceleração.	53
Tabela 12: Resultados de tensão equivalente de Mises nos pontos mais críticos da geometria no modelo de frenagem.	55
Tabela 13: Resultados de tensão linearizada nos pontos mais críticos da geometria no modelo de frenagem.	55
Tabela 14: Resultados de deformação em função da carga aplicada no modelo de torção.....	57
Tabela 15: Preço aproximado das matérias primas do quadro no varejo.	60
Tabela 16: Contabilização de processos de fabricação dos tubos do quadro.	60
Tabela 17: Contabilização dos processos de fabricação das cantoneiras do quadro.	61
Tabela 18: Contabilização de processos de fabricação das chapas	61
Tabela 19: Contabilização de processos de fabricação das barras redondas.....	61

Capítulo 1

Introdução

1.1 História

Desde os primórdios da humanidade tenta-se encontrar alternativas mais rápidas e seguras para a locomoção e transporte terrestres. No início, como alternativa ao simples ato de caminhar, domesticou-se animais, o que possibilitou o transporte de cargas mais pesadas e uma maior velocidade de locomoção.

Os transportes continuaram a evoluir com o advento de estradas e implementos como carroças e trenós. Pequenas melhorias no transporte terrestre ocorreram ao longo dos séculos, mas nada tão significativo até a chegada da revolução industrial ao final do século XVIII. Além das estradas de ferro e canais, as estradas comuns passaram por uma grande transformação.

A melhoria na qualidade de vida da população veio rápido. Com novos processos de fabricação e a automatização de processos, o trabalho tornou-se mais rentável e eficiente. Cresceu então a demanda por meios de transporte individuais, o que, com o emprego da recém inventada tecnologia de motores a vapor, culminou no surgimento dos primeiros veículos automotores no início do século XIX.

BELLIS [1] cita que, em 1867, o americano Sylvester Howard Hoper desenvolveu um motor de dois cilindros a vapor e o acoplou a um tipo de bicicleta ou velocípede. Há também registros da mesma época que indicam que Ernest Michaux fez algo parecido na França, ao montar um motor a vapor numa das bicicletas fabricadas pelo seu pai, Pierre Michaux. É interessante como, recorrentemente ao longo da história, invenções praticamente idênticas surgem quase simultaneamente em locais tão distintos. Outro famoso exemplo disso é a invenção do avião, cujo crédito até hoje gera polêmicas. Como sugere HAYEK [2]: o conhecimento está disperso na sociedade.

Alguns anos depois, em 1885, a parceria entre os alemães Gottlieb Daimler e Wilhelm Maybach resultou na primeira motocicleta com motor à combustão interna movida à gasolina: a *Petroleum Reitwagen* (Figura 1). Desacreditados por Nicolaus Otto, seu objetivo era demonstrar a viabilidade de um veículo automotor equipado com esse tipo de propulsão.



Figura 1: Petroleum Reitwagen, a primeira motocicleta com motor à combustão interna. Fonte: [3].

Dezenas de empresas produziam suas próprias versões de bicicletas motorizadas quando, em 1894, a companhia alemã Hildebrand e Wolfmüller implementou uma linha de montagem para a produção desse tipo de veículo pela primeira vez na história. Concomitantemente, a fim de fazê-lo mais reconhecido, apelidaram seu produto de “motocicleta”.

No início do século XX houve uma grande demanda por veículos confortáveis voltados para o uso urbano, inclusive os elétricos, afinal eles eram silenciosos, não vibravam como os outros e não demoravam para ligar como os motores a vapor e à combustão [4]. Entretanto, como a rede de estradas expandiu-se e passou a conectar cidades ainda mais distantes, a autonomia tornou-se um grande impedimento. O petróleo também ficou muito mais barato devido à descoberta de novas reservas, assim como os próprios motores, que agora eram produzidos em larga escala pelas indústrias Ford. Os veículos elétricos, então, praticamente sumiram ao final nos anos 1930.

Ao longo do século XX a motocicleta, agora já consolidada no mercado, passou por diversos aprimoramentos, muitos postos à prova nas grandes guerras, e nomes como Harley and Davidson, Indian, Triumph, Moto Guzzi e BMW tornaram-se reconhecidos

na Europa e Estados Unidos. No Japão a Suzuki inicia a produção de motocicletas no início dos anos 1950, sendo seguida de perto pela Honda, Yamaha e Kawasaki [5].

A partir desse período as motocicletas tornaram-se não muito diferentes do que se vê hoje nas ruas de todo o mundo. Esses veículos leves, ágeis, baratos e de baixo consumo são, mais que nunca, uma excelente opção para o trânsito urbano.

1.2 Motivação

Apesar de muitas mudanças, pouco se viu mudar na motorização das motocicletas. Alguns poucos modelos ousaram um motor à diesel, outros, mais bem sucedidos, um ciclo Otto de 2 tempos. Muitas variações na orientação dos cilindros vieram na forma de motores boxer, em linha e em V. Outros apostaram na quantidade e surgiram motores de 2, 3, 4, 6 e 8 cilindros (*Figura 2*). No entanto, além de motores de combustão interna, escassas foram as alternativas na indústria mesmo com a crise do petróleo.



Figura 2: Morbidelli V8, um dos projetos mais exóticos do motociclismo. Fonte: [6].

A utilização de motores elétricos cresceu no segmento das *scooters* nos anos seguintes e faz sucesso até hoje, mas foi nos campeonatos automobilísticos que a eletricidade ganhou destaque. Inúmeros protótipos para as modalidades de subida de montanha, tomada de tempo, arrancada e recorde de velocidade vieram e quebraram muitos recordes. Além dos benefícios valorizados pela população no início do século XX, os motores elétricos apresentam a característica de entregar o máximo torque em baixas rotações, ao contrário dos motores à combustão, permitindo, assim, valores de aceleração maiores. Em ambientes de competição, as desvantagens relacionadas à autonomia e tempo de carregamento não importam tanto.

Atualmente, o mercado de veículos elétricos encontra-se em rápida expansão. A tecnologia de baterias melhorou muito nos últimos anos e autonomies semelhantes às de veículos à combustão são realidade. Muitas críticas aos elétricos emergiram e, apesar de não totalmente infundadas, não são suficientes para dirimir a tecnologia [7]. Os elétricos, mesmo se considerados todos os custos relativos à fabricação e obtenção de eletricidade, emitem, em média, aproximadamente 30% a menos CO₂ que os à combustão [8].

Fato é que a diminuição do impacto ambiental prometida por essa tecnologia depende totalmente da maneira pela qual a energia elétrica é obtida [7]. Obviamente, em países cuja eletricidade é gerada por fontes “limpas” como Paraguai, Islândia e Brasil, espera-se que a diminuição da pegada de carbono dos veículos automotores seja mais evidente que em países como China e Indonésia. No caso da Índia e da África do Sul calcula-se que a emissão dos elétricos seja até maior que os movidos a combustíveis fósseis [7, 8], pois nesses locais predominam as usinas a carvão e a gás natural (vide *Figura 3*).

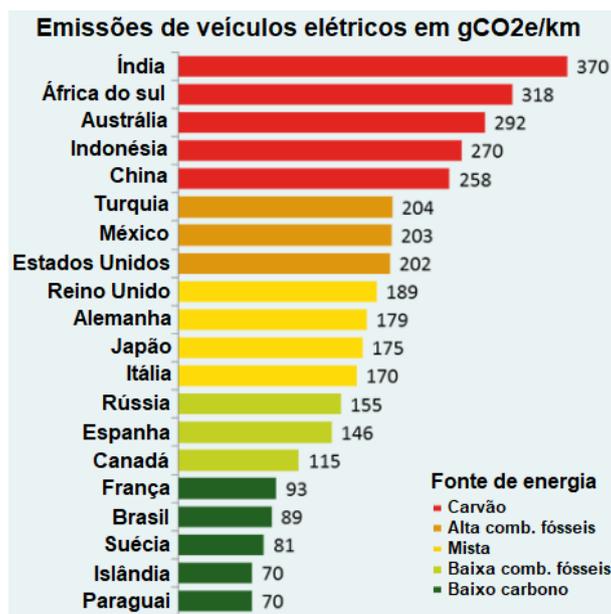


Figura 3: Gráfico comparativo entre as emissões de veículos elétricos em diferentes países, conforme suas respectivas fontes de eletricidade. Traduzido de: [7]

Antecipa-se que, num futuro próximo, com a tecnologia dos elétricos mais difundida, os custos de produção dos veículos e o impacto ambiental da geração de energia seja ainda menor, logo, a vantagem deles sobre os de combustão se tornará ainda mais evidente. A verdade é que, uma vez que o setor de transporte como um todo é responsável por apenas 14% das emissões [9], é a própria melhoria na obtenção da energia e na sua respectiva distribuição que resultará numa diminuição expressiva nas emissões.

De todo modo, veículos elétricos são uma excelente aposta quando se pensa em diminuir a concentração de poluição ambiental e sonora dos grandes centros urbanos. Sem falar nas opções de geração de eletricidade de maneira descentralizada, existem ainda projetos de *smart grid* que procuram integrar as baterias desses veículos à rede, disponibilizar a energia armazenada em horários de pico e recarregá-las em horários mais oportunos. Dessa forma, torna-se o consumo mais estável, previsível e autorregulável, diminuindo a necessidade de aumentar repentinamente a geração de energia nas grandes usinas conforme a demanda. Assim reduz-se o custo da operação desses sistemas e, conseqüentemente, da eletricidade para o consumidor final.

Sendo assim, o projeto de uma motocicleta elétrica voltada para o uso urbano é extremamente bem-vindo. A adoção desse tipo de veículo pela população pode ser o precedente de grandes mudanças no setor energético e de transporte de todo o mundo tais como a tração animal e a revolução industrial foram um dia.

Tendo tais fatores em vista, este trabalho é motivado pelo interesse na continuidade do projeto final de Igor Bentes Saraiva [19], defendido em 2016 frente ao corpo docente do Departamento de Engenharia Mecânica da POLI/UFRJ. Nele foi feito um estudo geral do projeto da motocicleta elétrica sem, no entanto, um foco na estrutura em si.

1.3 Objetivos

Neste trabalho o objetivo principal é dimensionar os componentes estruturais do quadro de uma motocicleta elétrica deixando clara toda a metodologia utilizada para tal. Ao final, será possível fabricar toda a estrutura, de modo a instalar os componentes necessários ao seu pleno funcionamento. Além disso, será feito um levantamento das exigências para o registro e legalização do protótipo junto aos órgãos de trânsito competentes.

É importante, desde já, salientar que, como este projeto destina-se apenas ao dimensionamento dos componentes estruturais, uma análise posterior de todas as juntas soldadas se faz necessária. Tal medida tem como objetivo garantir a segurança e integridade estrutural do quadro frente a carregamentos cíclicos que porventura possam originar falhas por fadiga do material nessas regiões.

Em suma, o documento deve:

- Apresentar a geometria escolhida, modelada no programa SolidWorks, baseando-se no posicionamento dos componentes principais como motor, baterias e inversor e nas premissas estabelecidas;
- Explicitar os resultados das análises das tensões da estrutura por meio do software ANSYS, de elementos finitos, bem como possíveis alterações na geometria a fim de mitigá-las;
- Incluir os desenhos técnicos para a fabricação da estrutura;
- Evidenciar o procedimento de registro e legalização do protótipo.

1.4 Estrutura do texto

No capítulo a seguir serão apresentados os principais parâmetros que regem o projeto de um quadro de uma motocicleta, os diferentes tipos de geometria e materiais possíveis e as premissas do projeto.

No terceiro capítulo serão expostos, respectivamente, os modelos dinâmicos e mecânicos do projeto, bem como os principais valores das forças atuantes na estrutura e toda a formulação matemática utilizada para obter tais resultados. Nessa parte também serão calculadas as forças atuantes na peça.

No capítulo quatro será apresentada a geometria do quadro da motocicleta e o posicionamento dos principais componentes do sistema na estrutura. Como esse será um processo iterativo em que de posse dos resultados das análises de elementos finitos serão propostas modificações na estrutura, apenas a configuração final será apresentada em detalhes. Essas modificações, caso sejam de fato necessárias, serão evidenciadas e as iterações mais significativas estarão em destaque.

Em seguida, no capítulo cinco, estará explicitada em detalhes a análise de elementos finitos. Serão mostradas as condições de contorno, forças aplicadas, malha e outras características do modelo, bem como os resultados das análises e as regiões de maior tensão. As áreas que apresentarem tensões significativamente mais baixas serão descartadas nessa etapa. Para mais, com base nos valores de tensões obtidas, será definido o material da estrutura.

O capítulo seis é dedicado à análise de custos de fabricação do modelo, levando em conta não só a quantidade de matéria prima, mas também a maneira pela qual é possível obtê-la no varejo e a mão de obra dos envolvidos.

O capítulo sete esclarecerá os procedimentos para registro e legalização do protótipo junto aos órgãos de trânsito brasileiros, bem como as eventuais modificações necessárias para tal.

Por último, no capítulo oito, serão feitas as conclusões e considerações finais e algumas sugestões para trabalhos futuros.

Capítulo 2

Quadro

2.1 Definição

O quadro de uma motocicleta é uma estrutura rígida que tem como objetivo ligar os pontos dianteiro e traseiro da suspensão, resistindo aos seus respectivos esforços, além de suportar os componentes internos do veículo e o(s) ocupante(s).

Assim como o chassi de um automóvel, é esperado que o quadro seja rígido o suficiente para permitir o correto trabalho da suspensão e resistente o suficiente para resistir aos esforços de maneira segura.

Tendo isso em mente, é possível que existam diversos tipos e geometrias de quadro que atendam a essas e outras condições.

2.2 Parâmetros principais

Como qualquer projeto mecânico, na idealização do quadro é preciso haver um balanço entre custo, leveza, rigidez e resistência. Sendo esses os principais parâmetros, ainda é possível citar o aspecto visual como um fator de decisão para muitos projetos.

Muitas vezes, para tentar aumentar essa rigidez e a resistência, o projetista pode simplesmente empregar mais material, mas é possível que a massa do veículo se torne impeditiva se esse aumento for demasiado. Outra solução pode estar no emprego de materiais mais nobres, com limites de escoamento mais altos, mas essa atitude pode tornar o projeto inviável devido ao aumento do custo.

Na tentativa de contornar esses problemas, é possível pensar em diferentes geometrias a fim de explorar melhor as propriedades de inércia de seção dos elementos da estrutura.

Entretanto, ao fazer isso, o produto pode, novamente, se tornar muito caro se essa geometria exigir processos de fabricação mais complexos.

Em muitos projetos, no entanto, a forma tem peso maior no processo de tomada de decisões e pode vir a ser o fator mais considerado. Apesar disso não ser tão comum na indústria, há muitos ambientes em que isso é fato, como por exemplo na arquitetura e na indústria automobilística, como é o caso.

2.3 Tipos de geometria

Como é de se esperar, há diferentes possibilidades para a construção do quadro de uma motocicleta, cada um com suas vantagens e desvantagens a depender dos parâmetros em evidência no projeto. Ignorando os diferentes tipos de suspensão e as soluções estruturais que as acompanham, em termos de geometria, os principais a serem destacados são:

- Berço;
- *Backbone*;
- De perímetro;

2.3.1 Berço

Existem duas possibilidades para o quadro do tipo berço: o simples e o duplo. O do tipo simples consiste numa estrutura composta por dois tubos principais que ligam o tubo da mesa ao suporte da suspensão traseira. Um passa por cima do motor e dos outros componentes na posição central do veículo e, o outro, por baixo. Esse quadro se assemelha bastante ao de uma bicicleta e é visto em muitos projetos de customização devido à sua simplicidade e facilidade de fabricação.

Já no duplo (*Figura 4*), há dois tubos, na parte inferior, para promover um melhor suporte para o motor e, por esse motivo, e por propiciar uma melhor resistência à torção, é o mais utilizado na indústria.

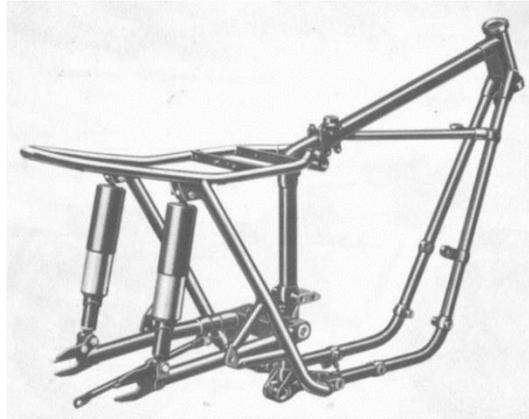


Figura 4: Quadro do tipo berço duplo. Fonte: [10]

O quadro do tipo berço é o mais básico e permite bastante versatilidade no projeto, além de apresentar leveza e facilidade de fabricação. No entanto, no geral, é pouco resistente, principalmente, a carregamentos de torção, sendo usualmente aplicado em motocicletas de baixa “cilindrada”.

2.3.2 *Backbone*

O tipo *Backbone*, ou espinha dorsal, se traduzido do inglês, é outra opção para projetos simples cuja leveza é primordial. Nessa configuração o motor fica pendurado num único tubo ou estrutura superior, que liga a parte dianteira à traseira do veículo (*Figura 5*).



Figura 5: Motocicleta com quadro do tipo *backbone*. Fonte: [11]

Essa variação apresenta as mesmas vantagens que o tipo berço em termos de leveza e facilidade de fabricação, além de disponibilizar muito mais espaço para os principais componentes da motocicleta devido ao fato de não haver nenhum tubo inferior. Ao longo dos anos, verificou-se, também, que essa configuração permite a maior rigidez específica possível, por ligar ambas as suspensões através do menor caminho possível e, por isso, foi muito utilizada em motocicletas de corrida no passado. Por outro lado, pode tornar difícil a instalação do motor por oferecer apenas pontos de fixação acima deste.

2.3.3 De perímetro

Existem muitas variações do quadro de perímetro no que se refere a materiais e processos de fabricação, mas, no geral, o conceito é o mesmo. Ele pode ser entendido como uma variação ou, talvez, até uma evolução do *Backbone*. Assim como esse último, ele também liga os pontos de suspensão por um caminho bastante curto, mas abre espaço no centro para abrigar motores maiores e possibilita mais pontos de fixação, além de aumentar, significativamente, a rigidez à torção, sem comprometer tanto a leveza.



Figura 6: Quadro de perímetro Yamaha do tipo monocoque. Fonte: [12]

Sabendo disso, muitos fabricantes empregam esse tipo de geometria em seus modelos e sua aplicação é bastante abrangente. Algumas marcas, como Honda e Yamaha, aplicam processos de alta tecnologia que resultam numa peça única, muitas vezes, de alumínio, muito rígida e muito leve (*Figura 6*). Outras são conhecidas pelos quadros de perímetro confeccionados com tubos soldados em forma de treliça, como é o caso da Ducati e da KTM (*Figura 7*). Esses quadros, principalmente quando pintados em cores chamativas, se destacam e ajudam a criar e manter a identidade visual dessas marcas, trazendo à tona o fator beleza do projeto.



Figura 7: Quadro de perímetro treliçado KTM. Fonte: [13]

2.4 Materiais

Além da escolha da geometria do quadro, outra importante etapa na construção do quadro é a escolha do material. Além do fato de que diferentes materiais proporcionam diferentes resultados em termos de rigidez e resistência mecânica, essa diferença implica na necessidade de diferentes processos de fabricação e influencia no leque de possibilidades para a geometria da peça. Por esse motivo, a seleção do material é extremamente importante e deve ser feita de maneira conjunta.

Os três principais materiais empregados em quadros e em chassis no geral são o aço, o alumínio e alguns compósitos como fibra de carbono.

2.4.1 Aço

O aço é, sem sombra de dúvida, o material mais utilizado na indústria mecânica. Sua aplicação é vista em objetos que vão desde brinquedos até grandes construções civis. É um material bastante versátil que pode ser encontrado em forma de chapas, perfis, tubos e barras e que já é bastante conhecido e estudado em termos de comportamento mecânico e aplicabilidade de processos de fabricação.

Um aço simples é gerado a partir da adição de carbono ao ferro, o que confere um aumento significativo em sua resistência mecânica. Outros materiais podem ser adicionados formando diferentes ligas, o que pode conferir ainda mais resistência ou, a depender do material, outras propriedades como mais resistência à corrosão, maior dureza, melhor soldabilidade ou usinabilidade e, até mesmo, melhor condutividade térmica ou elétrica. É importante destacar que, quase sempre, o aumento de uma dessas propriedades se dá em detrimento de outra, portanto, cabe discernimento na escolha.

No caso do quadro da motocicleta, o aço pode ser empregado por meio da combinação e união soldada de diversos segmentos de tubos e outros perfis a fim de formar uma das geometrias apresentadas na seção anterior. Outros processos de fabricação como fundição e forjamento já no formato final do quadro são muito complicados e, talvez, até impossíveis para o aço numa geometria como essa. A usinagem, entretanto, pode ser uma alternativa a depender da situação.

É possível, também, a aplicação de outros processos como os tratamentos térmicos, para modificar as propriedades do material devido à alteração na microestrutura.

2.4.2 Alumínio

O alumínio, assim como o aço, é um metal bastante aplicado na indústria e que é produzido em diferentes ligas. Por ser mais dúctil, é possível encontrar perfis conformados de alumínio com seções transversais muito mais complexas que o aço. Ele também apresenta um ponto de fusão mais baixo, e, por esse motivo, se fabricam peças mais complexas pelos processos de fundição e forjamento.

Algumas ligas de alumínio possuem limites de escoamento comparáveis aos de um aço. Como esse material apresenta massa específica mais de 60% menor que a do aço [14], há a possibilidade de fabricar componentes de resistência específica muito elevada, tal como ocorre com alguns polímeros. Pode existir, no entanto, a preocupação com a rigidez da peça, pois seu módulo de elasticidade é tão menor quanto sua massa específica, se comparados os dois materiais [14].

É importante listar que uma grande preocupação com componentes mecânicos de alumínio é com a fadiga. Para materiais não ferrosos, não existe um limiar abaixo do qual a peça não falhará por fadiga, como ilustrado na *Figura 8*.

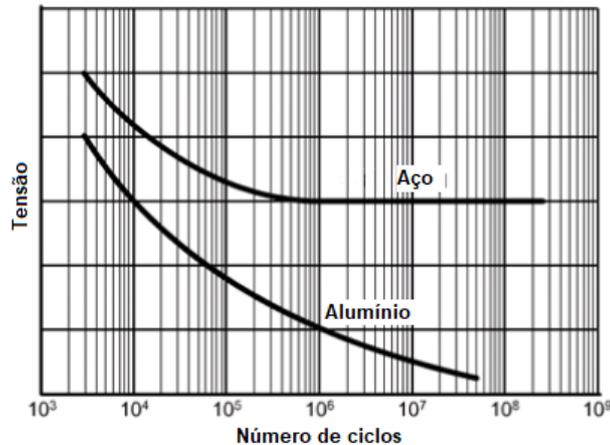


Figura 8: Gráfico comparativo de limiar de tensão x número de ciclos para o aço e o alumínio. Traduzido de: [15].

Outro fator a considerar é o custo significativamente maior do alumínio em relação ao aço, se comparadas quantidades equivalentes de material em termos de massa.

2.4.3 Compósitos

Os compósitos são, por definição, a composição de dois ou mais materiais de categorias distintas na tentativa de abarcar, num único material, uma combinação de propriedades que seria impossível de outra forma.

Na indústria automotiva são bastante utilizadas as fibras de vidro, carbono e até de kevlar. Essas fibras são camadas intercaladas de uma espécie de tecido e uma resina especial que, ao curar, resulta numa peça rígida e que pode ser muito resistente, até mais que aços de alta liga. Existem casos, inclusive, em que se emprega uma geometria do tipo “sanduíche”, na qual camadas dessas fibras são intercaladas com outros materiais a fim de tirar proveito da combinação de suas propriedades.

Num cenário em que a leveza do conjunto é primordial, a fibra de carbono é certamente a melhor escolha, pois permite atingir os mesmos níveis de rigidez e resistência com apenas uma pequena fração da massa. Esse material, no entanto, apresenta um custo extremamente elevado que, na maioria dos casos, tornaria o projeto inexecutável.

2.5 Premissas do projeto

É previsto que o quadro seja fabricado dentro da universidade pelos próprios estudantes. Sendo assim, não é esperado que os processos de fabricação tenham alta qualidade, afinal não serão executados por profissionais experientes. Também não estarão disponíveis processos muito elaborados e que exijam maquinários complexos. Por esse motivo, os principais fatores que nortearão o projeto serão a segurança e a facilidade de fabricação. Além disso, devido ao baixo orçamento e ausência de patrocínios externos, o custo final e a facilidade de obtenção da matéria prima também serão parâmetros importantes.

Capítulo 3

Modelagem

3.1 Cinemática

Para COSSALTER [16], o estudo da cinemática de uma motocicleta é importante, pois tem profunda relação com sua dinâmica. Para ele, considerando as suspensões rígidas, uma motocicleta pode ser definida como sendo composta por quatro corpos rígidos: a montagem traseira, composta pelo quadro, componentes do *powertrain* e suspensão traseira; a montagem dianteira, composta pelos componentes da suspensão dianteira e o guidão; a roda traseira; e a roda dianteira.

A priori, por serem 4 corpos, a motocicleta poderia ter 24 graus de liberdade (GDL), mas, segundo ele, estes são reduzidos a apenas três. Isso acontece, pois quinze são limitados pelas juntas de revolução que unem esses corpos e o atrito entre os pneus e o solo restringe mais três em cada roda, conforme a *Tabela 1*.

Tabela 1: Contagem dos graus de liberdade da motocicleta. Adaptado de: [16]

Corpos rígidos	Restrições	
Montagem dianteira	Juntas de revolução	Interação pneu-solo
Montagem traseira	Guidão/Mesa	
Roda dianteira	Roda dianteira	Dianteira
Roda traseira	Roda traseira	Traseira
$4 \times 6 = 24$	$3 \times 5 = 15$	$2 \times 3 = 6$
Total: $24 - 15 - 6 = 3$ GDL		

Os três graus de liberdade restantes são, portanto: translação longitudinal da motocicleta; rolagem; e rotação do guidão e da suspensão dianteira. É importante destacar que isso é verdade se forem desconsiderados os pequenos deslizamentos entre os pneus e o solo.

