

CENTRO UNIVERSITÁRIO FEI

CAROLINA PADILHA BRAGAGNOLO
EDSON AKIRA MINATOGAWA JUNIOR
GABRIEL PAULINO DE ALMEIDA
HENRIQUE MARQUES ALVES
JORDÃO QUEIROZ GILI
LUCAS BOTELHO BARRETO
MARCELO DE CAMARGO CORREA
RODRIGO CALLEGARIS
VITOR SENCADES GUEDES

AMORPH: Suspensão *MacPherson* com cambagem sob demanda

São Bernardo do Campo

2021

CAROLINA PADILHA BRAGAGNOLO
EDSON AKIRA MINATOGAWA JUNIOR
GABRIEL PAULINO DE ALMEIDA
HENRIQUE MARQUES ALVES
JORDÃO QUEIROZ GILI
LUCAS BOTELHO BARRETO
MARCELO DE CAMARGO CORREA
RODRIGO CALLEGARIS
VITOR SENCADES GUEDES

AMORPH: Suspensão *MacPherson* com cambagem sob demanda

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Centro Universitário FEI, como parte dos requisitos necessários para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica Automobilística. Orientado pelo Prof. Dr. Carlos Rodrigues Neto.

São Bernardo do Campo

2021

AMORPH : Suspensão MacPherson com cambagem sob demanda /
Carolina Padilha Bragagnolo...[et al.]. São Bernardo do Campo, 2021.
252 p. : il.

Trabalho de Conclusão de Curso - Centro Universitário FEI.
Orientador: Prof. Dr. Carlos Rodrigues dos Santos Neto.
Coorientador: Prof. Dr. Fabio Delatore.

1. Suspensão. 2. MacPherson. 3. Cambagem. I. Padilha Bragagnolo,
Carolina . II. Minatogawa Junior, Edson Akira. III. Paulino de Almeida,
Gabriel . IV. Marques Alves, Henrique. V. Queiroz Gili, Jordão. VI.
Botelho Barreto, Lucas. VII. Camargo Correa, Marcelo de. VIII.
Callegaris, Rodrigo. IX. Sencades Guedes, Vitor. X. Rodrigues dos Santos
Neto, Carlos, orient. XI. Título.

Carolina Padilha Bragagnolo
Edson Akira Minatogawa Junior
Gabriel Paulino de Almeida
Henrique Marques Alves
Jordão Queiroz Gili
Lucas Botelho Barreto
Marcelo de Camargo Correa
Rodrigo Callegaris
Vitor Sencades Guedes

AMORPH: Suspensão *MacPherson* com cambagem sob demanda

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Centro Universitário FEI, como parte dos requisitos necessários para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica Automobilística. Orientado pelo Prof. Dr. Carlos Rodrigues Neto.

Comissão julgadora

Orientador e presidente

Examinador (1)

Examinador (2)

São Bernardo do Campo

2021

Este trabalho é dedicado não só aos professores e amigos que nos apoiaram ao longo do desenvolvimento, mas, também aos familiares, do qual o tempo de convívio foi subtraído ao longo dessa jornada.

AGRADECIMENTOS

Agradecemos primeiramente a Deus por nos dar força e perseverança ao longo da graduação, principalmente neste ano de pandemia e incertezas políticas e econômicas. Graças a Ele, todos os integrantes permaneceram saudáveis, confiantes e de cabeça erguida para entrar em um mercado de trabalho cheio de oportunidades.

Aos nossos familiares, agradecemos imensamente ao incentivo dado desde o início da graduação, para enfrentar os desafios propostos pela FEI, uma universidade tradicional e que contribui para o desenvolvimento do Brasil há mais de 80 anos. Também agradecemos a compreensão pela ausência, especialmente neste último ano de encerramento. Aos que se foram, durante esse período, temos a certeza de que, lá de cima, junto Dele, continuaram olhando por nós com grande expectativa, na certeza de que nos tornaremos grandes profissionais.

Ao Gilberto Geri, especialista na área de suspensões pela Ford, pelo direcionamento inicial do tema do projeto.

Ao Prof. Dr. Marco Barreto pela coordenação e orientação do projeto de graduação.

Ao Prof. Dr. Carlos Rodrigues dos Santos Neto pela orientação, dedicação, paciência e encorajamento para com o grupo.

Ao Prof. Me. Cleber William Gomes pelo apoio, conselhos e contribuição no desenvolvimento de todas as etapas do projeto.

Ao Prof. Dr. Fábio Delatore, pela coorientação e conselhos compartilhados com o grupo.

Ao Prof. André Mendes pelos conhecimentos trocados na área de controle.

Ao Vinícius Lima, Consultor em Engenharia e Simulações Veiculares, pelos conhecimentos compartilhados em dinâmica lateral, orientação e revisão do modelo matemático realizado no *software CarSim*.

A todos os professores que participaram como avaliadores nas prévias, pelas críticas construtivas e conselhos para melhoria contínua do projeto.

Agradecemos a FEI pela infraestrutura, qualidade do corpo docente e das aulas lecionadas, algo que nos coloca em destaque no mercado de trabalho.

“Lute com determinação, abrace a vida com paixão, perca com classe e vença com ousadia, porque o mundo pertence a quem se atreve e a vida é muito bela para ser insignificante”

Charlie Chaplin

RESUMO

A crescente busca por esportividade pode gerar um resultado catastrófico se não efetuada de forma coerente e responsável, aumentando o número de acidentes tanto em autódromos, quanto em rodovias, onde é possível desenvolver alta velocidade e uma aceleração lateral mais próxima do limite suportado pelos pneus. Partindo-se de uma análise de mercado, para se atender uma necessidade específica, este trabalho de conclusão de curso explora a conceituação, design, concepção e simulação de um sistema capaz de aproveitar o máximo potencial da dinâmica lateral de um veículo, através da alteração da cambagem do eixo dianteiro para uma condição adequada a situação veicular, por isso, sob demanda. A base para o desenvolvimento se deu através do estudo dos gradientes de subesterçamento propostos por Gillespie, em especial, do *Kcamber*. Este gradiente atua como um remediador do erro de trajetória, diminuindo o substerço do veículo, quando se aplica cambagem negativa. A atuação se dá por meio de um motor elétrico e um sistema pinhão-cremalheira, fixados aos braços inferiores e ao pivô da suspensão. A movimentação da cremalheira produz uma variação no comprimento do braço e então produz a alteração da cambagem. Escolheu-se a suspensão do tipo *MacPherson* por estar presente em 80% dos carros produzidos em todo o mundo. Ao longo do desenvolvimento foram utilizadas ferramentas de Engenharia tais como Matriz de Decisão, *Boundary Diagram*, *P-Diagram*, *FAST* e *FMEA* para nortear as decisões. Tal variação também é capaz de otimizar o contato pneu-solo e o desgaste desuniforme, já que a cambagem só será aplicada em curvas. Por meio de simulações no software CarSim, verificou-se uma redução de até 20,86 % da rolagem de carroceria, o que garante um maior controle do veículo e, uma redução de 27,3% do erro de trajetória, o que evidencia uma situação veicular mais próxima da neutra. Em contrapartida, a implementação do sistema traz de renúncia 26,26 kg agregados à massa não suspensa do eixo dianteiro do veículo o que afeta diretamente a frequência de oscilação dessa massa, de 13 para 10 Hz, sugerindo que talvez seja necessário também readequar a rigidez das molas do conjunto dianteiro. Do ponto de vista do design, o pacote disponível para o desenvolvimento foi devidamente aproveitado e as soluções apresentadas tem capacidade de suportar os esforços já que também foi feita a verificação por elementos finitos. Por fim, o projeto apresenta uma tendencia inovadora e com uma expectativa de custo próxima ao que se obtém em preparações veiculares bem elaboradas.

Palavras-chave: Suspensão. *MacPherson*. Cambagem

ABSTRACT

The growing search for sportivity can generate a catastrophic result if not developed in a responsible and coherent way, increasing the number of accidents in racetracks and in roads, where it is possible to reach high speeds and lateral acceleration near to the limits supported by the tires. Starting from a market analysis, to attend a specific need, this final course work explores the conceptualization, design, conception and simulation of a system capable of taking advantage of the maximum potential of the vehicle lateral dynamic, by changing the front axle camber to a proper condition of a vehicle situation, therefore, on demand. The foundation for the development was through the study of the understeer gradients proposed by Gillespie, in particular, the Kcamber. This gradient acts as a path error corrector, decreasing the understeering of the vehicle, when applied the negative camber. The actuation is done by an electric engine and a pinion-rack system, attached to the lower suspension arms and the suspension pivot. The rack movement produces a variation in the arm length, changing the camber. The MacPherson suspension was chosen due to the presence in 80% of the cars produced worldwide. Along the development was used engineering tools as Decision Matrix, Boundary Diagram, P-Diagram, FAST and FMEA to guide the decisions. The variation is also capable of optimizing the tire-pavement contact and avoid the uneven wear, once the camber will be applied just on cornering. Through simulations in CarSim software, was verified a reduction up to 20,86% from in the body roll, what ensure a higher vehicle control and a 27,3% reduction of the path error, what evidences a vehicular situation near to the neutral. On the other hand, the system implementation ensures 26,26 kg added to the not suspended mass of the vehicle's front axle which affects directly to this mass oscillation frequency, from 13 to 10 Hz, suggesting that it also may be necessary to readjust the front assembly springs stiffnesses. From a design point of view, the available package to development was properly used and the presented solutions are able to support the efforts since it was also made a verification by finite elements. Ultimately, the project presents an innovative trending and an expected cost close to that obtained in well-planned vehicle preparation.

Keywords: suspension. MacPherson. Camber

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Forças de reação promovidas pelas diferentes possibilidades de cambagem.	21
Figura 2 - Representação dos fenômenos veiculares.	23
Figura 3 - Detalhamento do aparecimento dos ângulos de deriva.	24
Figura 4 - Desgaste irregular de um pneu de Fórmula 1.	26
Figura 5 - Aquecimento irregular dos pneus durante uma reta.	26
Figura 6 - Cambagem inapropriada.	27
Figura 7 - Conjunto de suspensões dianteiras. (a) Suspensão do tipo MacPherson. (b) Suspensão do tipo Duplo A.	28
Figura 8 - Utilização da suspensão <i>MacPherson</i> no mundo e na Europa.	29
Figura 9 - Ganho de cambagem na rolagem de carroceria.	29
Figura 10 - Ganho de cambagem com o movimento vertical.	30
Figura 11 - <i>Golden Circle</i> do projeto Amorph.	32
Figura 12 - <i>Camber plate</i> fixo na torre de suspensão.	36
Figura 13 - Sistema de variação do ângulo de cáster.	37
Figura 14 - Variação do ponto inferior de fixação.	38
Figura 15 - Variação da pressão na mola.	39
Figura 16 - Fixação pneumática da torre.	40
Figura 17 - <i>Sketch</i> do design escolhido.	43
Figura 18 - Patente US 7914020, cambagem dinâmica em uma suspensão MacPherson.	45
Figura 19 - Processo de desenvolvimento do projeto.	46
Figura 20 - <i>Storyboard</i> do projeto Amorph.	47
Figura 21- <i>Boundary Diagram</i>	49
Figura 22 - <i>Boundary Diagram</i> , Movimentos Mecânicos.	50
Figura 23 - <i>Boundary Diagram</i> , Sinais Elétricos.	50
Figura 24 - <i>Boundary Diagram</i> , Vibrações.	51
Figura 25 - <i>Boundary Diagram</i> , Alimentação Elétrica.	51
Figura 26 - Proposta do mecanismo apresentado.	54
Figura 27 - Fluxograma de Cálculo de Melhoria - Grupo Amorph.	60
Figura 28 - Relação do CG vs Altura do veículo.	70
Figura 29 - Relação entre I_{yy} , massa (M) e entre eixos (L).	70
Figura 30 - Relação entre I_{zz} , massa (M) e entre eixos (L).	71
Figura 31 - Relação entre I_{zz} , massa (M) e bitola (T).	71

Figura 32 - Razão de Instalação.	73
Figura 33 - Altura de <i>roll center</i> dianteiro.	73
Figura 34 - Ângulo do Pino Mestre	74
Figura 35 - Manga de eixo do conjunto.....	74
Figura 36 - CAD da suspensão original.	75
Figura 37 - Pressão dos pneus do Chevrolet Celta.	80
Figura 38 - Rigidez de curva vs. pressão de inflação.	80
Figura 39 - Distância entre molas do eixo dianteiro.....	81
Figura 40 - Distância entre molas do eixo traseiro.....	82
Figura 41 - <i>Roll Axis</i> do Chevrolet Celta.....	82
Figura 42 - Gráfico do Gradiente de Cambagem vs. Raio vs. Velocidade.....	83
Figura 43 - $\partial_{\gamma f} / \partial_{\phi}$ em função do gradiente K_{camber}	84
Figura 44 - $\partial_{\gamma f} / \partial_{\phi}$ em função a aceleração lateral (g).....	85
Figura 45 - Movimento vertical da suspensão.....	86
Figura 46 - Avanço e recuo do braço de suspensão.	86
Figura 47 - Gráfico de ângulo de cambagem vs. movimento vertical das rodas.....	87
Figura 48 - Gráfico de ângulo de cambagem vs. movimento vertical das rodas e movimento do braço.	87
Figura 49 - Curso da suspensão do Chevrolet Celta.....	88
Figura 50 - Variação corrigida para os limites físicos do veículo.	88
Figura 51 - Variação corrigida para os limites físicos do veículo (Área a ser estudada para ganhos).	89
Figura 52 - Movimento vertical vs rolagem.	89
Figura 53 - Ângulo de Cambagem vs. Ângulo de Rolagem.....	91
Figura 54 - Perfil de variação da aceleração lateral em função da rolagem.	92
Figura 55 - Perfil de variação da aceleração lateral em função do movimento vertical.....	92
Figura 56 - Intersecção do ângulo de rolagem com sua respectiva curva de aceleração lateral.	94
Figura 57 - Curva de trabalho do sistema, em função do ângulo de rolagem.	95
Figura 58 - Curva de trabalho do sistema, em função do movimento vertical das rodas.....	95
Figura 59 - Janela de customização do veículo - <i>CarSim</i>	96
Figura 60 - Parâmetros dimensionais e inerciais do veículo base - <i>CarSim</i>	97
Figura 61 - Parâmetros dimensionais da suspensão dianteira - <i>CarSim</i>	98
Figura 62 - Cinemática do ganho de cambagem para o veículo base – <i>CarSim</i>	99

Figura 63 - Rigidez das molas do eixo dianteiro e <i>compliance</i> - <i>CarSim</i>	99
Figura 64 - Parâmetros dimensionais da suspensão traseira- <i>CarSim</i>	100
Figura 65 - Rigidez das molas do eixo traseiro e <i>compliance</i> – <i>CarSim</i>	101
Figura 66 - Parâmetros definidos para o Pneu 165/70 R13 - <i>CarSim</i>	101
Figura 67- Força lateral (N) vs. Ângulo de deriva (graus).	102
Figura 68- Rigidez de cambagem (N/grau)	102
Figura 69 - Cinemática do ganho de cambagem conforme curva de trabalho.	104
Figura 70 - Movimento lateral vs. movimento vertical das rodas - Original.	104
Figura 71- Movimento lateral vs. movimentação vertical das rodas - Modificada.	105
Figura 72 - Configurações do procedimento “ <i>ISO Steady State Circle Series</i> ”.	106
Figura 73 - Dados técnicos do sistema direcional do Chevrolet Celta.	106
Figura 74 - Compressão vs ângulo de cambagem - <i>CarSim</i>	108
Figura 75 - Esterçamento do volante para as condições original (vermelho) e modificado (azul) - <i>CarSim</i>	109
Figura 76 - Rolagem de carroceria para as condições original (vermelho) e modificado (azul) 0.2g.	110
Figura 77 - Rolagem de carroceria para as condições original (vermelho) e modificado (azul) 0.75g.	110
Figura 78- Desvio de trajetória, veículo original (cinza) e veículo modificado (vermelho) – <i>CarSim</i>	112
Figura 79 - Cambagem vs compressão, condições original (cinza e verde) e modificado (azul e vermelho).	112
Figura 80 - Aceleração lateral para as condições original (vermelho) e modificada (azul) - <i>CarSim</i>	113
Figura 81 - Força lateral na roda externa à curva, veículo original (preto) e modificado (vermelho) - <i>CarSim</i>	114
Figura 82 - Comparativo do ângulo de cambagem a 0 g, 0,5 g e 0,75 g.	114
Figura 83 - Sistema de controle Bloco PID (genérico)	115
Figura 84 - Representação em blocos do sistema proposto.	116
Figura 85 - Curva para determinação do fator de forma do dente.	126
Figura 86 - Obtenção do fator de forma do pinhão.	129
Figura 87 - Parâmetros fornecidos através do <i>software</i> NX para a cremalheira.	132
Figura 88 - Volume disponível para confecção dos componentes.	134
Figura 89 - Posicionamento do atuador elétrico, opção A.	135

Figura 90 - Posicionamento do atuador elétrico, opção B.....	136
Figura 91 - Posicionamento do atuador elétrico, opção C.....	136
Figura 92 - Distância mínima do atuador para o solo, Opção C, braço no comprimento original, neutro.	137
Figura 93 - Distância mínima do atuador para o solo, Opção C, braço no comprimento original, compressão.....	138
Figura 94 - Distância mínima do atuador para o solo, Opção C, braço no comprimento original, extensão.....	138
Figura 95 - Distância mínima do atuador para o solo, Opção C, braço -50 mm, neutro.....	139
Figura 96 - Distância mínima do atuador para o solo, Opção C, braço -50 mm, compressão.	140
Figura 97 - Distância mínima do atuador para o solo, Opção C, braço -50 mm, extensão.	140
Figura 98 - Distância mínima do atuador para o solo, Opção C, braço +50 mm, neutro.....	141
Figura 99 - Distância mínima do atuador para o solo, Opção C, braço +50 mm, compressão.	141
Figura 100 - Distância mínima do atuador para o solo, Opção C, braço +50 mm, extensão.	142
Figura 101 - Geometria do pinhão e cremalheira, engrenados - vista A.	143
Figura 102 - Geometria do pinhão e cremalheira, engrenados - vista B.	143
Figura 103 - Posição dos mancais de deslizamento.	144
Figura 104 - Posicionamento das coifas de proteção.	144
Figura 105 - Flange de fixação do motor elétrico.	145
Figura 106 - Nova proposta de tirante da suspensão.....	146
Figura 107 - Nova proposta de braço principal.	146
Figura 108 - Estrutura tubular auxiliar, de fixação do atuador elétrico.....	147
Figura 109 - Defletor de proteção do sistema - vista A.....	148
Figura 110 - Defletor de proteção do sistema - vista B.....	148
Figura 111 -Imagem renderizada do sistema completo - Vista A.	149
Figura 112 - Imagem renderizada do sistema completo - Vista B.	149
Figura 113 - Imagem renderizada do sistema completo - Vista C.	150
Figura 114 - Imagem renderizada do sistema completo - Vista D.	150
Figura 115 - Importação da geometria, material e características da simulação.	153
Figura 116 - Esferas de influência para o refinamento da região de contato dos dentes.....	154
Figura 117 - Esferas de influência para o refinamento da malha no pé dos dentes de interesse.	154

Figura 118 - Resultado da geração e refinamento da malha para o contato dos dentes.....	155
Figura 119 - Resultado da geração e refinamento da malha para pé do dente da cremalheira.	155
Figura 120 - Resultado da geração e refinamento da malha para pé do dente do pinhão.	156
Figura 121 - Índice Jacobiano para a malha de elementos finitos.....	156
Figura 122 - Condições de contorno para a cremalheira.	157
Figura 123 - Condições de contorno para o pinhão.....	157
Figura 124 - Característica do contato dos dentes.	158
Figura 125 - Distribuição das tensões nos dentes em contato (von-Mises).	158
Figura 126 - Deformação nos dentes em contato.	159
Figura 127 - Tensão no pé do dente do pinhão.....	160
Figura 128 - Tensão no pé do dente da cremalheira.....	160
Figura 129 - Geometria da cremalheira e mancais para modelagem matemática por elementos finitos.....	162
Figura 130 - Malha de elementos finitos para a cremalheira (0,75 mm) e mancais (0,5 mm).	163
Figura 131 - Refinamento da malha no arredondamento concentrador de tensão (0,15 mm).	163
Figura 132 - Índice Jacobiano para a malha de elementos finitos.....	164
Figura 133 - Característica do contato entre os elementos, suporte 1.	164
Figura 134 - Característica do contato entre os elementos, suporte 2.	165
Figura 135 - Ponto de aplicação da força normal na cremalheira.	165
Figura 136 - Características de suporte definidos para o Mancal (Fixed).....	166
Figura 137 - Tensão de von-Mises para a Cremalheira.....	167
Figura 138 - Deformação para a Cremalheira.	167
Figura 139 - Máxima tensão normal encontrada na cremalheira.	168
Figura 140 - Modelo completo para simulação dos componentes montados.....	169
Figura 141 - Resultado obtido para a malha de elementos finitos.....	170
Figura 142 - Índice Jacobiano para a malha de elementos finitos.....	170
Figura 143 - Força remota lateral aplicada ao sistema, via mancais de deslizamento.	171
Figura 144 - Força remota vertical aplicada ao sistema, via mancais de deslizamento.	171
Figura 145 - Força remota de reação à vertical, aplicada no amortecedor.....	172
Figura 146 - Característica do suporte aplicado ao braço principal.	172
Figura 147 - Característica do suporte aplicado ao mancal do tirante.....	173

Figura 148 - Característica do suporte aplicado aos mancais da cremalheira.	173
Figura 149 - Tensão de von-Mises para o conjunto completo.	174
Figura 150 - Deformação para o sistema completo.	175
Figura 151 - Tensão de von-Mises para o braço principal.	175
Figura 152 - Deformação para o novo braço principal.	176
Figura 153 - Tensão de von-Mises para o novo tirante.	176
Figura 154 - Deformação para o novo tirante.	177
Figura 155 - Tensão de von-Mises para a estrutura tubular de fixação do motor.	177
Figura 156 - Deformação para a estrutura tubular de fixação do motor.	178
Figura 157 - Tensão de von-Mises para o flange de fixação do motor.	178
Figura 158 - Deformação para o flange de fixação do motor.	179
Figura 159 - Tensão de von-Mises para a carcaça do sistema pinhão - cremalheira.	179
Figura 160 - Deformação para a carcaça do sistema pinhão - cremalheira.	180
Figura 161 - Tensão de von-Mises para a bucha distanciadora.	180
Figura 162 - Deformação da bucha distanciadora.	181
Figura 163 - Modo 1, frequência 176,56 Hz.	182
Figura 164 - Modo 2, frequência 262,64 Hz.	183
Figura 165 - Modo 3, frequência 478,87 Hz.	183
Figura 166 - Modo 4, frequência 565,7 Hz.	184
Figura 167 - Modo 5, frequência 693,57 Hz.	184
Figura 168 - Modo 6, frequência 850,1 Hz.	185
Figura 169 - Modo 7, frequência 886,73 Hz.	185
Figura 170 - Modo 8, frequência 924,16 Hz.	186
Figura 171 - Modo 9, frequência 1283,3 Hz.	186
Figura 172 - Modo 10, frequência 1505,1 Hz.	187
Figura 173 - Gráfico da curva de torque, rotação, corrente e potência do motor elétrico.	188
Figura 174 - Alternador escolhido.	189
Figura 175 - Características do alternador escolhido.	190
Figura 176 - Curva de performance do alternador.	191
Figura 177 - Cone da incerteza.	193