Caso sejam considerados, mais quatro graus de liberdade, relativos aos deslizamentos longitudinais e laterais de cada pneu, são acrescentados e o total passa a ser de sete.

Para fins de entendimento do comportamento do veículo, definem-se as possíveis rotações (*Figura 9*): *roll*, o ângulo de inclinação lateral (rotação no eixo X); *pitch*, o ângulo de mergulho (rotação no eixo Y); e *yaw*, a direção (rotação no eixo Z).

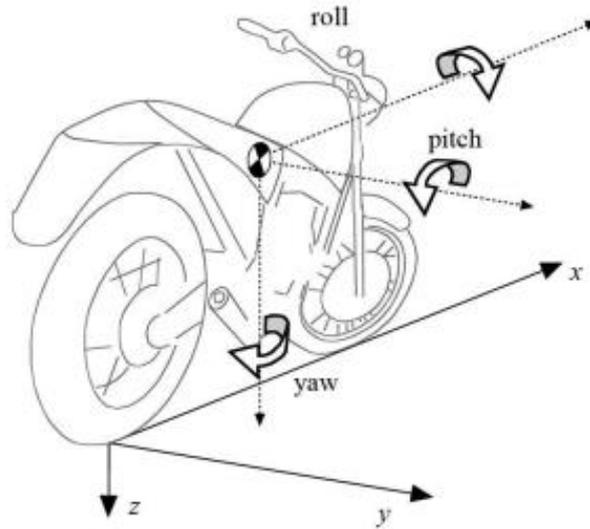


Figura 9: rotações da motocicleta. Adaptado de: [16]

Com relação à geometria da motocicleta, as seguintes dimensões podem ser usadas para descrevê-la (*Figura 10*):

- p , o entreeixos;
- d , o *offset* do garfo;
- β , o ângulo de caster;
- R_r , o raio de roda traseira;
- R_f , o raio da roda dianteira;
- t_r , o raio da seção transversal do pneu traseiro;
- t_f , o raio da seção transversal do pneu dianteiro.

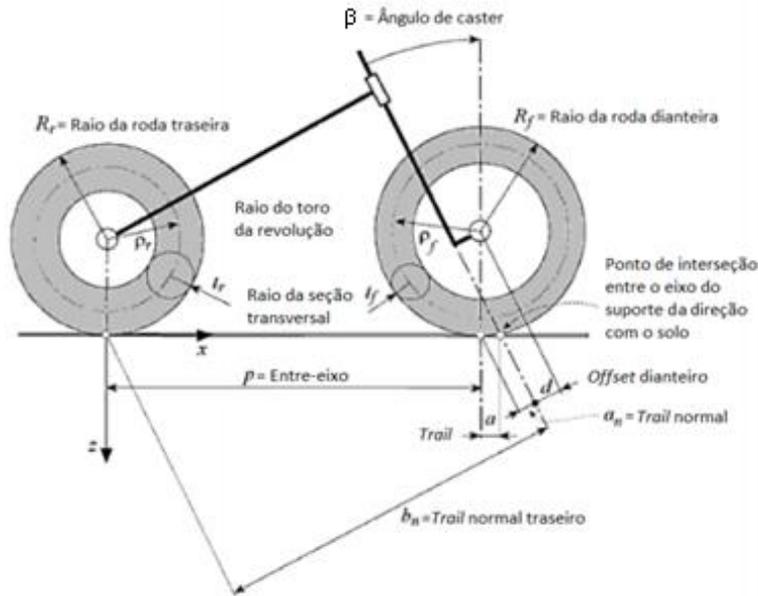


Figura 10: Parâmetros importantes da geometria da motocicleta. Traduzido de: [16]

O *trail* é um parâmetro importantíssimo para a estabilidade da motocicleta. Um valor de *trail* positivo gera um efeito estabilizante na motocicleta, pois, devido ao atrito entre o pneu dianteiro e o solo, a rotação do guidão gera um contra momento que tende a alinhar novamente a roda dianteira (Figura 11). Um valor de *trail* negativo, no entanto, gera um momento que tende a aumentar esse desalinhamento. Esse efeito de auto alinhamento é muito bem observável em carrinhos de supermercado, pois possuem um alto valor de *trail* se comparado ao diâmetro da roda.

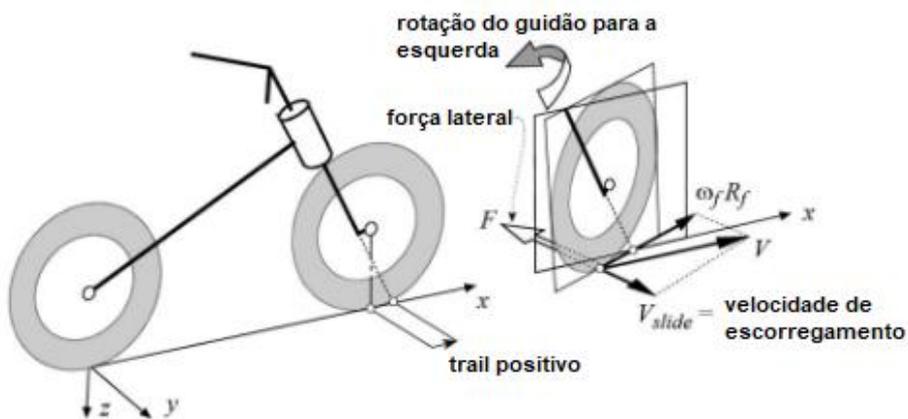


Figura 11: Balanço de forças exemplificando o efeito de auto alinhamento do trail positivo. Traduzido de: [16]

Também graças aos ângulos da suspensão dianteira, uma rotação do guidão é capaz de gerar um mergulho (*pitch*) da motocicleta e vice-versa. O *offset* do garfo é uma tentativa de minimizar esse efeito. Além dessa interdependência dos graus de liberdade, há outras

circunstâncias interessantes na cinemática das motocicletas, mas não são tão relevantes no escopo desse trabalho.

Para todos os efeitos, serão considerados apenas as componentes de forças e momentos que agem no plano XZ das Figuras 10 e 11. Além disso, a fim de não alterar significativamente o comportamento dinâmico da motocicleta, toda a geometria será baseada num modelo de fábrica de uma motocicleta com motor de 250 cm³ de deslocamento.

3.2 Forças

Como citado na seção anterior, a força de contato entre os pneus e o solo é de suma importância para o entendimento do comportamento da motocicleta. É esse balanço de forças que permite que ela acelere, freie e mude de direção. As forças que agem nos pneus podem ser longitudinais, laterais ou uma combinação dos dois casos (Figura 12).

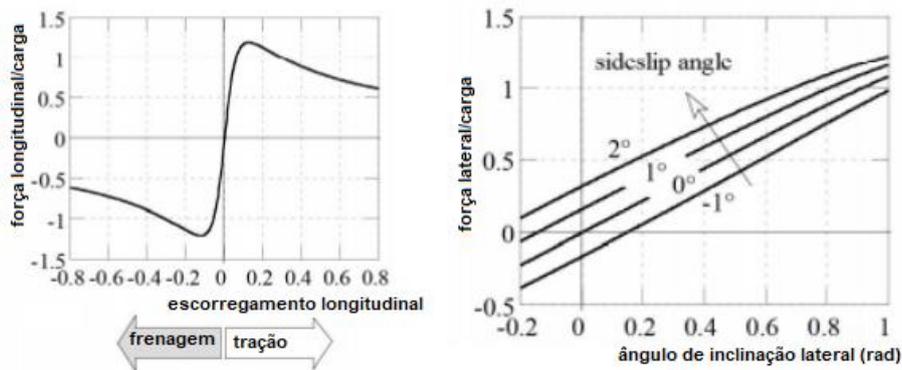


Figura 12: Gráficos de forças longitudinais em função do escorregamento (esquerda) e de forças laterais em função do ângulo de inclinação (direita). Traduzido de: [16]

A primeira força importante a ser analisada é a força de resistência à rolagem dos pneus, que, devido ao peso do conjunto suspenso, se deformam na região de contato com o solo. Essas deformações possuem tensões associadas que, nesse caso, são longitudinais e laterais. Acontece que, devido à histerese característica dos pneus, parte da energia necessária para produzir essa deformação não é restituída, gerando assim uma resistência ao deslocamento da motocicleta.

Conforme mostrado por COSSALTER [16], as forças distribuídas que surgem no contato devido a essas deformações geram uma resultante cujo ponto de aplicação está sempre

ligeiramente à frente do eixo de rotação da roda (Figura 13), criando um momento de sentido contrário à rotação que pode ser calculado por:

$$M_W = d_W N \quad (3.1)$$

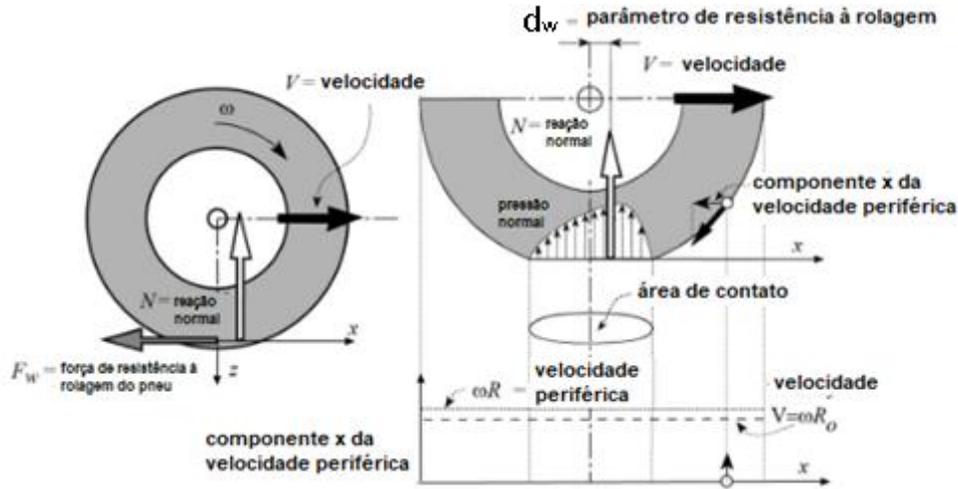


Figura 13: Representação esquemática das forças de resistência à rolagem do pneu. Traduzido de: [16].

Adicionalmente, a força de resistência à rolagem pode ser calculada da seguinte forma:

$$F_W = f_W N \quad (3.2)$$

O termo f_W pode ser entendido como a razão entre a distância d_W e o raio externo do pneu na condição indeformada. Essa distância d_W depende tanto da construção e do material do pneu quanto da pressão de inflação dos pneus e da velocidade de deslocamento. Ainda segundo COSSALTER [16], para velocidades abaixo de 165 km/h, esse valor pode ser aproximado pela equação a seguir:

$$f_W = 0,0085 + \frac{0,018}{P} + \frac{1,59 \cdot 10^{-6}}{P} V^2 \quad (3.3)$$

Onde P é a pressão de inflação dos pneus em bar; e V é a velocidade em km/h.

Um valor típico para a pressão de inflação dos pneus é de 29 psi para os pneus dianteiros e 34 psi para os pneus traseiros [17]. A velocidade considerada será de 110 km/h, pois é a máxima permitida em vias públicas no Brasil [18]. Dessa forma, temos que:

$$f_{wd} = 0,0085 + \frac{0,018}{1,99948} + \frac{1,59 \cdot 10^{-6}}{1,99948} 110^2 \quad (3.3)$$

$$f_{wd} = 0,027124 \quad (3.4)$$

$$f_{wd} = 0,0085 + \frac{0,018}{2,34422} + \frac{1,59 \cdot 10^{-6}}{2,34422} 110^2 \quad (3.5)$$

$$f_{wt} = 0,024385 \quad (3.6)$$

A força normal N será calculada em breve.

Além da força de resistência em função do atrito dos pneus com o solo, também é importante considerar a força de arrasto aerodinâmico. Ela influencia não só a velocidade máxima atingida pelo veículo, como também sua capacidade de aceleração. O valor dessa força pode ser obtido através da seguinte equação:

$$F_D = \frac{\rho C_D A V^2}{2} \quad (3.7)$$

Onde ρ é a massa específica do ar; C_D é o coeficiente aerodinâmico da motocicleta; A é a área frontal do veículo; e V é a velocidade.

Para COSSALTER [16], os maiores valores possíveis para a área frontal variam entre 0,6 e 0,9 m². Segundo SARAIVA [19], valores típicos de C_D para a situação de piloto sentado estão em torno de 0,6 (*Figura 14*). Como esse projeto é voltado para o uso urbano e artifícios para reduzir esse arrasto não serão tão estressados, os valores escolhidos serão de 1 m² para a área frontal e 0,8 para o C_D na tentativa de majorar os esforços e considerar o pior caso. Esses valores estão de acordo com COSSALTER [16] quando este sugere que o produto entre o coeficiente aerodinâmico e a área frontal gira em torno de 0,7 m² para motocicletas comuns com o piloto sentado.

Modelo	Piloto inclinado	Piloto sentado
Honda Blackbird	0,44	0,72
Ducati 916	0,49	0,61
Yama R1 (1998)	0,57	0,62
Kawasaki GPZ900R	0,36	0,46
Suzuki Hayabusa	0,31	-

Figura 14: Valores de CD de diversos modelos esportivos de fábrica. Fonte: [19]

Portanto, considerando novamente a velocidade de 110 km/h (30,555 m/s) e utilizando o valor da massa específica do ar a 25°C e 100 kPa igual a 1,169 kg/m³, conforme VAN WYLEN [20]:

$$F_D = 437 \text{ N} \quad (3.8)$$

Voltando ao problema da força normal no contato com o solo, é fácil inferir que haja uma componente estática e uma dinâmica nessa força. Para COSSALTER [16], o esquema ilustrado na *Figura 15* pode ser utilizado para avaliar essas componentes:

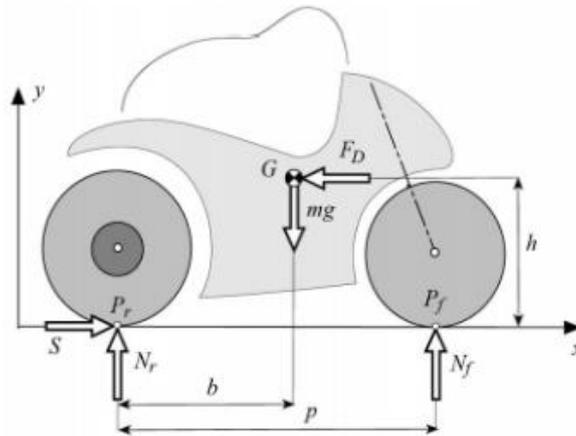


Figura 15: Balanço de forças verticais e longitudinais para o caso de inclinação lateral (*roll*) nula. Fonte: [16]

Fazendo o balanço de forças e momentos em relação ao centro de gravidade e considerando a massa do veículo constante:

$$m a_l = S - F_D \quad (3.9)$$

$$mg - N_r - N_f = 0 \quad (3.10)$$

$$S h - N_r b + N_f (p - b) = 0 \quad (3.11)$$

Onde m é a massa total do veículo; a_l é a aceleração longitudinal; S é a força de atrito do pneu com o solo; e N_r e N_f são as reações normais do solo nos contatos dos pneus traseiros e dianteiros, respectivamente.

Assim, ignorando a força de arrasto que será incluída no sistema de outra forma, tem-se que:

$$N_f = m g \left(\frac{b}{p} \right) - S \left(\frac{h}{p} \right) \quad (3.12)$$

$$N_r = m g \left(\frac{p - b}{p} \right) + S \left(\frac{h}{p} \right) \quad (3.13)$$

Onde se vê que o primeiro termo que define a reação normal é devido ao equilíbrio estático e, o segundo, ao dinâmico.

Como provado acima, é necessário conhecer as forças de aceleração e frenagem a fim de determinar as reações normais. É aceitável pensar em duas situações para essas acelerações: não importando qual seja o sistema de propulsão ou de freios da motocicleta, essas forças serão limitadas pelo atrito entre os pneus e o solo; ou, havendo atrito suficiente, as forças são limitadas pelo levantamento de uma das rodas. Essas considerações são corroboradas por RAMOS [21] quando ele diz que as situações críticas desdobram-se em quatro casos:

- Derrapagem da roda traseira em função de torque excessivo do motor;
- Levantamento da roda dianteira em função da aceleração à frente;
- Derrapagem da roda dianteira em função de torque excessivo de frenagem.
- Levantamento da roda traseira em função da desaceleração de frenagem;

É possível perceber que, desses quatro casos, há dois relacionados à aceleração positiva e outros dois à negativa na situação em que o veículo desloca-se para frente. Como situação crítica será considerada a menor aceleração dentre os dois casos de cada grupo.

Assim como feito por RAMOS [21], é possível definir que as acelerações críticas de cada um dos casos citados acima são, respectivamente:

$$a_{dt} = \frac{\mu g (p - b)}{p - \mu h} \quad (3.14)$$

$$a_{ld} = \frac{g b}{h} \quad (3.15)$$

$$a_{dd} = \frac{\mu g b}{p - \mu h} \quad (3.16)$$

$$a_{lt} = \frac{g (p - b)}{h} \quad (3.17)$$

$$a_{ct} = \text{mín}(a_{dt}; a_{ld}) \quad (3.18)$$

$$a_{cf} = \text{mín}(a_{dd}; a_{lt}) \quad (3.19)$$

Onde a_{dt} e a_{dd} são as acelerações mínimas para fazer com que as rodas traseira e dianteira, respectivamente, derrapem; a_{lt} e a_{ld} são as acelerações mínimas para fazer com que as rodas traseira e dianteira, respectivamente, levantem e percam o contato com o solo; e a_{ct} e a_{cd} são as acelerações críticas do veículo, ou seja, as máximas possíveis.

Definindo a força S em função da aceleração crítica e substituindo nas equações 3.12 e 3.13:

$$S = m a_{ct} \quad (3.20)$$

$$N_{ft} = m g \left(\frac{b}{p} \right) - m a_{ct} \left(\frac{h}{p} \right) \quad (3.21)$$

$$N_{rt} = m g \left(\frac{p - b}{p} \right) + m a_{ct} \left(\frac{h}{p} \right) \quad (3.22)$$

Onde N_{ft} e N_{rt} são as forças de reação normal dianteira e traseira, respectivamente, no caso de aceleração crítica à frente.

Analogamente, para o caso de frenagem:

$$N_{ff} = m g \left(\frac{b}{p} \right) + m a_{cf} \left(\frac{h}{p} \right) \quad (3.21)$$

$$N_{rf} = m g \left(\frac{p - b}{p} \right) - m a_{cf} \left(\frac{h}{p} \right) \quad (3.22)$$

Para o coeficiente de atrito μ , usualmente verificam-se valores da ordem de 1,0 em condições normais. Segundo LAMBOURN E WESLEY [22], valores de pico de 1,2 foram obtidos para pneus de motocicleta e esse será o valor considerado sob o mesmo pretexto que o utilizado no cálculo da força de arrasto aerodinâmico.

Vale ressaltar que as formulações apresentadas são válidas para a hipótese de suspensão rígida. Do contrário, seria necessário levar em consideração as inércias de rotação, as constantes elásticas e o amortecimento da suspensão, tornando o problema consideravelmente mais complexo. Uma modelagem mais complexa seria necessária para o entendimento dos modos de vibração do veículo, mas o cálculo analítico desses modos não faz parte do escopo desse trabalho.

Até agora foi considerado que a motocicleta está sempre alinhada ao plano vertical longitudinal. Entretanto, a fim de mudar a direção de deslocamento do veículo, é necessário não só o giro do guidão, mas também a inclinação lateral (*roll*) da motocicleta de modo a manter o equilíbrio. Essa situação pode ser melhor entendida por meio da *Figura 16*:

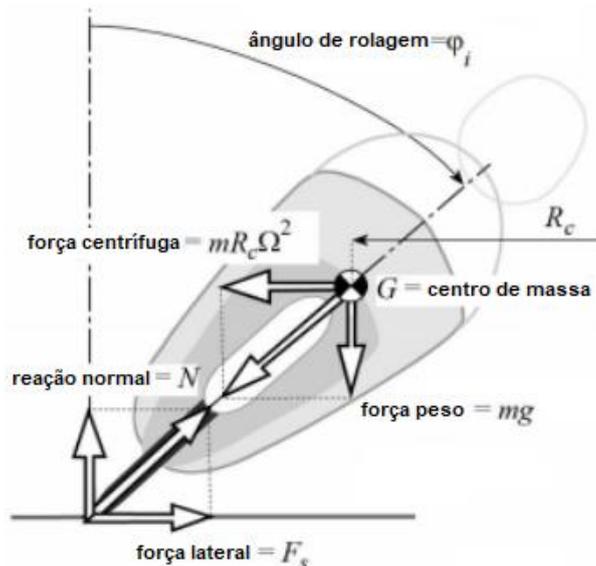


Figura 16: Situação de equilíbrio para o caso de uma curva de raio constante. Traduzido de: [16]
 No modelo acima, a força F_s é responsável pela mudança de direção do veículo e, para que seja mantido o equilíbrio, o piloto deve inclinar a motocicleta um ângulo φ_i para que a força peso gere um momento equivalente na direção contrária. Percebe-se, imediatamente, que a presença dessas forças laterais aumenta o módulo da força que age sobre o quadro da motocicleta.

É importante salientar que esse modelo assume que a espessura dos pneus seja nula e que o centro de massa do veículo e do piloto estejam perfeitamente alinhados com o plano de simetria do quadro, bem como a superfície do solo seja perfeitamente plana, mas entende-se que essa seja uma boa aproximação.

Sendo assim, a fim de determinar a magnitude das forças atuantes no quadro, podemos definir:

$$F_s = N \tan \varphi_i = m R_c \omega^2 \quad (3.23)$$

$$\omega = \frac{V}{R_c} \quad (3.24)$$

$$F_s = m a_c \quad (3.25)$$

Onde R_c é o raio da curva; ω é a velocidade angular do veículo; e a_c sua aceleração lateral.

Portanto:

$$\varphi_i = \tan^{-1} \frac{V^2}{g R_c} = \tan^{-1} \frac{a_c}{g} \quad (3.26)$$

Segundo CARTER [22], o cálculo da aceleração lateral associada a um determinado ângulo de inclinação por meio dessa formulação tende a superestimar as acelerações produzidas, como pode ser verificado pelos dados experimentais obtidos em seu experimento, ilustrado na *Figura 17*:

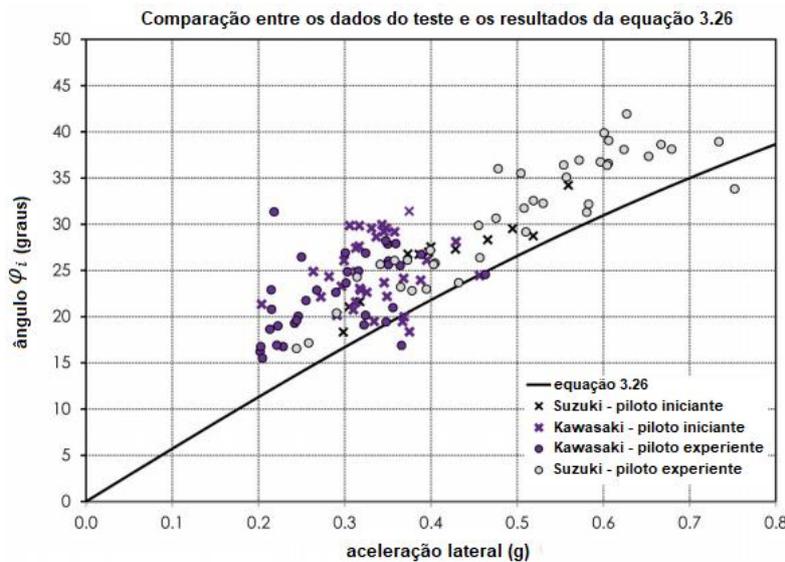


Figura 17: Valores experimentais de aceleração lateral em função do ângulo de inclinação para dois modelos de motocicleta e dois pilotos diferentes. Adaptado de: [22]

Provavelmente essa discrepância se deve às simplificações do modelo. Mesmo assim, como a intenção é analisar as piores circunstâncias, será considerado o resultado obtido pela equação 3.26. Será utilizado o valor de 45 graus de inclinação, dificilmente observado em situações normais de deslocamento urbano, novamente na tentativa de majorar os esforços. Dessa forma, pela equação 3.23:

$$F_s = N \tan 45 = N \quad (3.27)$$

Separando as parcelas que agem em cada roda:

$$F_{sd} = N_f \quad (3.28)$$

$$F_{st} = N_r \quad (3.29)$$

E, definindo a força resultante F_v e suas respectivas parcelas dianteira e traseira :

$$F_v = \sqrt{F_s^2 + N^2} \quad (3.30)$$

$$F_{vd} = \sqrt{N_f^2 + N_f^2} = \sqrt{2} N_f \quad (3.31)$$

$$F_{vt} = \sqrt{N_r^2 + N_r^2} = \sqrt{2} N_r \quad (3.32)$$

Por fim, é hora de considerar um caso em que o veículo possua uma aceleração vertical para cima, seja causado por uma lombada ou uma depressão na pista. WEBER [23] verificou experimentalmente uma aceleração vertical média de 0,57 g em carros passando por lombadas a velocidades de 25, 35 e 45 km/h. Já GARCIA-POZUELO [24] verificou picos de 7,2 m/s² (após filtrado o ruído) para um veículo semelhante passando a 50 km/h por um perfil de 100 mm de altura e 900 mm de comprimento (*Figura 18*).

Bump	Speed	a_z (simulated)	a_z (experimental)	Error (%)
10 × 90	30 km/h	6.6 m/s ²	7.1 m/s ²	7.0
	50 km/h	6.8 m/s ²	7.2 m/s ²	5.5
	70 km/h	6.4 m/s ²	6.9 m/s ²	7.2
5 × 60	30 km/h	3.5 m/s ²	3.8 m/s ²	7.5
	50 km/h	3.2 m/s ²	3.3 m/s ²	3.0
	70 km/h	2.8 m/s ²	3.0 m/s ²	6.7
7 × 60	30 km/h	4.8 m/s ²	5.1 m/s ²	5.9
	50 km/h	4.5 m/s ²	4.9 m/s ²	8.0
	70 km/h	4 m/s ²	4.3 m/s ²	7.0

Figura 18: Comparação entre valores simulados e experimentais para as acelerações verticais resultantes da passagem de um carro por uma lombada. Fonte: [24].