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Matriz de decisão.....	41
Tabela 2 - Matriz de conferência.....	42
Tabela 3 - Engenharia reversa	53
Tabela 4 - Componentes e suas Funções	55
Tabela 5 - Classificação das Funções	56
Tabela 6 - Itens críticos projeto AMORPH.....	60
Tabela 7 - Técnica SCAMPER.....	62
Tabela 8 - Quadro Morfológico Amorph	68
Tabela 9 - Características do veículo escolhido	72
Tabela 10 - Valor da derivada em função da aceleração lateral	90
Tabela 11 - Valores possíveis de ângulo de cambagem (modelo matemático mais restrições)	91
Tabela 12 - Ângulo de rolagem em função da aceleração lateral.....	93
Tabela 13 - Possíveis módulos e diâmetros resultantes.....	122
Tabela 14 - Torque requerido do motor elétrico, em função do diâmetro do pinhão.....	122
Tabela 15 - Tempo de reação para executar cada avanço.	124
Tabela 16 - Tabela de precisão do dente.	126
Tabela 17 - Fator de serviço.	127
Tabela 18 - Relação entre o módulo normal e a largura do dente.	128
Tabela 19 - Comparação da massa não suspensa.	151
Tabela 20 - Frequência natural de oscilação da massa não suspensa.	152
Tabela 21 - Comparação de resultados calculados com simulados.....	162
Tabela 22 - Frequências naturais de vibração do sistema.	182
Tabela 23 - Custo estimado sistema Amorph.....	192

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	20
1.1 IMPORTÂNCIA DA CAMBAGEM NA DINÂMICA DE UM VEÍCULO.....	21
1.2 DINÂMICA DE UM VEÍCULO - TRAJETÓRIA	21
1.1.2 Substerço	21
1.2.2 Neutro	22
1.2.3 Sobreesterço	22
1.3 EQUAÇÃO DINÂMICA DO ÂNGULO DE ESTERÇO	23
1.3.1 Influência dos ângulos de deriva	24
1.3.2 Influência da transferência de carga lateral	24
1.3.3 Influência da cambagem na minimização dos erros de trajetória	25
1.4 RENÚNCIAS TRAZIDAS PELA UTILIZAÇÃO DA CAMBAGEM	25
1.5 SEGURANÇA.....	26
1.6 SISTEMAS DE SUSPENSÃO QUE APRESENTAM GANHOS DE CAMBAGEM	28
1.6.1 Vantagens da suspensão <i>MacPherson</i> frente à Duplo A	28
1.6.2 Renúncias da suspensão <i>MacPherson</i>	29
2 OPORTUNIDADE DE MELHORIA	31
2.1 ANÁLISE DO PROBLEMA	31
2.2 ANÁLISE DE VIABILIDADE.....	32
2.3 NORMAS TÉCNICAS, DE SEGURANÇA E LEGISLAÇÃO	33
2.4 REQUISITOS DE ENGENHARIA	33
3 ANÁLISE DE MERCADO	35
3.1 SISTEMAS PARA A VARIAÇÃO DA CAMBAGEM.....	35
3.1.1 Variação da cambagem via <i>camber plate</i>, na fixação da torre na carroceria	35
3.1.2 Variação dinâmica do ângulo de cáster, promovendo alterações na cambagem	36
3.1.3 Variação do comprimento do braço inferior	37
3.1.4 Variação da pressão da mola da própria torre de suspensão	38
3.1.5 Fixação pneumática da torre, provocar variação de altura e produzir cambagem	39
3.2 CRITÉRIOS PARA MATRIZ DE DECISÃO	40
3.3 MATRIZ DE DECISÃO E MATRIZ DE CONFERÊNCIA	40

3.4 <i>SKETCH</i> DO DESIGN ESCOLHIDO	42
3.4.1 Considerações importantes	43
3.5 VANTAGENS E DESVANTAGENS DO <i>DESIGN</i> FINAL ESCOLHIDO	44
3.6 DESAFIO DE ENGENHARIA	44
4 ANÁLISE DE ENGENHARIA	47
4.1 <i>STORYBOARD</i>	47
4.2 <i>BOUNDARY DIAGRAM</i>	48
4.3 ENGENHARIA REVERSA.....	52
4.4 ANÁLISE DE VALOR.....	53
4.5 <i>P-DIAGRAM</i>	56
4.5.1 Definições do Diagrama de Parâmetros	57
4.5.2 Quando um Diagrama de Parâmetros é usado?	57
4.5.3 Aplicação do <i>P-Diagram</i> no projeto	58
4.6 <i>TARGET</i>	58
4.7 FMEA	59
4.8 FLUXOGRAMA DE CÁLCULO DA MELHORIA PROPOSTA	60
4.8.1 Etapa 1	61
4.8.2 Etapa 2	61
4.8.3 Etapa 3	61
4.8.4 Etapa 4	61
4.8.5 Etapa 5	61
4.9 SCAMPER	61
4.9.1 Avaliação do projeto utilizando a ferramenta	63
5 BUSINESS MODEL CANVAS	64
5.1 SEGMENTOS DO CLIENTE.....	65
5.2 PROPOSTA DE VALOR.....	65
5.3 CANAIS	65
5.4 RELACIONAMENTO COM O CLIENTE	65
5.5 FONTE DE RECEITA	66
5.6 PRINCIPAIS RECURSOS.....	66
5.7 ATIVIDADES CHAVE	66

5.8 PARCERIAS CHAVES	66
5.9 ESTRUTURA DE CUSTO	66
6 QUADRO MORFOLÓGICO.....	67
6.1 DESENVOLVIMENTO DO QUADRO.....	67
7 VEÍCULO ESCOLHIDO PARA O ESTUDO.....	69
7.1 CARACTERÍSTICAS DO VEÍCULO ESCOLHIDO.....	69
7.2 ENGENHARIA REVERSA DOS COMPONENTES DA SUSPENSÃO	73
8 CÁLCULO DA MELHORIA.....	76
8.1 EQUACIONAMENTOS	76
8.2 RIGIDEZ DE CURVA, RIGIDEZ DAS MOLAS, E MASSA NÃO SUSPENSA.....	79
8.3 DADOS COMPLEMENTARES (DISTÂNCIA ENTRE MOLAS E ROLL CENTER) ..	81
8.4 MODELO MATEMÁTICO ELABORADO UTILIZANDO MATLAB.....	82
8.5 ESTUDO DA CINEMÁTICA DA COMPOSIÇÃO DOS BRAÇOS	86
8.6 SIMULAÇÃO DO SISTEMA NO SOFTWARE MULTICORPOS CARSIM.....	96
8.6.1 Criação do veículo base para a simulação.....	96
8.6.2 Configuração do veículo com a modificação proposta.....	103
8.6.3 Configuração do procedimento de testes.....	105
8.5.4 Resultado das simulações e comparativos.....	108
9 CONTROLE DO SISTEMA DE ATUAÇÃO	115
10 PROJETO MECÂNICO.....	117
10.1 CÁLCULO DA FORÇA DE ACIONAMENTO	117
10.2 PRÉ CÁLCULO DA RELAÇÃO E SELEÇÃO DO MOTOR ELÉTRICO	121
10.3 CRITÉRIO DE LEWIS E HERTZ - ENGRENAMENTO	125
10.4 ANÁLISE DE FLAMBAGEM DA CREMALHEIRA	131
10.5 CONCEPÇÃO DO SISTEMA EM SOFTWARE CAD (NX - SIEMENS).....	134
10.6 SIMULAÇÃO DE ELEMENTOS FINITOS	153
11 PROJETO ELÉTRICO	188
12 CUSTO GERAL DO PROJETO	192
13 CONCLUSÃO.....	194
REFERÊNCIAS	195
APÊNDICE A - BOUNDARY DIAGRAM.....	199
APÊNDICE B - ENGENHARIA REVERSA.....	201
APÊNDICE C - DIAGRAMA FAST	203

APÊNDICE D - P-DIAGRAM	205
APÊNDICE E – SCAMPER.....	207
APÊNDICE F - BUSINESS MODEL CANVAS	209
APÊNDICE G – FMEA	211
APÊNDICE H - CÓDIGO SOFTWARE MATLAB.....	213
APÊNDICE I - DESENHOS TÉCNICOS.....	226
ANEXO A - CATÁLOGO DO MOTOR ELÉTRICO	247
ANEXO B - CATÁLOGO DO ALTERNADOR.....	250

1 INTRODUÇÃO

Potência não é nada sem controle (PIRELLI). Assim afirma uma das maiores fabricantes de pneus da história da indústria automobilística em um de seus principais *slogans*. Desde o final do século passado, com o advento dos sistemas de eletrônica embarcada, em sistemas de injeção eletrônica e ABS, a preocupação com a *performance* se intensificou no cotidiano dos engenheiros automobilísticos, seja motivada por regulamentações ou premissas de projeto com foco em segurança, dirigibilidade e estabilidade. Neste cenário, o automobilismo se destaca como precursor e incubador de grande parte dessas tecnologias, aplicando-as a veículos de competição antes mesmo de chegarem aos veículos de série a um custo acessível.

A paixão do brasileiro pelo automobilismo não se resume somente às pistas e às competições, seja no asfalto, na terra, nas dunas ou no simples ato de utilizar o veículo como meio de locomoção, a tendência é buscar por opções esportivas nos veículos mesmo que estas não venham de série.

Nem sempre estas preparações são realizadas de forma adequada, com o redimensionamento do conjunto embreagem, sistema de freio, carga de molas da suspensão, pressão de turbocompressor e principalmente pneus de alto desempenho. A ausência de preocupação com os demais sistemas do veículo pode potencializar o índice de acidentes. Os freios podem falhar, o motor dar sobre-giro, a carroceria rolar demais em uma curva e até mesmo perder a aderência dos pneus com o solo pela incapacidade de desenvolver um alto coeficiente de atrito.

Com importante contribuição para atenuar este cenário, já existem no automobilismo tecnologias como esterçamento das rodas traseiras, esterçamento ativo das rodas dianteiras, controle ativo da altura de amortecedores, barra estabilizadora ativa e controle ativo de tração e de frenagem (SHIBAHATA, 2005). A maioria desses sistemas atua na redução de velocidade, o que pode gerar desconforto, minimização das forças laterais e do potencial para realizar curvas.

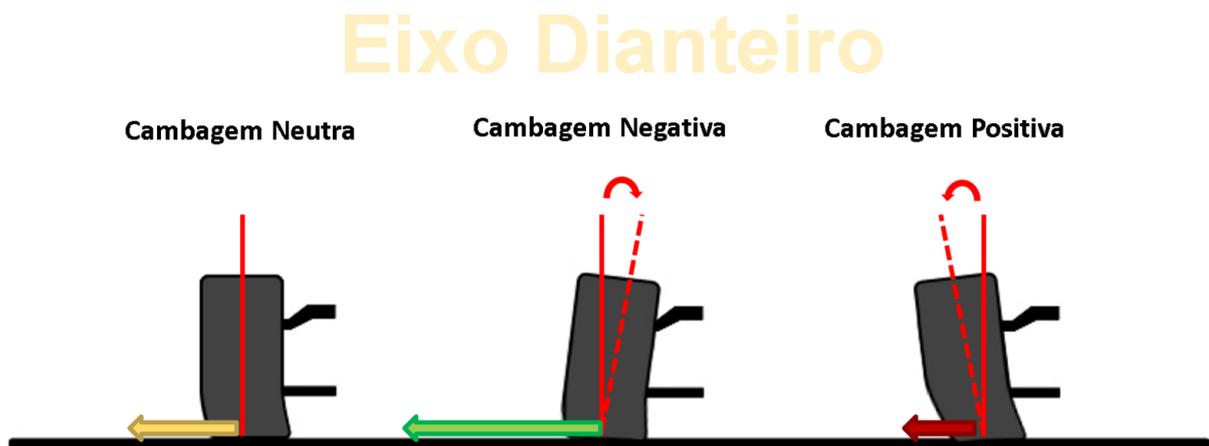
Neste sentido, este trabalho de conclusão de curso visa explorar o potencial da dinâmica lateral de um veículo, propondo um sistema que se adapte a condição veicular exigida e que atue diretamente na variação dinâmica da cambagem das rodas da suspensão dianteira.

1.1 IMPORTÂNCIA DA CAMBAGEM NA DINÂMICA DE UM VEÍCULO

A cambagem corresponde a um fenômeno mecânico, da cinemática da suspensão, que permite alterar as características do ponto de contato do pneu com o solo via deformação do pneu e, proporcionar uma força lateral de reação que pode otimizar o desempenho do veículo em curvas.

Nas suspensões do tipo independentes, a cambagem desempenha importante papel na dinâmica lateral e, está relacionada aos movimentos de rolagem de carroceria e compressão e extensão do conjunto mola-amortecedor. (GILLESPIE, 1992). A Figura 1 representa as forças nos três diferentes tipos de cambagem.

Figura 1 - Forças de reação promovidas pelas diferentes possibilidades de cambagem.



Fonte: Autor

1.2 DINÂMICA DE UM VEÍCULO - TRAJETÓRIA

A dinâmica lateral aborda aspectos tais como dirigibilidade, controle e estabilidade. Segundo *Gillespie*, o veículo pode se enquadrar em 3 condições de trajetória, no que tangencia a dinâmica lateral (sub-esterçante, neutro e sobresterçante).

1.1.2 Substerço

Em uma curva de raio constante, o ângulo de esterço deve aumentar proporcionalmente a K (graus/g) vezes a aceleração lateral (g). Logo, o ângulo aumenta linearmente com a aceleração lateral e o quadrado da velocidade. Neste caso, a aceleração lateral no Centro de

Gravidade (CG) causa um escorregamento nas rodas dianteiras maior do que nas rodas traseiras. Sendo assim, para desenvolver a força lateral nas rodas dianteiras necessária para manter o veículo no raio da curva, o ângulo de esterço nestas rodas deverá ser maior. (GILLESPIE, 1992)

1.2.2 Neutro

Em uma curva de raio constante, ao se aumentar a velocidade, nenhuma alteração será necessária no ângulo de esterço. Neste caso, o ângulo de esterço será equivalente ao ângulo de *Ackerman*. Fisicamente, ocorre um equilíbrio no veículo de tal forma que a força da aceleração lateral no Centro de Gravidade (CG) causa um aumento idêntico no ângulo de escorregamento nas rodas dianteiras e traseiras. (GILLESPIE, 1992)

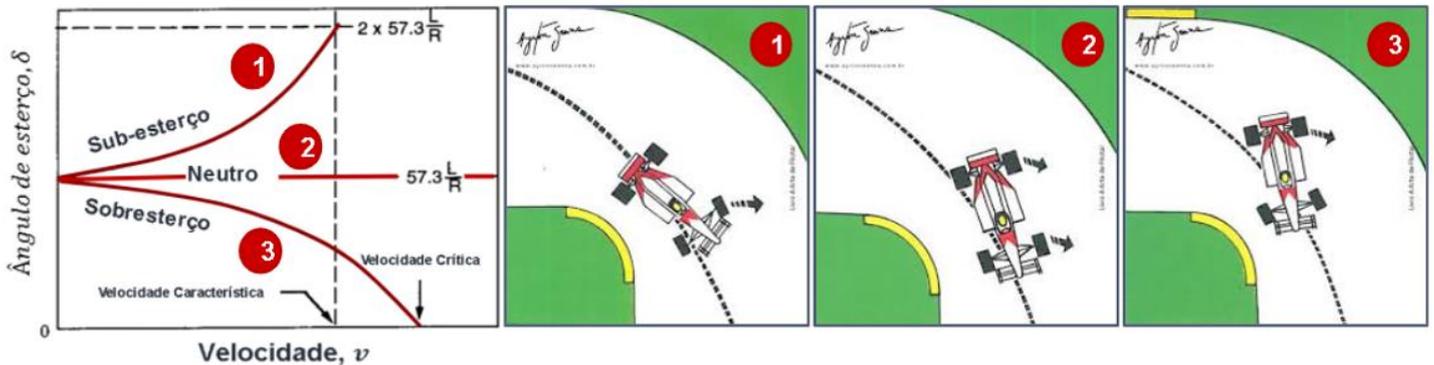
1.2.3 Sobreesterço

Ao realizar uma curva de raio constante, o ângulo de esterço diminuirá conforme a velocidade é aumentada. A aceleração lateral no Centro de Gravidade (CG) faz com que o escorregamento nas rodas traseiras seja maior do que nas rodas dianteiras, entretanto, o ângulo de escorregamento é direcionado para dentro da curva, fazendo com que o raio de curvatura diminua. O aumento da aceleração lateral faz com que este processo prossiga a menos que o ângulo de esterço seja reduzido para manter o raio de curvatura. (GILLESPIE, 1992)

Em suma, o veículo possui uma resposta de direção neutra se a mudança de aceleração lateral ou a mudança da força lateral atuante não produzam mudanças em sua guinada. Quando a aceleração lateral aumenta com o veículo em movimento, a velocidade de guinada também aumenta, provocando o sobreesterço. Se a velocidade de guinada diminuir, o veículo irá subesterçar. A variação entre os comportamentos subesterçante e sobreesterçante varia com as condições de operação, relacionados a esforços externos, como forças aerodinâmicas e inerciais e, a estímulos do sistema direcional, que pode provocar perturbações no rastro pneumático e provocar ângulos de deriva, que levam ao erro de trajetória. (SAE TRANSACTIONS, 1984).

A figura 2 representa esquematicamente os três fenômenos através de gráficos e ilustrações.

Figura 2 - Representação dos fenômenos veiculares.



Fonte: Adaptado de Gillespie (1992) e Ayrton Senna

1.3 EQUAÇÃO DINÂMICA DO ÂNGULO DE ESTERÇO

Os comportamentos do veículo podem ser expressos através de uma equação matemática que, segundo *Gillespie*, depende da associação das características do pneu, do sistema de suspensão e direção. Ela é válida para um modelo do tipo *Steady-State*, aplicado à representação veicular como sendo uma bicicleta, partindo-se da Geometria de *Ackerman*.

$$\delta = 57,3 \times \frac{L}{R} + \sum K's \times ay \quad (1)$$

Em que:

- δ : Ângulo real de esterço (médio) (graus);
- L: Distância entre eixos do veículo (m);
- R: Raio de curvatura da manobra (m);
- $K's$: Somatória dos gradientes (erro de trajetória) (graus/g);
- ay : Aceleração lateral desenvolvida pelo veículo (m/s^2);
- 57,3: Constante para acerto de unidade.

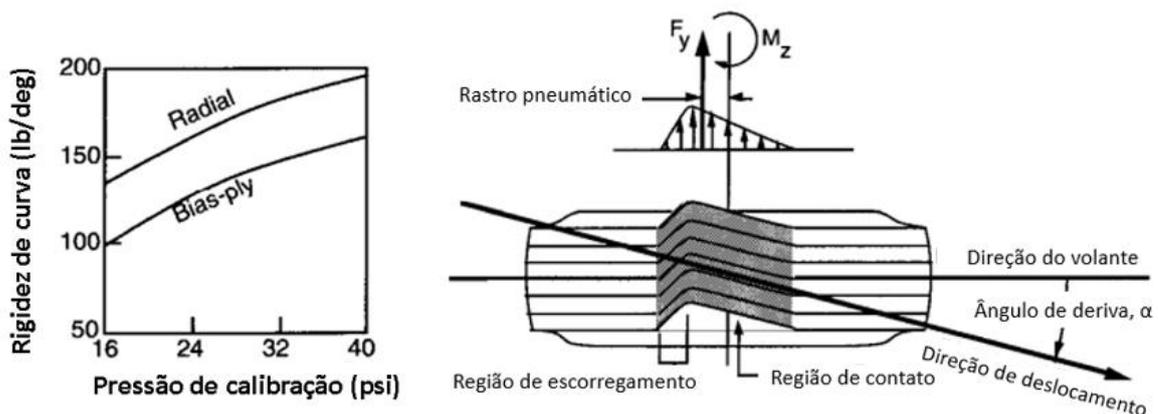
Nessa equação, a razão do entre-eixos pelo raio de curvatura expressa a parcela do esterçamento teórico, desempenhado pela Geometria de *Ackerman*. A somatória dos gradientes, que resulta na parcela que promove erros de trajetória, é resultado principalmente dos ângulos de deriva dos pneus (*Ktire*) e transferência de carga lateral (*Kllt*). A literatura específica outros

fenômenos, cuja ordem de grandeza é menos impactante, portanto, serão desconsiderados para a análise.

1.3.1 Influência dos ângulos de deriva

Quando um veículo está se deslocando em velocidade elevada e, o condutor promove um determinado ângulo de esterço no volante, este é transmitido para as rodas, através da caixa de direção e terminais conectados à manga de eixo. O ponto de conexão está localizado a uma determinada distância do *Kingpin*, promovendo um torque neste eixo. Esse fenômeno físico se traduz no esterçamento das rodas dianteiras e a mudança de direção do eixo de rotação dos pneus. No contato dos pneus com o solo é necessário que o pneu exerça uma força lateral (*Cornering Force*) que proporciona distorções nos pneus, resultando em equilíbrio para o veículo. A Figura 3, a seguir, apresenta um pneu na condição de solicitação descrita acima. Os ângulos de deriva dependem diretamente da rigidez da curva dos pneus. Quanto maior for a rigidez, menor será o erro de trajetória. A figura também traz de forma gráfica o comportamento para 2 tipos de pneus, radial e diagonal. Atribuímos a relação entre a carga normal e a rigidez de curva, o *Ktire*.

Figura 3 - Detalhamento do aparecimento dos ângulos de deriva.



Fonte: Adaptado de Gillespie (1992).

1.3.2 Influência da transferência de carga lateral

Em uma manobra de mudança de direção, ocorre a transferência de carga do lado interno à curva para o lado externo. Com isso, tem-se uma menor força normal atuando nas rodas

internas e o oposto para as rodas externas. Esse fenômeno está associado à rolagem de carroceria, que por sua vez, depende da rigidez das molas de suspensão, bitola do veículo, existência ou não de barra estabilizadora e altura do *roll center*. Quando a transferência de carga lateral do eixo dianteiro supera a do eixo traseiro, o veículo subesterça, caso contrário ele sobreesterça. A relação entre o quanto o eixo dianteiro transfere, pelo que o eixo traseiro transfere resulta no gradiente de transferência de carga lateral, *Klt*.

1.3.3 Influência da cambagem na minimização dos erros de trajetória

O efeito da cambagem em uma suspensão também pode ser traduzido em um gradiente no modelo proposto por *Gillespie*, o $K_{cambagem}$. Em função de parâmetros cinemáticos pré-definidos pelo projetista de uma suspensão, ele pode assumir valores positivos ou negativos, dependendo da condição veicular, rolagem de carroceria e variação da altura vertical da suspensão. A cambagem pode ser do tipo fixa, ou variável. No segundo caso irá depender da cinemática dos braços de suspensão. De ambas as formas ela auxilia na manutenção do gradiente de erro de trajetória perto da condição nula, ou mais baixa possível, priorizando um comportamento veicular neutro.

1.4 RENÚNCIAS TRAZIDAS PELA UTILIZAÇÃO DA CAMBAGEM

No esporte à motor, a utilização da cambagem como um artifício para se obter ganhos de aceleração lateral é bastante frequente. Opta-se pelo sistema cuja angulação é fixa, pelo fato de as suspensões serem muito rígidas e, portanto, de curso limitado como os carros de Fórmula 1. Contudo, apesar dos ganhos, existem renúncias quanto ao desgaste irregular e superaquecimento dos ombros dos pneus, já que o contato fica limitado a uma área consideravelmente menor do que a largura total da banda de rodagem. A Figura 4 e Figura 5 na sequência são exemplos do desgaste e superaquecimento, respectivamente.

Figura 4 - Desgaste irregular de um pneu de Fórmula 1.



Fonte: Globo Esporte, 2019.

Figura 5 - Aquecimento irregular dos pneus durante uma reta.



Fonte: Torcedores, 2019.

1.5 SEGURANÇA

A cambagem também está relacionada com questões de segurança dos veículos, principalmente por interferir diretamente nas características do rastro pneumático e *off-set* de *Kingpin*. A cambagem inapropriada também pode afetar de forma significativa a dirigibilidade, o que aumenta a probabilidade de acidentes durante a condução, tanto em linha reta, como em manobras de mudança de direção e curvas. A Figura 6 na sequência apresenta um veículo cuja cambagem aplicada à suspensão está inadequada.

Figura 6 - Cambagem inapropriada.



Fonte: *Cartreatments*.

Nota-se, pela figura acima, um contato pneu-solo completamente irregular, com o apoio situando-se majoritariamente sobre o ombro interno dos pneus. Essa condição facilita a perda de aderência em linha reta, já que para esta situação, quanto mais uniforme for o contato, melhor a dirigibilidade. Na possibilidade de apenas um dos pneus perder aderência, a força de reação provocada pelo contato do outro pneu é suficiente para retirar o veículo do movimento retilíneo, o que pode levar a perda da capacidade de controle e acidentes. Em uma situação de curva, a menor área de contato também facilita a perda da aderência e, com isso, o veículo não consegue desenvolver aceleração lateral, escapa pela tangente da trajetória do movimento circular e certamente colide com algum muro de contenção ou ainda outros veículos.

Segundo a FIA, *Fédération Internationale de l'Automobile*, cerca de 1,3 milhões de pessoas morrem em acidentes com veículos, por ano, e 50 milhões ficam em estado grave. Essas estatísticas correspondem a 3000 fatalidades por dia. Entusiastas do automobilismo, que muitas vezes alteram as características de seus veículos, sem o estudo e engenharia adequados, têm a maior possibilidade de estarem sujeitos a sofrerem fatalidades. Um sistema que ofereça um ajuste dinâmico pode garantir que o veículo atenda aos requisitos de segurança em todas as situações de condução.

1.6 SISTEMAS DE SUSPENSÃO QUE APRESENTAM GANHOS DE CAMBAGEM

Veículos esportivos de série, assim como os de Fórmula 1, também possuem artifícios cinemáticos, na geometria da suspensão, que garantem o ganho de cambagem. As suspensões mais empregadas industrialmente para essa classe de veículos são as do tipo Duplo A, e, a tipo *MacPherson*, ambas independentes, como demonstra a Figura 7.

Figura 7 - Conjunto de suspensões dianteiras. (a) Suspensão do tipo *MacPherson*. (b) Suspensão do tipo Duplo A.



Fonte: Axleaddict (2019)

1.6.1 Vantagens da suspensão *MacPherson* frente à Duplo A

Segundo os estudiosos Sadashiva e Ramaswamy, a suspensão do tipo *MacPherson* apresenta algumas vantagens quando comparada com a suspensão do tipo Duplo A, como por exemplo, a fabricação de menor custo agregado, a menor quantidade de componentes empregados à sua geometria, maior leveza, menor espaço ocupado no veículo e a boa relação entre robustez, desempenho e estabilidade. A fabricante de buchas e rolamentos NTN, também traz algumas estatísticas quanto à taxa de utilização da *MacPherson* no mundo e na Europa, como mostra a Figura 8.

Figura 8 - Utilização da suspensão *MacPherson* no mundo e na Europa.



Fonte: Catálogo de buchas e de suspensões NTN. (2015)

1.6.2 Renúncias da suspensão *MacPherson*

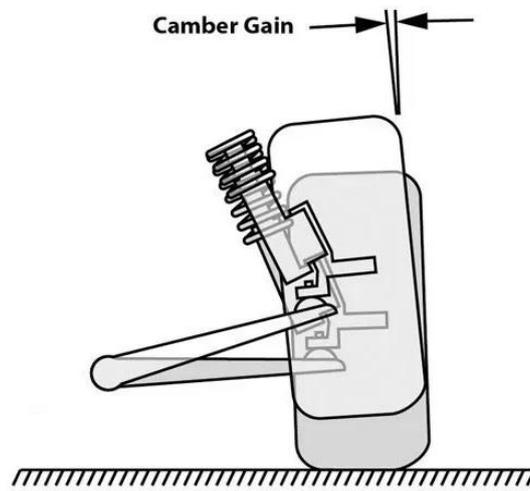
Reunindo algumas informações de autores como Milliken, Georg Hill e Gillespie, foi constatado que existem algumas renúncias no que diz respeito as suspensões do tipo *MacPherson*, como, ganhos expressivos de cambagem durante a transferência de carga lateral e rolagem da carroceria (Figura 9) e ausência de precisão e controle na variação de cambagem com o movimento vertical da suspensão (Figura 10).

Figura 9 - Ganho de cambagem na rolagem de carroceria.



Fonte: Fórum Miata (2020).

Figura 10 - Ganho de cambagem com o movimento vertical.



Fonte: *Suspensionsecrets* (2019).

2 OPORTUNIDADE DE MELHORIA

Diante das renúncias apresentadas pelo ganho de cambagem na utilização da suspensão *MacPherson* e da constante preocupação com a segurança em provas de automobilismo, identifica-se que esta suspensão não utiliza do artifício de ganhos de cambagem adequados com o desempenho esperado para veículos esportivos.

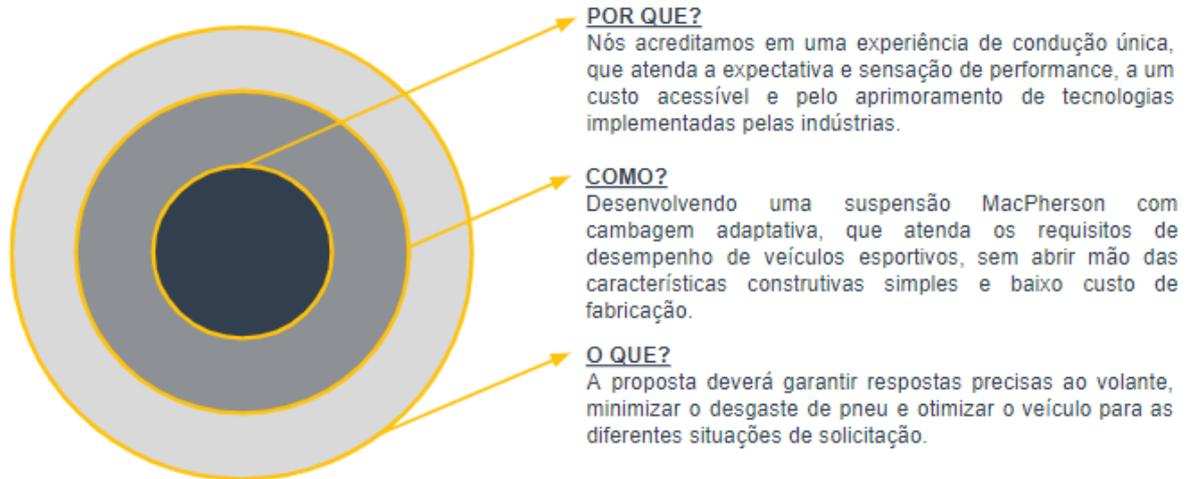
O projeto terá como propósito desenvolver um sistema de adequação dos ganhos de cambagem visando a adequação e controle do ganho para o eixo dianteiro, quando aplicado a veículos esportivos, de modo a minimizar os danos materiais e explorar o potencial da dinâmica lateral em veículos equipados com esse modelo de suspensão.

2.1 ANÁLISE DO PROBLEMA

Com o intuito de nortear a busca pelo desenvolvimento de uma solução para o problema proposto utilizou-se o *Golden Circle*, uma ferramenta criada pelo especialista em liderança, o britânico-americano Simon Sinek, para desenvolver com sucesso o valor de uma nova ideia, negócio ou campanha. É uma metodologia muito simples, que causa um grande impacto positivo, que sistematiza uma nova forma de se comunicar com o mundo dos negócios. O método traz três esferas concêntricas. Para Simon, os líderes e organizações que nos inspiram tem um elemento em comum: todos pensam, agem e se comunicam de dentro para fora do círculo. A primeira esfera, Por quê? indaga sobre a causa que move essa nova ideia. A segunda: Como? busca a estratégia para se resolver o problema apresentado, os métodos e estruturas, ou seja, o plano de ação. Por fim, tem-se: O quê? que visa apresentar uma solução mais concreta a partir dos meios propostos para resolver o problema.

Quando se aumenta o desempenho de um veículo em curvas, diminui-se as chances de acidentes em qualquer imprevisto que possa ocorrer. O intuito do grupo é disponibilizar uma nova ferramenta para pilotos de *track day* e entusiastas do automobilismo, que busquem aumentar a performance de seus veículos na pista, sem abrir mão da segurança e dirigibilidade com um investimento acessível. O *Golden Circle* do projeto Amorph é apresentado na Figura 11.

Figura 11 - *Golden Circle* do projeto Amorph.



Fonte: Autores.

2.2 ANÁLISE DE VIABILIDADE

A análise de viabilidade tem como principal objetivo a busca pela legitimidade do projeto em relação a definição de futuros clientes. Nesse sentido, é possível avaliar qual seria o nível de aceitação, ou disposição do mercado frente ao produto futuro.

Pelo fato de a tecnologia proposta ter sido pensada para ser do tipo modular e customizável ao veículo escolhido pelo cliente final, a maior assertividade encontra-se em oferecê-la diretamente para fabricantes de autopeças, oficinas de preparação de veículos e para equipes de esporte a motor. Essas empresas trabalham sob demanda de projetos, e tem maior interesse financeiro em implementar e usufruir do potencial do futuro produto.

Nesse cenário, para atingir o nível de performance de um veículo esportivo, o cliente precisará levar em consideração investimentos como por exemplo:

1. *Camber Plate* – de R\$500,00 à R\$1.000,00
2. Jogo de pneus de maior aderência – de R\$2.200,00 à R\$5.000,00
3. Jogo de amortecedores de apelo esportivo – de R\$800,00 à R\$1.200,00
4. Molas esportivas (com maior carga) – de R\$1.000,00 à R\$2.000,00

Ou seja, o cliente deverá investir no mínimo a quantia de R\$4.500,00, em um conjunto de melhorias que não se equiparam à variação dinâmica da cambagem, no aspecto de minimizar o desgaste de pneus e oferecer um comportamento veicular adequado à condição em que ele se encontra.

2.3 NORMAS TÉCNICAS, DE SEGURANÇA E LEGISLAÇÃO

Para veículos com massa de até 3500 quilogramas, o Conselho Nacional de Trânsito (CONTRAN) conforme resolução mais recente (Nº463 de 27 de novembro, 2013) permite que a suspensão seja de altura fixa ou regulável e o mesmo deve ter uma altura mínima permitida em relação ao solo de 100 milímetros; segundo ainda ao 3º inciso desta resolução, o conjunto de rodas e pneus não deve tocar em parte alguma do veículo quando submetido ao esterçamento completo.

Segundo o Comitê Brasileiro de Transportes e Tráfego o projeto 16:012.07-008:1997 tem como objetivo, efetuar a inspeção de segurança veicular, denominada nesta parte da norma de grupo 7: Eixos e suspensão; onde definiu-se:

- **Índice de transferência de peso da suspensão:** Relação percentual entre o menor peso dinâmico transferido ao solo pela roda e o peso estático, quando a suspensão é excitada mecanicamente até atingir, pelo menos, a frequência de ressonância do sistema;
- **Desequilíbrio de funcionamento da suspensão:** Determinado através da comparação percentual entre os índices de transferência de peso medidos em cada roda de um mesmo eixo. O desequilíbrio é obtido pela seguinte fórmula:

$$D = \left[\left(\frac{L-i}{L} \right) \right] \cdot 100\% \quad (2)$$

Em que:

- D: Desequilíbrio de funcionamento da suspensão (%);
- I: Índice de transferência de peso da roda com maior valor (%);
- i: Índice de transferência de peso da roda com menor valor (%).

2.4 REQUISITOS DE ENGENHARIA

A proposta Amorph tem como requisitos satisfazer três propósitos principais: a adequação e controle de cambagem por meio dos ganhos relacionados a *Jounce* ou *Rebound* da suspensão, a fim de aumentar a cambagem negativa na roda externa e positiva na roda interna com uma variação em torno de 5 graus positiva e negativa; a otimização da aceleração lateral pela aproximação para o valor limite (capotamento), com intuito de atingir 85% da máxima

aceleração; por fim, adequar o comportamento lateral próximo à condição neutra através da minimização a um nível de 10% da diferença entre o esterço desejado e o esterço real, além da redução da rolagem de carroceria.

3 ANÁLISE DE MERCADO

Por se tratar de um conceito inovador para o tipo de suspensão escolhido, não foi possível estabelecer uma comparação direta com outros sistemas já existentes e que apresentam variação dinâmica. Nesse sentido, as soluções analisadas para comparação partiram de componentes que permitem o ganho de cambagem, com ou sem adaptações ou, conceitos propostos por artigos científicos e pelo próprio grupo.

Após uma análise das soluções elencadas, com o intuito de comparar características técnicas aliadas ao uso de algumas ferramentas de projetos, foi possível julgar a viabilidade, comparando os prós e contras, em relação a suspensão *MacPherson* convencional, com base em critérios, das soluções para o projeto Amorph.

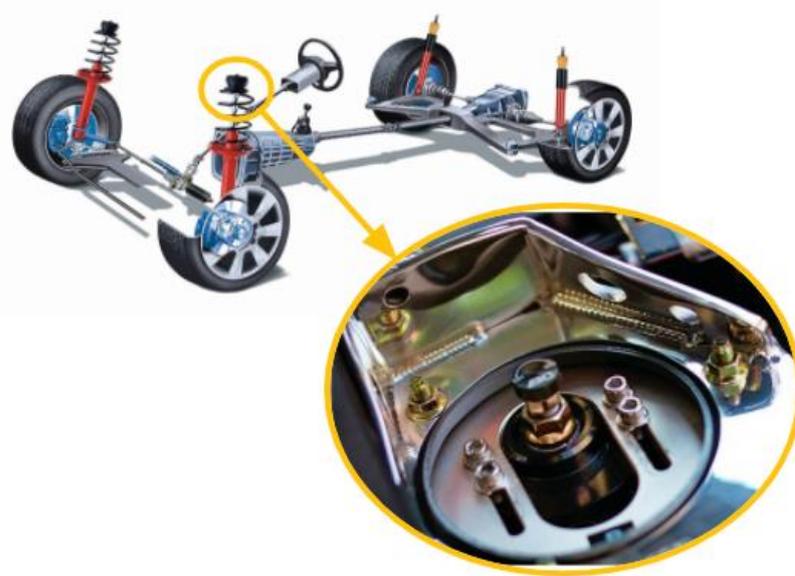
3.1 SISTEMAS PARA A VARIAÇÃO DA CAMBAGEM

Foi realizada uma avaliação de forma simples das soluções propostas para a variação da cambagem, averiguando o que já existe no mercado e a possibilidade de modificação de cada solução.

3.1.1 Variação da cambagem via *camber plate*, na fixação da torre na carroceria

Este tipo de adaptação, mostrada na Figura 12, comumente utilizadas por pilotos de *track day*, permite ao condutor ajustar a cambagem do veículo através de uma simples regulagem nos parafusos de fixação da torre, em oblongos com escalas graduadas. O *design* é compacto e robusto para aplicação, possui um baixo custo de fabricação e sem grandes dificuldades de montagem e manutenção. Entretanto, o *camber plate* possui algumas desvantagens como por exemplo, o ajuste fixo, que não permite variações com o veículo em movimento. Além disso, há limitação de cambagem que normalmente está em torno de 3 graus. Para efetuar qualquer modificação também é necessário suspender o veículo e, o ajuste possui menor confiabilidade (escala graduada é analógica e a montagem é feita manualmente).

Figura 12 - *Camber plate* fixo na torre de suspensão

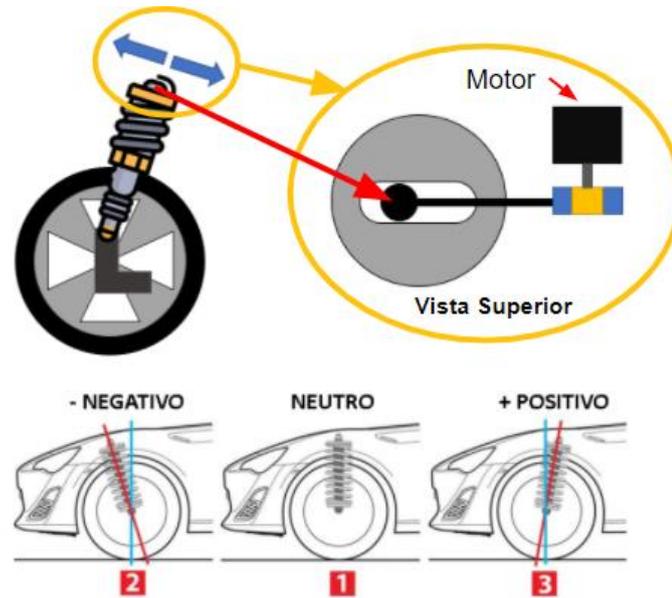


Fonte: Adaptado de *Flatout* e Educação Automotiva.

3.1.2 Variação dinâmica do ângulo de câster, promovendo alterações na cambagem

Uma outra forma de promover a variação da cambagem é através do ângulo de câster. Ele é responsável, na geometria da suspensão, por permitir o ganho de cambagem no esterço, já que modifica a inclinação do *Kingpin* em relação ao eixo vertical. Ao possibilitar um ajuste dinâmico deste ângulo, através da construção de um sistema variador, tem-se: minimização do esforço para condução em linha reta, maior estabilidade em altas velocidades, facilidade na manutenção já que necessita apenas da remoção das rodas. Em contrapartida, há um aumento do torque do auto alinhamento, exigindo um maior esforço do volante em curvas. Também ocorreria um impacto significativo no rastro pneumático e o aparecimento de efeitos vibratórios (*Shiming*). Além disso, o ganho de cambagem é inferior ao que é possível se obter pela cinemática dos braços de suspensão. A Figura 13 na sequência, apresenta o conceito que foi descrito anteriormente.

Figura 13 - Sistema de variação do ângulo de cãster.

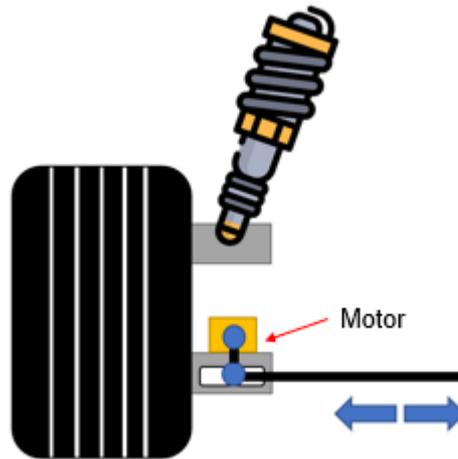


Fonte: Adaptado de *Nonlinear Approaches in Engineering Applications*, de Dai, L Jazar e ResearchGate. (2020).

3.1.3 Variação do comprimento do braço inferior

A variação da cambagem também é possível através da alteração no comprimento do braço inferior da suspensão (Figura 13), em um movimento de retração para dentro do veículo ou alongamento, levando a manga de eixo para o lado externo. Mantendo-se o ponto de fixação do amortecedor na carroceria monobloco inalterado, o artifício garante variação na bitola e altura no veículo, como efeitos secundários. Esse sistema apresenta algumas vantagens como: possibilidade de ajuste dinâmico com o veículo em operação (através de um atuador elétrico ou mecânico) e maior precisão no grau de cambagem quando comparado com as demais soluções (ajuste via engrenamento). Além disso, o sistema não altera a geometria de fixação do amortecedor e a distância entre as molas. Contudo, a solução é limitada pelo espaço disponível na caixa de roda e impõe um esforço maior sobre a manga de eixo. O posicionamento do sistema também não é favorável do ponto de vista de se situar a uma altura baixa em relação ao solo. Tal condição facilita a ocorrência danos relativos a obstáculos como buracos ou valetas. A fixação diretamente no braço inferior também acaba impondo aumento desfavorável da massa não suspensa. A Figura 14 na sequência apresenta o conceito descrito.

Figura 14 - Variação do ponto inferior de fixação.



Fonte: Autores.