Pelos resultados de GARCIA-POZUELO [24], verifica-se uma tendência de queda nos valores de aceleração quanto mais rápido se passa pela lombada. Portanto, nesse trabalho será considerado um valor de 0,7 g para uma situação como essa.

$$a_v = g + a_{vl} = 1,7 g \quad (3.33)$$

Onde a_v é a aceleração vertical total do veículo e a_{vl} é a parcela dessa aceleração que surge devido à passagem pela lombada.

Os componentes discretizados abaixo (*Tabela 2*) foram considerados como os principais contribuintes para a massa total. Alguns periféricos a serem definidos num momento futuro não foram considerados, mas assume-se que não terão contribuição significativa para a massa total e, conseqüentemente, no deslocamento do centro de massa. Alguns valores foram atualizados no processo iterativo característico desse projeto, a ser melhor definido no próximo capítulo. Os valores a seguir referem-se, portanto, aos extraídos da geometria final. Para esse processo iterativo foi assumido um erro percentual de aproximadamente 1% nos valores finais das forças.

Tabela 2: Contribuintes principais para a massa total do veículo considerada nos cálculos.

Objetos	Massa (kg)
Piloto	100
Passageiro/bagagem	100
Quadro	27,65
Baterias	22
Inversor	4
Motor	20
Roda dianteira	6
Roda traseira	11

Com base nas dimensões finais da motocicleta, a ser apresentada no próximo capítulo, tendo em vista os itens acima, tem-se que:

$$b = 457,4 \text{ mm} \quad (3.34)$$

$$h = 903,7 \text{ mm} \quad (3.35)$$

$$p = 1400 \text{ mm} \quad (3.36)$$

$$m = 290,65 \text{ kg} \quad (3.37)$$

Assim, substituindo as equações 3.34 a 3.37 e trocando o valor de g por a_v , como determinado em 3.33, nas equações 3.14 a 3.17:

$$a_{ct} = a_{ld} = \frac{a_v b}{h} = 8,45 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (3.38)$$

$$a_{cf} = a_{lt} = \frac{a_v (p - b)}{h} = 17,41 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (3.39)$$

$$N_{ft} = 0 \quad (3.40)$$

$$N_{rt} = m \left[a_v \left(\frac{p - b}{p} \right) + a_c \left(\frac{h}{p} \right) \right] = 4848 \text{ N} \quad (3.41)$$

$$N_{ff} = m \left[a_v \left(\frac{b}{p} \right) + a_{cf} \left(\frac{h}{p} \right) \right] = 4848 \text{ N} \quad (3.42)$$

$$N_{rf} = 0 \quad (3.43)$$

Substituindo agora 3.42 e 3.41 em 3.31 e 3.32, respectivamente:

$$F_{vd} = \sqrt{2} N_{ff} = 6855 \text{ N} \quad (3.44)$$

$$F_{vt} = \sqrt{2} N_{rt} = 6855 \text{ N} \quad (3.45)$$

É válido lembrar que esses valores de esforços referem-se apenas à componente vertical das forças de contato do pneu com o solo. É possível calcular as componentes longitudinais com as acelerações críticas de cada caso. Assim:

$$F_{lt} = m a_{ct} = 2456 \text{ N} \quad (3.46)$$

$$F_{lf} = m a_{cf} = 5062 \text{ N} \quad (3.47)$$

Deve ser somada a essas forças a força de resistência à rolagem. Para o caso de aceleração, no entanto, essa última será desconsiderada, pois diminuiria a resultante que age sobre o quadro. Sendo assim, para o caso de frenagem:

$$F_{ld} = F_{lf} + f_{wd} F_{vd} = 5247 \text{ N} \quad (3.46)$$

Como essas forças se manifestam no contato com o solo, elas devem ser decompostas nas direções que de fato agem sobre o quadro através dos pontos da suspensão dianteiro e traseiro. Para a suspensão traseira, é possível analisar o balanço de forças através do esquema ilustrado na *Figura 19*.

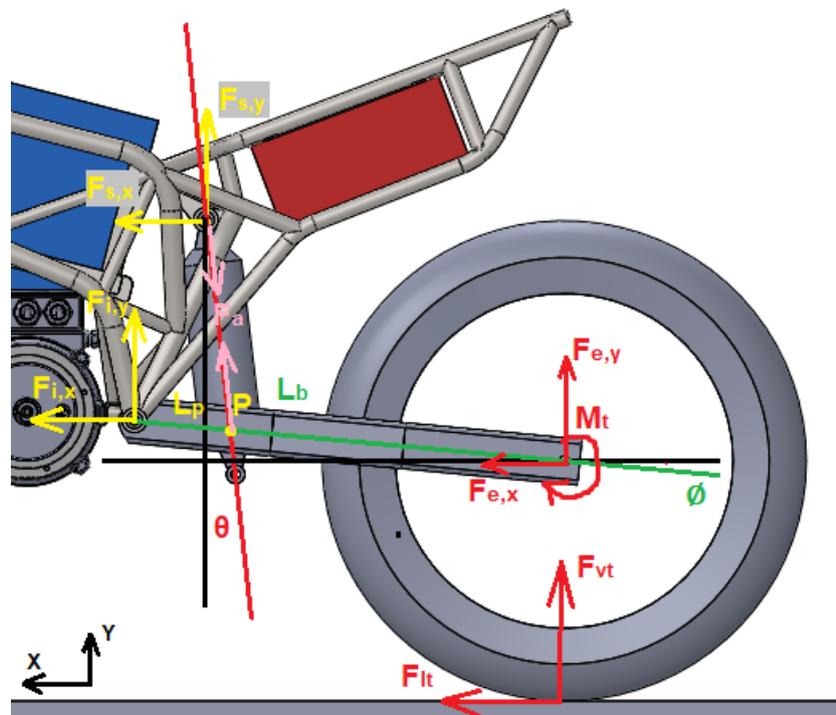


Figura 19: Esquema de forças para cálculo de esforços da suspensão traseira.

Num primeiro momento, é interessante transferir as forças do solo para o eixo traseiro:

$$M_t = F_{lt}R_r = 2456 \text{ N} \cdot 0,314 \text{ m} = 772 \text{ Nm} \quad (3.48)$$

$$F_{e,y} = F_{vt} = 6855 \text{ N} \quad (3.49)$$

$$F_{e,x} = F_{lt} = 2456 \text{ N} \quad (3.50)$$

Para calcular a condição de equilíbrio será considerado que o ponto de conexão do amortecedor com a balança é o ponto P , destacado na *Figura 19*, que dista 160 mm do pivô da balança.

$$L_b = 560 \text{ mm} \quad (3.51)$$

$$L_p = 160 \text{ mm} \quad (3.52)$$

$$\theta = 30^\circ \quad (3.53)$$

$$\phi = 7,4^\circ \quad (3.54)$$

Fazendo o balanço de forças e momentos:

$$F_{i,x} = F_a \sin \theta - F_{e,x} \quad (3.55)$$

$$F_{i,y} = F_a \cos \theta - F_{e,y} \quad (3.56)$$

$$|F_a| = \frac{L_b (F_{e,y} \cos \phi + F_{e,x} \sin \phi) - M_t}{\frac{L_p}{L_b} (\cos \phi \cos \theta + \sin \phi \sin \theta)} \quad (3.57)$$

$$|F_a| = 17773 \text{ N} \quad (3.58)$$

$$F_{i,x} = 6431 \text{ N} \quad (3.59)$$

$$F_{i,y} = -8531 \text{ N} \quad (3.60)$$

$$F_{s,x} = 8887 \text{ N} \quad (3.61)$$

$$F_{s,y} = 15392 \text{ N} \quad (3.62)$$

As forças na dianteira do quadro podem ser calculadas de maneira análoga:

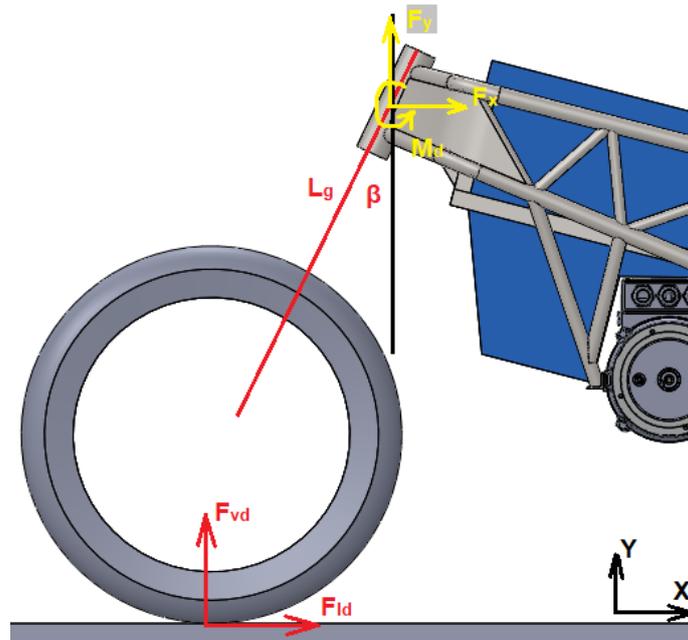


Figura 20: Esquema de forças para cálculo de esforços da suspensão dianteira.

Na *Figura 20*, L_g é o comprimento do garfo, medido do eixo dianteiro até o ponto médio do tubo da mesa. Fazendo o balanço de forças e momentos:

$$L_g = 587 \text{ mm} \quad (3.62)$$

$$\beta = 25,3^\circ \quad (3.63)$$

$$F_y = F_{vd} = 6855 \text{ N} \quad (3.64)$$

$$F_x = F_{ld} = 5247 \text{ N} \quad (3.65)$$

$$M_d = F_{vd} L_g \sin \beta - F_{ld} (L_g \cos \beta + R_f) \quad (3.66)$$

$$M_d = -2553 \text{ Nm} \quad (3.67)$$

Por fim, é preciso avaliar as forças nas fixações do motor devido ao torque e à tração da corrente. Nessa etapa foi considerado que o raio do pinhão acoplado à ponta do eixo era igual a 30 mm e, segundo WEG [25], o torque máximo do motor escolhido é de 13 Nm.

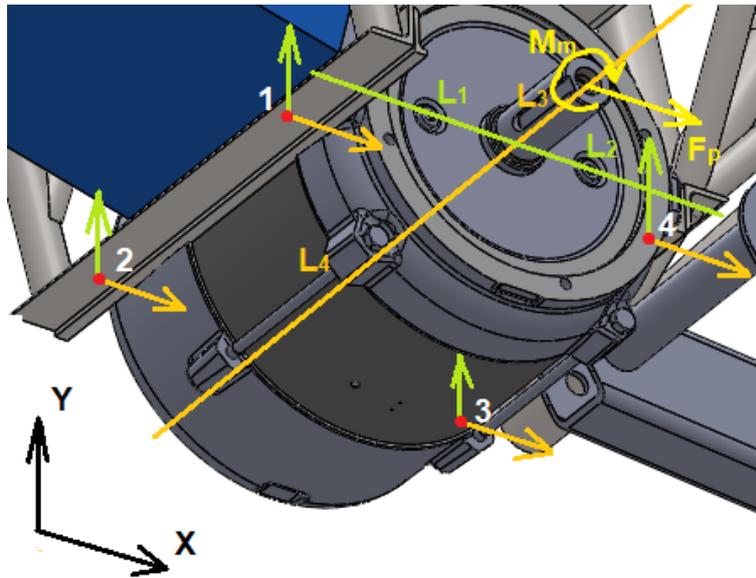


Figura 21: Esquema de forças para cálculo dos esforços do motor.

Sendo:

$$L_1 = L_2 = 101 \text{ mm} \quad (3.68)$$

$$L_3 = 55 \text{ mm} \quad (3.69)$$

$$L_4 = 189 \text{ mm} \quad (3.70)$$

Como nesse balanço ilustrado na *Figura 21* as forças surgem apenas devido ao torque exercido pelo motor, percebe-se de imediato:

$$R_{1,x} = R_{4,x} \quad (3.71)$$

$$R_{2,x} = R_{3,x} \quad (3.72)$$

$$R_{1,y} = R_{2,y} \quad (3.73)$$

$$R_{3,y} = R_{4,y} \quad (3.74)$$

$$M_m = -T_m = 13 \text{ Nm} \quad (3.75)$$

$$F = \frac{T_m}{R_p} = 434 \text{ N} \quad (3.76)$$

Fazendo o balanço de forças e momentos nas duas direções e trocando as reações pelas forças, de fato:

$$F_{1,x} = F_{4,x} = 281 \text{ N} \quad (3.77)$$

$$F_{2,x} = F_{3,x} = -65 \text{ N} \quad (3.78)$$

$$F_{1,y} = F_{2,y} = 33 \text{ N} \quad (3.79)$$

$$F_{3,y} = F_{4,y} = -33 \text{ N} \quad (3.80)$$

Para incluir também a contribuição das forças geradas pelas acelerações verticais e longitudinais do veículo, consideram-se as mesmas acelerações e fatores de majoração utilizados no cálculo das forças da suspensão.

$$a_{vm} = 1,7 \sqrt{2} g = 23,6 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (3.81)$$

$$P_m = m_m a_{vm} = 472 \text{ N} \quad (3.82)$$

$$F_{mt} = m_m a_{ct} = 170 \text{ N} \quad (3.83)$$

$$F_{mf} = m_m a_{cf} = 348 \text{ N} \quad (3.84)$$

Tendo em vista que no caso de frenagem o torque do motor é nulo, dividindo essas componentes entre os quatro apoios e somando com as parcelas geradas pelo torque na aceleração, são obtidos os valores descritos na *Tabela 3*.

Tabela 3: Forças nos pontos de fixação do motor.

Pontos de fixação	1		2		3		4	
Direções	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
Forças na aceleração à frente (N)	239	-85	-108	-85	-108	-151	239	-151
Forças na frenagem (N)	-87	-118	-87	-118	-87	-118	-87	-118

Os mesmos valores de aceleração foram utilizados para o cálculo das forças exercidas pelas baterias, inversor e ocupantes do veículo.

$$P_p = m_p a_{vm} = 4720 \text{ N} \quad (3.85)$$

$$P_b = m_b a_{vm} = 590 \text{ N} \quad (3.86)$$

$$P_i = m_i a_{vm} = 118 \text{ N} \quad (3.87)$$

$$F_{pf} = m_p a_{cf} = 3480 \text{ N} \quad (3.88)$$

$$F_{pt} = m_p a_{ct} = 1700 \text{ N} \quad (3.89)$$

$$F_{bf} = m_b a_{cf} = 435 \text{ N} \quad (3.90)$$

$$F_{bt} = m_b a_{ct} = 213 \text{ N} \quad (3.91)$$

$$F_{if} = m_i a_{cf} = 87 \text{ N} \quad (3.92)$$

$$F_{it} = m_i a_{ct} = 43 \text{ N} \quad (3.93)$$

Capítulo 4

Geometria

4.1 Tipo e material

Tendo em vista as premissas e possibilidades de geometria e material apresentadas no Capítulo 2, um quadro do tipo de perímetro treliçado de aço foi selecionado para o projeto da motocicleta elétrica.

Um quadro metálico que não fosse tubular exigiria um processo de fabricação impossível para as instalações disponíveis na faculdade. Dentre os tubulares soldados, o periférico é o que traz mais segurança, pois possibilita uma alta rigidez à flexão e à torção além de uma vasta gama de possibilidades para a fixação dos componentes internos do veículo.

Quanto ao material, a fibra de carbono foi desconsiderada devido ao alto custo e complexidade de fabricação. O alumínio também foi descartado, pois, sendo o chassi tubular, não seria possível usufruir das suas vantagens em termos de geometria e rigidez específica. Seria então exigido mais material para compensar o menor módulo de elasticidade e, mesmo com a redução na massa específica, não haveria vantagens em relação à massa, sem contar com o problema da fadiga inerente a esse material.



Figura 22: Ducati 900 SS 1992. Fonte: [26]

Como inspiração para essa geometria, então, foi escolhido o quadro tubular característico das motocicletas das marcas Ducati (*Figura 22*) e KTM. A principal diferença neste projeto reside no fato de que não há um bloco de motor resistente o suficiente para servir de componente estrutural, tal como é usualmente feito em motocicletas de fábrica. Sendo assim, foi preciso modelar uma geometria que, em si, fosse capaz de resistir aos esforços de ambas as suspensões, dos ocupantes e dos principais componentes suportados: o motor elétrico; a caixa das baterias; o inversor; e os cabos elétricos que os conectam.

Ademais, é sabido que esse tipo de motocicleta, que inspirou a geometria, não é o mais adequado ao uso urbano para o qual o projeto é voltado. Por isso, foram utilizadas dimensões gerais muito próximas às originais de uma motocicleta de 250 cm³ de deslocamento como a Honda CBR 250 e a Yamaha Fazer 250, por exemplo. Dessa forma, por resultar num veículo muito próximo do que normalmente se vê nas ruas, não só não causará estranheza aos ocupantes e aos demais motoristas nas vias públicas, mas também permitirá a aplicação de componentes periféricos originais dessas motocicletas, reduzindo bastante o custo e a complexidade do projeto.

4.2 Iterações

Com base nos esforços calculados no capítulo anterior, nos modelos 3D dos componentes anteriormente citados e no resultado de análises preliminares em elementos finitos, a estrutura foi modelada no software SolidWorks 2018 e passou por algumas iterações, sendo as principais as seguintes:

Versão 1: Esboço inicial. Posições dos pontos de suspensão determinados.

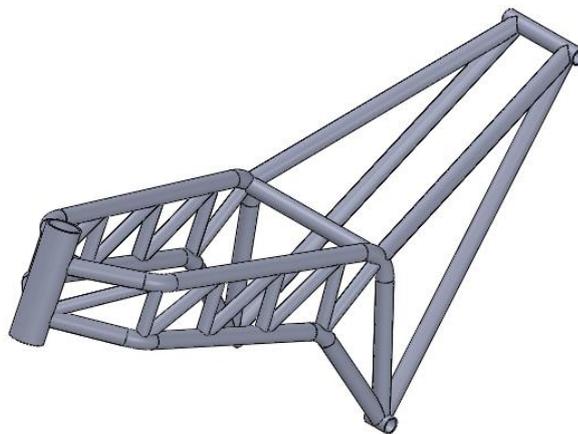


Figura 23: Versão 1 do quadro.

Versão 4: Principais componentes posicionados. Cabos do motor saindo por baixo e passando por fora da estrutura.

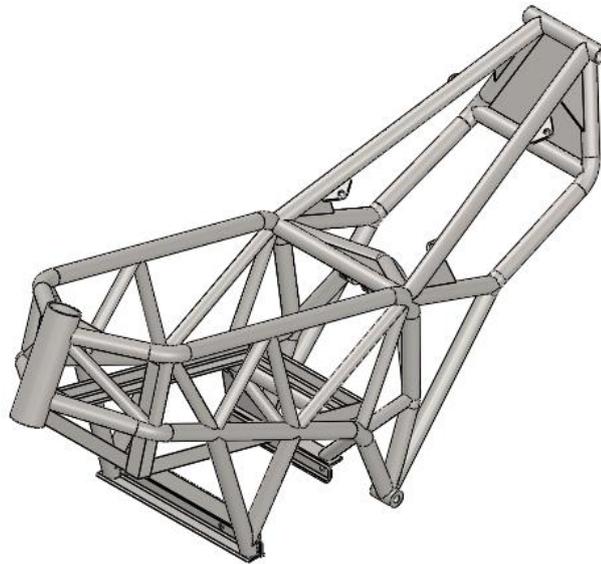


Figura 24: Versão 4 do quadro.

Versão 7: Motor virado para cima. Ligeira alteração nos tubos do banco. Adição de alguns reforços estruturais. Espaço interno para passagem dos cabos.

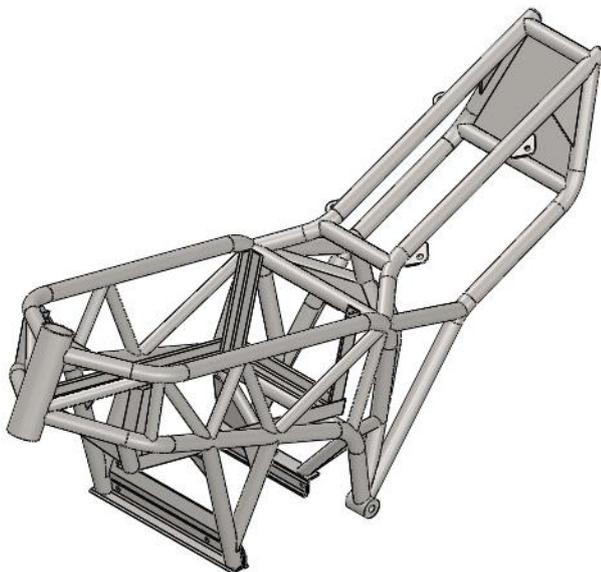


Figura 25: Versão 7 do quadro.

Versão final: Adição de tubos transversais e chapas na dianteira. Alteração dos tubos de padrão SAE para padrão ASTM. Alterações nos reforços e pontos de fixação de alguns componentes.

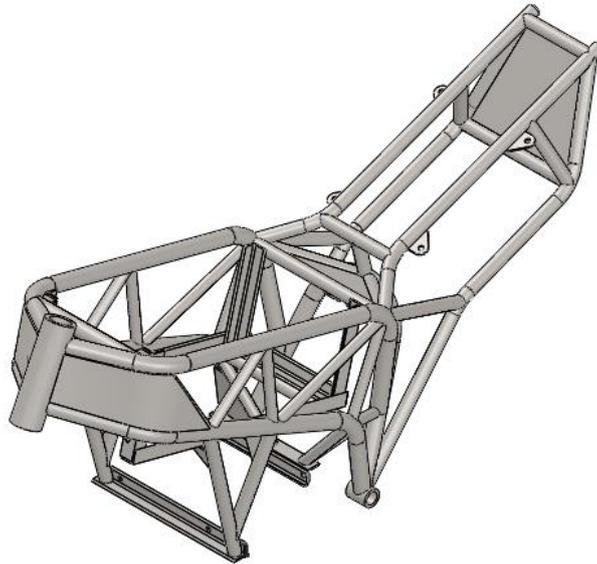


Figura 26: Versão final do quadro.

Comparando o resultado final com uma motocicleta original Honda CBR 250 2015 (Figura 25), verifica-se que, no geral, os veículos são muito semelhantes. A principal diferença que se nota é no comprimento entreeixos, que foi aumentado em 30 mm. Mesmo assim, percebe-se que a motocicleta elétrica é ligeiramente menor se desconsideradas as rodas.



Figura 27: Comparação entre a versão final do quadro, com componentes instalados, e o modelo de fábrica em escala real.

Portanto, com base nas premissas do projeto, de posse dos resultados das análises em elementos finitos apresentadas no próximo capítulo, conclui-se que a configuração do quadro é a apresentada na *Figura 28*.

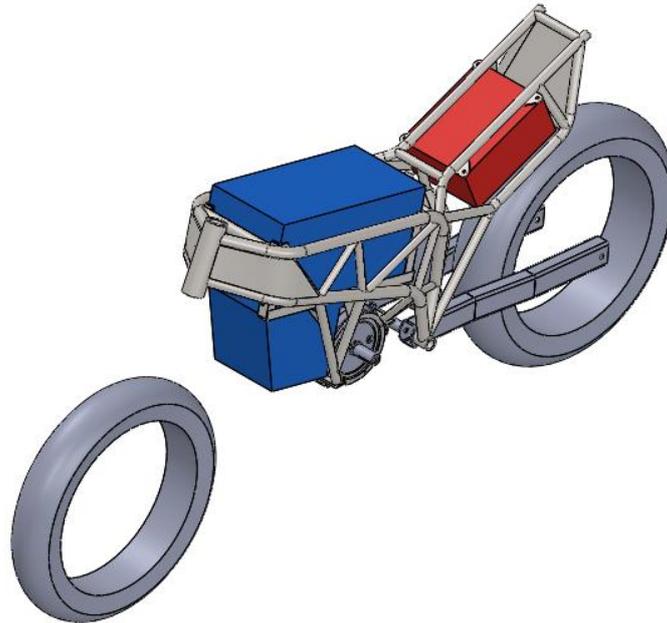


Figura 28: Montagem final do quadro com os principais componentes: caixa de baterias (azul); inversor (vermelho); o motor elétrico; e uma versão simplificada da suspensão traseira.

4.3 Itens para fabricação

A geometria final é composta de sete diferentes itens, conforme ilustrado na *Figura 29* e discretizado na *Tabela 4*.

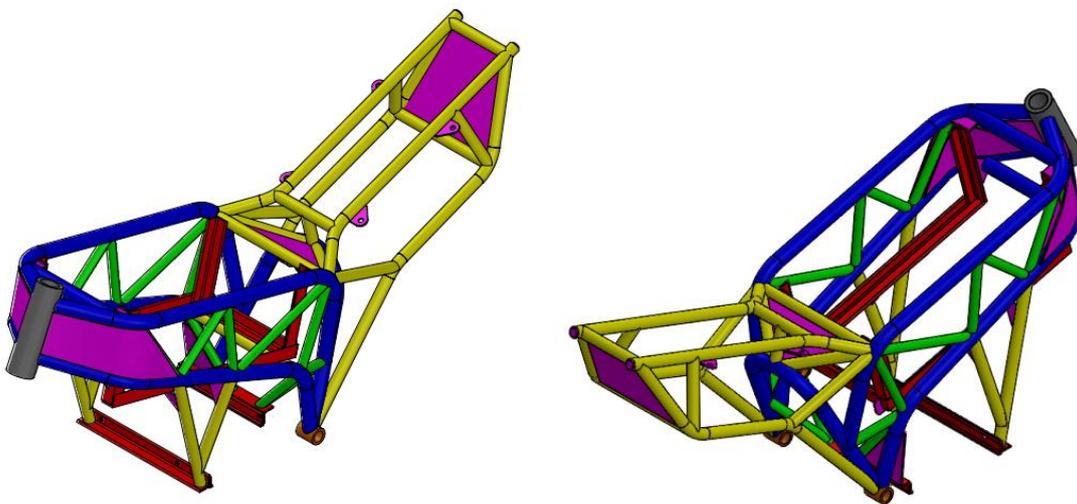


Figura 29: Geometria final colorida por itens.