3.1.4 Variação da pressão da mola da própria torre de suspensão

Uma característica construtiva da suspensão *MacPherson* é a possibilidade de ganho de cambagem pela variação da altura das rodas em relação ao solo e, então consequente compressão e extensão do conjunto mola-amortecedor. A Figura 15, na sequência, apresenta uma proposta cujo intuito é se valer desse artifício inerente ao sistema para promover a variação de cambagem. Nesse sentido, a solução representa uma adaptação dos sistemas *Coilover* já existentes, com um motor acoplado na porca de ajuste da carga de mola, o que permite variar o comprimento do conjunto mola-amortecedor e altura da carroceria. Como principais vantagens dessa arquitetura tem-se a possibilidade de ajuste dinâmico, ganhos consideráveis em curvas (molas com maior carga cinética), a possibilidade de redução da altura do Centro de Gravidade (CG) e, a alteração da rigidez em função da compressão da mola, promovendo variação na altura do veículo. Apesar disso, o sistema pode causar desconforto dependendo da situação das pistas e da configuração, promover uma incerteza no grau de cambagem (histerese das molas e amortecedor) e, exigir maior capacidade do amortecedor da fixação da longarina para suportar os esforços.

Figura 15 - Variação da pressão na mola.

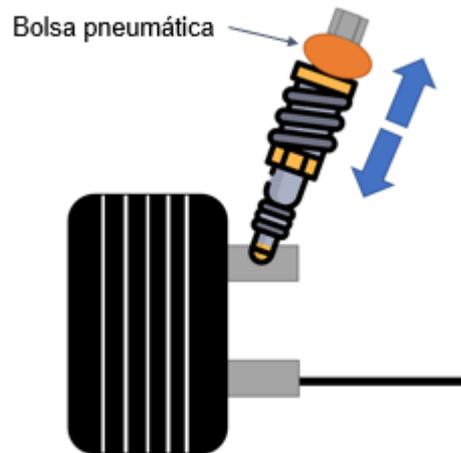


Fonte: Autores e *Autoworks*.

3.1.5 Fixação pneumática da torre, provocar variação de altura e produzir cambagem

De forma análoga a solução anterior, está também se vale do artifício construtivo da *MacPherson* de obter ganhos de cambagem com a variação de altura, porém com uma proposta e componentes diferentes. O conceito consiste na associação em série de uma bolsa pneumática com a suspensão metálica. Desse modo, pode-se variar a rigidez total do conjunto em função da pressão de inflação e a altura da carroceria em relação ao solo. Algumas vantagens relevantes deste tipo de sistema são: ajuste no interior da cabine (teclas de funções), promovendo maior conforto, a possibilidade de redução da altura do C.G., boa confiabilidade, pelo fato de o sistema de suspensão a ar já existir no mercado há anos e, a melhor distribuição de carga entre eixos (compensação da transferência de carga lateral). Porém o sistema de fixação pneumática da torre necessita de uma manutenção dos infladores para evitar a contaminação da bolsa, necessita de um compressor auxiliar para operar, possui maior massa agregada ao sistema e, menor rigidez à compressão já que as molas ficam dispostas em série. A Figura 16 na sequência apresenta o conceito descrito.

Figura 16 - Fixação pneumática da torre.



Fonte: Autores.

3.2 CRITÉRIOS PARA MATRIZ DE DECISÃO

A definição dos critérios e pesos foi fundamentada na experiência de profissionais consagrados no ramo da Engenharia Automobilística. Como diria o *slogan* da Pirelli (1997), “potência não é nada sem controle”, o novo produto deverá ter como critério principal e maior peso a garantia da estabilidade durante a execução de manobras. Colin Chapman (1970) afirma que o melhor caminho é simplificar o *design* e adicionar leveza, assim, foram definidos massa e simplicidade construtiva como segundo e terceiro critérios, respectivamente, fundamentais para concepção de um veículo esportivo. Do ponto de vista da ergonomia, os esforços exercidos pelo motorista durante a condução devem respeitar os limites físicos suportados pelos seres humanos, sendo assim, a ergonomia do sistema ficou definida como quarto critério de avaliação.

3.3 MATRIZ DE DECISÃO E MATRIZ DE CONFERÊNCIA

A partir da análise das soluções propostas, foi elaborada uma matriz de decisão no modelo AHP, que converte as preferências em valores numéricos para orientar a tomada de decisão. Na matriz é possível comparar os sistemas pela interferência da massa, simplicidade construtiva, ergonomia e estabilidade. Estipulando-se os graus de relevância, foi definido o maior peso para o critério de estabilidade, que se refere a segurança e ao nível de confiabilidade de operação do veículo.

A solução mais adequada das propostas apresentadas foi a variação do comprimento do braço inferior da suspensão que, apesar de não ter o menor incremento de massa ao sistema e não ser a mais simples em termos de construção, possui a melhor estabilidade e ergonomia acima do nível de referência.

Tabela 1 - Matriz de decisão

Critérios	Peso	PROPOSTAS						Superior à referência	
		Suspensão MacPherson comum	Variação na cambagem via Camber Plate na fixação da torre	Variação dinâmica do ângulo de câster	Variação do comprimento do braço inferior da suspensão	Variação da pressão da mola da própria torre de suspensão	Fibração pneumática da torre		Inferior à referência
1	MASSA Sistema que agrega menor massa ao veículo	2	0	0	-2	-2	-2	-3	3
2	SIMPLICIDADE CONSTRUTIVA Menor quantidade de componentes	1	0	-1	-2	-2	-2	-3	2
3	ERGONOMIA Esforço de volante adequado à condução	1	0	-2	-2	1	-1	-1	1
4	ESTABILIDADE Segurança e confiabilidade de operação do veículo	3	0	2	3	3	2	2	0
TOTAL			0	3	1	4	-1	-4	-3

Fonte: Autores.

Para verificar se a solução apontada pela matriz de decisão é realmente a mais viável dentre as demais propostas, elabora-se uma matriz, modelo AHP, intitulada de “matriz de conferência”. Nesta matriz, coloca-se o sistema escolhido pela matriz de decisão como a referência para as demais comparações, com as demais propostas. Adota-se os mesmos critérios utilizados na matriz anterior e também os mesmos pesos. A tabela 2, na sequência, apresenta o resultado da somatória de pontos para as soluções, evidenciando que nenhuma se equipara à variação do comprimento do braço inferior, previamente escolhido.

Tabela 2 - Matriz de conferência

Critérios	Peso	PROPOSTAS						Superior à referência	
		Variação do comprimento do braço inferior da suspensão	Suspensão MacPherson comum	Variação na cambagem via Camber Plate na fixação da torre	Variação dinâmica do ângulo de cáster	Variação da pressão da mola da própria torre de suspensão	Fixação pneumática da torre		Inferior à referência
1	MASSA Sistema que agrega menor massa ao veículo	2	0	2	1	0	0	-1	3
2	SIMPLICIDADE Menor quantidade de componentes	1	0	2	1	0	0	-1	2
3	ERGONOMIA Esforço de volante adequado à condução	1	0	-1	-1	-2	-2	-2	1
4	ESTABILIDADE Segurança e confiabilidade de operação do veículo	3	0	-3	-1	0	-1	-1	0
TOTAL			0	-4	-1	-2	-5	-8	-1

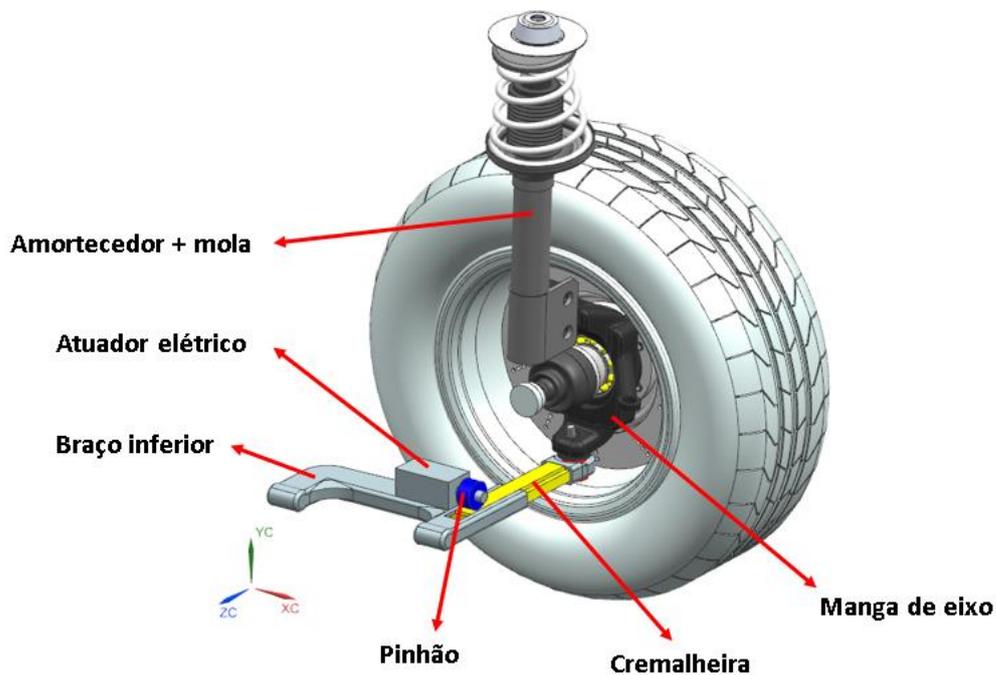
Fonte: Autores.

3.4 SKETCH DO DESIGN ESCOLHIDO

No sistema escolhido, que envolve a utilização de um conjunto Sem-fim - Coroa, em série com um conjunto Pinhão e Cremalheira, tem-se as seguintes características construtivas: fixação do atuador elétrico no braço inferior da suspensão, cremalheira em forma de trilho, para garantir o movimento apenas na direção projetada e fixa em uma de suas extremidades no *pivot* da manga de eixo. O deslocamento da cremalheira promove por consequência a movimentação da manga de eixo, que poderá ser tanto no sentido de deslocar o conjunto para fora ou para dentro da caixa de roda. Essa movimentação produz uma angulação do conjunto da roda em relação ao eixo vertical e, portanto, a cambagem desejada.

Na condição estática ou durante a movimentação em linha reta, o sistema permanece inoperante e o ângulo de cambagem assume o valor neutro. Para garantir que a cremalheira fique na posição desejada durante o tempo da manobra será avaliado a possibilidade de se utilizar também a energização contínua do atuador, ao invés de se utilizar o conjunto Sem-fim - Coroa (movimento irreversível, trava mecânica). A Figura 17 na sequência, apresenta um esboço do *design* escolhido, no qual os componentes ainda não estão em sua configuração final.

Figura 17 - *Sketch* do design escolhido.



Fonte: Adaptado de *Grabcad*, autor Daniyal Altaf Baloch.

3.4.1 Considerações importantes.

Durante o desenvolvimento do projeto, será essencial se atentar as seguintes etapas de desenvolvimento:

- Diagnosticar a força necessária para variar o comprimento do braço e então escolher o motor de passo;
- Verificação do aumento da massa não suspensa (frequência de oscilação e contato pneu-solo);
- Verificar se é possível atender mecanicamente o baixo tempo de resposta para o funcionamento;
- Caracterizar o estudo cinemático e geométrico do ganho de cambagem;
- Definição dos raios e velocidades para avaliação da aceleração lateral e ganhos;
- Necessidade de reavaliação ou não do torque no KPI;
- Verificação necessária quanto a precisão necessária para o sistema Pinhão-Cremalheira;
- Impactos do sistema sobre a estrutura do monobloco;

3.5 VANTAGENS E DESVANTAGENS DO *DESIGN* FINAL ESCOLHIDO

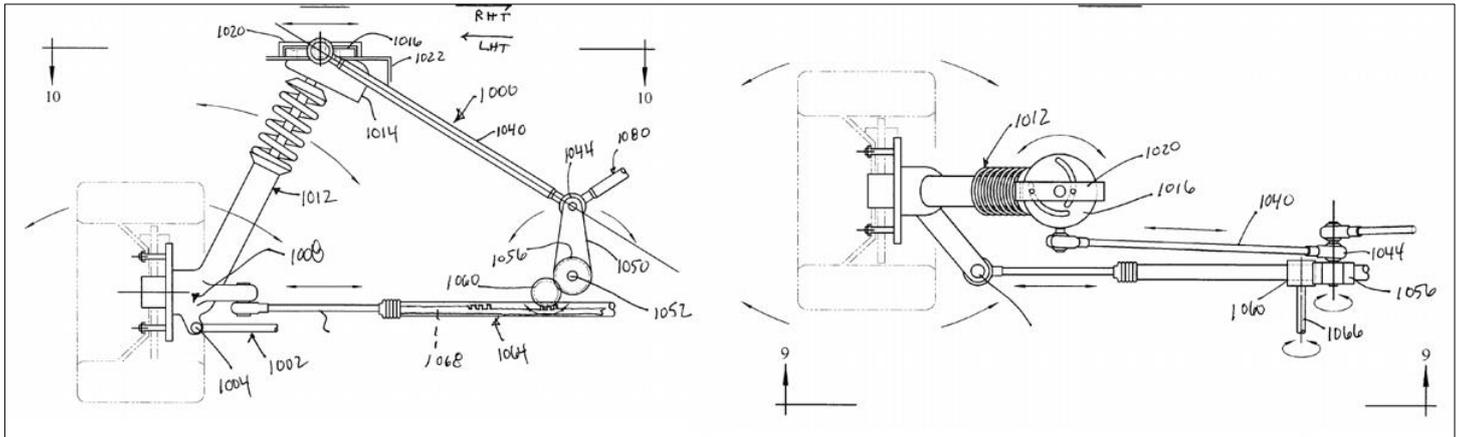
Com a variação do comprimento do braço inferior, ganha-se a possibilidade de ajustar dinamicamente a cambagem mesmo com o veículo em operação, podendo também partir para sistemas de acionamento tanto mecânicos quanto eletrônicos; cabe à equipe decidir, o que for de melhor benefício para o projeto. Além dessas vantagens ainda a solução escolhida possui um alto grau de precisão no que corresponde ao ângulo de cambagem e a força que será imposta ao sistema, e por fim, não se altera a geometria de fixação do amortecedor assim como a distância entre molas;

Entrando nas desvantagens que o sistema produz com relação a um sistema de suspensão *MacPherson* convencional, ou seja, sem a possibilidade dinâmica de ajuste de cambagem, o *layout* proposto limita a geometria interna da roda e como já é esperado, será produzido maior esforço sobre a manga do eixo. Pode-se notar também que o sistema vai possuir um aumento de massa não suspensa no veículo devido aos equipamentos e suportes extras que a proposta exige. Por se tratar de um equipamento instalado na parte inferior do veículo, deve-se atentar à danos que podem ser causados por buracos, valetas ou lombadas e também garantir uma boa estanqueidade, para não permitir a contaminação dos componentes com sujeiras e/ou terras vindas das ruas de trechos urbanos ou rurais.

3.6 DESAFIO DE ENGENHARIA

Existem alguns pontos chave para o desenvolvimento do projeto. Na tentativa de encontrar referências para esforços necessários para suprir a força requerida para se efetuar a variação da cambagem, encontrou-se uma solução através de uma patente norte-americana US 7914020, cujo acionamento é efetuado de forma mecânica, atrelado aos componentes do sistema direcional, como a caixa de direção. Nesse sentido, infere-se, de forma implícita, que o esforço é relativamente baixo, uma vez que o *input* de graus de volante é produzido pelo próprio condutor. No volante, as forças variam em torno de 50 N, quando utilizada assistência do tipo hidráulica ou elétrica. A Figura 18, a seguir, demonstra esquematicamente o mecanismo proposto pela referida patente.

Figura 18 - Patente US 7914020, cambagem dinâmica em uma suspensão MacPherson.



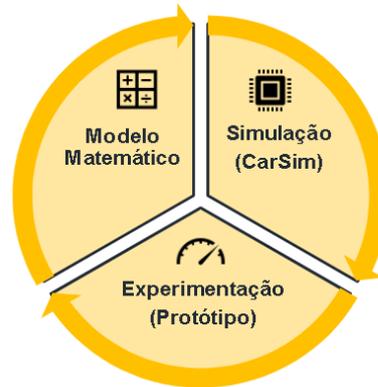
Fonte: Patente US 7914020, disponível em <https://patents.google.com/patent/US7914020B2/en>.

Além disso, pleiteia-se uma estratégia no que tange às etapas de desenvolvimento da solução proposta. Dada a complexidade dos fenômenos envolvidos, é preciso considerar que:

- As equações matemáticas propostas por *Gillespie* só são válidas para regime permanente, portanto a simulação e análise de sinais no *Software CarSim* é fundamental;
- A validação dos conceitos iniciais poderá ser externada para uma bancada de testes (levantamento de grandezas físicas e parâmetros necessários para a construção do modelo matemático para gerenciamento eletrônico);
- A comprovação do modelo matemático virá através da correlação entre simulação dos ganhos, em *software* e, a construção do protótipo funcional.

Os três pontos chave, supracitados, relacionam-se de forma cíclica e contínua. Isso indica que poderão ser necessárias algumas tentativas antes de se chegar ao conceito, modelo e protótipo finais, a figura 19, a seguir, apresenta essa dependência.

Figura 19 - Processo de desenvolvimento do projeto.



Fonte: Autores.

Por fim, o principal desafio que deverá ser enfrentado, do ponto de vista do funcionamento, diz respeito ao baixo tempo de reação necessário, já que o sistema deverá possuir sensibilidade o suficiente para a captação dos sinais (sensores de posição angular, acoplados a coluna da direção, sensor de posição linear, em paralelo com os amortecedores, acelerômetros e sensor de velocidade), para o cálculo da cambagem adequada a condição veicular (através de modelo matemático previamente estabelecido), para a devolução do sinal para o atuador (e então variação da cambagem) e, para a comparação da cambagem nova com valor de referência (malha fechada). Esse processo ocorre de forma cíclica, já que o veículo pode, por exemplo, ser exposto a curvas subsequentes e, que exigirão do sistema essa capacidade de processamento.

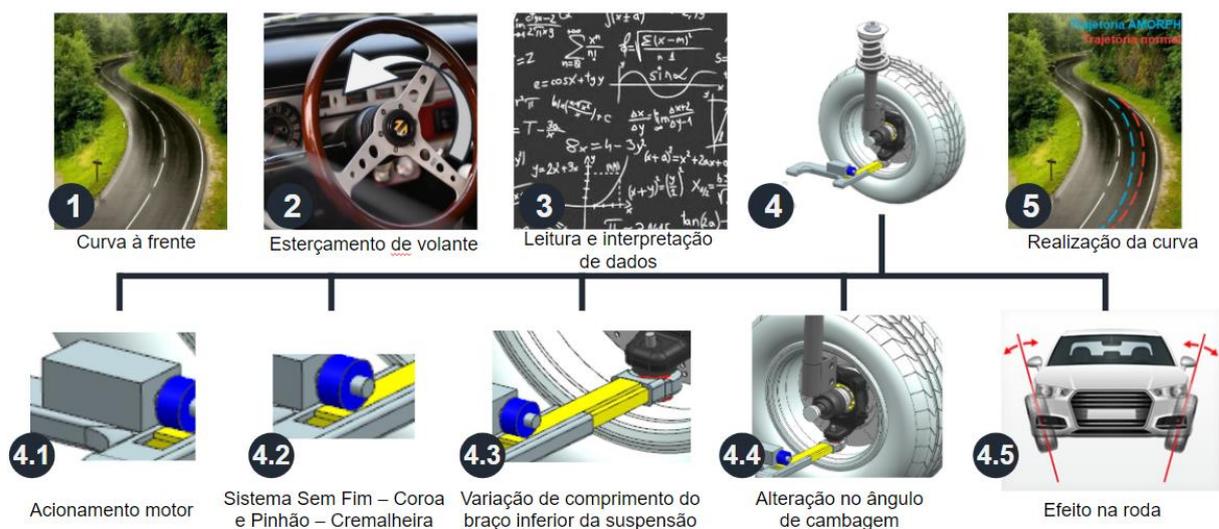
4 ANÁLISE DE ENGENHARIA

Após a definição da solução mais adequada, foram utilizadas algumas ferramentas com propósito de estruturar adequadamente o desenvolvimento do projeto Amorph.

4.1 STORYBOARD

Um *storyboard* é uma maneira visual prática e direta de mostrar cada passo do projeto que está em desenvolvimento. Ele serve para pré-definir, exemplificar e, literalmente, ilustrar quadro a quadro o funcionamento do produto que está sendo criado, facilitando a visualização e compreensão do projeto, tal como o seu funcionamento. A figura 20 mostra o *storyboard* para o sistema proposto.

Figura 20 - *Storyboard* do projeto Amorph.



Fonte: Pinterest; Momo; Autores

Exemplificando, o *storyboard* do grupo Amorph ilustra o cenário de um veículo se aproximando de uma curva (etapa 1), o motorista por sua vez, age naturalmente esterçando o volante (etapa 2), há uma leitura e interpretação dos dados perante à condição da pista, ao esterçamento do volante, aos sensores LVDT's instalados na suspensão e à acelerômetros instalados para medir a aceleração lateral (etapa 3). O sistema fará a correção da cambagem necessária para a determinada condição, através do acionamento de um motor elétrico, acoplado a uma caixa de redução, que utiliza um sistema coroa e sem-fim e pinhão-cremalheira, para permitir o movimento linear (etapas 4, 4.1, 4.2, 4.3, 4.4 e 4.5). Por fim, a realização da curva

com mais eficiência é possível, ilustrada pela comparação das duas linhas de trajetória, azul e vermelha, com e sem o sistema Amorph, respectivamente (etapa 5).

Pode-se segmentar o funcionamento do sistema proposto numa cadeia de 5 eventos principais: (i) trajeto a ser percorrido, (ii) esterçamento do volante, (iii) leitura e interpretação de dados, (iv) atuação do mecanismo e (v) realização da curva.

Vale ressaltar que o sistema Amorph é cíclico e dinâmico, ou seja, após a realização da curva exemplificada acima, o sistema identifica o momento apropriado para voltar a posição de cambagem original ou executar outra mudança oportuna.

A fim de realizar curvas com mais desempenho e segurança, o sistema Amorph foi desenvolvido para auxiliar os condutores durante essa etapa do percurso.

Principal gatilho do sistema, o volante é o dispositivo que permite alterar a direção do veículo ao longo de sua trajetória. Junto à caixa de direção é instalado um sensor que monitora em tempo real e com precisão a posição do conjunto roda pneu, indicando a direção que se deseja ir.

Assim como é feito na caixa de direção, também é instalado um acelerômetro no veículo capaz de nos indicar a aceleração lateral sofrida. Junto a esses dois *inputs* também é feito o acompanhamento da velocidade do veículo. Com base na combinação de todos esses elementos de entrada é feito um cálculo pelo sistema de gerenciamento que indica a melhor opção de cambagem para o momento.

Após a etapa de interpretação de dados, o sistema de fato faz o ajuste no ângulo de cambagem através da alteração de comprimento do braço inferior da suspensão. A alteração no comprimento do braço inferior é proporcionada pelo acionamento do motor elétrico acoplado a um sistema de transmissão que estende e recolhe uma parte móvel do braço de suspensão.

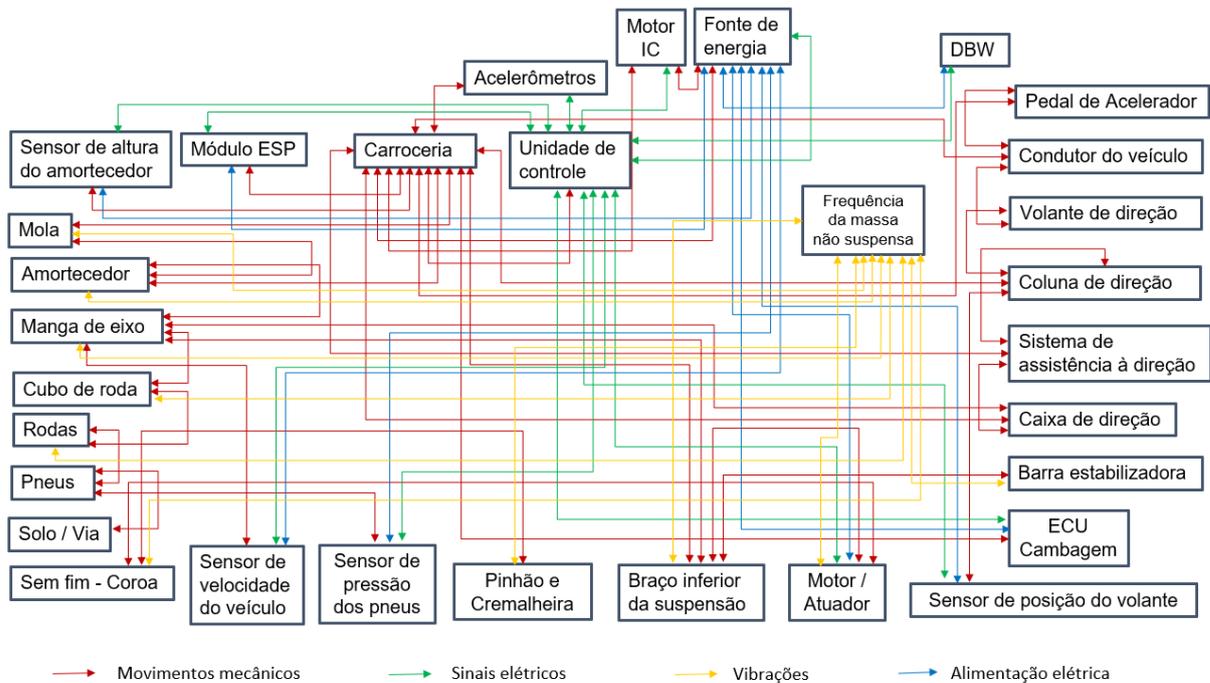
Finalmente então é feita a curva com o ajuste de cambagem realizado pelo sistema. Espera-se um ganho de performance na realização do contorno onde seja possível uma maior velocidade sem sair do traçado.

4.2 BOUNDARY DIAGRAM

O *boundary diagram* é uma ilustração gráfica entre a relação dos subsistemas, as montagens e os componentes dentro do objeto, bem como as interfaces com os sistemas e componentes vizinhos. O *boundary diagram* costuma ser um elemento obrigatório de um projeto de FMEA (DFMEA). Embora ele possa ser construído em vários níveis de detalhes, os tópicos mais importantes a serem levados em conta são: identificar os principais elementos

(Carroceria, Fonte de energia, Rede CAN), ilustrar como esses elementos interagem entre si e ilustrar como eles podem interagir com os sistemas externos, como pode-se ver na Figura 21.

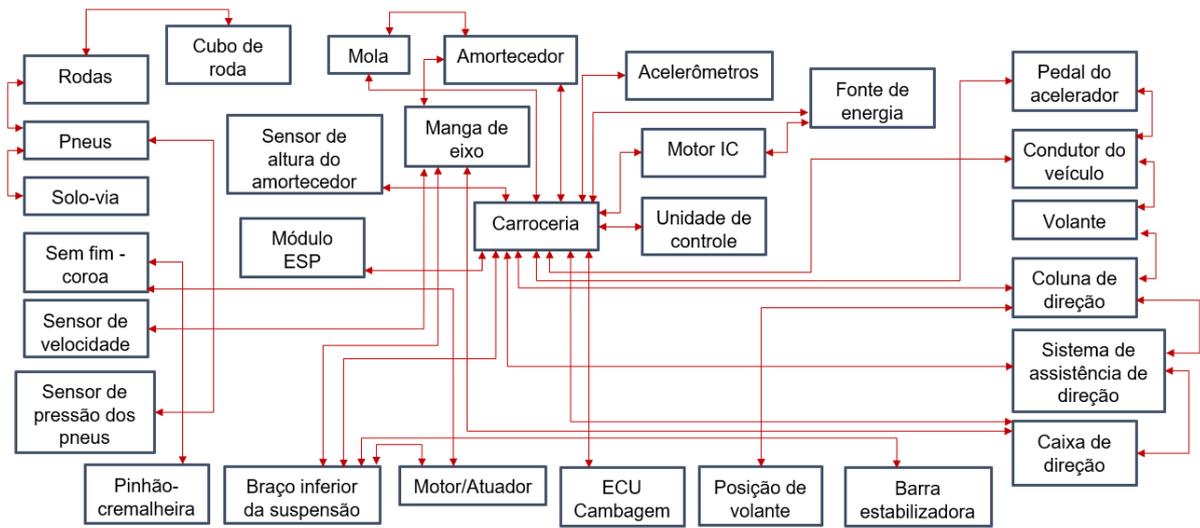
Figura 21- *Boundary Diagram*.



Fonte: Autores.

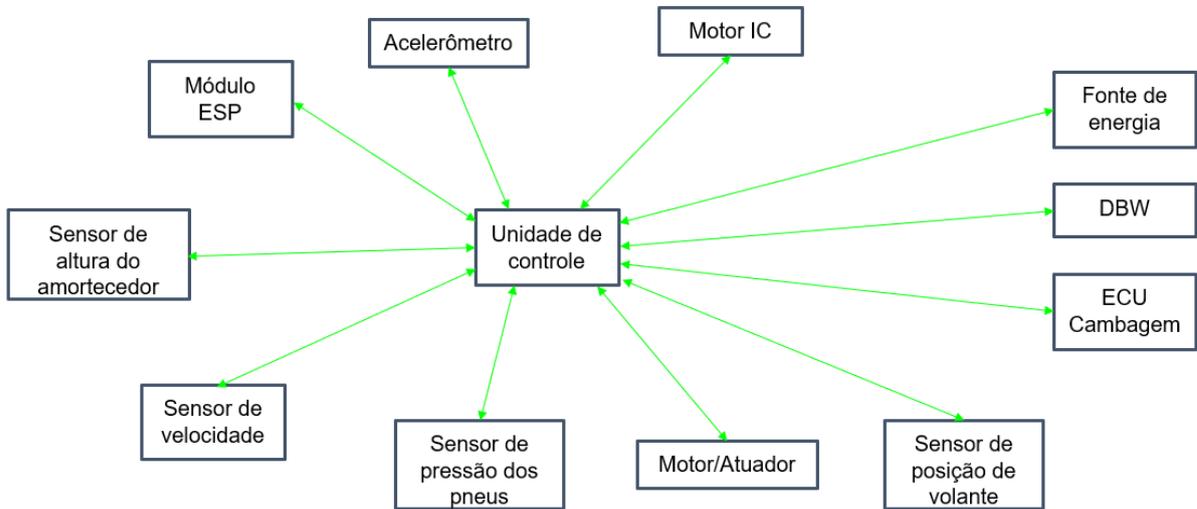
Dependendo do número de componentes presentes no subsistema ou sistema em estudo e do detalhamento desse ao realizar o *boundary diagram*, a sua interpretação pode ser difícil, como é o caso visto acima, por tanto para melhor visualização foi separado nas quatro categorias de conexão entre os componentes, movimentos mecânicos, sinais elétricos, vibrações e alimentação elétrica, vistos nas Figuras 22, 23, 24 e 25 respectivamente.

Figura 22 - *Boundary Diagram*, Movimentos Mecânicos.



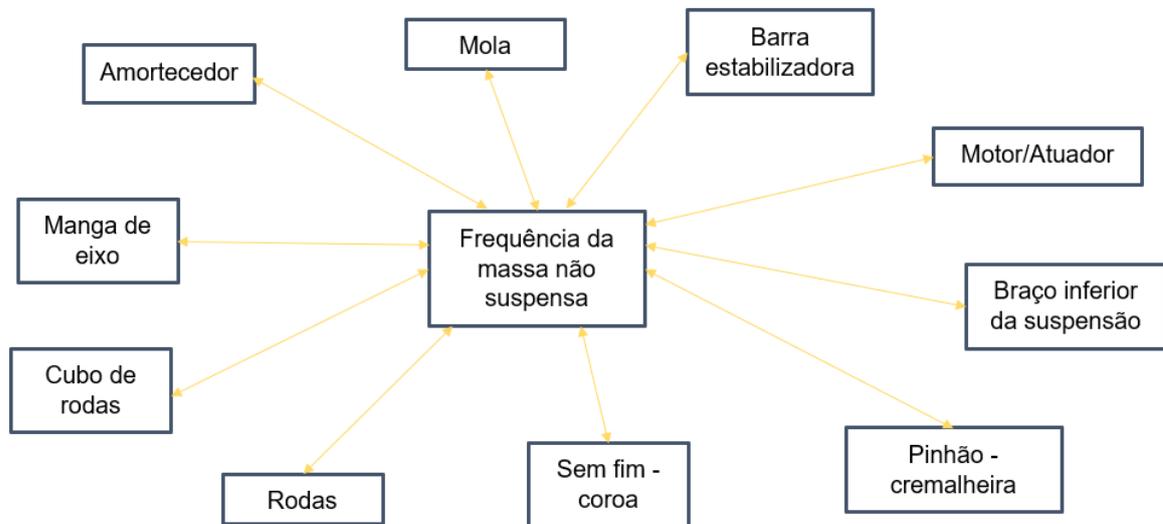
Fonte: Autores.

Figura 23 - *Boundary Diagram*, Sinais Elétricos.



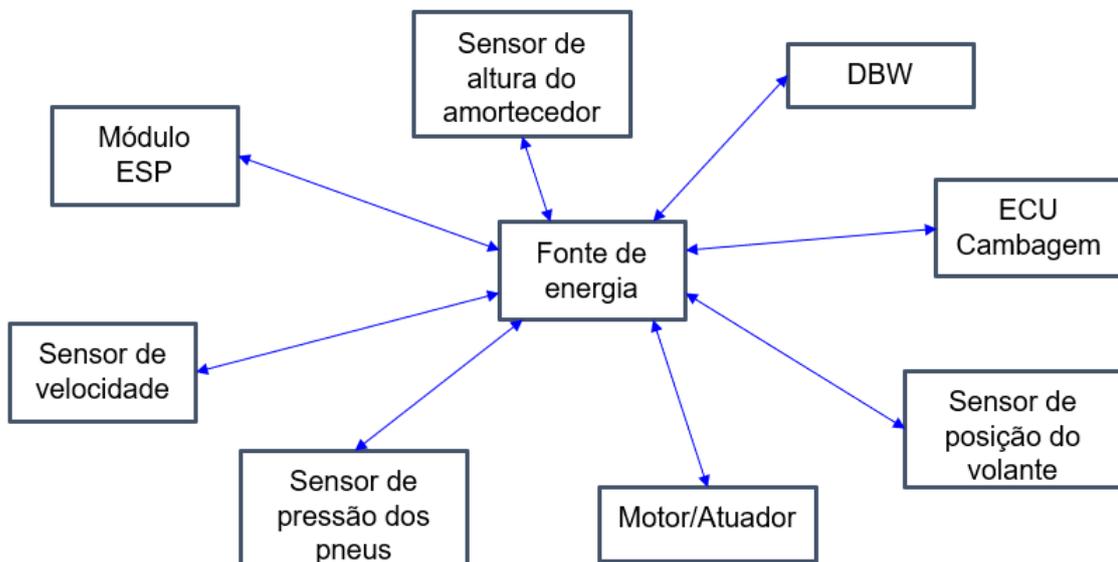
Fonte: Autores.

Figura 24 - *Boundary Diagram*, Vibrações.



Fonte: Autores.

Figura 25 - *Boundary Diagram*, Alimentação Elétrica.



Fonte: Autores.

4.3 ENGENHARIA REVERSA

Como diria Kaíque Moura, engenheiro de produção do Centro Universitário de Santo Agostinho (UNIFSA) e técnico em mecânica pelo Instituto Federal do Piauí (IFPI), a engenharia reversa é o processo de descobrir os princípios tecnológicos e o funcionamento de um componente, subsistema ou sistema, através da análise de sua estrutura (massa, dimensões básicas, material, processo de fabricação, dentre outros), função e operação.

Este recurso é comumente utilizado com diversas finalidades, algumas delas são:

- **Cópia:** aplicada para reprodução de produtos, acelerando o processo de desenvolvimento e provendo uma gama de produtos similares com preço competitivo;
- **Melhorar deficiências de documentação:** realizada quando a documentação de um sistema para sua concepção, produção, operação ou manutenção possui deficiências e projetistas originais não estão disponíveis;
- **Produtos de análise de segurança:** para estimar os custos e identificar o potencial de violação de patente;
- **Fins acadêmicos:** para fins de aprendizagem pode-se compreender as questões-chaves de um projeto bem-sucedido, assim como o de um mal sucedido;
- **Inteligência técnica do competidor:** entender o que um concorrente está realmente fazendo, contra o que dizem que estão fazendo;
- **Melhorar um sistema já existente:** visando otimizar sua fabricação, segurança, durabilidade ou funcionalidade.

A aplicação do processo no sistema em estudo pode ser visualizada na Tabela 3.

Tabela 3 - Engenharia reversa

Componentes	Suporte de Fixação	Molas	Amortecedor	Manga de Eixo	Cremalheira de Bandeja	Pivô de Suspensão	Engrenagem do Motor	Motor de Ajuste	Bandeja de Suspensão	Módulo de Controle	Sensores
Massa (kg)	0,40	0,72	3,81	19,50	1,50	0,75	1,50	5,00	2,72	0,45	0,10
Dimensões Básicas (mm)	80 x 110 x 20	330 x 128 x 128	560 x 160 x 160	235 x 400 x 420	30 x 40 x 150	40 x 131 x 80	90 x 90 x 30	86 x 86 x 181	150 x 400 x 400	312 x 306 x 167	113 x 81 x 80
Material	Aço	Aço	Aço/ Fluido/ Polímero	Aço	Aço	Aço	Aço	Cobre/ Aço/ Alumínio	Aço	Polímero/ Cobre/ Alumínio	Polímero/ Cobre/ Alumínio
Processo de Fabricação	Conformação Mecânica	Conformação Mecânica	Conformação Mecânica/ Usinagem/ Montagem	Conformação Mecânica	Usinagem	Conformação Mecânica/ Usinagem	Usinagem	Usinagem/ Estampagem/ Montagem	Conformação Mecânica	Injeção/ Estampagem/ Montagem	Injeção/ Estampagem/ Montagem
Fornecedor	Cofap	Cofap	Cofap	Montadora do Veículo	Microgear	Cofap	Microgear	NeoMotion	Cofap	Bosch	Bosch

Fonte: Autores.

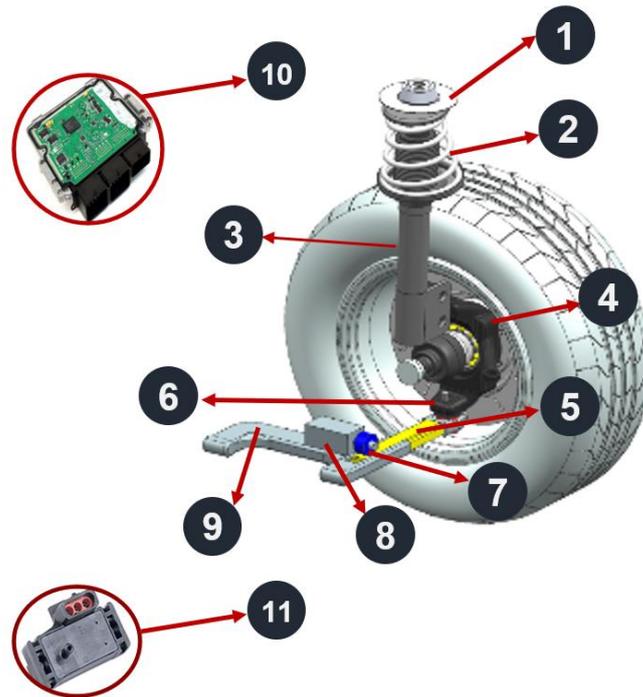
4.4 ANÁLISE DE VALOR

Criada por Lawrence D. Miles, a análise de valor teve origem durante a 2ª Guerra Mundial com a procura por materiais alternativos às matérias primas tidas como nobres, com custo reduzido e uma maior facilidade em sua obtenção, tendo como finalidade na época, substituir materiais escassos sem que fosse afetada a qualidade e função dos produtos em que seriam usados.

Pouco mais de uma década depois, militares norte-americanos adotaram o método como norma e passaram a chamá-lo de “Engenharia do Valor”.

Focada nas análises de funções para produtos, projetos, processos e serviços, buscando sempre otimizar os custos envolvidos, processos e até mesmo a qualidade do produto/processo original.

Figura 26 - Proposta do mecanismo apresentado.



Fonte: Autores.

Tabela 4 - Componentes e suas Funções

	Componentes	Funções
1	Suporte de fixação	Fixar torre
		Promover rigidez
		Promover segurança
2	Molas	Absorver carga
		Promover conforto
		Estabelecer altura
3	Amortecedor	Controlar oscilações
		Promover conforto
		Promover segurança
		Promover estabilidade
		Proteger componentes
4	Manga de eixo	Conectar componentes
		Promover segurança
		Promover estabilidade
5	Cremalheira da bandeja	Alojar engrenagem
		Promover atrito
		Emitir Ruído
		Emitir Calor
6	Pivô da Suspensão	Conectar componentes
		Permitir movimento
7	Engrenagem do motor	Realizar Ajuste
		Promover atrito
		Emitir Ruído
		Emitir Calor
8	Motor de ajuste	Promover torque
		Emitir Ruído
		Emitir Calor
9	Bandeja de suspensão	Conectar componentes
		Promover estabilidade
		Promover segurança
		Permitir movimento
10	Módulo de controle	Controlar Motor
		Receber dados
		Emitir Calor
11	Sensores	Captar dados
		Emitir dados

Fonte: Autores.

Tabela 5 - Classificação das Funções

Funções	Classificação		
	B/S	R/I/ND	U/E
-			
Fixar torre	S	R	U
Promover rigidez	S	R	U
Promover segurança	S	R	U
Absorver carga	B	R	U
Promover conforto	S	R	U
Estabelecer altura	S	R	U
Controlar oscilações	B	R	U
Promover conforto	S	R	U
Promover estabilidade	B	R	U
Proteger componentes	S	R	U
Conectar componentes	S	R	U
Alojar engrenagem	S	R	U
Promover atrito	S	R	U
Emitir Ruído	S	ND	U
Emitir Calor	S	ND	U
Permitir movimento	B	R	U
Realizar Ajuste	B	R	U
Promover torque	B	R	U
Controlar Motor	S	R	U
Receber dados	S	R	U
Captar dados	S	R	U
Emitir dados	S	R	U

Fonte: Autores.

4.5 P-DIAGRAM

No livro *Qualidade de Análise e Planejamento* de Joseph Moses Juran consultor de negócios em qualidade e gestão da qualidade diz: "A característica mais básica do produto é o desempenho, ou seja, a saída – por exemplo, a densidade de cor de um aparelho de televisão, o raio de giro de um automóvel. Para criar essa saída, os engenheiros usam princípios para combinar entradas de materiais, peças, componentes, montagem, fluidos etc. Para cada uma dessas entradas, o engenheiro identifica parâmetros e especifica valores numéricos para alcançar a saída necessária do produto final."

O diagrama de parâmetros reúne as entradas de um sistema/produto e as relaciona a uma lista de saídas que um determinado produto em criação deve apresentar, além disso são levados em consideração diferentes fatores que podem causar divergências nas saídas podendo ser estes controláveis ou não controláveis. Os fatores a serem levados em conta são

chamados ruídos, estes, compostos por desgaste devido ao uso, fatores externos, variações peça à peça, interação de sistemas e uso do cliente.

4.5.1 Definições do Diagrama de Parâmetros

Os sinais de entrada são uma descrição das fontes de energia necessárias para cumprir a funcionalidade do sistema, como velocidade, aceleração, torque de entrada, etc.

Fatores controlados são normalmente os parâmetros de projeto do sistema que a equipe de engenharia pode alterar, como diâmetro do eixo, rigidez, densidade, dureza, etc.

Erros são quaisquer tipos de perdas inerentes no funcionamento ou outras saídas indesejáveis do sistema como, calor, vibração, vazamento, ruído incomum.

Os Ruídos são fatores que podem influenciar o projeto, mas não estão sob o controle direto do engenheiro, como variação peça a peça, desgaste devido ao uso dos materiais ou equipamentos ao longo do tempo, uso do cliente, fatores externos e interações de sistema. Esses fatores de ruído, se não forem protegidos, podem tornar o projeto ineficaz; em outras palavras, o projeto deve ser robusto contra os fatores de ruído esperados.

A Resposta é a principal saída funcional pretendida do sistema, como por exemplo o ajuste de altura e de cambagem, torque de saída, etc.

4.5.2 Quando um Diagrama de Parâmetros é usado?

Um diagrama de parâmetros é uma etapa opcional durante a preparação para um FMEA de sistema ou subsistema. É mais útil quando o item em análise é um sistema complexo com muitas interações de sistema, condições operacionais e parâmetros de projeto, e a equipe se beneficiará ao ver esses elementos visualmente. É uma etapa demorada, mas pode fornecer grande valor na compreensão e controle do sistema e na identificação de entradas para o FMEA. Um diagrama P também pode ser usado na preparação para uma FMEA de componente, se a equipe de FMEA acreditar que há valor suficiente na representação visual de entradas, resposta ideal e fatores de ruído / controle.