Tabela 4: Quantidade dos itens para fabricação do quadro.

Item	Número	Cor	Quantidade
Tubo redondo 3/4" sch 80	1	Azul	4582 mm
Tubo redondo 1/2" sch 40	2	Amarelo	6029 mm
Tubo redondo 3/8" sch 40	3	Verde	3299 mm
Barra redonda 32 mm	4	Laranja	130 mm
Barra redonda 2"	5	Cinza	175 mm
Chapa fina 3 mm	6	Rosa	132843 mm ²
Cantoneira 1" x 1/8"	7	Vermelho	2125 mm

Obviamente não é possível adquirir no varejo as quantidades exatas de material necessário listadas na *Tabela 4*, portanto, no capítulo 6, será feita uma análise mais detalhada dessas quantidades com o objetivo de estimar os custos do projeto. No capítulo 6 também é feita uma listagem dos processos de fabricação de cada um desses elementos.

A fim de classificar e identificar os elementos que compõem o chassi, criou-se um código de identificação de elementos conforme o exemplo da *Figura 30*.

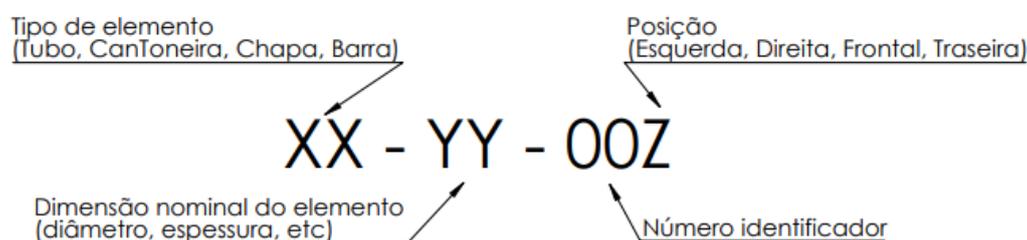


Figura 30: Exemplo de código de identificação dos elementos do quadro.

Elementos simétricos compartilham o mesmo número identificador e diferem quanto à posição. O mesmo acontece para elementos do mesmo tipo e dimensão acima e abaixo ou à frente e atrás uns dos outros.

Embora os desenhos técnicos de cada tubo, com todas as informações necessárias à fabricação do protótipo, tenham sido feitos e identificados de acordo com o código acima, não se farão presentes nesse trabalho. O acesso a eles será exclusivo aos envolvidos na fabricação.

Em resumo, as principais dimensões da peça são as apresentadas na *Tabela 5*. Uma breve comparação entre os resultados das análises em elementos finitos das diferentes versões do chassi podem ser verificadas ao final do apêndice B.

Tabela 5: Principais dimensões do quadro.

Massa (kg)	26,75
Comprimento (mm)	1186
Largura (mm)	348
Altura (mm)	553
Altura do CG a partir do pivô da balança (mm)	296,71
Posição longitudinal à frente do CG a partir do pivô da balança (mm)	119,62

Capítulo 5

Análise

5.1 Modelo de Elementos finitos

De modo a realizar a análise pelo método de elementos finitos, o modelo 3D da estrutura apresentado no capítulo anterior foi importado no software ANSYS 2019. Como tanto a estrutura quanto os esforços apresentam assimetrias, não foi possível dividir o modelo e utilizar o recurso de simetria. O sistema escolhido para o cálculo das tensões foi o estrutural estático (*static structural*) como pode ser visto na *Figura 31*.

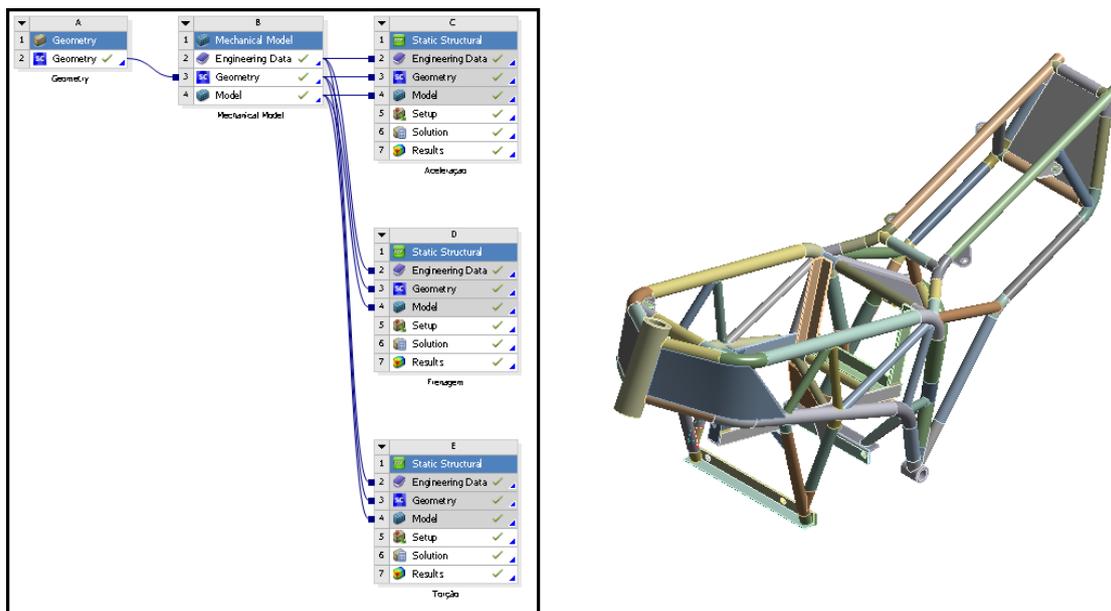


Figura 31: Árvore de sistemas no ANSYS Workbench (esquerda) e geometria de análise (direita).

A fim de simplificar o modelo e acelerar a obtenção de resultados das análises de estruturas tubulares tais quais o quadro da motocicleta, usualmente se aplicam análises de modelos de linhas. Nesse tipo de análise as propriedades de seção dos elementos de viga são aplicadas ao modelo virtualmente, embutidas nas matrizes formuladas pelo programa. No entanto, como visto no terceiro capítulo, os carregamentos desse modelo são razoavelmente complexos e uma análise desse tipo resultaria em descaracterização do

modelo físico do problema e provavelmente traria resultados incoerentes. Sendo assim, apenas algumas pequenas alterações de geometria a fim de facilitar a convergência de malha foram feitas, mantendo as principais características do modelo inalteradas e possibilitando a aplicação de esforços e condições de contorno nos locais adequados.

Para a malha do modelo (*Figura 32*) foram escolhidos elementos tridimensionais de ordem quadrática a fim de representar melhor o gradiente de tensões da estrutura. No geral, o tamanho dos elementos foi mantido em 6 mm e, nas regiões onde se observou maior tensão, um refinamento para 3 mm foi aplicado manualmente. Nos pontos de contato de cabeças de parafuso e cordões de solda o tamanho foi ajustado para 2 mm. No geral, a malha apresentou bom aspecto e qualidade de elementos (*Figura 33*).

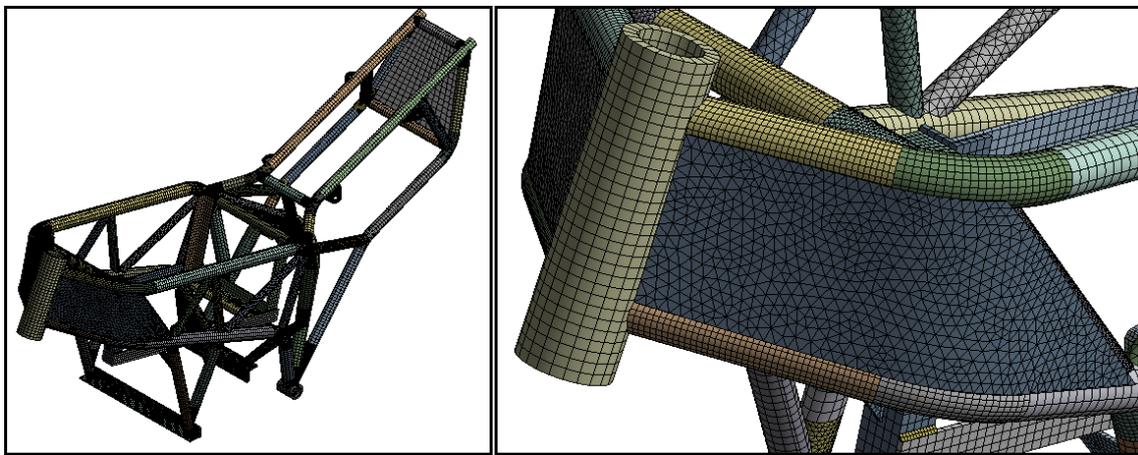


Figura 32: Malha de elementos finitos adotada

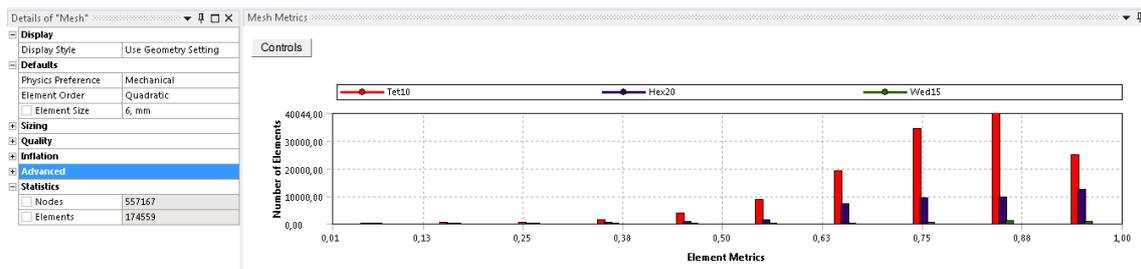


Figura 33: Parâmetros e aspecto dos elementos da malha.

Por se tratar de uma estrutura composta de vários elementos distintos unidos por cordões de solda, foi necessária uma minuciosa análise dos contatos entre esses componentes. Para uniões soldadas entre tubos do tipo “boca de lobo” e soldas de extremidades de chapas, foi mantido o contato *Bonded* a fim de representar uma solda de penetração total. Para regiões em que na estrutura real não haveria penetração total, o cordão de solda foi modelado tal como especificado no desenho técnico. Nessas regiões o contato entre os componentes em superfícies não soldadas foi definido como *Frictional* com coeficiente

de atrito de 0,15, um valor comum para atrito metal-metal, como sugere BUDYNAS [27], e apenas nas superfícies de contato com os cordões de solda manteve-se o contato *Bonded*, como ilustrado na *Figura 34*. Se essa atitude não fosse tomada, o modelo apresentaria uma rigidez e resistência muito maior que o real entre essas regiões, mascarando o resultado da análise.

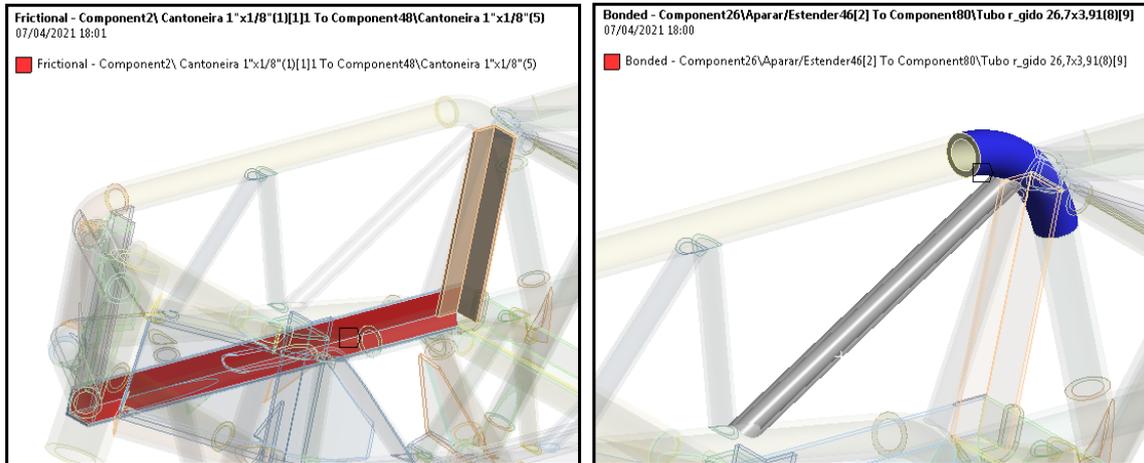


Figura 34: Exemplos de contatos de atrito (*Frictional*, esquerda) e solda (*Bonded*, direita).

Como visto anteriormente, foram estudados dois casos: aceleração e frenagem. Foi considerado que em ambos existem acelerações verticais devido a uma curva com ângulo de inclinação lateral (*roll*) de 45 graus e à passagem por uma lombada ou buraco simultaneamente. Desse modo, como definido nas equações do capítulo 3, forças equivalentes a uma aceleração vertical de $23,6 \text{ m/s}^2$ foram aplicadas nas superfícies de apoio dos componentes descritos na *Tabela 2*, de acordo com suas respectivas massas. O mesmo foi feito para as forças longitudinais de aceleração e frenagem com os valores de $8,5 \text{ m/s}^2$ e $17,4 \text{ m/s}^2$, respectivamente. Também foi aplicada sobre ambos os modelos uma aceleração de $1,51 \text{ m/s}^2$, equivalente à força de arrasto aerodinâmico F_D . Dessa forma é possível estabelecer uma ação uniforme dessa força sobre todo o modelo. Na *Figura 35*, é possível verificar como esses carregamentos foram aplicados nos dois modelos, de maneira geral.

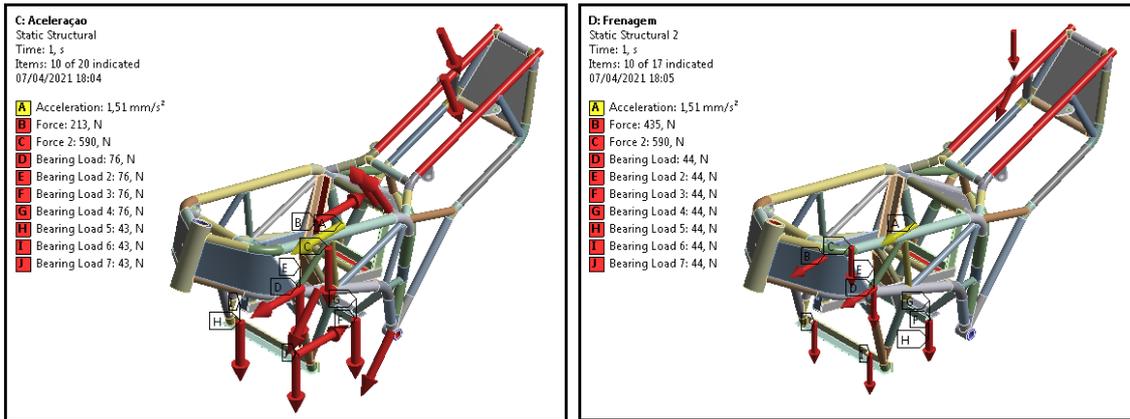


Figura 35: Carregamentos inseridos nos modelos de aceleração (esquerda) e frenagem (direita).

Por fim, como condição de contorno, foi fixado o tubo da mesa, para o caso de aceleração, e os pontos de fixação do amortecedor e o pivô da balança, para o caso de frenagem (Figura 36). Em ambos os modelos o deslocamento lateral da estrutura foi restringido para que o modelo convergisse.

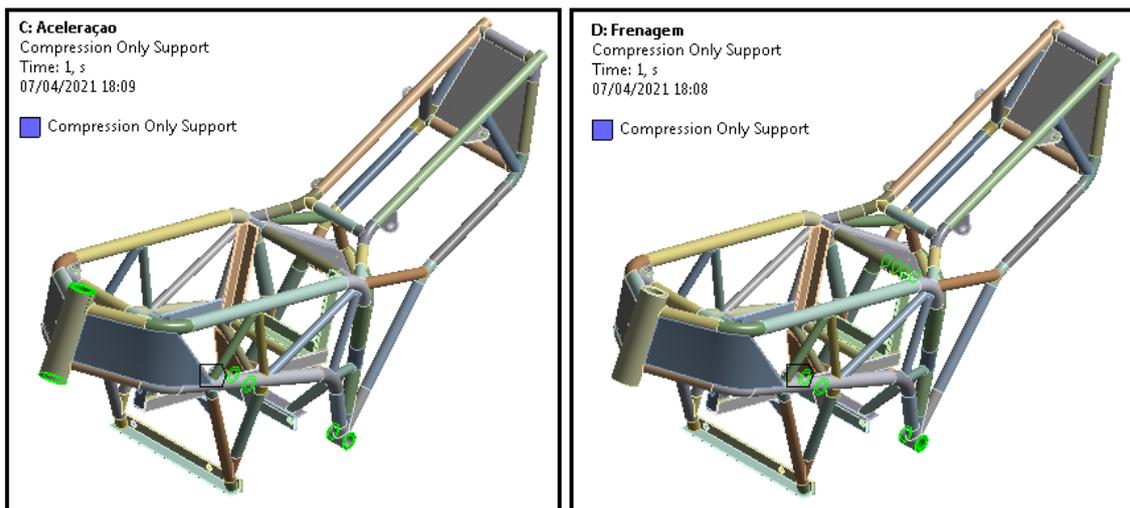


Figura 36: Suportes dos modelos de aceleração (esquerda) e frenagem (direita) destacados em verde.

Foi estudado também um modelo de torção do quadro apenas para fins de posterior validação, de maneira semelhante à proposta por WEISS [28], em seu projeto final. A ideia é encaixar o quadro num suporte rígido composto por dois tubos verticais (em verde, na Figura 37) e aplicar um esforço de torção na dianteira do quadro. Sendo assim, nesse modelo de elementos finitos, fixaram-se os pontos da suspensão traseira e foi aplicado um momento de 100 kgfm e uma força de 100 kgf no tubo da mesa. A força da gravidade também foi aplicada ao modelo, mas lateralmente (Figura 37). Esse estudo não foi

utilizado como base para o dimensionamento do quadro, mas permitirá a comparação de resultados das análises com os de um ensaio real extremamente simples.

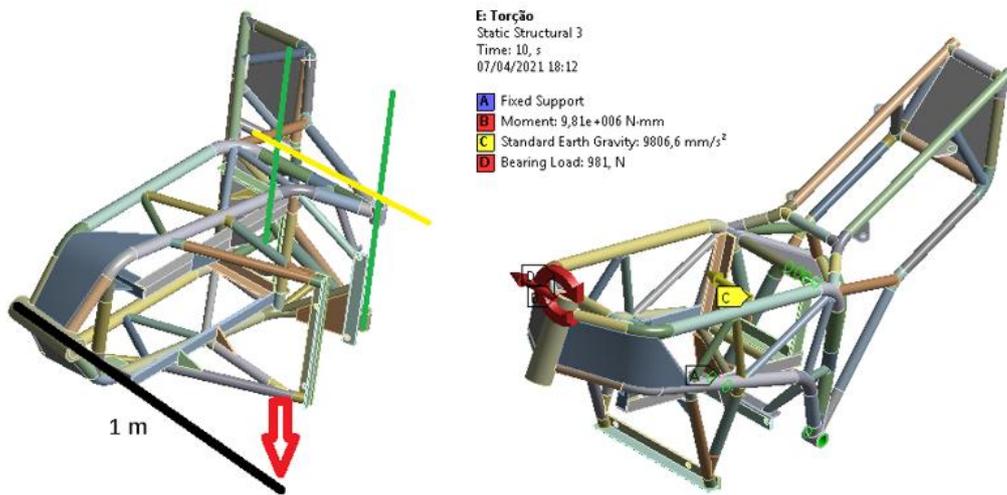


Figura 37: Representação visual do ensaio proposto (esquerda) e dos carregamentos e condições de contorno do modelo de torção (direita).

Como material dos modelos foi utilizado o aço estrutural padrão do ANSYS, cujos parâmetros estão explicitados na *Tabela 6*. Dessa forma é possível obter um gradiente de tensões padrão para o aço, possibilitando a escolha do material a posteriori.

Tabela 6: Propriedades do material adotado nas análises.

Módulo de elasticidade (GPa)	200
Coefficiente de poisson	0,3
Massa específica (kg/m³)	7850

5.2 Critérios de aceitação

Com base nas práticas recomendadas para projeto de estruturas metálicas das normas DNV OS C201 [29], API RP 2D [30] e DNV RP C203 [31] o dimensionamento e a escolha dos materiais devem ser feitos de modo que a tensão equivalente de Mises para carregamentos combinados funcionais esteja abaixo de 60% do limite de escoamento do material (LE) [29]; a tensão linearizada de membrana ao longo da espessura do material esteja abaixo de 67% do LE [30]; e a soma das tensões linearizadas de membrana e flexão

seja menor que o LE [30]. Para condições acidentais é previsto que a tensão global atuante seja equivalente a 100% do LE [29]. Um resumo dessas condições é apresentado na *Tabela 7*.

Tabela 7: Critérios de aceitação de esforços conforme as normas.

Tensões	Referência	Limite admissível (% LE)
Global (Mises)	DNV OS C201	60 * / 100 **
Membrana	API RP 2 RD	67
Membrana + flexão	API RP 2 RD	100

* Cargas funcionais

** Cargas acidentais

Define-se a tensão global atuante como a tensão equivalente de Mises que atua na menor espessura de um componente. Alternativamente, é possível medir essa tensão na seção transversal completa do elemento ou ao longo de seu menor comprimento. Os caminhos de tensão linearizada serão definidos tanto na direção da menor espessura do componente quanto do seu menor comprimento, se aplicável. A posição de tais caminhos foi especificada de modo que estivessem a, no máximo, meio elemento do final dos cordão de solda, conforme [31].

Como critério primário será considerado o referente às cargas funcionais, logo, se a tensão global na menor espessura estiver abaixo dos 60% do LE, a estrutura estará automaticamente aprovada. Se, porventura, for verificado que os esforços ultrapassam esse limiar, será considerado um critério secundário definido da seguinte forma: a estrutura estará aprovada apenas se a tensão global atuante na menor espessura estiver abaixo de 100% do LE; se a tensão global atuante na seção transversal completa do elemento ou no seu comprimento (a maior entre elas) estiver abaixo de 60% do LE; e se as tensões linearizadas estiverem abaixo do valor admissível. Entende-se que esse critério secundário pode ser aplicado ao modelo, pois os carregamentos calculados são decorrentes de uma sobreposição de situações quase impossível que pode ser vista como acidental e, já que este inclui também as tensões linearizadas, é seguro o suficiente. De todo modo, serão apresentados os resultados de tensão linearizada para todos os casos.

Não serão considerados efeitos de corrosão, temperatura ou vibração. Também não é previsto dimensionamento à fadiga, pois entende-se que o número de ciclos que apresentam esse nível de esforços é muito próximo de zero ao longo da vida útil do veículo.

Com o objetivo de mostrar mais intuitivamente os resultados, define-se um fator de utilização (FU) como a razão entre a tensão observada na análise e a tensão admissível.

5.3 Materiais

Como visto anteriormente, uma das premissas do projeto, por se tratar de um protótipo artesanal, é a facilidade de fabricação e obtenção dos materiais no varejo. Sendo assim, foram considerados apenas aços comuns de baixa liga e, conseqüentemente, de boa usinagem e soldabilidade facilmente encontrados no varejo no Rio de Janeiro.

Para os tubos, a escolha inicial foi a do aço SAE/AISI 1020 que, apesar de não ser indicado para fabricação de estruturas por não possuir especificações relacionadas à resistência, é bastante conhecido, barato e de fácil obtenção. Com base na similaridade de sua composição química e de diversos ensaios de resistência da indústria entende-se que ele possua limite de escoamento próximo de 205 MPa, tal como aços de Grau A de diversas normas. Sua vantagem, para esse projeto, seria encontrá-lo na forma de tubos de diâmetro externo de 25,4 mm, para os quais o laboratório da universidade já possui ferramentas e gabaritos utilizados em outros projetos de extensão.

Um nível acima estão os aços de Grau B, muito utilizados em tubos de condução. Apresentando certificação de 240 MPa, o emprego desse aço pode significar uma redução na massa da estrutura se comparado com o SAE/AISI 1020. No entanto, as dimensões nos quais os tubos desse aço são comercializados difere um pouco do anterior, podendo vir a dificultar a fabricação.

Por fim, para os tubos, foram considerados os aços de Grau C, com 275 MPa de limite de escoamento. Tubos do tipo schedule fabricados com esse aço são mais difíceis de encontrar, mas seu emprego pode se traduzir em uma redução ainda maior da massa do conjunto.

Aços de alta liga como SAE 4130 e SAE 4140 foram desconsiderados, pois são, para dizer o mínimo, muito difíceis de achar no formato de tubos. Em abundância na indústria há ainda os tubos VMec 134 AP, mas por serem fabricados apenas em dimensões muito grandes para o projeto, esse material também foi desconsiderado.

No caso das chapas, é possível encontrá-las no varejo sob a especificação da norma SAE 1020, para espessuras finas, e ASTM A36, A572, etc. para espessuras a partir de 1/4". Grandes espessuras como essa seriam incoerentes com o restante dos componentes e resultariam, desnecessariamente, em grande massa e maior dificuldade de soldagem. Portanto, para as chapas, foi considerado apenas o aço SAE/AISI 1020.

Analisando, agora, as cantoneiras, não é incomum encontrar qualquer uma das normas SAE 1020, ASTM A36 ou A572 em qualquer dimensão, portanto nenhum desses foi desconsiderado.

Em resumo, na *Tabela 8*, há um apanhado dos possíveis materiais de cada componente, bem como as resistências para cada uma das normas. Já na *Tabela 9*, encontram-se especificados os valores de tensão admissível para cada um dos materiais, conforme a *Tabela 7*.

Tabela 8: Materiais disponíveis no varejo e suas respectivas resistências mecânicas.