4.5.3 Aplicação do *P-Diagram* no projeto.

Para a criação do diagrama de parâmetros foram avaliados os diversos fatores essenciais por definição. Nestes fatores são discutidas, condições que podem causar desvios de operação, fatores que podem ser controlados ou não, suas entradas e saídas. Eles são altamente relevantes pois contribuem para o desenvolvimento do projeto facilitando a melhor visualização de como o produto será utilizado, como a sua utilização impactará o funcionamento e quais sinais serão relevantes para a determinação da resposta, além de possíveis erros podem se apresentar a partir do sistema em geral. O diagrama com as decisões tomadas pode ser encontrado em anexo.

4.6 *TARGET*

O *target* do sistema proposto tem como escopo principal a adequação e controle do ganho de cambagem de uma suspensão *MacPherson*, através da variação do comprimento do braço inferior, tornando a cambagem positiva/negativa. Dentro deste escopo, existem alguns desdobramentos, relacionados principalmente ao erro de esterçamento perceptível pelo usuário e, a questão de segurança envolvida no que tange a máxima capacidade de aceleração lateral.

Por se tratar de uma proposta esportiva, a precisão das manobras deve ser a melhor possível, de forma que o usuário tenha segurança de que o veículo percorrerá a trajetória imposta ao volante. Assim, entende-se como uma diferença aceitável entre o esterço real dos pneus e o esterço desejado aplicado ao volante de até 10%. Esse valor justifica-se por uma questão ergonômica. Em rodovias e autódromos, as curvas são majoritariamente de alta velocidade, nesse sentido, dificilmente o condutor esterça o volante mais do que 90 graus, condição acima da qual é necessário remover uma das mãos do volante para continuar a manobra de esterço. Com 10% de erro nesta condição máxima, o esterço pode chegar a 99 graus, valor passível de ser atingido, porém já com desconforto dos punhos.

Gillespie define que o valor máximo para aceleração lateral de um veículo depende da razão entre a bitola e duas vezes a altura do CG. Nessa condição, o veículo atinge o limiar do capotamento. Assim, de forma a limitar este valor quanto a segurança, o sistema não poderão ultrapassar 85% da aceleração lateral máxima permissível, quando for possível atingi-la.

4.7 FMEA

O FMEA busca sistematizar um grupo de atividades para identificar, avaliar e eliminar falhas potenciais ou conhecidas do produto. A partir da avaliação, é possível detectar suas causas e efeitos no desempenho dos sistemas, processos ou produtos, além de determinar os impactos sobre o cliente.

Por meio da ferramenta, são definidas ações capazes de reduzir ou eliminar a ocorrência. Assim, aumenta-se a probabilidade de detecção dessas falhas a partir de planos de ação que direcionam decisões focadas em melhorias e as classifiquem em termos de importância, visando aumentar a confiabilidade.

O método FMEA pode ser usado tanto para um sistema, processo, quanto para um produto ou projeto e para entender o método que se aplica começamos com o modo de falha de um equipamento particular que faz parte do todo a ser analisado. Esse modo de falha é a maneira pela qual nosso objeto de análise pode falhar em atender determinados requisitos. Já o efeito de falha se diz respeito às consequências que esses erros trazem para os processos. Assim, a equipe deve determinar as indicações de deficiência cuja consequência é o modo de falha, ou seja, identificar a origem de cada modo de falha (a causa). Após esse estudo, é necessário avaliar a severidade, ocorrência, e detecção onde:

- **Severidade:** avalia o nível de impacto do efeito da falha no cliente;
- **Ocorrência:** probabilidade de ocorrência das causas ou dos modos de falha, ou seja, quantas vezes isso já aconteceu ou pode acontecer;
- **Detecção:** probabilidade de uma falha ser detectada antes de chegar ao cliente, a partir dos mecanismos de controle atuais da empresa.

Visando quantificar cada um desses tópicos, a equipe usa uma escala de gravidade crescente de 1 até 10 e que agora passará por um produto entre os respectivos tópicos acima para encontrarmos o número de prioridade de risco ou RPN (*Risk Priority Number*).

$$\text{RPN} = \text{Severidade} \times \text{Ocorrência} \times \text{Detecção}$$

A partir da priorização, a equipe deve propor ações recomendadas que sejam corretivas ou preventivas, visando otimizar os índices de severidade, ocorrência e detecção.

A análise pela ferramenta FMEA de todos os componentes que compõem o *boundary diagram* de nosso trabalho, nos permitiu indicar quais itens precisam de maior atenção quando executados. Tendo em vista os quatro equipamentos que possuem um maior RPN, a ferramenta nos permitiu definir as ações que possuem como objetivo corrigir determinado modo de falha.

Abaixo, FMEA proposto com os maiores RPN's dos itens críticos.

Tabela 6 - Itens críticos projeto AMORPH

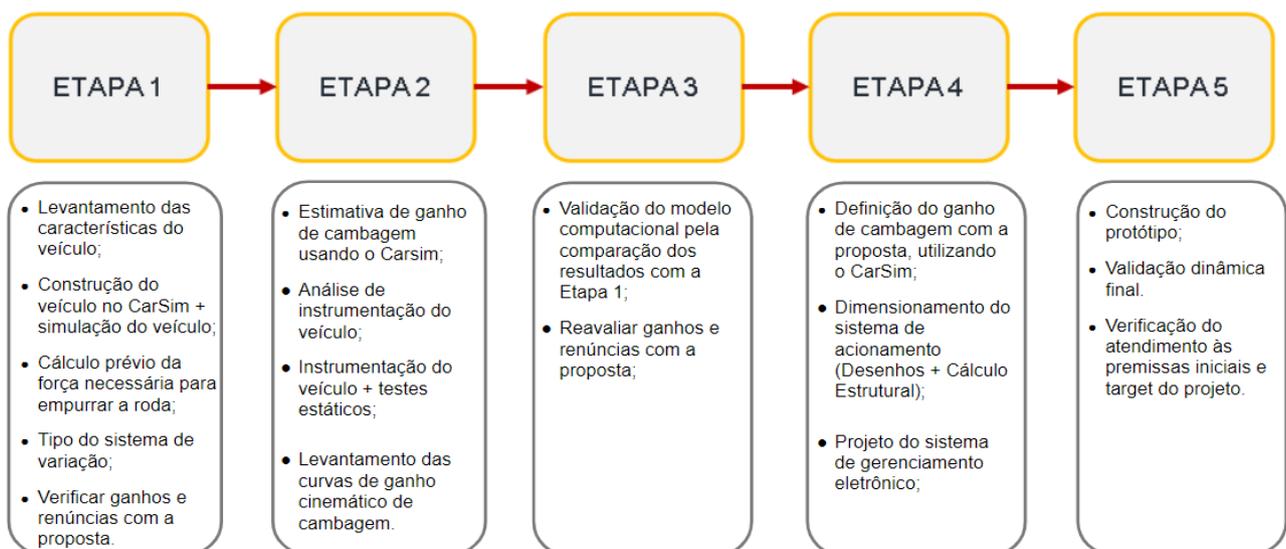
Equipamento	Função	Modo de falha	Efeito de falha	Gravidade	Causa potencial de falha	Ocorrência	Ação preventiva	Ação de detecção	Deteção	RPN	Ações recomendadas
Manga de eixo	Elo entre o conjunto de roda e pneu com os braços de suspensão do veículo	Trinca do material	Perda do controle total do veículo	10	Fadiga, impacto com objetos do meio externo	3	Assegurar faixa de funcionamento ideal	Verificar ruptura do material	6	180	Garantir um material que resista a trincas como principal motivo de escolha do mesmo
Rodas	Fixada ao cubo, tem a função de movimentar o veículo	Trinca	Perda do controle parcial	7	Impacto com objetos do meio externo	6	Verificação prévia de possíveis danos	Ficar atento a possíveis ruídos e vibrações	3	216	Redobrar a atenção na vida durante o uso do veículo
ECUCambagem	Responsável por controlar todos os atuadores do sistema	Queima do equipamento	Perda de resposta do sistema	6	Diferença de potencial acima do especificado	4	Inclusão de fusível	Ficar atento a possíveis ruídos e vibrações	9	216	Substituição da ECU
Sistema de assistência eletro-hidráulica da direção	Facilita o esforço durante a dirigibilidade	Leitura precipitada dos sinais	Realização de ações equivocadas por parte do sistema	5	Falha na bomba hidráulica e no motor elétrico	3	Garantir a eficácia dos sensores e módulos	Ficar atento a resposta do volante	9	135	Realizar a substituição do óleo no prazo adequado

Fonte: Adaptado da ferramenta FMEA produzida para o projeto.

4.8 FLUXOGRAMA DE CÁLCULO DA MELHORIA PROPOSTA

O Fluxograma de Cálculo de Melhoria mostra as etapas desde a concepção do projeto até a construção do primeiro modelo (protótipo), mostrando o que será feito em cada uma dessas etapas. A figura 27 retrata o fluxograma do grupo Amorph.

Figura 27 - Fluxograma de Cálculo de Melhoria - Grupo Amorph.



Fonte: Autores.

4.8.1 Etapa 1

- Levantamento das características do veículo;
- Construção do veículo do *CarSim* + simulação do veículo;
- Cálculo prévio da força necessária para empurrar a roda;
- Tipo do sistema de variação;
- Verificar os ganhos e renúncias com a proposta.

4.8.2 Etapa 2

- Estimativa de ganho de cambagem usando o *CarSim*;
- Análise de instrumentação do veículo;
- Instrumentação do veículo + testes estáticos;
- Levantamento das curvas de ganho cinemático de cambagem.

4.8.3 Etapa 3

- Validação do modelo computacional pela comparação dos resultados com a Etapa 1;
- Reavaliar ganhos e renúncias com a proposta.

4.8.4 Etapa 4

- Definição do ganho de cambagem com a proposta, utilizando o *CarSim*;
- Dimensionamento do sistema de acionamento (desenhos + cálculos estruturais);
- Projeto do sistema de gerenciamento eletrônico.

4.8.5 Etapa 5

- Construção do protótipo;
- Validação dinâmica final;
- Verificação do atendimento às premissas iniciais e *target* do projeto.

4.9 SCAMPER

Para organizar e verificar a inovação agregada ao produto, foi realizada uma análise SCAMPER onde o propósito é, buscar possíveis variantes que possam gerar uma mudança no

desenvolvimento do projeto. É realizado um *brainstorm* onde são usadas todas as sugestões dos participantes, incluindo as que podem parecer absurdas, e o foco é gerar uma quantidade razoável de ideias para que estas sejam então combinadas, avaliadas e posteriormente validadas. O SCAMPER é realizado em etapas como demonstrado na Tabela 7 abaixo e em Anexo.

Tabela 7 - Técnica SCAMPER

Etapas	Apresentação de Ideias
Substituir	O material, ingredientes, nomes ou processos utilizados atualmente poderiam ser substituídos por outro? Por qual ou quais?
Combinar	Os materiais, interesses ou conceitos poderiam ser combinados de forma diferente?
Adaptar	O tamanho, ajuste ou qualidade poderiam ser adaptados, aumentados ou arrumados de forma diferente?
Modificar	É possível modificar a cor, sabor, cheiro, forma ou textura do produto?
Por para outro uso	Seria possível pensar em outras utilidades para o produto/serviço (nova situação, novo tipo de cliente, novo mercado, novos benefícios)? Quais?
Eliminar	Seria possível eliminar características, tamanho ou peso e criar um novo produto/serviço?
Reverter	É possível reorganizar, dispor de maneira diferente ou mesmo pensar em diferentes números de itens e criar um novo produto ou serviço?

Fonte: Adaptado de Scamper - Técnica de geração de ideias.

4.9.1 Avaliação do projeto utilizando a ferramenta.

De início, pôde-se definir que na etapa de substituição os braços inferiores comuns da suspensão dianteira são as peças-chave para alcançar o objetivo do estudo, sendo elas substituídas pelas desenvolvidas pelo grupo.

O sistema proposto tem como vantagem a capacidade de ser combinado a outros dispositivos já existentes no mercado, como por exemplo as suspensões de altura ajustável, onde unidas, ambas complementam suas funções, buscando melhorar a qualidade durante o uso e a segurança.

Este conceito pode ser usado em outros tipos de suspensões, onde é feita uma adaptação aplicada ao sistema de suspensão do tipo Duplo A, pois a mesma também demonstra variações de cambagem durante o seu funcionamento em ambos os eixos, isso pode tornar esse tipo de suspensão ainda mais versátil pois este pode ser unido a sua característica de ganho de esterçamento quando utilizado no eixo traseiro.

Na etapa de “modificação”, notou-se que o conjunto pode ter melhor desempenho e segurança em relação ao seu funcionamento quando ele fosse produzido utilizando-se um conjunto de fuso de movimentação combinado à um motor elétrico, se comparado à ideia atual onde é utilizado um conjunto de pinhão e cremalheira. Nesta nova configuração, é garantido que nenhum componente perderá o contato durante o acionamento e esforços durante a operação, porém pode ser inviável no quesito tempo de ajuste, pois existe a necessidade de que este ajuste seja feito em menor tempo hábil possível.

No quesito “pôr para outro uso”, nota-se a possibilidade de se utilizar o sistema em veículos de carga leve, veículos de polícia, ambulâncias e carros oficiais devido a possibilidade de serem usados em velocidades mais elevadas, desde que utilizem o sistema de suspensão dianteiro tipo *MacPherson*, no geral estes veículos trabalham com carregamento alto podendo então gerar variações de geometria onde a aplicação deste sistema poderia ser muito bem vinda visando maior segurança e menor desgaste dos pneus,

Em relação ao tópico “excluir”, busca-se uma solução para que o sistema seja totalmente independente de funções eletrônicas através da adoção de sistemas hidráulicos ou pneumáticos, assim evitando a aplicação de mais sistemas eletrônicos embarcados diminuindo a complexidade do produto.

No tópico “reverter” o sistema pode ser aplicado à suspensões traseiras do tipo independentes, buscando manter o comportamento da cambagem mais próximo ao neutro possível, independentemente de carregamento ou transferência lateral de carga.

5 BUSINESS MODEL CANVAS

Proposto nos anos 2000 a partir de conceitos de *design thinking* por Alexander Osterwalder, essa ferramenta tem como função o gerenciamento de um negócio em uma única página. Assim, com diversas divisões em sua composição ele se torna o mapa dos principais aspectos da empresa, trazendo maior praticidade, facilidade na visualização e agilidade na leitura, uma vez que não é preciso vasculhar um documento ou manual repleto de informações página por página para entender as diferentes táticas usadas pela empresa.

O Canvas é composto pelos seguintes blocos:

- Segmentos de Clientes – Define o público alvo ou nicho de mercado em que o produto/serviço será inserido.
- Proposta de Valor – Exibe o que o consumidor busca quando adquire o produto/serviço, o valor ou benefício que lhe será entregue.
- Canais – Mostra por quais caminhos o produto/serviço chegará ao alcance do consumidor.
- Relacionamento com Cliente – Indica quais estratégias serão usadas para se relacionar com o consumidor.
- Fontes de Receitas – Descreve a forma com que o cliente pagará pelos benefícios adquiridos.
- Principais Recursos – Apresenta quais são os ativos mais importantes para que o modelo de negócio funcione.
- Atividades Chaves – Reúne as atividades mais importantes para garantir o modelo de funcionamento da empresa.
- Parcerias Chave – Expõe a rede de fornecedores e parceiros necessários para o sucesso do modelo de negócio.
- Estrutura de Custo – Relata todos os custos envolvidos para operar o modelo de negócio.

O *Business Model Canvas* do grupo Amorph está direcionado da seguinte maneira:

5.1 SEGMENTOS DO CLIENTE

Pode-se ter interesse na utilização da cambagem sob demanda Amorph, autopeças sistemistas; proprietários que busquem otimizar a capacidade de curva de seu veículo, aumentando a performance e segurança; preparadores de veículos esportivos, usando a mesma premissa do que fora citado anteriormente, a fim de aumentar a performance do veículo nas pistas de corridas e, conseqüentemente, equipes de competição profissional ou amadoras.

5.2 PROPOSTA DE VALOR

Com a utilização da cambagem sob demanda Amorph, o usuário teria em seu veículo, uma maior performance em curvas, principalmente as de maior velocidade; por consequência da otimização pneu-solo, aumenta-se a segurança do veículo na hora de uma manobra de emergência, principalmente nas rodovias, onde a velocidade média é próxima dos 100 km/h, onde o veículo manteria a sua trajetória, evitando assim possíveis colisões.

5.3 CANAIS

Para se chegar até o produto, os principais meios seriam a internet, publicando em um site oficial e em redes sociais, esta última, muito utilizada por entusiastas de automobilismo; lojas físicas, como por exemplo auto-peças ou oficinas mecânicas que disponibilizam acessórios para seus clientes; em competições, onde o nicho é de maior concentração de entusiastas de automobilismo e feiras automotivas.

5.4 RELACIONAMENTO COM O CLIENTE

Para atender o cliente, pode-se utilizar o SAC, Serviço de Apoio ao Consumidor, onde o cliente entraria em contato via telefone, e preparadoras de veículos de competição ou de personalização.

5.5 FONTE DE RECEITA

Para fonte de receita, fala-se em venda do serviço no pós-vendas; projeto sob demanda; como peça de reposição e na própria instalação.

5.6 PRINCIPAIS RECURSOS

Para o modelo de negócio funcionar, os principais ativos seriam o CAD e CAE (*Computer Aided Design* e *Computer Aided Engineering*, respectivamente); equipes de consultoria; laboratórios de testes e patrocinadores.

5.7 ATIVIDADES CHAVE

Para garantir o modelo de funcionamento da empresa, o grupo Amorph contaria com um *marketing* bem-feito; desenvolvimento a fundo do projeto; produção certa e qualidade reconhecida.

5.8 PARCERIAS CHAVES

Os parceiros necessários para o modelo de negócio seriam autopeças sistemistas; investidores; organizações de eventos automobilísticos e fornecedores de peças veiculares.

5.9 ESTRUTURA DE CUSTO

Para operar no modelo de negócio, os custos envolvidos seriam associados com a própria produção; com equipe de venda e pós-vendas; com a matéria prima e com infraestrutura em eventos automotivos para divulgação e afins.

6 QUADRO MORFOLÓGICO

O Quadro Morfológico é uma ferramenta extremamente utilizada no desenvolvimento de projetos, pois nos auxilia a visualizar diferentes combinações de alternativas para parâmetros diversos de um protótipo. Com base nos caminhos demonstrados pela ferramenta e pelo conhecimento prévio acerca do assunto, podemos então seguir com a melhor opção para o projeto.

6.1 DESENVOLVIMENTO DO QUADRO

A Tabela 9 abaixo apresenta o quadro desenvolvido para o sistema Amorph. Para a construção de um sistema confiável e assertivo deve-se escolher com muita atenção os dados de entrada que serão coletados para fundamentar os cálculos e a tomada de decisão. Com isso em mente, optou-se por realizar uma leitura em tempo real de três dados combinados: esterçamento do volante, velocidade e aceleração lateral. Seguindo para o acionamento do sistema optou-se pelo método elétrico por sua facilidade, precisão e versatilidade.

Outro ponto vital para o funcionamento do sistema é o motor, que é responsável pela força de atuação. Com objetivo de conciliar precisão, robustez e praticidade a escolha do motor de passo se apresentou a mais equilibrada.

Após determinar qual tipo de motor será utilizado, deve-se garantir que a força gerada chegue com torque suficiente no final de nosso sistema a fim de conseguir movimentar a roda. A transmissão através de um par sem fim-coroa e outro par pinhão-cremalheira garante a multiplicação de torque necessária, além de ser uma transmissão relativamente compacta e robusta.

Por fim, deve-se estabelecer o ponto de contato onde o sistema atuará fazendo com que haja uma mudança de cambagem. Dentro das opções viáveis, a escolha pelo braço inferior da suspensão se mostrou a mais eficaz e prática levando em consideração toda a geometria da suspensão *MacPherson*.

Tabela 8 - Quadro Morfológico Amorph

PARÂMETROS	SOLUÇÕES PARCIAIS			
Estratégia de Dados	Análise de Esterçamento	Análise de Velocidade	Análise de Aceleração Lateral	Análise Combinada de Esterçamento, Velocidade e Aceleração Lateral
Modo de Acionamento	Hidráulico	Pneumático	Elétrico	Mecânico
Motor	Servo Motor	Motor de Passo	Motor Universal	Motor Brushless
Modo de Transmissão	Pinhão – Cremalheira	Sem Fim – Coroa	Sem Fim – Coroa & Pinhão – Cremalheira	Caixa de Redução (ECDH)
Ponto de Atuação	Braço Superior	Braço Inferior		

Fonte: Autores.

7 VEÍCULO ESCOLHIDO PARA O ESTUDO

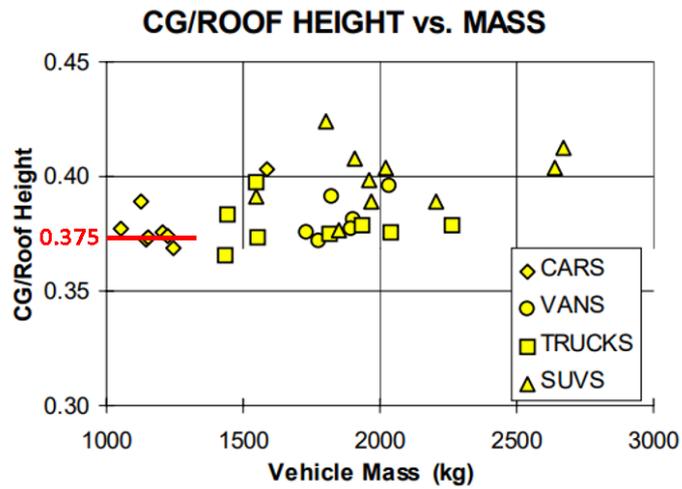
Diante de uma vasta gama de veículos que circulam no Brasil, desde carros populares até superesportivos de luxo, a ideia principal foi trazer um sistema que abrangesse a maioria das suspensões existentes do mercado. Sendo assim, como mais de 80% dos veículos fabricados do mundo saem das fábricas com a suspensão do tipo *MacPherson*, todo o estudo foi desenvolvido para se adequar a esse sistema.

Apesar de a proposta estar orientada a um veículo esportivo, foi escolhido como veículo-base para o projeto o Chevrolet Celta (doador pela General Motors do Brasil ao Centro Universitário da FEI) pela facilidade de acesso na realização de medições, engenharia reversa, implementação do protótipo e testes, já que o referido veículo se encontra disponível para uso no laboratório de suspensões automotivas. O fato de o Chevrolet Celta não ser de fato um esportivo de série não é demérito para o projeto pelos seguintes motivos: veículo consagrado nos Campeonatos Estaduais de Marcas e Pilotos e, apresenta suspensão do tipo *MacPherson*. Apesar das peculiaridades que esse sistema de suspensão apresenta quando empregado em diferentes veículos, a metodologia de desenvolvimento do projeto mantém-se a mesma.