Componentes	Norma	Grau	LE (MPa)	LR (MPa)
Tubos	SAE/AISI 1020	-	205 *	330 *
	ASTM A106	A	205	330
	ASTM A53 API 5L	B	240	415
	ASTM A106	C	275	485
Chapas	SAE/AISI 1020	-	205 *	330 *
Cantoneiras	SAE/AISI 1020	-	205 *	330 *
	ASTM A36	-	250	400
	ASTM A572	50	345	450
		60	415	520

* Valores usualmente considerados na indústria, obtidos por comparação com normas similares em composição química.

Tabela 9: Valores de tensão limites de cada material conforme os critérios de aceitação.

Material	Grau	Tensão global adm. (60% LE) (MPa)	Tensão linearizada de membrana adm. (67% LE) (MPa)	Tensão linearizada de membrana + flexão adm. (100 % LE) (MPa)
SAE/AISI 1020	-	123	137,35	205
ASTM A106	A	123	137,35	205
ASTM A53 API 5L	B	144	160,8	240
ASTM A106	C	165	184,25	275
ASTM A36	-	150	167,5	250
ASTM A572	50	207	231,15	345
	60	249	278,15	415

5.4 Resultados

Na colheita de resultados, foi inicialmente avaliado o nível de tensão equivalente de Mises na estrutura. Nas regiões de maior tensão, foram, então, avaliadas as tensões linearizadas, a fim de comparar os valores com os critérios de avaliação. As regiões de menor tensão equivalente foram descartadas nessa análise mais minuciosa.

5.4.1 Aceleração

O caso de aceleração à frente apresentou os resultados mais críticos devido à magnitude das forças exercidas pelo mecanismo da suspensão traseira. As regiões de maior tensão ocorreram próximas ao tubo da mesa, na dianteira do quadro; na fixação da suspensão traseira; e nos nós da estrutura de suporte do banco, na parte traseira (*Figura 38*).

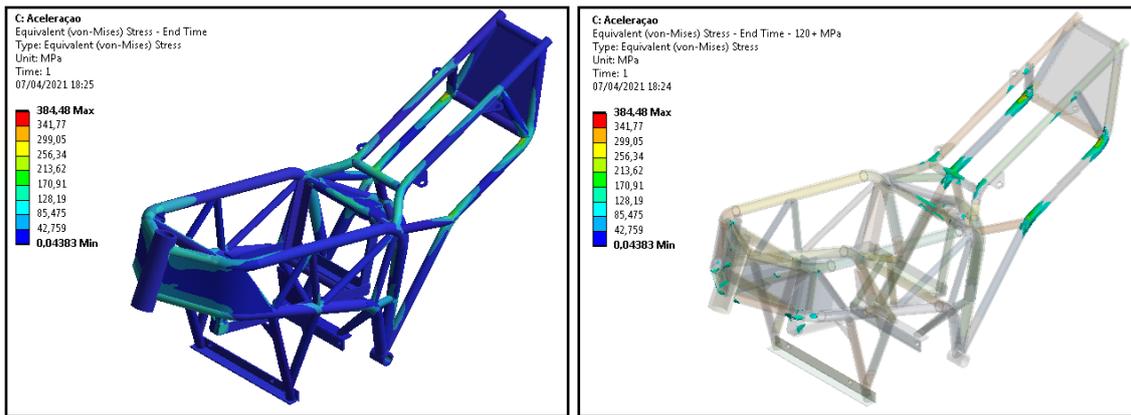


Figura 38: Resultados da tensão equivalente de Mises para o modelo de aceleração. Visualização completa (esquerda) e regiões acima de 120 MPa (direita).

Pelos critérios estabelecidos nas normas, na estrutura do banco, verificou-se um nível de tensão global maior que o admissível para cargas funcionais numa certa região da geometria (*Tabela 10*). Ao analisar mais à fundo os esforços por meio das tensões linearizadas, verificou-se que o gradiente de tensões nessa região é altíssimo e que as altas tensões ocorrem numa região extremamente concentrada. Como as tensões linearizadas (*Tabela 11*) a uma distância de meio elemento estão dentro dos critérios e o valor de pico de tensão global ainda é menor que o limite de escoamento dos aço de Grau B, a geometria está aprovada, segundo o critério secundário adotado.

Indo além dos critérios da norma, verifica-se que em regiões ainda menores que a espessura do tubo, há pontos em que a tensão global ultrapassa até mesmo o limite de escoamento do material (ponto sob tensão de 384,48 MPa nas imagens). No entanto, entende-se que, mesmo que esses valores sejam reais e não apenas um problema na convergência do modelo, por não ultrapassarem a espessura do elemento e estarem abaixo do limite de resistência dos materiais empregados, produzirão um encruamento localizado insuficiente para degenerar a geometria e implicar numa falha da estrutura. Por esse motivo, conclui-se que o estado de tensões observado não é um risco à integridade física da estrutura e à segurança dos ocupantes.

Em outros pontos da geometria, após as modificações, não foram verificadas outras regiões com tal perfil de tensões. Sendo assim, para o caso de aceleração à frente, a geometria está aprovada para tubos de aços de Grau B, chapas SAE/AISI 1020 e cantoneiras SAE/AISI 1020 ou superior.

Tabela 10: Resultados de tensão equivalente de Mises nos pontos mais críticos da geometria no modelo de aceleração.

Componente	Global - Mises admissível (MPa)	Global – Mises menor espessura (MPa)	Global – Mises alternativa (MPa)	FU
Região 1 – Tubo frontal inferior				
Tubo	144	147	117 *	1,02 / 0,81
Região 2 – Primeira dobra do tubo frontal inferior				
Tubo	144	124	-	0,86
Região 3 – Suporte das baterias				
Cantoneira	123	79	-	0,64
Região 4 – Chapa interna de reforço da dianteira				
Chapa	123	113	-	0,92
Região 5 – Suporte da suspensão traseira				
Tubo	144	105	-	0,73
Chapa	123	193	107 *	1,57 / 0,87
Região 6 – Reforço do suporte do banco				
Tubo	144	138	-	0,96
Região 7 – Primeira dobra do suporte do banco				
Tubo	144	178	82 **	1,24 / 0,57
Região 8 – Segunda dobra do suporte do banco				
Tubo	144	215	98 **	1,49 / 0,68

* Medido no comprimento

** Medido na seção transversal

Tabela 11: Resultados das tensões linearizadas nos pontos mais críticos da geometria no modelo de aceleração.

Componente (caminho)	Membrana admissível	Membrana	FU	Membrana + flexão admissível	Membrana + flexão	FU
Região 1 – Tubo frontal inferior						
Tubo (Path1)	160,8	149,6	0,93	240	161,58	0,67
Região 2 – Primeira dobra do tubo frontal inferior						
Tubo (Path 2)	160,8	126,54	0,79	240	147,48	0,61
Região 3 – Suporte das baterias						
Solda (Path 3)	137,35	72,01	0,52	205	167,14	0,82
Solda (Path 4)	137,35	112,39	0,82	205	146,89	0,72
Região 4 – Chapa interna de reforço da dianteira						
Chapa (Path 5)	137,35	132,25	0,96	205	150,13	0,73
Região 5 – Suporte da suspensão traseira						
Tubo (Path 6)	160,8	130,47	0,81	240	152,55	0,64
Chapa (Path 7)	137,35	102,97	0,75	205	107,23	0,52
Chapa (Path 8)	137,35	117,93	0,86	205	188,00	0,92
Região 6 – Reforço do suporte do banco						
Tubo (Path 9)	160,8	155,76	0,97	240	186,75	0,78
Região 7 – Primeira dobra do suporte do banco						
Tubo (Path 10)	160,8	158,74	0,98	240	177,88	0,74
Tubo (Path 11)	160,8	154,42	0,96	240	189,33	0,79

Região 8 – Segunda dobra do suporte do banco

Tubo (Path 12)	160,8	134,38	0,84	240	192,93	0,80
Tubo (Path 13)	160,8	151,3	0,94	240	204,71	0,85

Um apanhado mais detalhado dos resultados pode ser verificado no Apêndice B.

5.4.2 Frenagem

O caso de frenagem apresentou resultados menos críticos que o de aceleração à frente. As regiões de maior tensão ocorreram próximas à fixação da suspensão traseira e nos nós da estrutura de suporte do banco, na parte traseira (*Figura 39*).

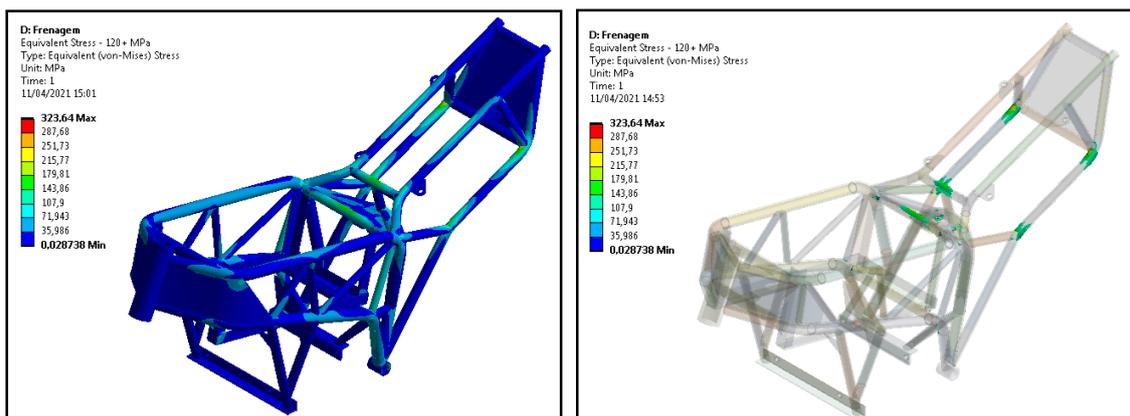


Figura 39: Resultados da tensão equivalente de Mises para o modelo de frenagem. Visualização completa (esquerda) e regiões acima de 120 MPa (direita).

De maneira análoga à do caso de aceleração, as regiões de maior tensão foram analisadas e mostraram-se dentro dos critérios (*Tabela 12*).

Em outros pontos da geometria, após as modificações, não foram verificadas outras regiões com tal perfil de tensões. Sendo assim, para o caso de frenagem, a geometria também está aprovada para tubos de aços de Grau B, chapas SAE/AISI 1020 e cantoneiras SAE/AISI 1020 ou superior, segundo os mesmos critérios adotados no caso de aceleração à frente.

Tabela 12: Resultados de tensão equivalente de Mises nos pontos mais críticos da geometria no modelo de frenagem.

Componente	Global - Mises admissível (Mpa)	Global – Mises menor espessura (Mpa)	Global – Mises alternativa (Mpa)	FU
Região 1 – Reforço do suporte do banco				
Tubo	144	127	-	0,88
Região 2 – Suporte da suspensão traseira				
Tubo	144	127	-	0,88
Chapa	123	163	70 *	1,32 / 0,57
Região 3 – Primeira dobra do suporte do banco				
Tubo	144	133	-	0,92
Região 4 – Segunda dobra do suporte do banco				
Tubo	144	156	64 *	1,08 / 0,44

* Medido no comprimento

Tabela 13: Resultados de tensão linearizada nos pontos mais críticos da geometria no modelo de frenagem.

Componente (caminho)	Membrana admissível	Membrana	FU	Membrana + flexão admissível	Membrana + flexão	FU
Região 1 – Reforço do suporte do banco						
Tubo (Path 14)	160,8	138,28	0,86	240	164,13	0,68
Tubo (Path 15)	160,8	127,91	0,80	240	149,25	0,62

Região 2 – Suporte da suspensão traseira						
Tubo (Path 16)	160,8	143,52	0,89	240	161,05	0,67
Tubo (Path 17)	160,8	118,44	0,74	240	120,01	0,50
Região 3 – Primeira dobra do suporte do banco						
Tubo (Path 18)	160,8	136,84	0,85	240	184,07	0,77
Tubo (Path 19)	160,8	130,33	0,81	240	154,53	0,64
Região 4 – Segunda dobra do suporte do banco						
Tubo (Path 20)	160,8	108,03	0,67	240	152,5	0,64
Tubo (Path 21)	160,8	114,86	0,71	240	157,35	0,66

Um apanhado mais detalhado dos resultados pode ser verificado no Apêndice B.

5.4.3 Torção

No caso de torção, foi medido tanto o deslocamento vertical de ambas as extremidades do tubo da mesa, quanto sua respectiva inclinação (*Figura 40*). Para os carregamentos e condições de contorno escolhidas, verificou-se uma deformação de 2,81 graus, implicando numa rigidez torsional de 347,94 Nm/grau (19935,49 Nm/rad). Se for considerada apenas a deformação a partir do esforço de 10 kgfm, a fim de não contabilizar a histerese de acomodação dos componentes, essa deformação passa a ser de 0,0197 graus e, conseqüentemente, a rigidez torsional é de 44917,26 Nm/grau (25,73E3 Nm/rad).

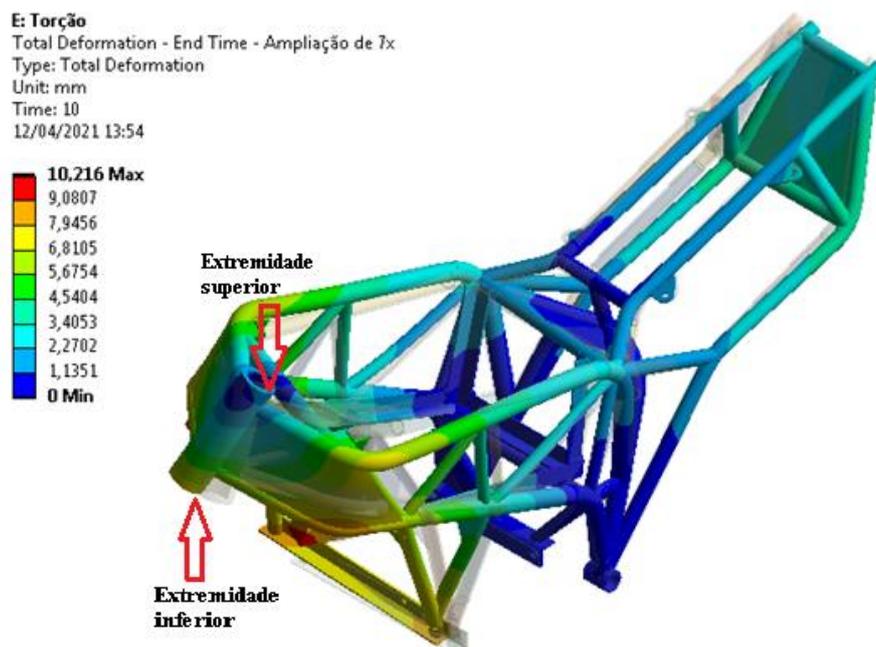


Figura 40: Visualização das deformações do modelo de torção ampliadas em 7 vezes.

Os resultados de deslocamento vertical de ambas as extremidades podem ser verificados na *Tabela 14*. A *Figura 41* mostra o gráfico desses deslocamentos em função da carga aplicada.

Tabela 14: Resultados de deformação em função da carga aplicada no modelo de torção.

Carga aplicada (kgfm)	Deslocamento extremidade inf. (mm)	Deslocamento extremidade sup. (mm)	Ângulo (graus)	Δ ângulo (graus)
10	6,4330	-2,1148	2,7997	-
20	6,5475	-2,0077	2,8021	2,43E-03
30	6,6613	-1,9004	2,8043	2,13E-03
40	6,7752	-1,7932	2,8065	2,20E-03
50	6,8890	-1,686	2,8086	2,16E-03
60	7,0029	-1,5788	2,8108	2,20E-03
70	7,1167	-1,4716	2,8130	2,16E-03
80	7,2305	-1,3644	2,8151	2,16E-03
90	7,3442	-1,2572	2,8173	2,13E-03
100	7,4580	-1,1500	2,8194	2,16E-03

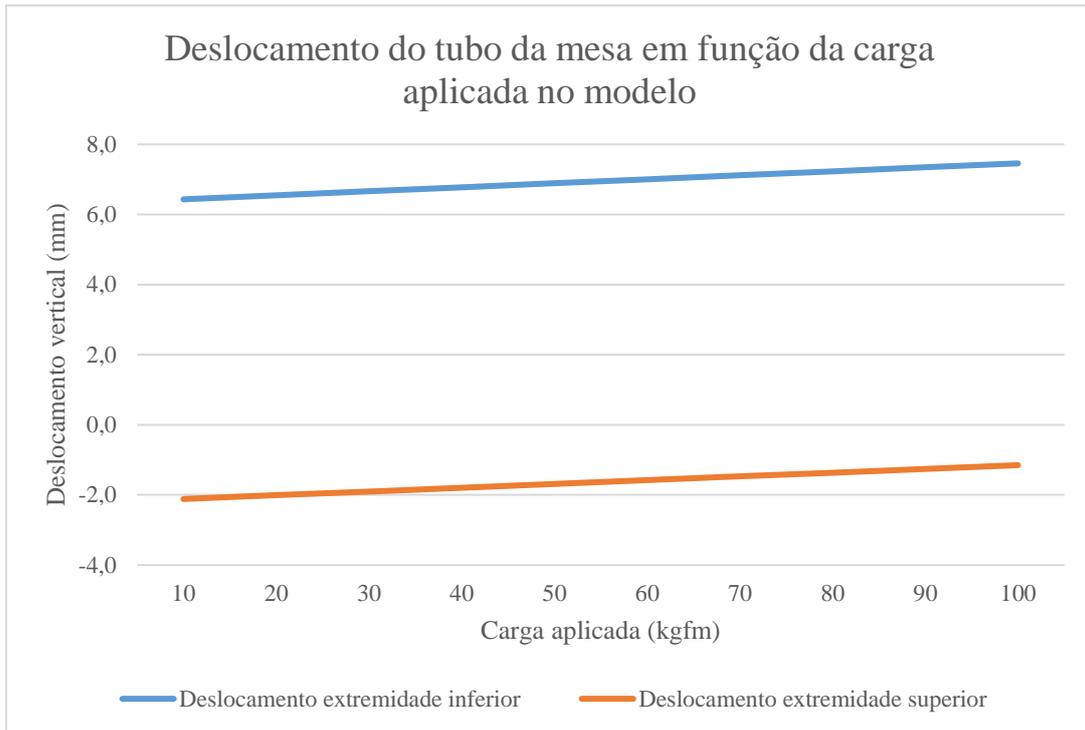


Figura 41: Gráfico de deslocamento das extremidades do tubo da mesa em função da carga aplicada no modelo de torção.

Capítulo 6

Custos

6.1 Matéria prima

Como determinado nos capítulos anteriores, o quadro será composto de três tipos de tubo, chapas, cantoneiras e barras redondas de aço. Para grandes empresas, uma boa estimativa é considerar o preço médio por kg de aço do projeto, afinal a quantidade de material utilizada num único projeto é irrelevante, frente ao estoque existente, e sobras de um projeto podem ser utilizadas em outro, diminuindo bastante o desperdício. Num protótipo como a motocicleta elétrica, no entanto, é inviável fazer a estimativa de custos sem considerar a maneira na qual tais matérias primas são produzidas na indústria e disponibilizadas no varejo.

Mesmo assumindo um pequeno refugo durante os processos de fabricação, não foram acrescentadas varas ou chapas extras à contagem, pois já havia folga suficiente para todos os itens. No caso das barras redondas, sugere-se que sejam adquiridos segmentos de 1 m já cortados, pois seria inviável comprar uma vara inteira e aproveitar apenas 200 mm. Já com relação à chapa, apesar do padrão serem as dimensões de 2 x 1 m, em alguns locais encontram-se chapas cortadas ao meio, em dimensões de 1 x 1 m. Tendo isso em vista, a quantidade de matéria prima necessária foi estabelecida como na *Tabela 15*.

Com base no orçamento obtido em alguns comércios de aço do Rio de Janeiro no mês de março de 2021, determinou-se que o custo total com matéria prima será algo em torno de R\$ 600,00, como discriminado a seguir, na *Tabela 15*:

Tabela 15: Preço aproximado das matérias primas do quadro no varejo.

Item	Forma	QTD	Custo (R\$)
Tubo redondo 3/4" sch 80	Vara de 6 m	2	122,00
Tubo redondo 1/2" sch 40	Vara de 6 m	2	96,00
Tubo redondo 3/8" sch 40	Vara de 6 m	1	32,00
Barra redonda 32 mm	Segmento de vara de 1 m	1	39,00
Barra redonda 2"	Segmento de vara de 1 m	1	97,00
Chapa fina 3 mm	Chapa de 1 x 1 m	1	152,00
Cantoneira 1" x 1/8"	Vara de 6 m	1	44,00

6.2 Mão de obra

Mesmo que a fabricação do protótipo seja, em grande parte, feita por alunos da universidade sem custos financeiros reais, é interessante contabilizar o tempo gasto a fim de ter uma estimativa real do custo do projeto.

De modo a obter essa estimativa, utilizando a codificação apresentada no capítulo 4, somam-se todos os processos, como visto nas *Tabelas 16 a 19*:

Tabela 16: Contabilização de processos de fabricação dos tubos do quadro.

Tubo	Número de dobras	Número de bocas de lobo	QTD
T - 3/4" - 01	2	2	2
T - 3/4" - 02	2	2	2
T - 3/4" - 03	1	2	1
T - 3/4" - 04	0	2	2
T - 1/2" - 01	0	2	2
T - 1/2" - 02	0	2	2
T - 1/2" - 03	2	2	2
T - 1/2" - 04	1	1	2
T - 1/2" - 05	0	2	1
T - 1/2" - 06	0	2	1
T - 1/2" - 07	0	2	2
T - 1/2" - 08	0	2	2
T - 1/2" - 09	0	2	2
T - 1/2" - 10	0	2	1
T - 1/2" - 11	0	2	1
T - 1/2" - 12	0	2	1
T - 1/2" - 13	0	2	1
T - 3/8" - 01	0	2	2
T - 3/8" - 02	0	2	2

T - 3/8" - 03	0	2	2
T - 3/8" - 04	0	2	2
T - 3/8" - 05	0	2	2
T - 3/8" - 06	0	2	2
T - 3/8" - 07	0	2	2
T - 3/8" - 08	0	2	2
T - 3/8" - 09	0	1	2
T - 3/8" - 10	0	2	1
TOTAL	8	52	46

Tabela 17: Contabilização dos processos de fabricação das cantoneiras do quadro.

Cantoneira	Número de cortes	QTD
CT - 1" - 01	2	2
CT - 1" - 02	2	2
CT - 1" - 03	2	2
CT - 1" - 04	2	2
CT - 1" - 05	2	2
CT - 1" - 06	2	1
TOTAL	12	11

Tabela 18: Contabilização de processos de fabricação das chapas

Chapa	Número de dobras	Perímetro (mm)	QTD
C - 3 mm - 01	1	669	2
C - 3 mm - 02	1	710	2
C - 3 mm - 03	0	203	2
C - 3 mm - 04	0	154	2
C - 3 mm - 05	0	157	2
C - 3 mm - 06	0	132	2
C - 3 mm - 07	0	357	1
C - 3 mm - 08	0	519	1
C - 3 mm - 09	0	212	2
C - 3 mm - 10	0	153	4
C - 3 mm - 11	0	689	1
C - 3 mm - 12	0	126	2
TOTAL	2	3949	21

Tabela 19: Contabilização de processos de fabricação das barras redondas

Barra	Número de furos	Comprimento (mm)	QTD
B - 2" - 01	1	175	1
B - 32 mm - 01	1	25	2
B - 32 mm - 02	1	40	2
TOTAL	3	240	5

Tendo em vista a falta de capacitação dos envolvidos e levando em consideração experiências passadas da construção dos chassis de outras equipes de competição da universidade com acesso aos mesmo equipamentos, assume-se que: o corte e preparação de cada boca de lobo leva em média 15 min; cada dobra leva 30 min; a marcação e corte de chapas leva em média 5 min para cada 100 mm de perímetro do perfil recortado; o corte reto das cantoneiras e tubos leve 2 min para cada extremidade; e o posicionamento de cada componente no processo de soldagem, desconsiderando a presença de quaisquer gabaritos, leve em média 5 min. Para as barras redondas, é esperado que o processo de furação demore 1 min para cada 5 mm de comprimento de furo, já considerando o alargamento por meio de torneamento interno.

Considerando que um soldador profissional seja contratado, levando em conta orçamentos feitos em 2018 pela equipe Icarus UFRJ de Formula SAE e a inflação do período, estima-se que a diária média desse tipo de profissional gire em torno de R\$ 350,00, incluindo aluguel de máquina e material de adição. Além disso, é preciso considerar o cilindro de gás que, se não for dividido com as outras equipes da universidade, custará em torno de R\$ 120,00. Um soldador experiente é capaz de soldar a estrutura completa em apenas um dia, portanto, apenas uma diária será contabilizada.

Também com base em experiências de outras equipes e levando em conta o compartilhamento de equipamentos, foi considerado que o gasto com consumíveis como discos de corte, fitas, etc. represente 10% do custo das matérias primas. Gastos com eletricidade e depreciação dos equipamentos foi desconsiderado, bem como a remuneração dos participantes por se tratar de estudantes da universidade.

Portanto, conclui-se que a fabricação do quadro da motocicleta exige aproximadamente 61,5 HH, excluído o tempo de soldagem, e tem um custo de R\$ 670,00 de matéria prima e consumíveis e de R\$ 470 com a soldagem.

Capítulo 7

Procedimentos para registro e homologação da motocicleta

A fim de que a circulação da motocicleta seja permitida em vias públicas brasileiras, é preciso seguir alguns procedimentos junto aos órgãos de trânsito competentes tal como para qualquer outro protótipo de fabricação própria.

No Brasil, o documento que rege o registro de veículos artesanais é a Resolução nº 699, de 10 de Outubro de 2017. Nela é estabelecido que “todo veículo artesanal deve ter um projeto técnico assinado por engenheiro responsável técnico, com formação ou habilitação na área mecânica, conforme regulamentação do respectivo Conselho Regional de Engenharia e Agronomia (CREA) e nos termos das Resoluções do Conselho Federal de Engenharia e Agronomia (CONFEA)”.