7.1 CARACTERÍSTICAS DO VEÍCULO ESCOLHIDO

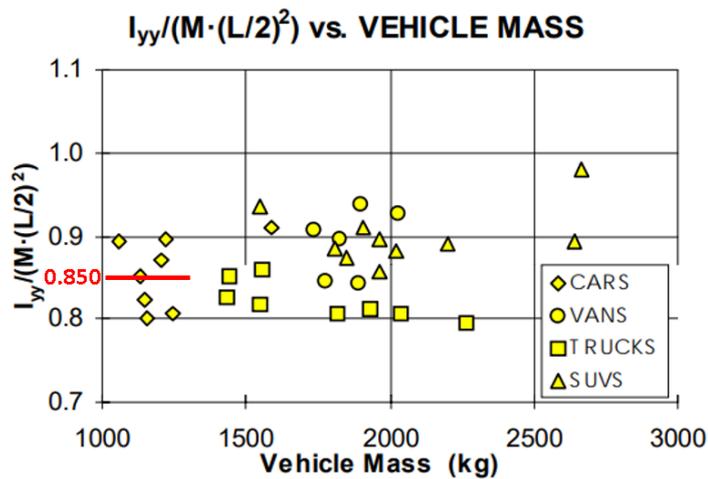
Para se atingir uma boa precisão do modelo matemático, é de suma importância que todos os dados do veículo sejam meticulosamente analisados. Os dados técnicos do veículo foram extraídos tanto do manual do fabricante, como de medições previamente efetuadas no laboratório (conforme material utilizado em sala de aula, na disciplina de suspensões e direção, oficina, aula 2, de autoria do professor Dr. Carlos Rodrigues Neto) e do artigo científico *Measured Vehicle Inertial Parameters NHTSA's Data Through November 1998*, no qual os autores relacionaram algumas propriedades geométricas e de massa dos veículos, para aproximação da altura do CG e Momentos de Inércia, como se visualiza na sequência pelas figuras 28, 29, 30 e 31.

Figura 28 - Relação do CG vs Altura do veículo



Fonte: *Measured Vehicle Inertial Parameters – NHTSA's Data Through November 1998*, modificada pelos autores.

Nota-se pela figura acima que a altura do C.G corresponde, para carros, a aproximadamente 37,5% da altura total do veículo. Assim, para o Celta, 37,5% de 1429 mm corresponde a 535,875 mm.

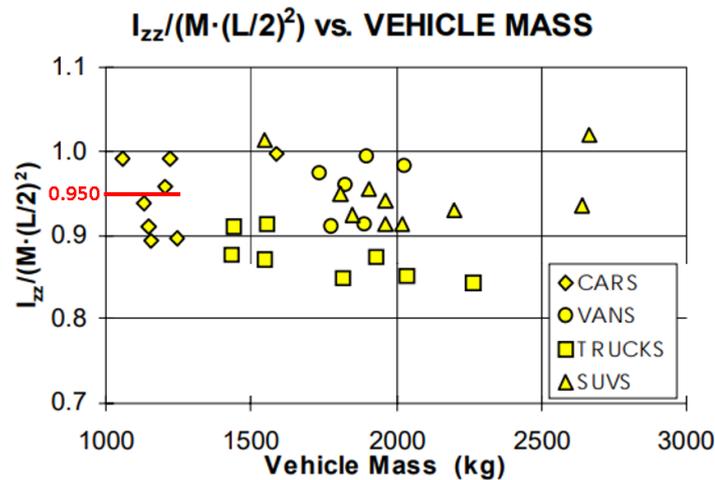
Figura 29 - Relação entre I_{yy} , massa (M) e entre eixos (L).

Fonte: *Measured Vehicle Inertial Parameters – NHTSA's Data Through November 1998*, modificada pelos autores.

Nota-se pela figura acima que o Momento de Arfagem (*pitch*, em inglês), quando normalizado em função da massa e entre eixos do veículo, apresenta valor médio de 0,85.

Substituindo-se entre-eixos e massa na equação disposta no eixo das ordenadas do gráfico da figura 29, obtemos 1116,060 kg.m².

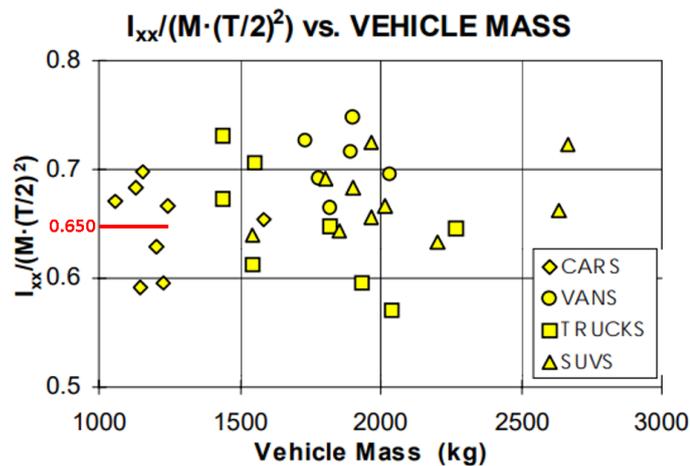
Figura 30 - Relação entre I_{zz} , massa (M) e entre eixos (L).



Fonte: *Measured Vehicle Inertial Parameters – NHTSA’s Data Through November 1998*, modificada pelos autores.

Nota-se pela figura acima que o Momento de Guinada (*yaw*, em inglês), quando normalizado em função da massa e entre eixos do veículo, apresenta valor médio de 0,95. Substituindo-se entre-seixos e massa na equação disposta no eixo das ordenadas do gráfico da figura 30, obtemos 1247,364 kg.m².

Figura 31 - Relação entre I_{xx} , massa (M) e bitola (T).



Fonte: *Measured Vehicle Inertial Parameters – NHTSA’s Data Through November 1998*, modificada pelos autores.

Nota-se pela figura acima que o Momento de Rolagem (*roll*, em inglês), quando normalizado em função da massa e bitola do veículo, apresenta valor médio de 0,65. Substituindo-se bitola e massa na equação disposta no eixo das ordenadas do gráfico da figura 31, obtemos 275,099 kg.m². A tabela 9, na sequência, apresenta resumidamente todas as características do veículo utilizadas para o modelamento matemático nos *softwares MatLab* e *CarSim*, disponíveis para utilização dos estudantes no Centro Universitário da FEI.

Tabela 9 - Características do veículo escolhido

Comprimento	3788	mm
Largura	1626	mm
Altura	1429	mm
Entre-eixos	2443	mm
Massa do Veículo	880	kg
Massa do Condutor	75	kg
Massa Não Suspensa Aprox.	88	kg
Massa Suspensa	792	kg
Massa Suspensa com Condutor	867	kg
Eixo Dianteiro	1387	mm
Eixo Traseiro	1388	mm
Altura do CG	535,875	mm
Distância do CG ao Eixo Dianteiro	903,910	mm
Massa no eixo dianteiro	63	%
Massa no eixo traseiro	37	%
Distância ao solo	375	mm
Raio da Roda (com pneus)	280,6	mm
Mom. de Inércia de Rolagem (I_{xx})	275,099	kg.m ²
Mom. de Inércia de Arfagem (I_{yy})	1116,060	kg.m ²
Mom. de Inércia de Guinada (I_{zz})	1247,364	kg.m ²
Produto (I_{xy})	0	kg.m ²
Produto (I_{xz})	44	kg.m ²
Produto (I_{yz})	0	kg.m ²
Pneus	165/70 R13 T	-

Fonte: Autores.

7.2 ENGENHARIA REVERSA DOS COMPONENTES DA SUSPENSÃO

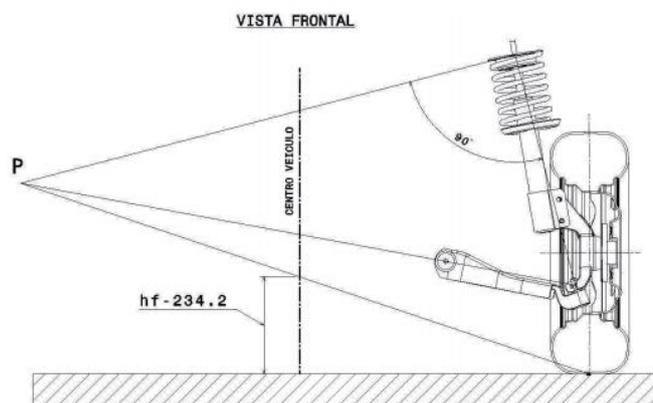
A fim de viabilizar o modelamento matemático, o estudo cinemático da composição dos braços e também o projeto mecânico, foi feita a engenharia reversa dos componentes da suspensão, partindo-se de desenhos 2D de detalhes e medições, explorados no laboratório de suspensão. Estes desenhos de referência encontram-se na sequência, representados pelas figuras 32, 33, 34 e 35. A figura 36, também na sequência apresenta o resultado obtido no modelamento 3D dos componentes, utilizando-se o *software* NX, disponível no Centro Universitário da FEI, com destaque, em rosa (figura 36), dos braços de suspensão, componente que será modificado.

Figura 32 - Razão de Instalação.



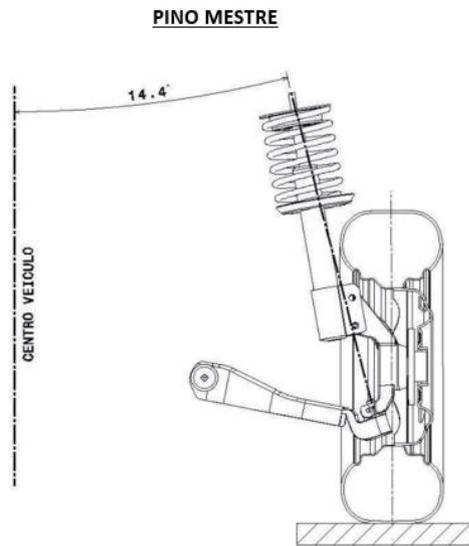
Fonte: Material de aula do Prof. Dr. Carlos Rodrigues Neto.

Figura 33 - Altura de *roll center* dianteiro.



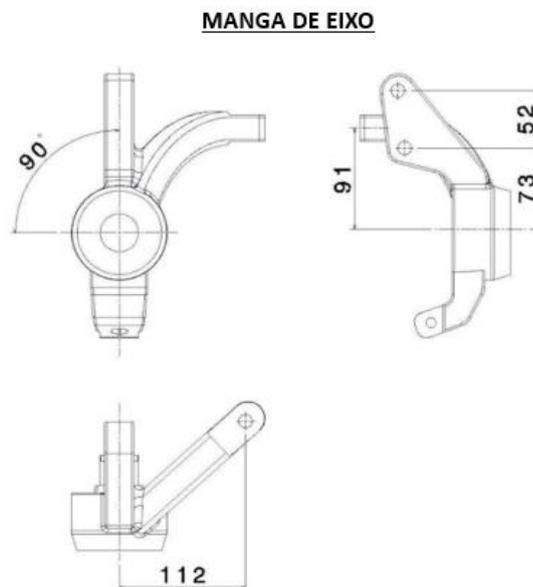
Fonte: Material de aula do Prof. Dr. Carlos Rodrigues Neto.

Figura 34 - Ângulo do Pino Mestre



Fonte: Material de aula do Prof. Dr. Carlos Rodrigues Neto.

Figura 35 - Manga de eixo do conjunto.



Fonte: Material de aula do Prof. Dr. Carlos Rodrigues Neto.

Figura 36 - CAD da suspensão original.



Fonte: Autores.

8 CÁLCULO DA MELHORIA

Dando início ao desenvolvimento do sistema proposto, com o intuito de obter o *target* definido anteriormente, realizou-se uma análise minuciosa a partir dos equacionamentos e simulações dinâmicas através dos *softwares MatLab e CarSim*.

8.1 EQUACIONAMENTOS

A partir do *target*, em que se definiu adequar e controlar o ganho de cambagem, trazendo o veículo para a condição mais neutra de trajetória quanto possível, dentro do limite máximo estabelecido para aceleração lateral, foi possível equacionar o modelo matemático do veículo, partindo-se da equação real do esterço e utilizando os gradientes estipulados por Gillespie para regime permanente.

$$\delta_R = \delta_V + \sum K \cdot a_y \quad (3)$$

Em que:

- δ_R : ângulo real de esterço;
- δ_V : ângulo de esterço do volante;
- $\sum K$: somatória dos gradientes de esterçamento;
- a_y : aceleração lateral do veículo.

Como a diferença entre δ_R e δ_V não deve ser superior a 10%, podemos relacionar essas grandezas através da equação da diferença em porcentagem.

$$\delta = \frac{\delta_R - \delta_V}{\delta_V} = 0,10 \quad (4)$$

$$\delta_V = \frac{\delta_R}{1,10}$$

Além disso, do modelo bicicleta, proposto por Gillespie, o ângulo de esterço é igual ao arco seno do ângulo formado da razão entre o entre eixos do veículo e o raio real da curva.

$$\delta_R = \sin^{-1}\left(\frac{L}{R_{real}}\right) \quad (5)$$

Em que:

- δ_R : ângulo real de esterço;
- L : entre eixos do veículo;
- R_{Real} : raio real da curva/manobra.

É possível determinar a somatória dos gradientes através da combinação das equações 2, 3 e 4.

$$\delta_R = \frac{\delta_R}{1,10} + \sum K \cdot a_y$$

$$\delta_R \cdot \frac{0,10}{1,10} = \sum K \cdot a_y$$

$$\frac{1}{11} \cdot \sin^{-1}\left(\frac{L}{R_{real}}\right) = \sum K \cdot a_y$$

$$\frac{1}{11} \cdot \sin^{-1}\left(\frac{L}{R_{real}}\right) = \sum K \cdot a_y$$

$$\sum K = \frac{1}{11} \cdot \frac{1}{a_y} \cdot \sin^{-1}\left(\frac{L}{R_{real}}\right) \quad (6)$$

Utilizando os principais gradientes, que segundo o *Gillespie*, influenciam no comportamento do veículo, obtém-se o gradiente de cambagem em função das demais variáveis.

$$K_{Tire} = \frac{W_f}{C_{\alpha f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha r}} \quad (7)$$

Em que:

- K_{Tire} : Gradiente de esterçamento devido aos pneus (grau/g);
- W_f : Carga sobre o eixo dianteiro (N);
- $C_{\alpha f}$: Rigidez de curva para os pneus dianteiros (N/grau);
- W_r : Carga sobre o eixo traseiro (N);
- $C_{\alpha r}$: Rigidez de curva para os pneus traseiros (N/grau).

$$K_{LLT} = \frac{W_f}{C_{\alpha f}} \cdot \frac{2b\Delta F_{zf}^2}{C_{\alpha f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha r}} \cdot \frac{2b\Delta F_{zr}^2}{C_{\alpha r}} \quad (8)$$

$$\Delta F_{zf} = \frac{M\phi_f}{t}; \Delta F_{zr} = \frac{M\phi_t}{t} \quad (9)$$

$$M\phi_f = [(K\phi_f + K\phi_{bf}) \cdot \phi] + \left(\frac{Rd_f \cdot h_f \cdot V^2}{R \cdot g}\right); M\phi_t = [(K\phi_t + K\phi_{bt}) \cdot \phi] + \left(\frac{Rd_t \cdot h_t \cdot V^2}{R \cdot g}\right) \quad (10)$$

$$\phi = \frac{\left(\frac{P_s \cdot h_1 \cdot V^2}{R \cdot g}\right)}{(K\phi_f + K\phi_t - P_s \cdot h_1)} \quad (11)$$

$$K_\phi = 0,5 \cdot K_s \cdot s^2 \quad (12)$$

Em que:

- K_{LLT} : Gradiente de transferência de carga lateral (grau/g);
- b : Coeficiente do polinômio de correlação;
- ΔF_{zf} : Transferência de carga lateral dianteira (N);
- ΔF_{zr} : Transferência de carga lateral traseira (N);
- $M\phi_f$: Momento de Rolagem na dianteira (N.m);
- $M\phi_t$: Momento de Rolagem na traseira (N.m);
- $K\phi_f$: Rigidez torcional da mola dianteira (N.m);
- $K\phi_t$: Rigidez torcional da mola traseira (N.m);
- K_s : Rigidez vertical da mola (dianteira ou traseira) (N/m);
- s : Distância entre molas (dianteira ou traseira) (m);
- P_s : Peso suspenso do veículo (N);
- h_1 : Altura do *roll axis* do veículo (mm);
- V : Velocidade tangencial do veículo (m/s);
- R : Raio da manobra (m);
- g : Gravidade (m/s²).

$$K_{at} = W \frac{p}{L} \cdot \frac{C_{\alpha f} + C_{\alpha r}}{C_{\alpha f} \cdot C_{\alpha r}} \quad (13)$$

Em que:

- K_{at} : Gradiente de auto alinhamento do sistema direcional (grau/g);
- W : Carga do veículo (N);
- p : Rastro pneumático (mm);
- L : Entre eixos do veículo (mm).

Substituindo as equações 6, 7, 8 e 13 em 14, tem-se:

$$\frac{W_f}{C_{\alpha f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha r}} + \frac{W_f}{C_{\alpha f}} \cdot \frac{2b\Delta F_{zf}^2}{C_{\alpha f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha r}} \cdot \frac{2b\Delta F_{zr}^2}{C_{\alpha r}} + W \frac{p}{L} \cdot \frac{C_{\alpha f} + C_{\alpha r}}{C_{\alpha f} \cdot C_{\alpha r}} + K_{camber} = \frac{1}{11} \cdot \frac{1}{a_y} \cdot \sin^{-1}\left(\frac{L}{R_{real}}\right) \quad (14)$$

$$K_{camber} = \left(\frac{C_{\gamma f}}{C_{\alpha f}} \frac{\partial \gamma f}{\partial \phi} - \frac{C_{\gamma r}}{C_{\alpha r}} \frac{\partial \gamma r}{\partial \phi} \right) \cdot \frac{\partial \phi}{\partial a_y} \quad (15)$$

Em que:

- $C_{\gamma f}$: Rigidez da cambagem do eixo dianteiro;
- $\frac{\partial \gamma f}{\partial \phi}$: Derivada da cambagem em função da rolagem para o eixo dianteiro;
- $C_{\gamma r}$: Rigidez da cambagem do eixo traseiro;
- $\frac{\partial \gamma r}{\partial \phi}$: Derivada da cambagem em função da rolagem para o eixo traseiro;
- $\frac{\partial \phi}{\partial a_y}$: Razão de rolagem (grau/g).

8.2 RIGIDEZ DE CURVA, RIGIDEZ DAS MOLAS, E MASSA NÃO SUSPENSA.

Além das características técnicas já apresentadas pela tabela 9, é necessário também definir algumas grandezas auxiliares, dos pneus, rigidez das molas da suspensão, distância entre molas e valor massa não suspensa.

Para a determinação da rigidez de curva dos pneus, utilizou-se de gráficos genéricos do livro do Gillespie, pela dificuldade em se obter os valores reais para o pneu do veículo base (necessário testes em dinamômetro de pneus/pista). Esses gráficos apresentam um comportamento médio e não são deméritos para o projeto. Segundo o manual da GM, para o

Celta, a pressão na condição vazia deve ser de 27 psi, para os pneus dianteiros e traseiros, como demonstra a figura 37, na sequência, extraída do manual da fabricante.

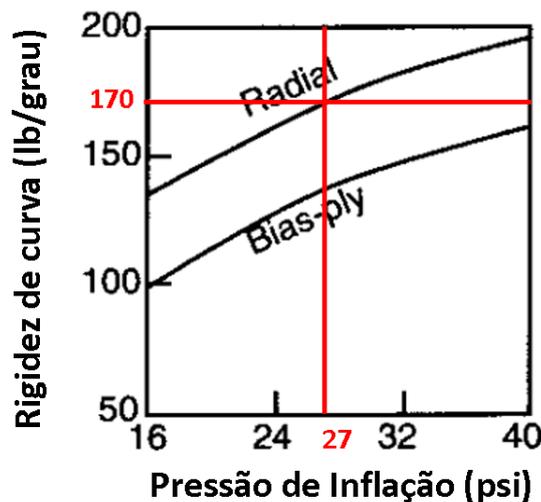
Figura 37 - Pressão dos pneus do Chevrolet Celta.

PNEUS, RODAS E PRESSÕES							
Pressão dos pneus em condição de carga Psi (KPa)							
Pneus	Rodas	Até 3 pessoas		Capacidade total		Pneu reserva	Pressão Psi (KPa)
	Aço estampado	Dianteiros	Traseiros	Dianteiros	Traseiros		
165/70 R13 - 79T - Std.	4 1/2J x 13"	27 (185)	27 (185)	30 (210)	36 (250)	165/70 R13 - 79T - Std.	36 (250)
* Válido para calibragem de pneus a frio. A primeira especificação é em psi e a segunda, entre parênteses é em kPa. Para percursos longos a velocidades altas, mantidos por mais de uma hora, adicionar 2 Psi (14 KPa) em cada pneu.							

Fonte - Manual do proprietário Chevrolet Celta.

Assim, utilizando-se o gráfico da rigidez de curva, em função do tipo de pneu e pressão, da página 200 do livro do Gillespie, podemos obter os valores para os eixos dianteiro e traseiro, conforme a figura 38, a seguir mostra.

Figura 38 - Rigidez de curva vs. pressão de inflação.



Fonte: Adaptado de Gillespie (1992).

Convertendo-se de Libra (lb) para Newton (N), tem-se:

$$lb = \frac{1}{2,205} \cdot kg \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} = 4,449 N$$

Então, multiplicando-se o valor obtido graficamente pela conversão tem-se 756,33 N/grau para os pneus dianteiros e traseiros. Como em cada eixo tem-se 2 pneus, a rigidez de curva dos eixos fica sendo 1512,66 N/grau.

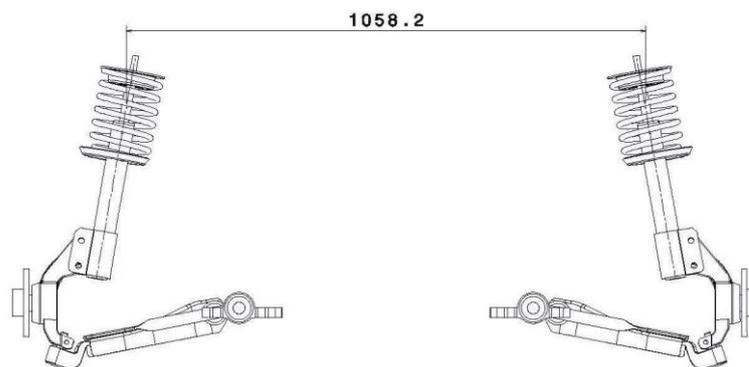
Para a rigidez das molas da suspensão, foi considerado 25,5 N/mm para a mola dianteira e 18 N/mm para a mola traseira. Estes valores foram obtidos de forma experimental no laboratório de suspensões e inclusive constam no material de aula da disciplina.