Como todo procedimento junto a órgãos estatais, o registro de veículo artesanal é complicado, confuso, burocrático e redundante. Na Resolução nº 699 do CONTRAN [32] consta que é preciso:

1. Solicitar junto ao órgão executivo estadual de trânsito a criação do número de identificação veicular (VIN) e a autorização para respectiva marcação no chassi;
2. Solicitar autorização do órgão executivo estadual para inspeção de segurança veicular a fim de obter o certificado de segurança veicular (CSV);
3. Solicitar certificado de adequação à legislação de trânsito (CAT) ao órgão máximo executivo de trânsito da união, apresentando relatórios de testes e ensaios que comprovem a segurança do veículo, se exigidos;
4. Apresentar nota fiscal de todos os componentes do sistema de freios, de controle de estabilidade (se aplicável), das peças de suspensão, do sistema de direção, das rodas e pneus e do sistema elétrico e de iluminação. Todos esses componentes devem ser novos, conforme Resolução nº 611 do CONTRAN [33].

No site do DETRAN RJ, consultado em maio de 2021, consta que os interessados em registrar veículos de fabricação artesanal devem realizar os seguintes procedimentos:

1. Pagar o DUDA código 001-9, no valor de R\$ 156,69;
2. Apresentar nota fiscal de serviço emitida pela firma que realizou a marcação do chassi ou ofício endereçado à Diretoria de Registro de Veículos, solicitando o serviço, para veículos de fabricação própria;
3. Apresentar original da primeira via da nota fiscal do serviço de montagem ou declaração do proprietário atestando a montagem do veículo, respeitados os limites estabelecidos pelo CONTRAN;
4. Apresentar registro do número do Certificado de Segurança Veicular (CSV) eletrônico, validado no SISCSV.

Ainda no site do DETRAN RJ, é declarado que para fins de homologação pelo DENATRAN, é necessário:

1. Apresentar originais das primeiras vias das notas fiscais das peças, conforme disposto no Anexo II da Resolução CONTRAN nº 699;
2. Apresentar requerimento para criação do código de marca, modelo e versão;
3. Laudo de vistoria do DETRAN-RJ, com decalque do chassi, contendo o Peso Bruto Total (PBT), a Capacidade Máxima de Tração (CMT), a capacidade de carga e a potência;
4. Solicitar e apresentar Anotação de Responsabilidade Técnica (ART) e laudo emitido por profissional legalmente habilitado pelo CREA, mais Certidão Negativa de Débito, para veículos com PBT até 350 quilogramas (que é o caso da motocicleta elétrica);
5. Anexar 04 (quatro) fotos coloridas do veículo: frente, traseira, lateral esquerda e lateral direita, podendo ser digitalizadas, nas dimensões 10 x 15 cm;
6. Incluir original do comprovante de pagamento da Guia de Recolhimento da União (GRU), disponível nas agências do Banco do Brasil S.A. ou na página https://consulta.tesouro.fazenda.gov.br/gru/gru_simples.asp, em favor de "Departamento Nacional de Trânsito, código do favorecido nº 200012, código de gestão nº 00001, código de recolhimento nº 28827-6 (Certificação de Produtos e Serviços)", no valor correspondente a 250 UFIR-RJ.

É estabelecido que a pessoa física que solicita esse registro e homologação deve apresentar os seguintes documentos:

1. Original e cópia de documento de identificação como RG ou CNH, por exemplo;
2. Original e cópia do CPF;
3. Original e cópia de comprovante de residência.

É evidente que tais processos apenas podem ser realizados uma vez instalados todos os periféricos e itens de segurança previstos na legislação vigente.

Capítulo 8

Conclusões e comentários finais

De posse dos resultados das análises de elementos finitos, conclui-se que os componentes estruturais do veículo estão bem dimensionados dadas as condições consideradas ao longo deste documento. É válido reiterar que a fabricação da geometria final deve apenas ser feita uma vez estudadas todas as juntas soldadas. Tal medida tem como objetivo garantir a segurança e integridade estrutural do quadro frente a carregamentos cíclicos que porventura possam originar falhas por fadiga do material nessas regiões. O autor isenta-se de qualquer responsabilidade que decorra de tais estudos, pois não fazem parte do escopo deste trabalho.

Como dito anteriormente, os valores de forças utilizados são extremamente conservadores e representam uma situação praticamente impossível, mas, como o projeto é voltado para a segurança e essa é a primeira geração do protótipo, considera-se que a formulação adotada está adequada. Para futuras gerações, no entanto, sugere-se um estudo mais aprofundado das condições às quais a motocicleta estará submetida por meio de colheita de dados reais do veículo. Além disso, pode ser interessante um estudo de verificação da real sobreposição de esforços simultâneos considerada neste trabalho a fim de melhor dimensionar a estrutura.

Também para próximas iterações do projeto, num cenário em que a equipe disponha de patrocínio financeiro, de material e/ou de processo de fabricação, outro tipo de geometria ou material pode ser considerado. Mantendo a mesma geometria, tubos de liga cromo-molibdênio podem trazer um alívio significativo de massa caso sejam acessíveis. É possível ainda imaginar um cenário em que com um patrocínio de usinagem seja possível fabricar a parte dianteira do chassi em peça única de um material mais nobre, permitindo a utilização de tubos de menor seção transversal no restante do quadro, afinal foi a dianteira que inspirou mais cuidados na alteração da geometria.

Outra alteração bem vinda seria a utilização de um motor e baterias menores e mais leves, pois esse foi um dos principais fatores limitantes para a otimização do projeto. Numa lógica simples, quanto mais peso se carrega, mais peso é necessário se ter para carregar.

Pensando agora no projeto como ele foi feito, de fato, uma excelente continuação seria o projeto de uma suspensão traseira. Mesmo tendo sido mantidas as principais dimensões de uma motocicleta original de rua de tamanho equivalente, a dinâmica certamente foi alterada e as peças originais provenientes de uma motocicleta desse tipo podem não ser as mais adequadas. Outra opção pode ser o projeto de uma transmissão para melhor aproveitar o potencial do motor elétrico escolhido.

Além disso, sugere-se um estudo futuro de validação dos esforços encontrados nas análises, com levantamento de pontos para extensometria, análise modal, entre outros.

Apesar de ser focado num produto específico e ser aplicado a um projeto inédito na universidade, espera-se que esse trabalho possa servir de base e fonte de consulta para as equipes de competição que também se utilizam do método de elementos finitos para dimensionamento de componentes mecânicos em seus veículos.

Referências Bibliográficas

- [1] BELLIS, M. “A brief history of the motorcycle”. Disponível em: <https://www.thoughtco.com/history-of-the-motorcycle-1992151>. Acesso em: 02/02/2021.
- [2] HAYEK, F. A. The Use of Knowledge in Society. The American Economic Review, 1945.
- [3] WOODS, D. “World’s first motorcycle” Disponível em: <https://blog.motorcycle.com/2009/03/16/history/worlds-first-motorcycle/>. Acesso em: 02/02/2021.
- [4] BELLIS, M. “The history of electric vehicles began in 1830”. Disponível em: <https://www.thoughtco.com/history-of-electric-vehicles-1991603>. Acesso em: 02/02/2021.
- [5] CAM. “The timeline and history of motorcycles”. Disponível em: <https://brainbucket.rumbleon.com/history-of-motorcycles>. Acesso em: 02/02/2021.
- [6] ANÔNIMO. “Morbidelli V8 – Motorcycle feature”. Disponível em: https://ultimatemotorcycling.com/2009/07/11/morbidelli_v8_motorcycle_review/. Acesso em: 03/02/2021.
- [7] WILSON, L. Shades of Green – Electric cars carbon emissions around the globe, 2013.
- [8] SCHMID, A. An Analysis of the Environmental Impact of Electric Vehicles. Missouri S&T Peer to Peer, 2017.
- [9] USEPA. Global greenhouse emissions data. Disponível em: <https://www.epa.gov/ghgemissions/global-greenhouse-gas-emissions-data>. Acesso em: 03/02/2021.

- [10] FRIZZIERO, L. Design for Six Sigma (DFSS) Applied to a New Eco-Motorbike. Disponível em: https://www.researchgate.net/figure/Single-cradle-frame_fig3_334435717. Acesso em: 06/05/2021.
- [11] <<https://i.pinimg.com/originals/0e/64/fe/0e64fe93628f6093804fa79c7062392-a.jpg>>. Acesso em: 06/05/2021.
- [12] <https://global.yamaha-motor.com/business/cf/example/casting/ex008/img/-ex008_001.jpg>. Acesso em: 06/05/2021
- [13] <<https://www.zabikers.co.za/2017/03/20/ktm-690-enduro-r-2017/>>. Acesso em: 06/05/2021.
- [14] CALLISTER JR., W. D., RETWISCH D. G. **Materials science and engineering: an introduction**. 8 ed., 2009.
- [15] ANÔNIMO. “Stainless Steel Tubing vs. Welded Aluminum Pipe”. Disponível em: <http://www.rnr-marine.com/Stainless.shtml>. Acesso em: 06/02/2021.
- [16] COSSALTER, V. **Motorcycle Dynamics**. 2ed., 2006.
- [17] YAMAHA. Manual de serviço XTZ 250 X 2009, 2009.
- [18] REPÚBLICA, P. da. Código de Trânsito Brasileiro – Lei 14.071 de 13 de Outubro de 2020, 2020.
- [19] SARAIVA, I. B. Estudo de projeto de motocicleta elétrica. Projeto Final. UFRJ, 2016.
- [20] VAN WYLEN, G. J., BORGNACKE, C., SONNTAG, R. E. **Fundamentals of thermodynamics**. 5 ed., 1997.
- [21] RAMOS, J. D. da C. Front and Rear Swing Arm Design of an Electric Racing Motorcycle. Universidade de Lisboa, 2016.
- [22] LAMBOURN, R., WESLEY, A. Motorcycle Tire/Road Friction. SAE Technical Paper, 2010.
- [22] CARTER, N., ROSE, N., PENTECOST, D. Validation of Equations for Motorcycle and Rider Lean on a Curve. SAE Int. J. Trans. Safety, 2015.

- [23] WEBER, P. A., BRAAKSMA, J. P. Towards a North American Geometric Design Standard for Speed Humps. ITE Journal, 2000.
- [24] GARCIA-POZUELO, D., et al. Bump Modeling and Vehicle Vertical Dynamics Prediction. 2014.
- [25] WEG. Guia técnico - Motores de indução alimentados por inversores de frequência. Ver. 13, 2016.
- [26] <<https://www.carandclassic.co.uk/car/C879966>>. Acesso em: 06/05/2021.
- [27] BUDYNAS, R. G., NISBETT, J. K. **Shigley's Mechanical Engineering Design**. 10 ed., 2015.
- [28] WEISS, G. H. E. Análise computacional e experimental de rigidez à torção de um chassi de fórmula SAE. Projeto Final. UFRJ, 2016.
- [29] DNV OS C201. STRUCTURAL DESIGN OF OFFSHORE UNITS (WSD METHOD). 2 ed., 2009.
- [30] API RP 2RD. Design of Risers for Floating Production Systems (FPSs) and Tension-Leg Platforms (TLPs). 2 ed., 2013.
- [31] DNV RP C203. FATIGUE DESIGN OF OFFSHORE STEEL STRUCTURES. 2008.
- [32] CONTRAN. Resolução nº 699, 2017.
- [33] CONTRAN. Resolução nº 611, 2016.

Apêndice A

Desenho técnico

Na página a seguir é possível analisar o desenho técnico do conjunto montado do quadro, já com todos os componentes estruturais em suas respectivas posições.

Apêndice B

Resultados da análise

As imagens a seguir ilustram a colheita de resultados das análises de elementos finitos descritas no capítulo 5. As regiões coloridas são aquelas que apresentam um nível de tensão mais alto que o especificado na legenda. As partes translúcidas apresentaram esforços mais baixos e não foram analisadas a fundo. Salvo onde especificado, a visualização é da configuração indeformada.

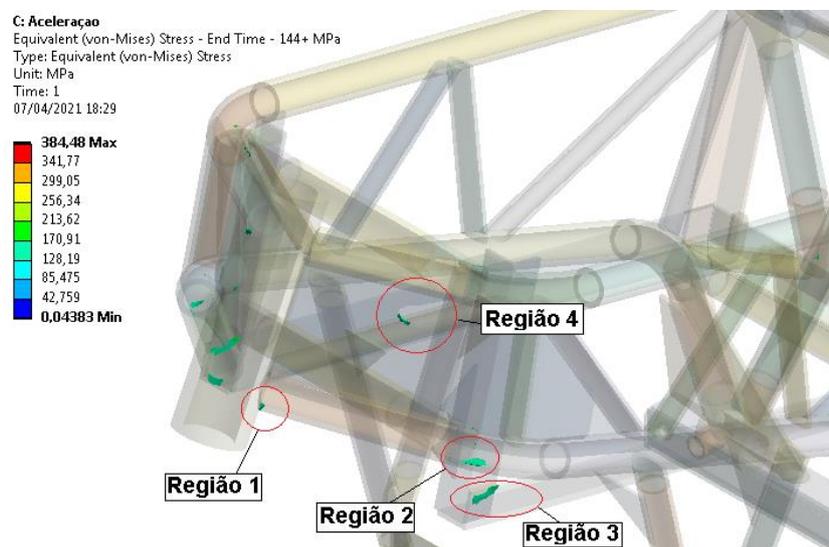


Figura 42: Pontos da parte dianteira da geometria com tensão acima de 144 MPa no modelo de aceleração. Destaque para as regiões analisadas.

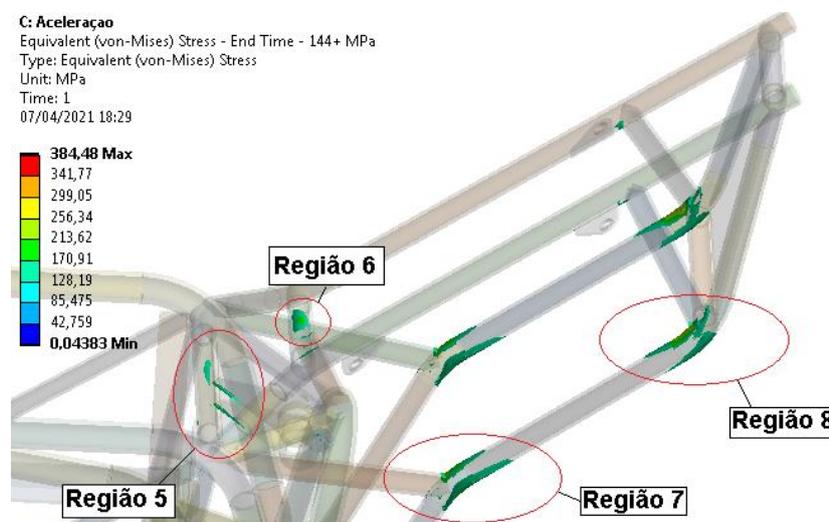


Figura 43: Pontos da parte traseira da geometria com tensão acima de 144 MPa no modelo de aceleração. Destaque para as regiões analisadas.

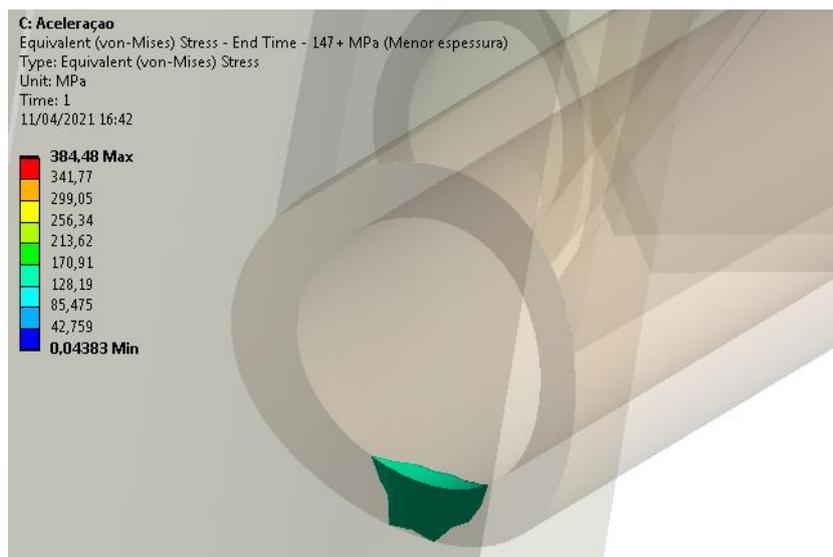


Figura 44: Aceleração, Região 1 - Tubo frontal inferior - Tensão global acima de 147 MPa.



Figura 45: Aceleração, Região 1 - Tubo frontal inferior - Tensão global acima de 117 MPa.

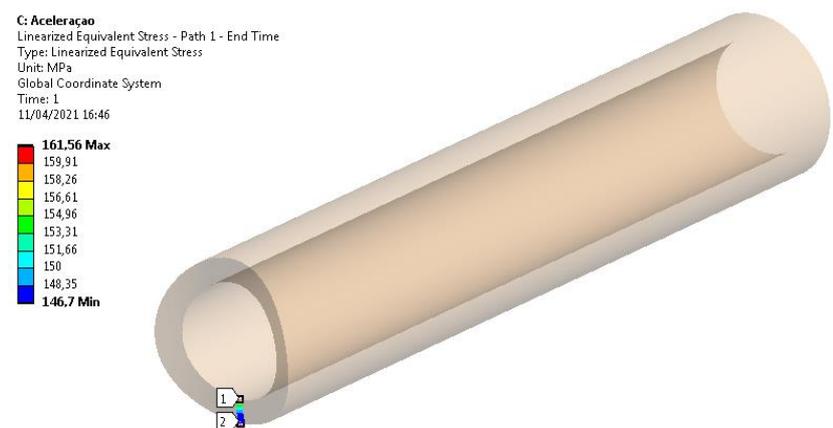


Figura 46: Aceleração, Path 1 - Tensão linearizada na menor espessura do tubo.

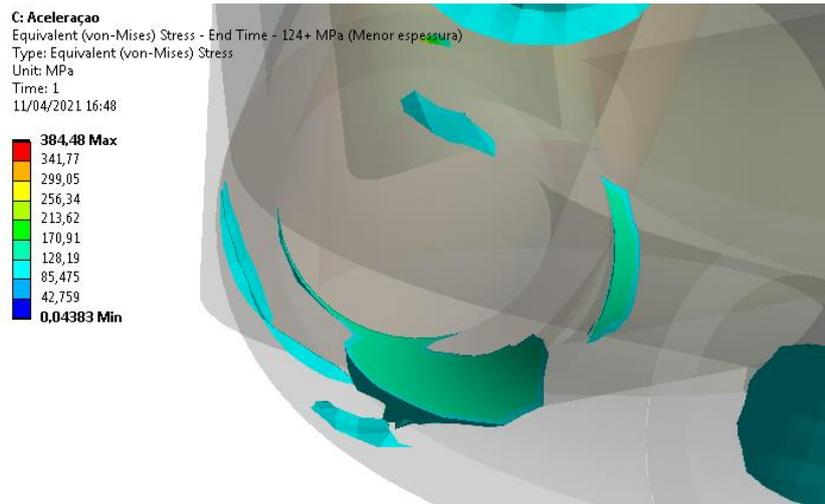


Figura 47: Aceleração, Região 2 - Tubo frontal inferior - Tensão global acima de 124 MPa.

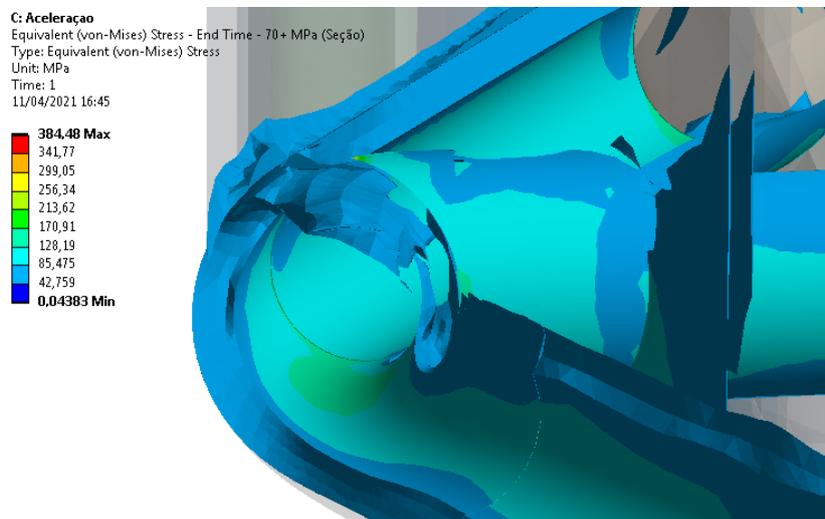


Figura 48: Aceleração, Região 2 - Tubo frontal inferior - Tensão global acima de 70 MPa.

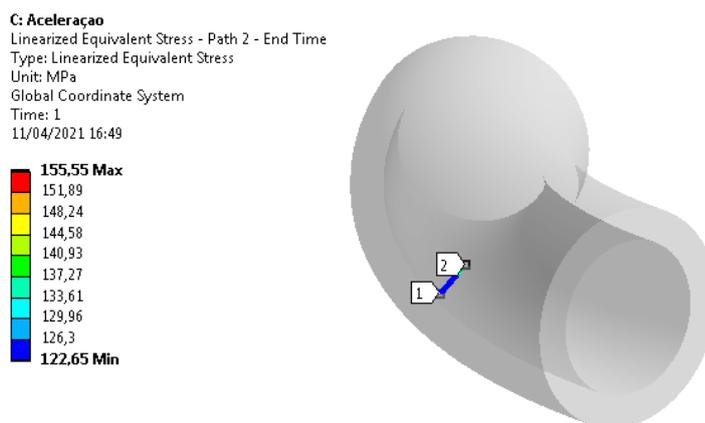


Figura 49: Aceleração, Path 2 - Tensão linearizada na menor espessura do tubo.

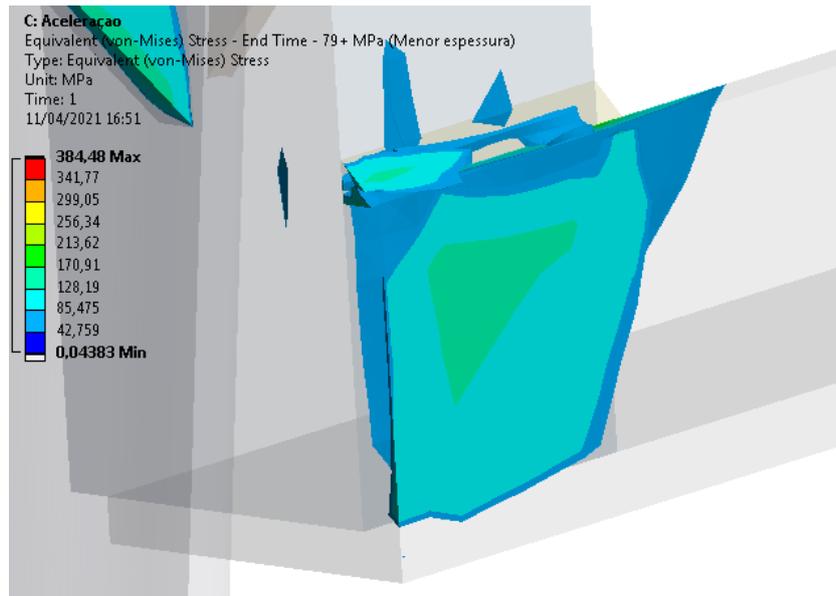


Figura 50: Aceleração, Região 3 – Cantoneira do suporte das baterias - Tensão global acima de 79 MPa.

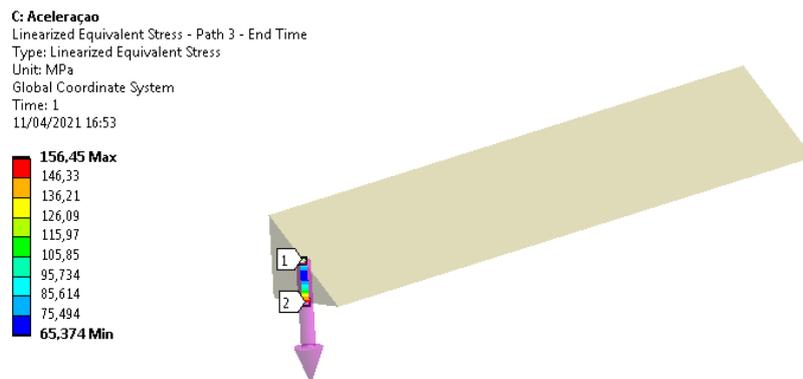


Figura 51: Aceleração, Path 3 - Tensão linearizada no ponto de maior tensão do cordão de solda.

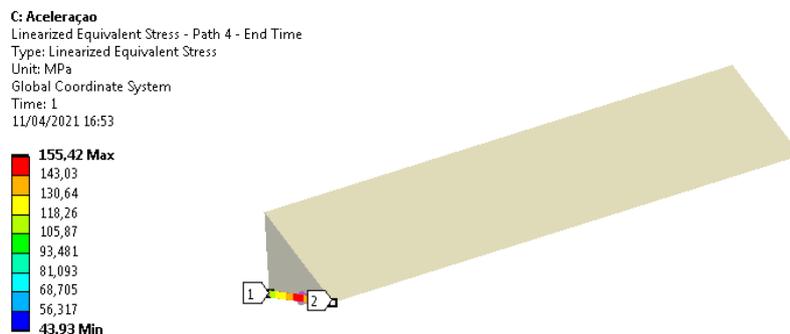


Figura 52: Aceleração, Path 4 - Tensão linearizada no ponto de maior tensão do cordão de solda.

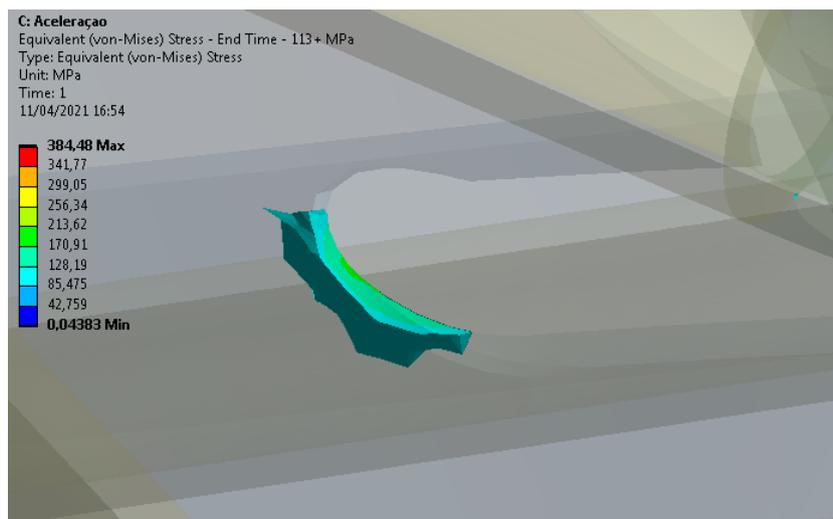


Figura 53: Aceleração, Região 4 – Chapa de reforço interior - Tensão global acima de 113 MPa.

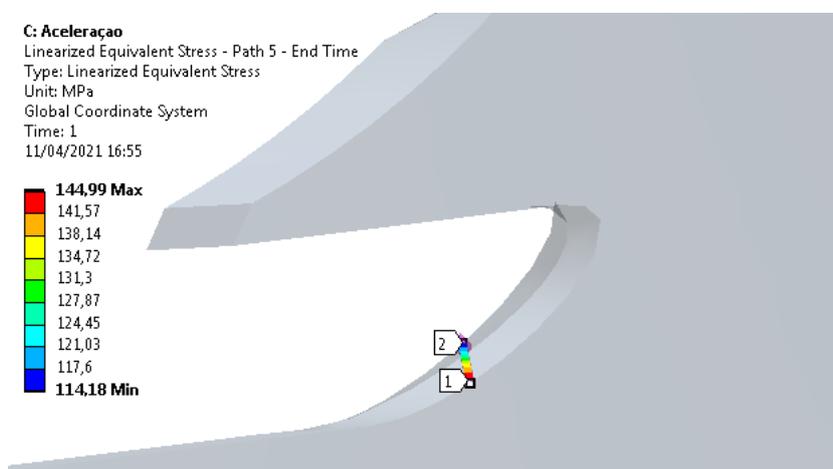


Figura 54: Aceleração, Path 5 - Tensão linearizada na menor espessura da chapa.



Figura 55: Aceleração, Região 5 – Chapa de reforço do suporte da suspensão traseira - Tensão global acima de 193 MPa.

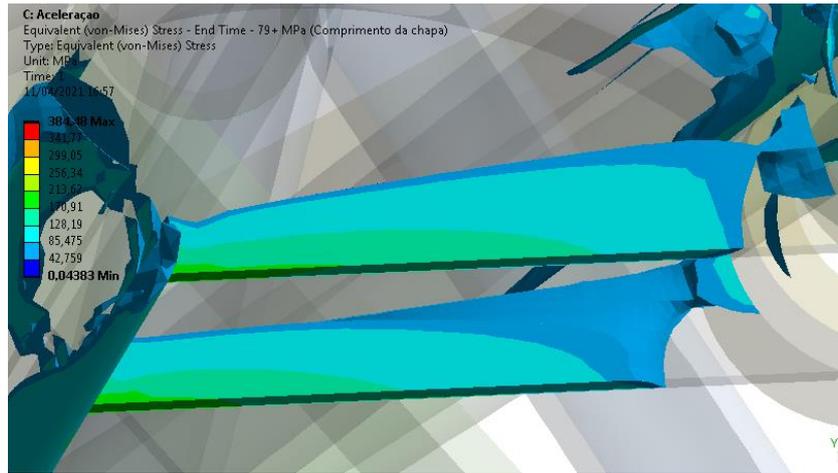


Figura 56: Aceleração, Região 5 – Chapa de reforço do suporte da suspensão traseira - Tensão global acima de 79 MPa.

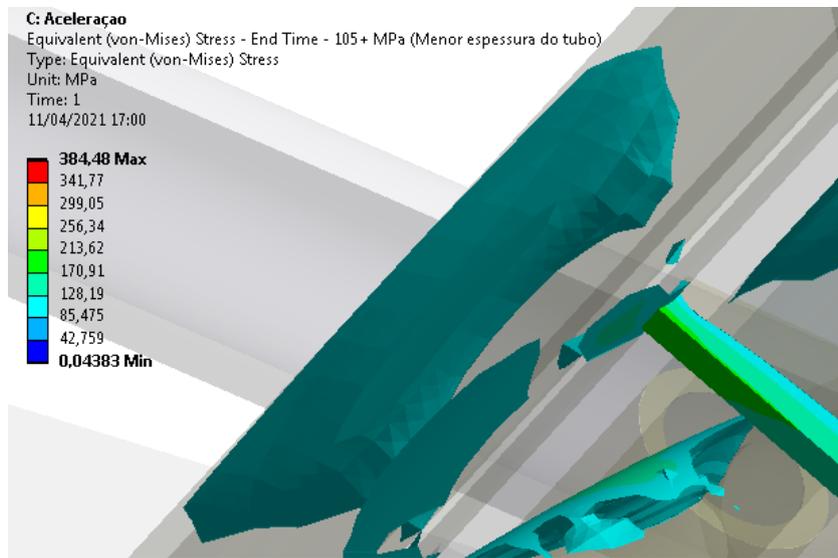


Figura 57: Aceleração, Região 5 – Tubo transversal - Tensão global acima de 105 MPa.

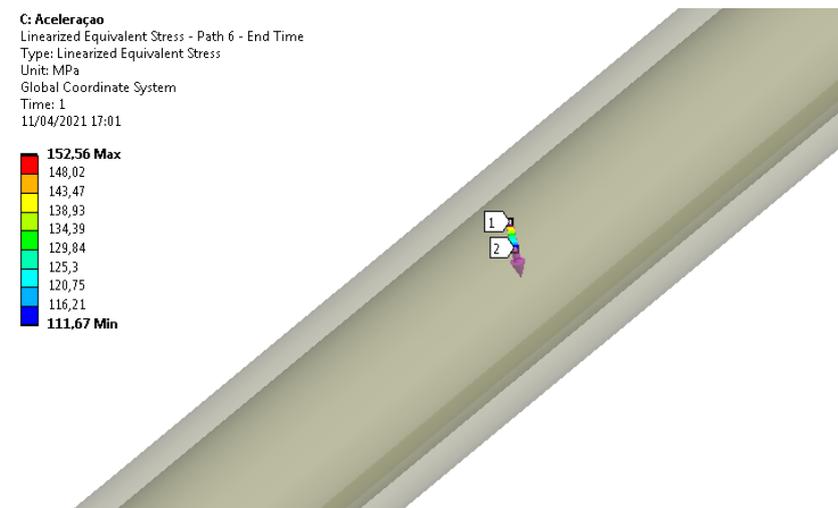


Figura 58: Aceleração, Path 6 - Tensão linearizada na menor espessura do tubo.

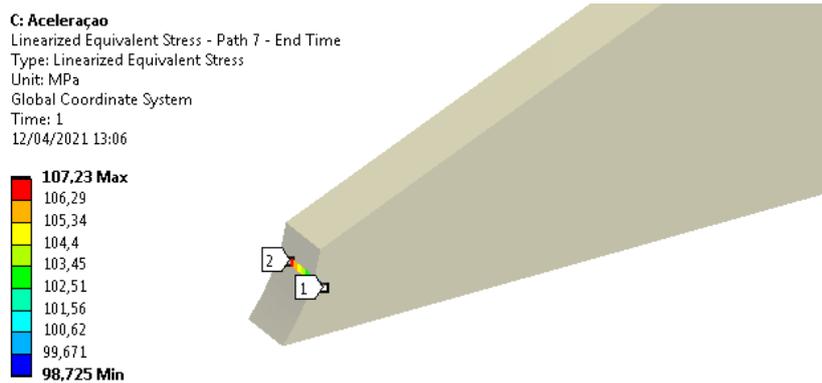


Figura 59: Aceleração, Path 7 - Tensão linearizada na menor espessura da chapa.

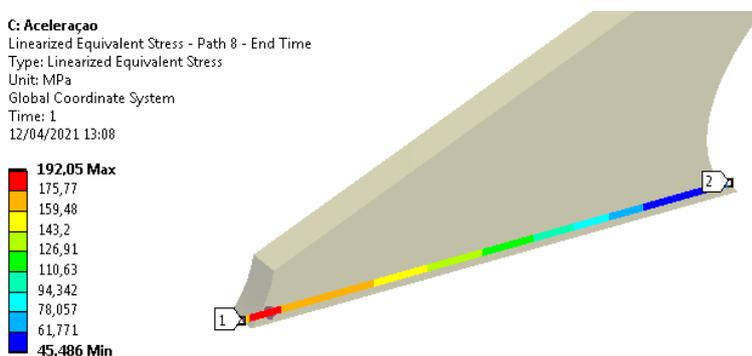


Figura 60: Aceleração, Path 8 - Tensão linearizada no comprimento da chapa.

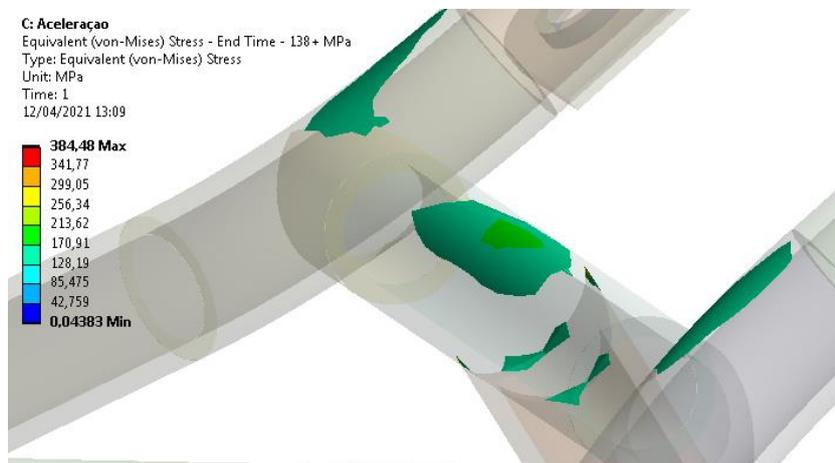


Figura 61: Aceleração, Região 6 – Tubos de reforço do suporte do banco - Tensão global acima de 138 MPa.

C: Aceleração
 Linearized Equivalent Stress - Path 9 - End Time
 Type: Linearized Equivalent Stress
 Unit: MPa
 Global Coordinate System
 Time: 1
 12/04/2021 13:09

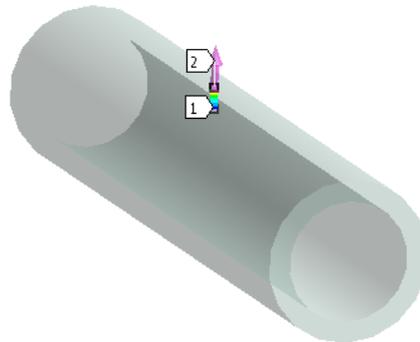
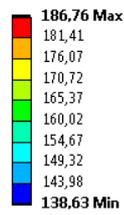


Figura 62: Aceleração, Path 9 - Tensão linearizada na menor espessura do tubo..

C: Aceleração
 Equivalent (von-Mises) Stress - End Time - 164+ MPa (menor espessura por baixo)
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 12/04/2021 13:10

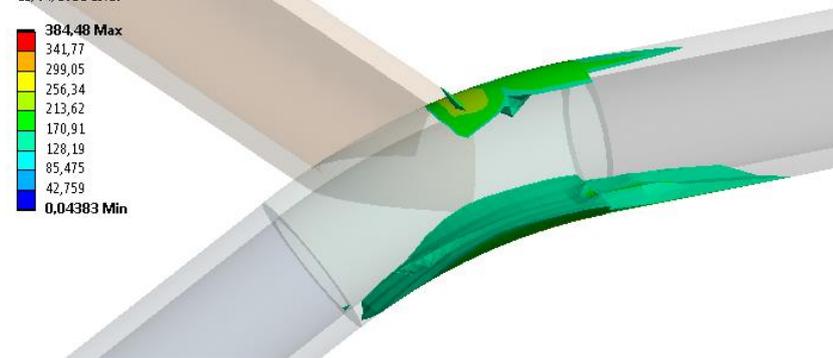
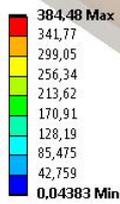


Figura 63: Aceleração, Região 7 – Primeira dobra do tubo de suporte do banco - Tensão global acima de 164 MPa.

C: Aceleração
 Equivalent (von-Mises) Stress - End Time - 178+ MPa (menor espessura por cima)
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 12/04/2021 13:10

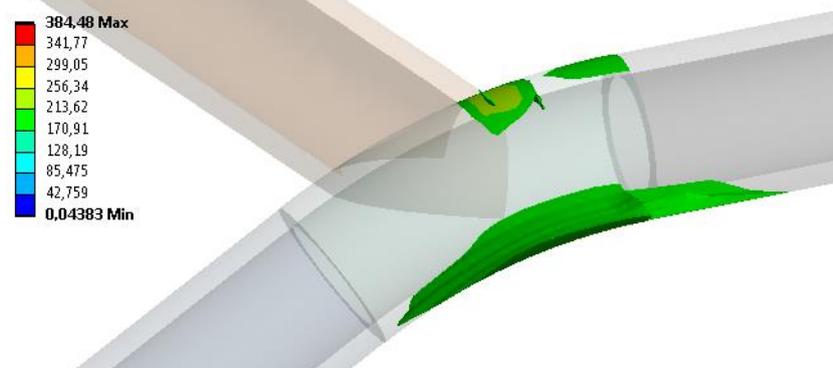
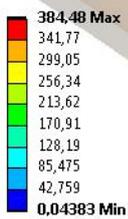


Figura 64: Aceleração, Região 7 – Primeira dobra do tubo de suporte do banco - Tensão global acima de 178 MPa.

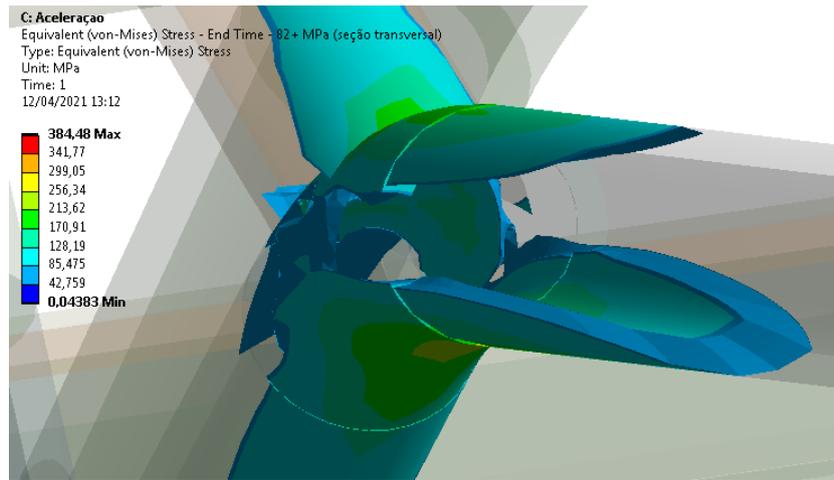


Figura 65: Aceleração, Região 7 – Primeira dobra do tubo de suporte do banco - Tensão global acima de 82 MPa.

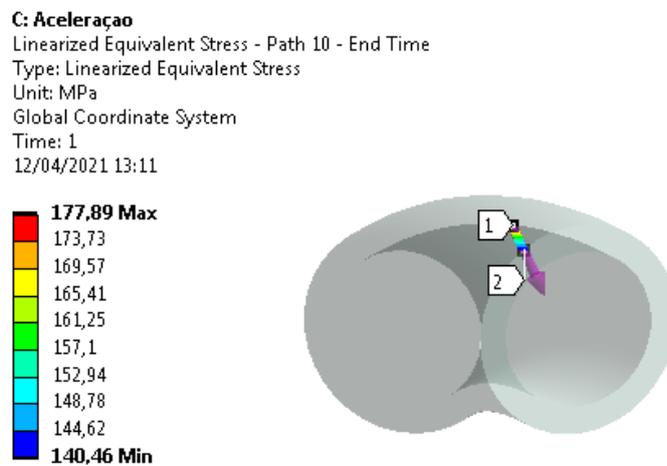


Figura 66: Aceleração, Path 10 - Tensão linearizada na menor espessura do tubo.

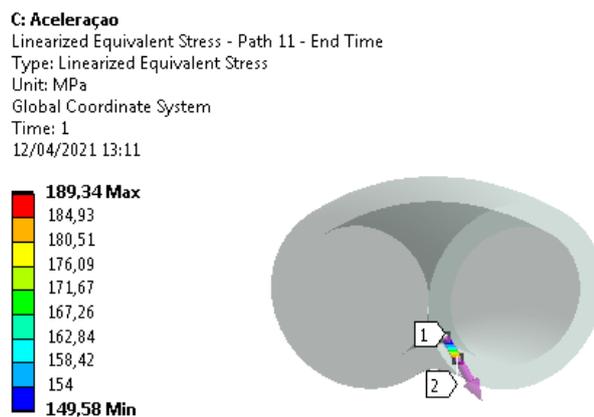


Figura 67: Aceleração, Path 11 - Tensão linearizada na menor espessura do tubo.

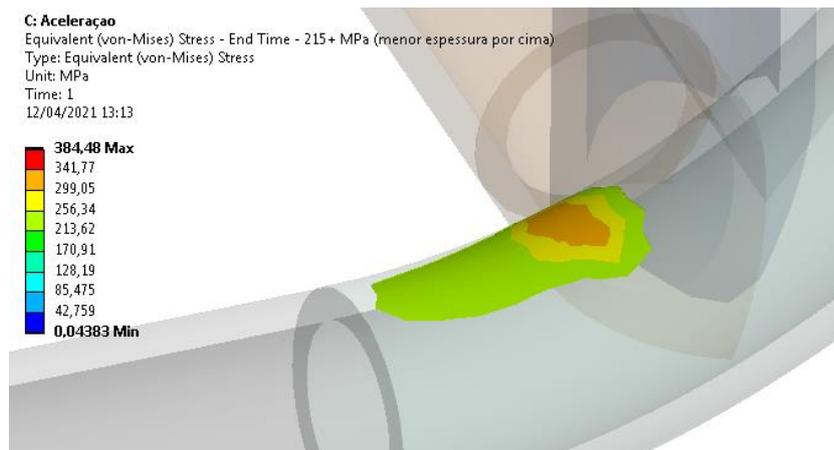


Figura 68: Aceleração, Região 8 – Segunda dobra do tubo de suporte do banco - Tensão global acima de 215 MPa.

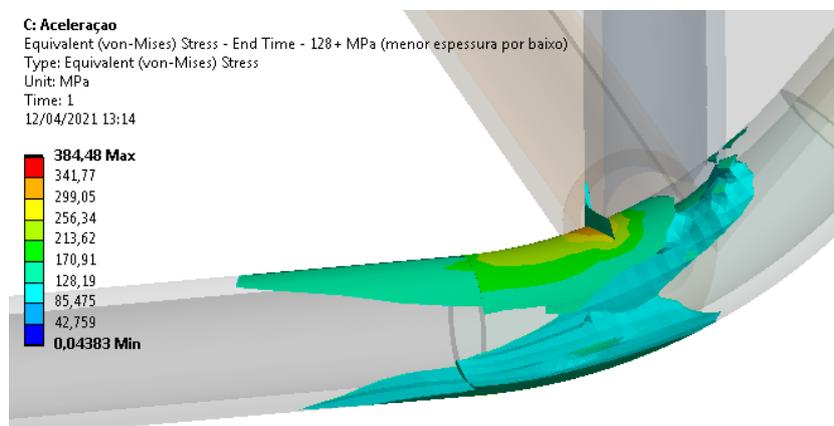


Figura 69: Aceleração, Região 8 – Segunda dobra do tubo de suporte do banco - Tensão global acima de 128 MPa.

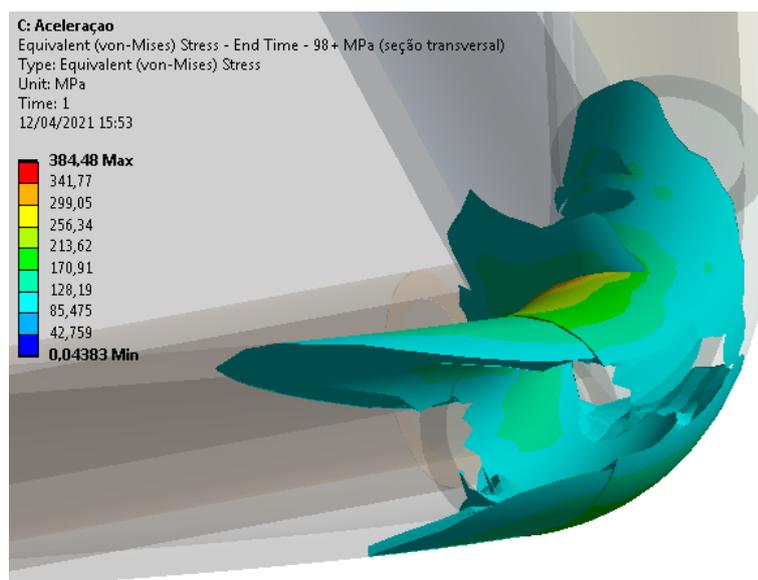


Figura 70: Aceleração, Região 8 – Segunda dobra do tubo de suporte do banco - Tensão global acima de 98 MPa.



Figura 71: Aceleração, Path 12 - Tensão linearizada na menor espessura do tubo.

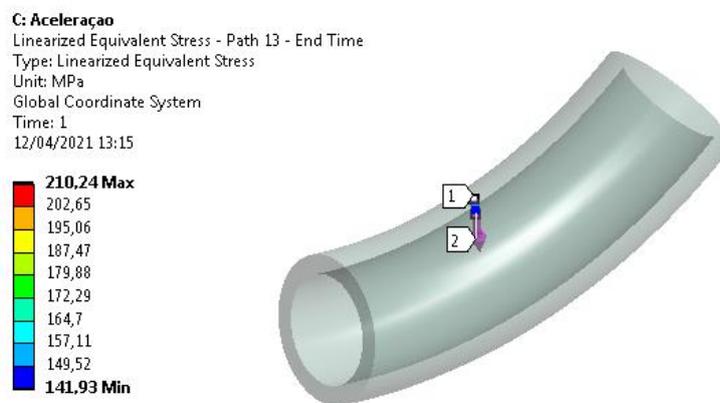


Figura 72: Aceleração, Path 13 - Tensão linearizada na menor espessura do tubo.

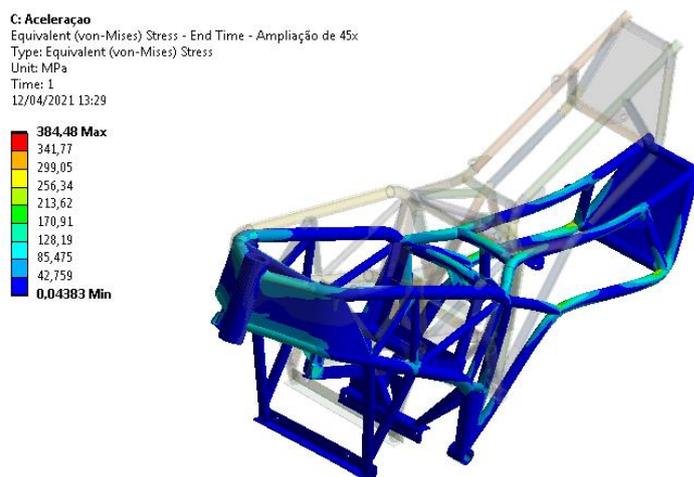


Figura 73: Aceleração – Deformações ampliadas em 45 vezes.

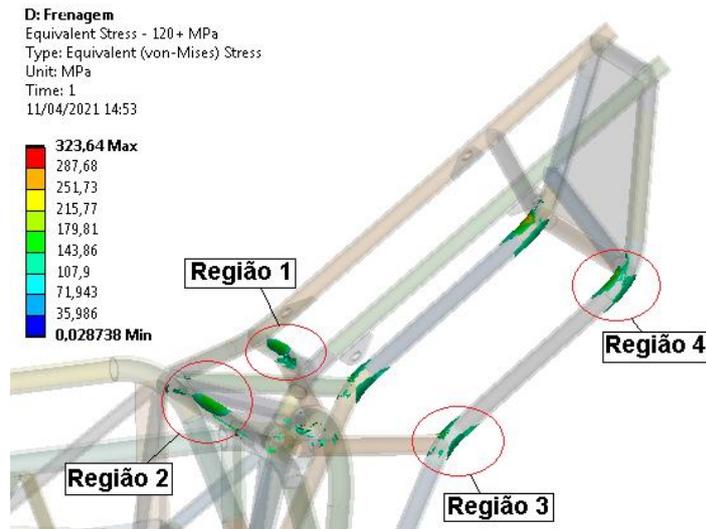


Figura 74: Pontos da parte traseira da geometria com tensão acima de 120 MPa no modelo de aceleração. Destaque para as regiões analisadas.

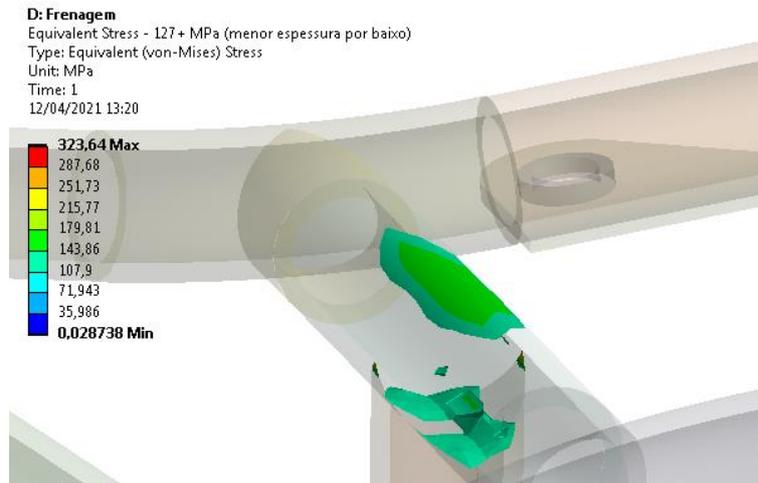


Figura 75: Frenagem, Região 1 – Tubos de reforço do suporte do banco – Tensão global acima de 127 MPa.

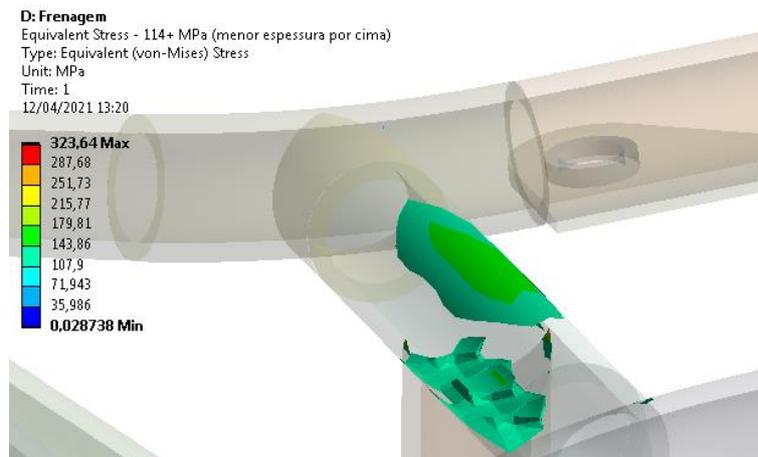


Figura 76: Frenagem, Região 1 – Tubos de reforço do suporte do banco – Tensão global acima de 114 MPa.

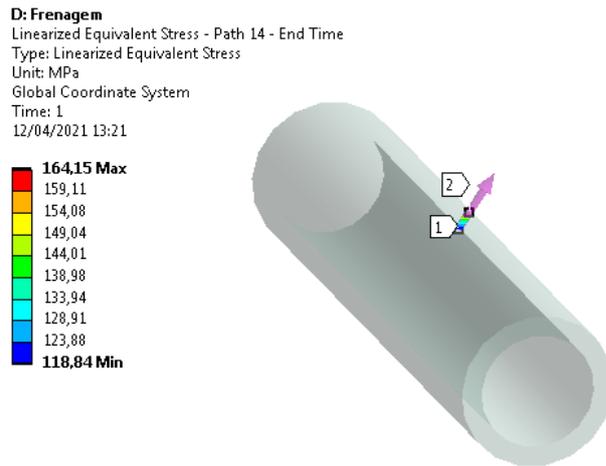


Figura 77: Frenagem, Path 14 – Tensão linearizada na menor espessura do tubo.

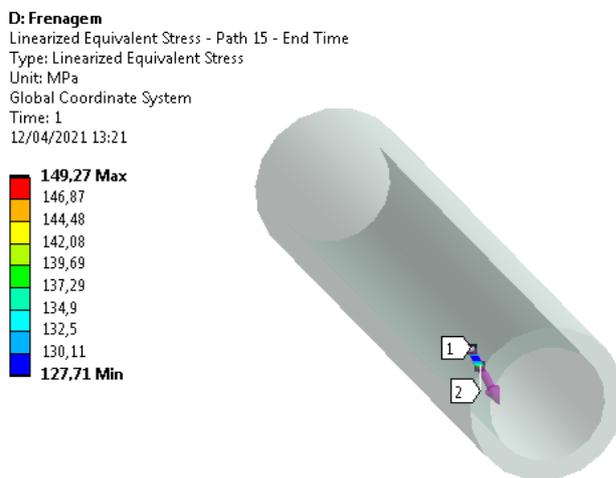


Figura 78: Frenagem, Path 15 – Tensão linearizada na menor espessura do tubo.

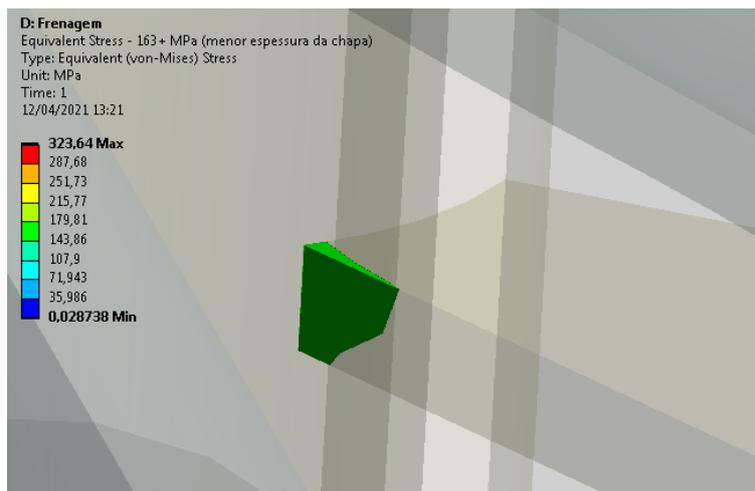


Figura 79: Frenagem, Região 2 – Chapas de reforço do suporte da suspensão – Tensão global acima de 163 MPa.

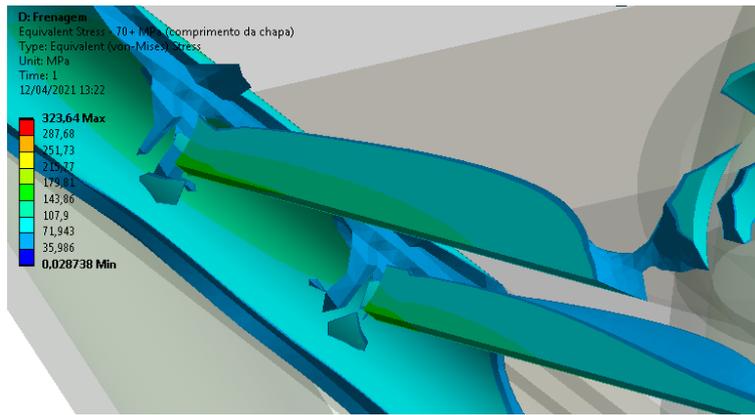


Figura 80: Frenagem, Região 2 – Chapas de reforço do suporte da suspensão – Tensão global acima de 70 MPa.

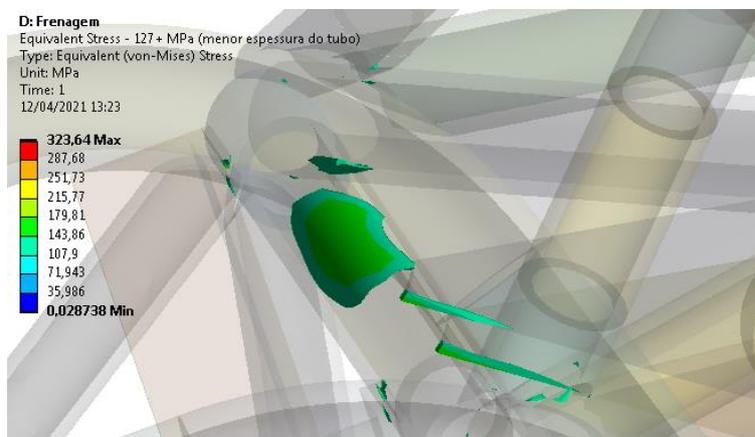


Figura 81: Frenagem, Região 2 – Tubo transversal do suporte da suspensão traseira – Tensão global acima de 127 MPa.

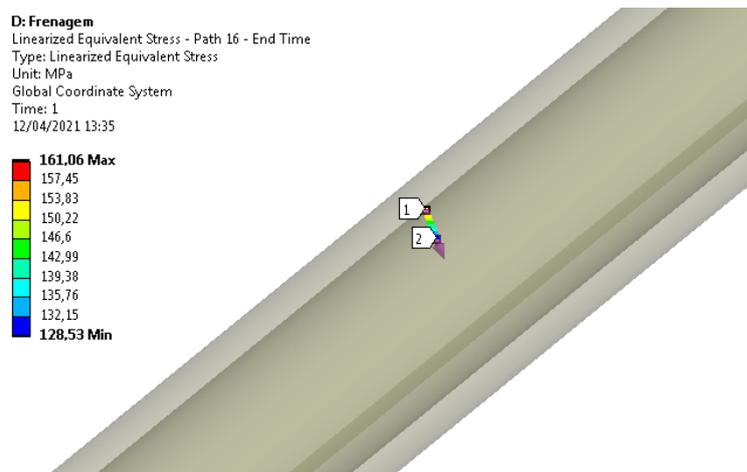


Figura 82: Frenagem, Path 16 – Tensão linearizada na menor espessura do tubo.

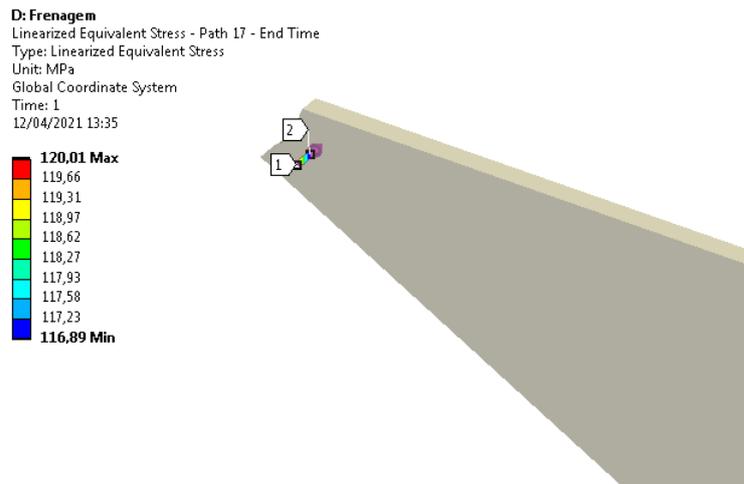


Figura 83: Frenagem, Path 17 – Tensão linearizada na menor espessura da chapa.

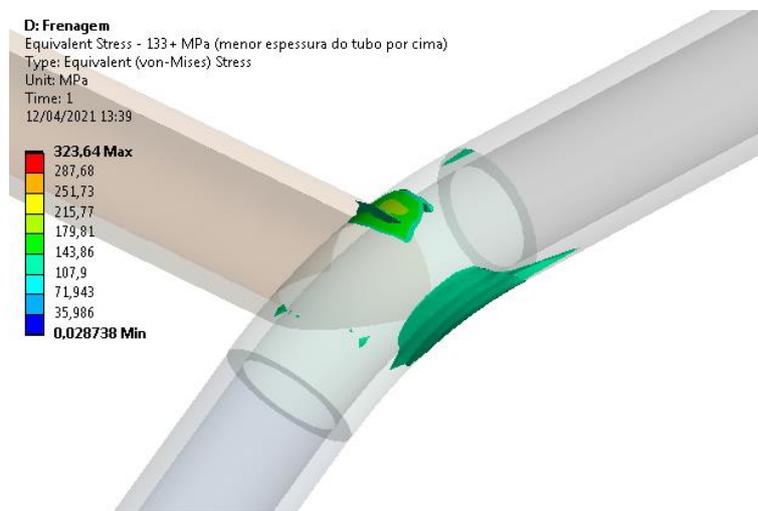


Figura 84: Frenagem, Região 3 – Primeira dobra do tubo do suporte do banco – Tensão global acima de 133 MPa.

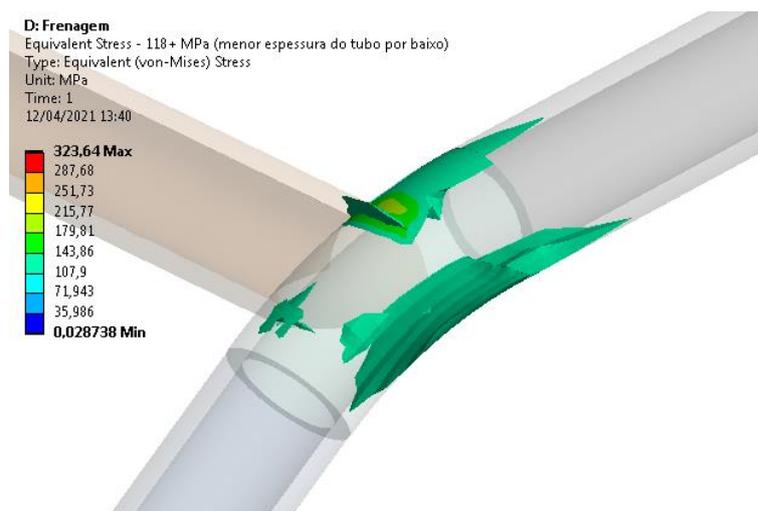


Figura 85: Frenagem, Região 3 – Primeira dobra do tubo do suporet do banco – Tensão global acima de 118 MPa.

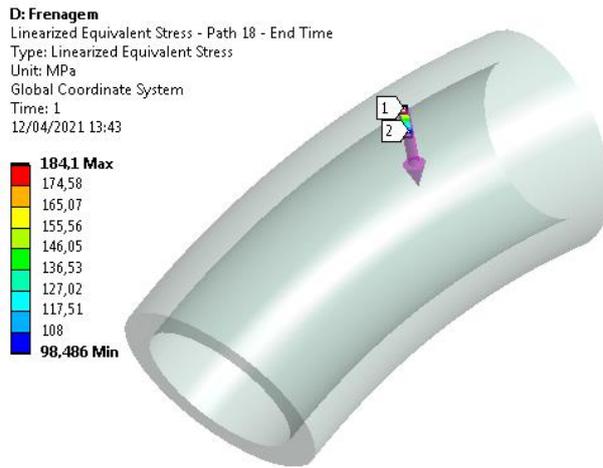


Figura 86: Frenagem, Path 18 – Tensão linearizada na menor espessura do tubo.

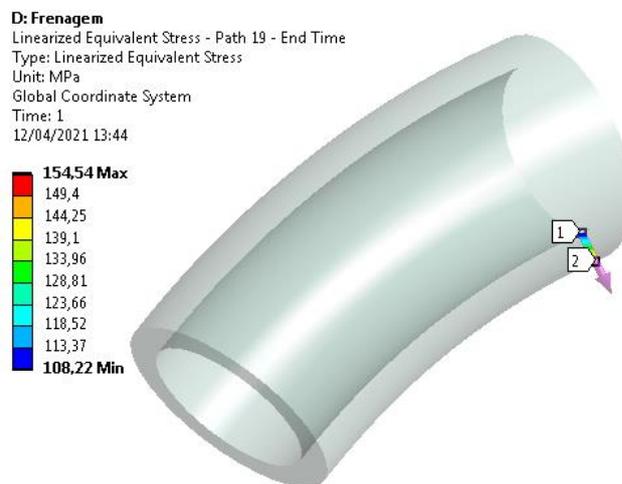


Figura 87: Frenagem, Path 19 – Tensão linearizada na menor espessura do tubo.

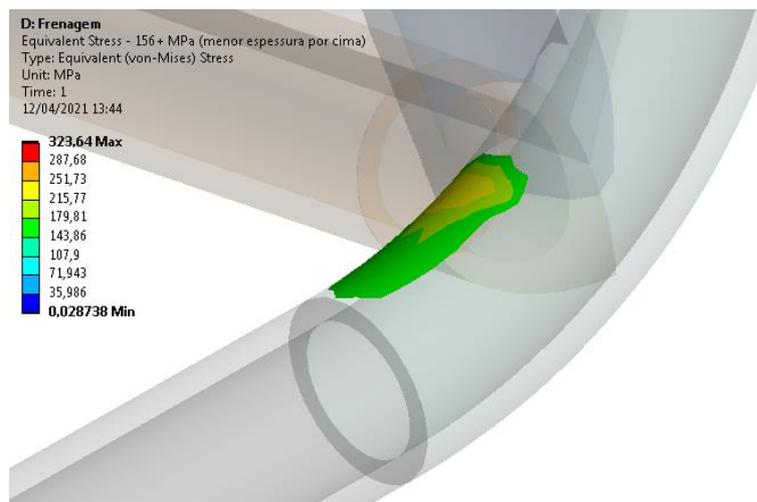


Figura 88: Frenagem, Região 4 – Segunda dobra do tubo do suporte do banco – Tensão global acima de 156 MPa.

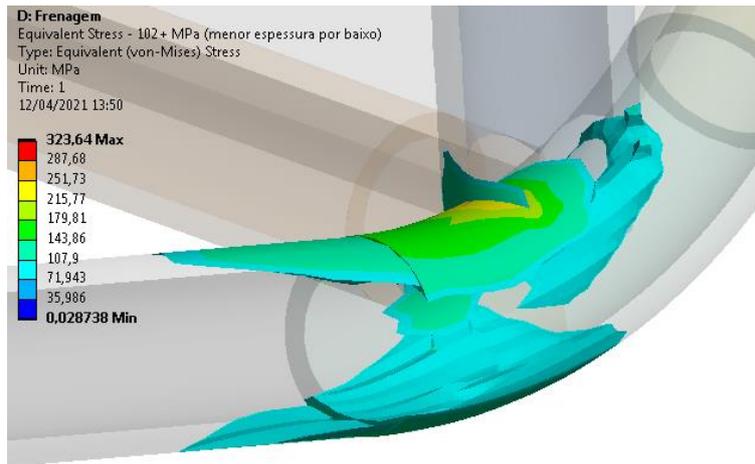


Figura 89: Frenagem, Região 4 – Segunda dobra do tubo do suporte do banco – Tensão global acima de 102 MPa.

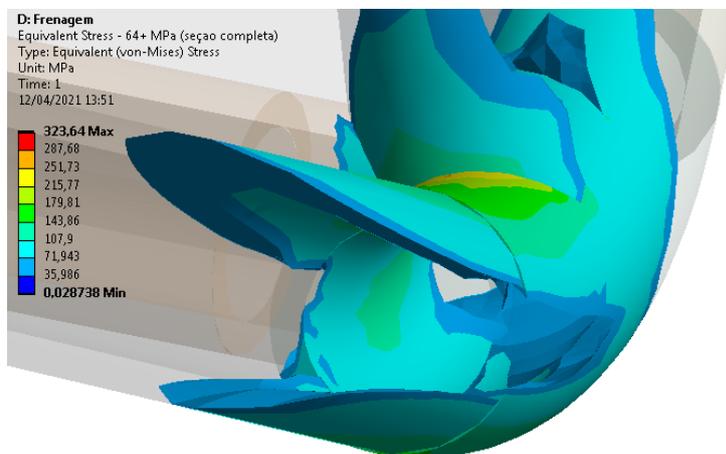


Figura 90: Frenagem, Região 4 – Segunda dobra do tubo do suporte do banco – Tensão global acima de 64 MPa.

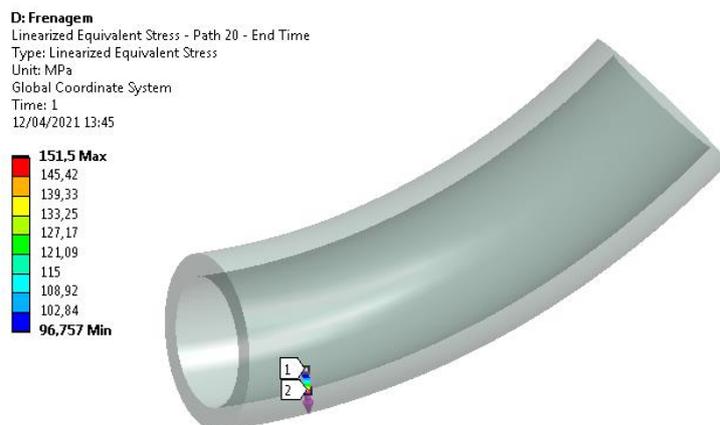


Figura 91: Frenagem, Path 20 – Tensão linearizada na menor espessura do tubo.

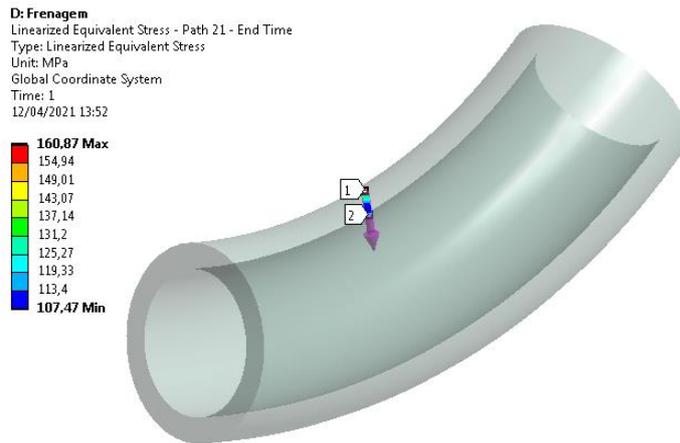


Figura 92: Frenagem, Path 21 – Tensão linearizada na menor espessura do tubo.

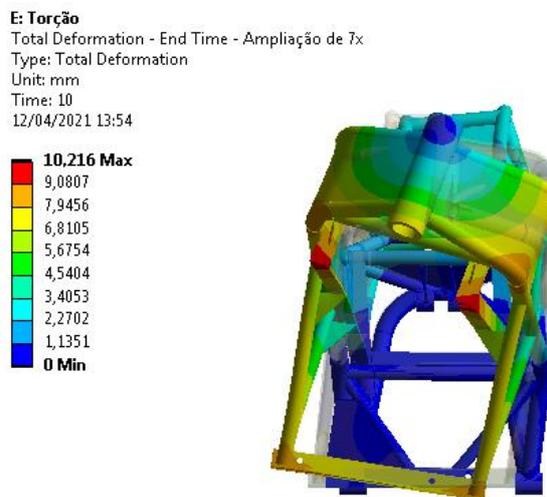


Figura 93: Visualização das deformações do modelo de torção ampliadas em 7 vezes – vista frontal.

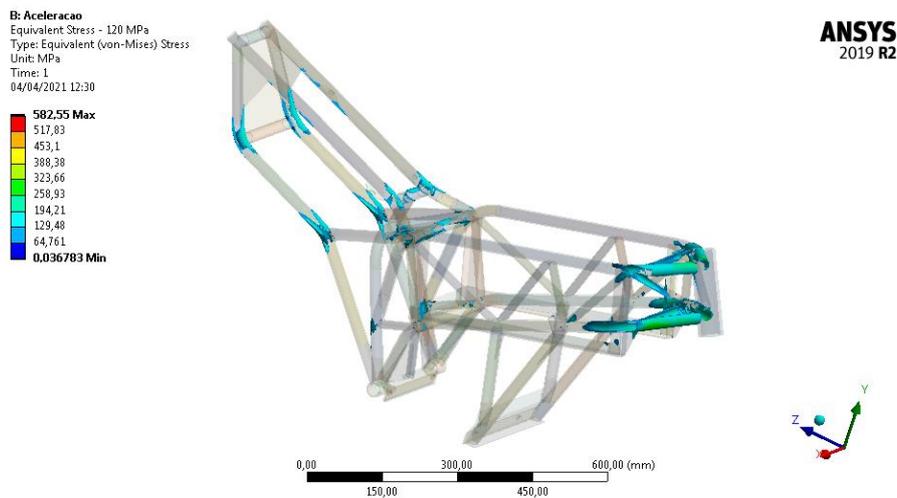


Figura 94: Tensões acima de 120 MPa na dianteira do quadro com tubos principais de 1” x 3 mm e do banco de 1” x 2 mm (versão 7 do quadro).

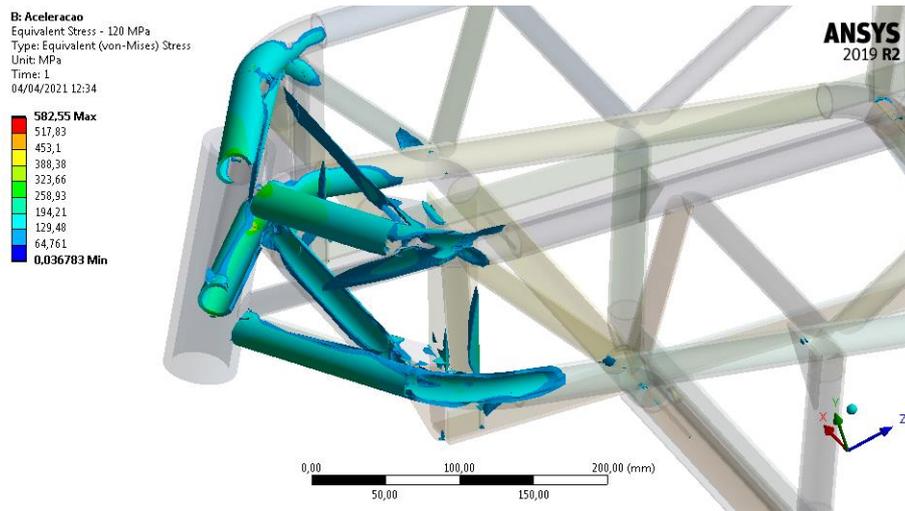


Figura 95: Tensões acima de 120 MPa na dianteira do quadro com tubos principais de 1" x 3 mm (versão 8 do quadro).

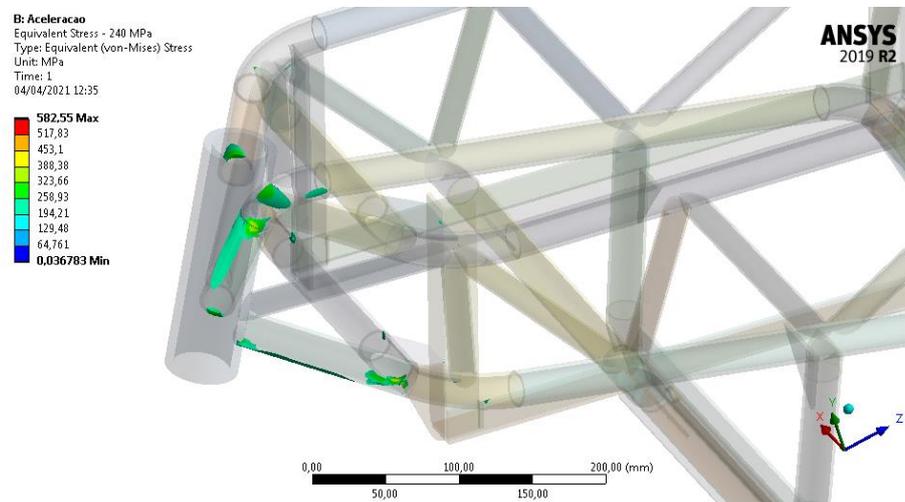


Figura 96: Tensões acima de 240 MPa na dianteira do quadro com tubos principais de 1" x 3 mm (versão 8 do quadro).