Por fim, no que tange a massa não suspensa do veículo, foi considerado que esta representa em torno de 10% da massa do veículo, já que todos os componentes da suspensão e rodas são fabricados em aço. Essa aproximação corresponde a 88 kg, o que equivale a 22 kg não suspensos por roda.

8.3 DADOS COMPLEMENTARES (DISTÂNCIA ENTRE MOLAS E ROLL CENTER)

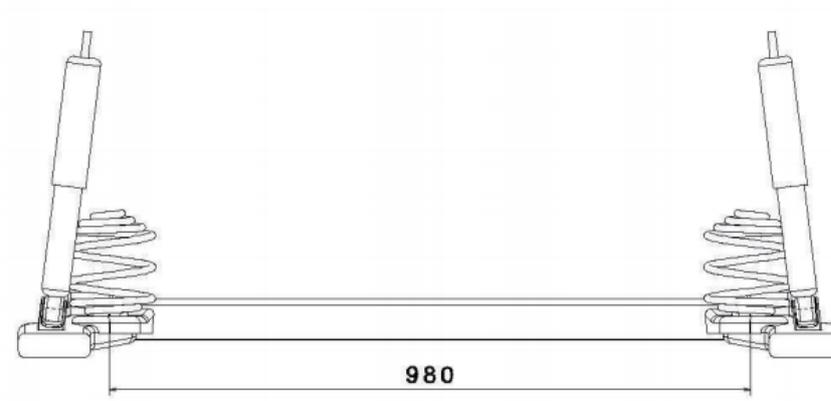
Em caráter complementar às dimensões fornecidas pelo fabricante do veículo, também é necessário se determinar a distância entre molas e altura de *roll center* da suspensão, pois essas medidas são necessárias para o cálculo do ângulo de rolagem e transferência de carga lateral, já explicitados pelas equações no tópico 8.1. Essas medições foram efetuadas no laboratório de suspensões, cujo resultado também é abordado durante as aulas da disciplina e, encontram-se a seguir, nas figuras 39, 40 e 41.

Figura 39 - Distância entre molas do eixo dianteiro.



Fonte: Material de aula do Prof. Dr. Carlos Rodrigues Neto.

Figura 40 - Distância entre molas do eixo traseiro.



Fonte: Material de aula do Prof. Dr. Carlos Rodrigues Neto.

Figura 41 - Roll Axis do Chevrolet Celta.



Fonte: Material de aula do Prof. Dr. Carlos Rodrigues Neto.

8.4 MODELO MATEMÁTICO ELABORADO UTILIZANDO MATLAB

Utilizando o *software MatLab*, as equações e dados supracitados, das características do veículo, foi possível calcular os diferentes gradientes de cambagem, ideias para cada situação de raio e velocidade.

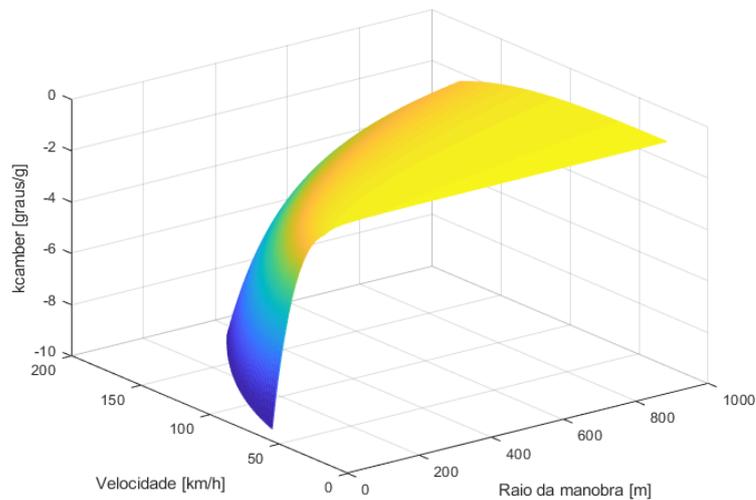
Esse modelamento é válido para as seguintes condições:

- Regime Permanente;
- 85% de aceleração lateral máxima permissível;
- Diferença máxima entre esterço real e desejado de 10%;
- Velocidades de 30 até 180 km/h;
- Curvas de raio 50 até 1050 metros.

O *script* do *MatLab*, comentado com as equações, gráficos e matrizes, encontra-se nos anexos deste trabalho, para visualização e conferência.

O gráfico do gradiente de cambagem em função da velocidade e do raio da manobra pode ser visualizado pela figura 42, a seguir. Nota-se que para raios grandes, a tendência é a de não necessitar da correção da cambagem, independente da velocidade, o que faz sentido, já que um raio elevado se aproxima caracteristicamente de uma reta. O comportamento contrário pode ser observado para velocidades altas e raios pequenos.

Figura 42 - Gráfico do Gradiente de Cambagem vs. Raio vs. Velocidade.



Fonte: Autores.

Do ponto de vista cinemático, torna-se interessante estudar a variação do ângulo de cambagem em função da rolagem de carroceria, pois esse fenômeno está diretamente ligado a geometria da composição dos braços. Partindo-se da equação 15, que apresenta o cálculo do gradiente de cambagem, nota-se que a variação do ângulo de cambagem em função da rolagem de carroceria se traduz na forma de uma derivada, expressa por $\frac{\partial \gamma_f}{\partial \phi}$ para o eixo dianteiro e, $\frac{\partial \gamma_r}{\partial \phi}$ para o eixo traseiro. Para o eixo traseiro, tem-se uma suspensão do tipo arrastada, cujo ganho de cambagem é zero, portanto, a parcela relativa a esse eixo pode ser desconsiderada da equação. Assim, reescrevendo-se a equação 15, tem-se:

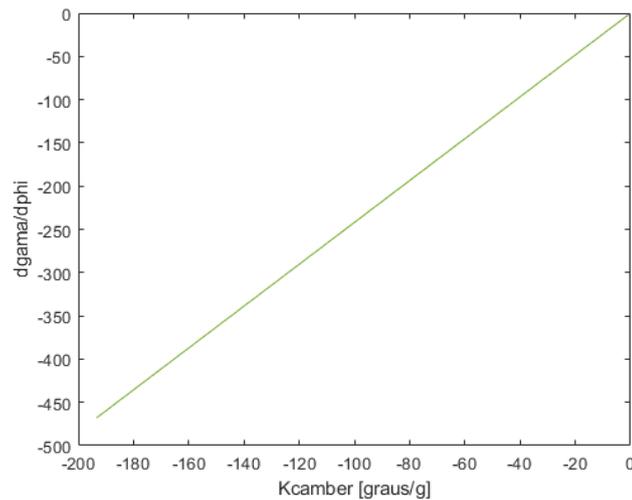
$$K_{camber} = \frac{C_{\gamma f}}{C_{\alpha f}} \frac{\partial \gamma_f}{\partial \phi} \cdot \frac{\partial \phi}{\partial a_y} \quad (16)$$

$$\frac{\partial \gamma_f}{\partial \phi} = \frac{K_{camber}}{\frac{C_{\gamma_f} \cdot \partial \phi}{C_{\alpha_f} \cdot \partial a_y}} (17)$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial a_y} = \frac{P_s \cdot h_1}{K\phi_f + K\phi_t - P_s \cdot h_1} (18)$$

Desse modo, é possível analisar, graficamente, através da equação 17, que a derivada varia em função do gradiente de cambagem de forma linear, como mostra o gráfico da figura 43 na sequência.

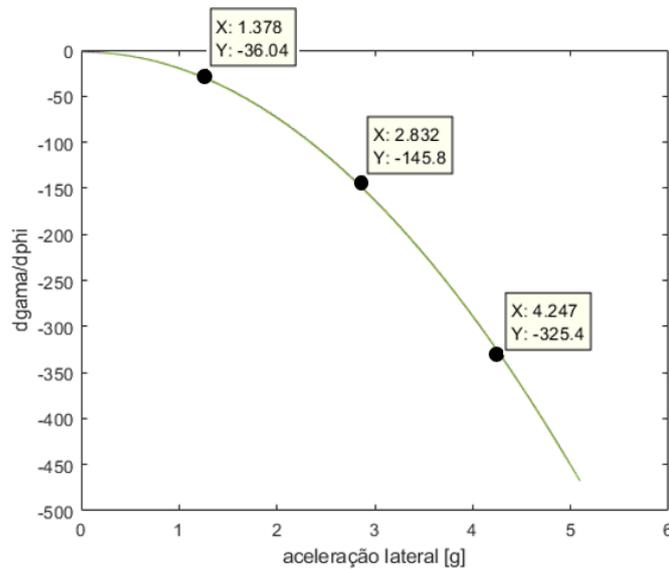
Figura 43 - $\partial \gamma_f / \partial \phi$ em função do gradiente K_{camber}



Fonte: Autores.

O ganho de cambagem pela rolagem também pode ser expresso em função da aceleração lateral, o que facilita a análise, já que uma das métricas definidas no modelo corresponde a essa grandeza. A figura 44 na sequência apresenta graficamente essa comparação.

Figura 44 - $\frac{\partial \gamma}{\partial \phi}$ em função a aceleração lateral (g).



Fonte: Autores.

A regressão linear dos pontos evidenciados na curva acima para um polinômio de segundo grau, resulta em uma função matemática, expressa pela equação 18, na sequência, válida apenas para o veículo base estudado.

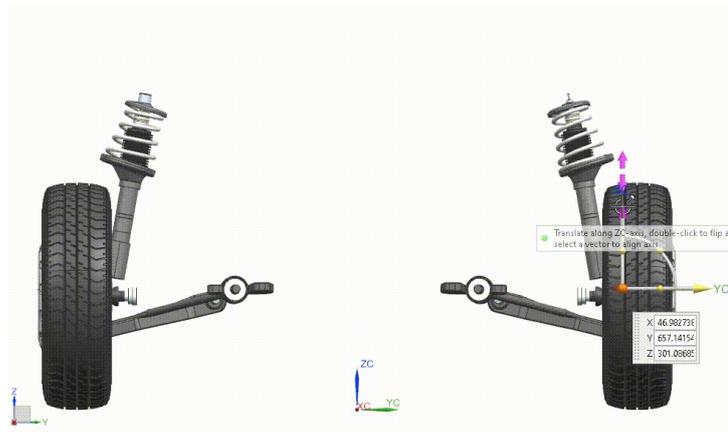
$$\frac{\partial \gamma}{\partial \phi} = -17,664 \cdot a_y^2 - 1,573 \cdot a_y \quad (19)$$

Essa equação apresenta a proporção ideal entre cambagem e rolagem segundo o *target*. Nesse sentido, ainda é necessário avaliar se, cinematicamente, é possível variar a cambagem dessa maneira, já que a proporção depende da geometria da suspensão do veículo. Segundo Gillespie, veículos com tendência esportiva normalmente atingem não mais do que 1 a 1,2 g de aceleração lateral, por uma série de questões que envolvem principalmente o limite de aderência dos pneus. Sendo assim, o intervalo de validade desta equação também se situa de 0 a 1,2 g.

8.5 ESTUDO DA CINEMÁTICA DA COMPOSIÇÃO DOS BRAÇOS

A partir do CAD gerado pela engenharia reversa dos desenhos da suspensão, foi possível fazer um levantamento das curvas de ganho de cambagem, em função do movimento vertical das rodas, para a condição tanto original, quanto para os avanços do braço. Essas curvas foram obtidas com o auxílio do NX. Com as devidas *constraints* aplicadas às geometrias, foi utilizada a função *move component*, para variar verticalmente a suspensão (para baixo e para cima) e, para variar horizontalmente o comprimento do braço (extensão e retração), ambos de 10 em 10 mm. As figuras 45 e 46, na sequência, exemplificam como o procedimento foi realizado.

Figura 45 - Movimento vertical da suspensão.



Fonte: Autores.

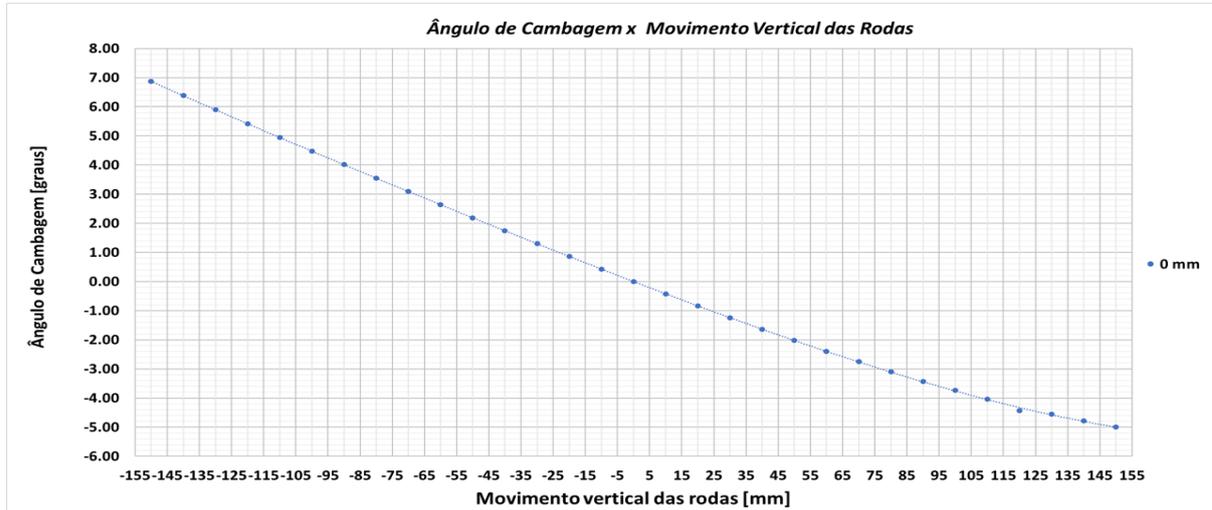
Figura 46 - Avanço e recuo do braço de suspensão.



Fonte: Autores.

Para cada variação, foi feita a medição do ângulo de cambagem resultante na roda e, os valores foram inseridos no Excel para a geração de tabelas e gráficos para análise. A figura 47 na sequência apresenta o resultado para a condição original do veículo base.

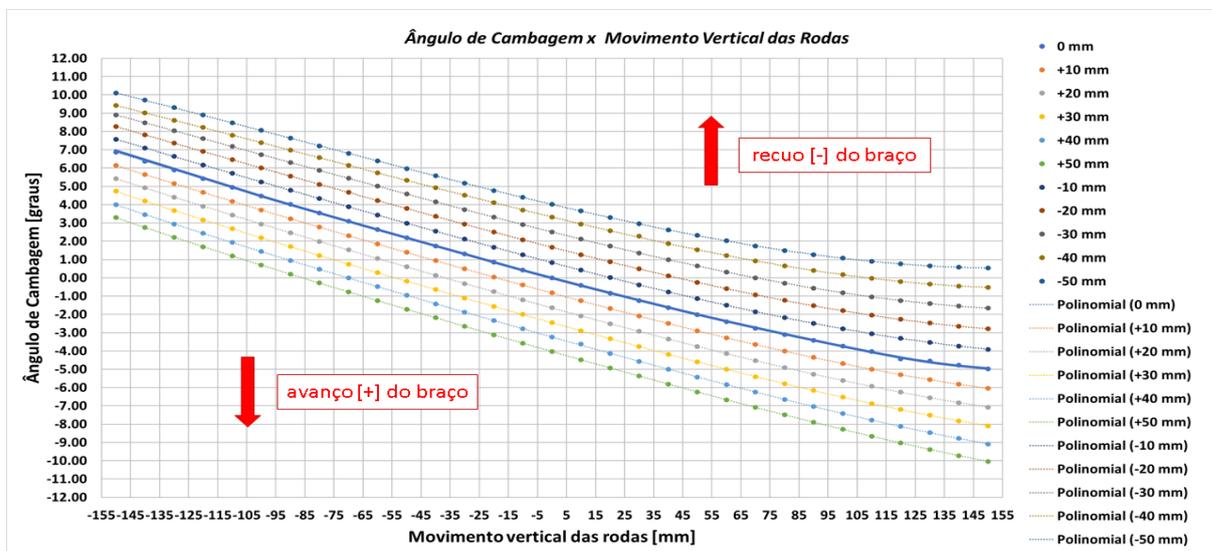
Figura 47 - Gráfico de ângulo de cambagem vs. movimento vertical das rodas.



Fonte: Autores.

Ao gráfico acima, foram adicionadas as séries com o avanço e recuo do braço, para efetuar uma comparação. As curvas acima da original (0 mm), agora contínua, correspondem ao recuo do braço da suspensão, enquanto que as curvas abaixo, apresentadas na figura 48, o avanço.

Figura 48 - Gráfico de ângulo de cambagem vs. movimento vertical das rodas e movimento do braço.



Fonte: Autores.

A variação máxima possível definida para o braço foi de 50 mm positivos (avanço) e negativos (reco), totalizando um curso total de 100 mm. Valores acima destes citados, modificam a geometria de tal forma que ocorre o fenômeno do *bump steer* de forma muito acentuada. Essa condição interfere na dirigibilidade do veículo, pois causa um esterçamento considerado indesejado. Outro ponto importante, diz respeito ao máximo ganho de cambagem. Ângulos acima do intervalo de 5 graus, positivos e negativos, afeta o *offset* de *kingpin*, a característica do rastro pneumático e traduz uma maior possibilidade de interferência com a caixa de roda, durante o esterço. A cambagem foi limitada no intervalo.

Além disso, de acordo com o manual do fabricante, como demonstra a figura 49 na sequência, o curso vertical da suspensão é limitado a 169,5 mm, sendo 69 mm relativos ao batente superior (compressão).

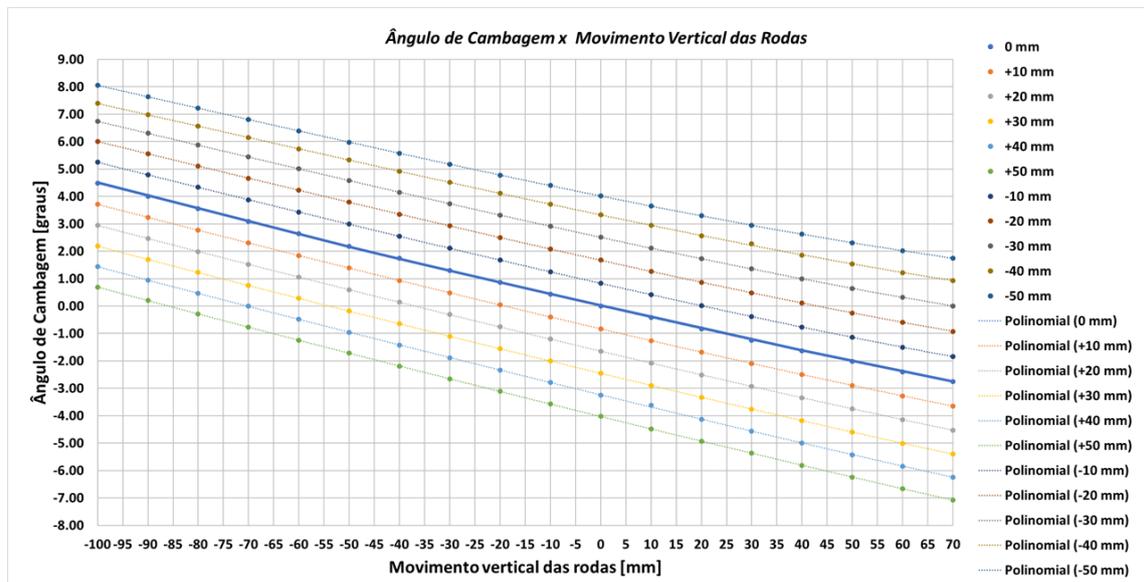
Figura 49 - Curso da suspensão do Chevrolet Celta.

Suspensão Dianteira	Un	Prisma	Celta
Movimento vertical – batente superior (plena carga)	mm	69	69
Movimento vertical – total	mm	165,5	165,5

Fonte: Manual de especificações técnicas do Chevrolet Celta, adaptado pelos autores.

Desse modo, a escala do eixo das abscissas, do gráfico da figura 46, foi alterada de modo a comportar apenas os valores fisicamente possíveis de serem atingidos. A figura 50, na sequência, apresenta essa nova configuração.

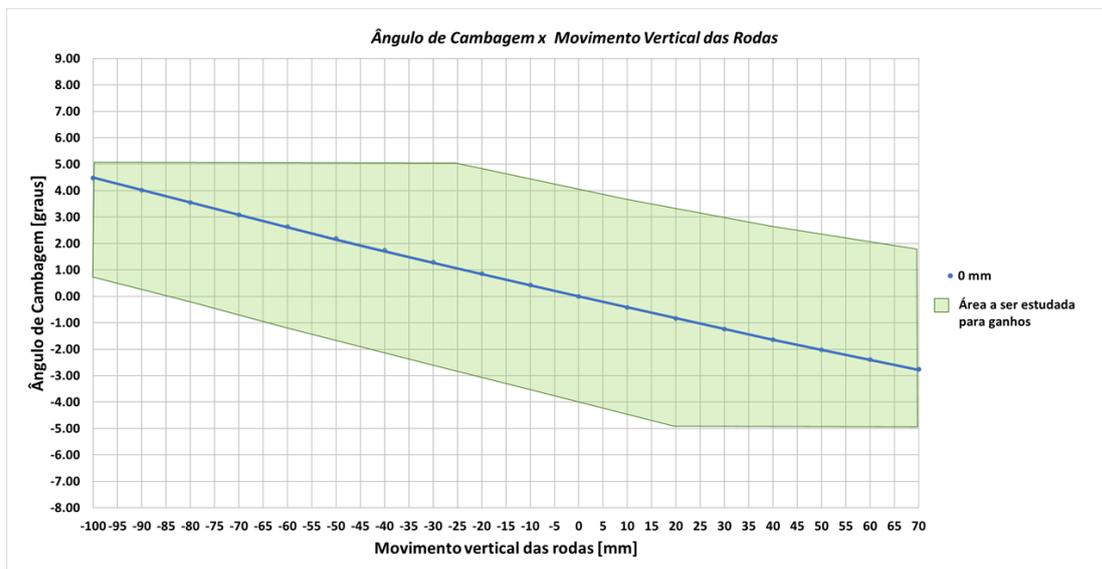
Figura 50 - Variação corrigida para os limites físicos do veículo.



Fonte: Autores.

Analisando-se os limites superior e inferior, das curvas de -50 e 50 mm, respectivamente, nota-se que existe uma área, entre esses limites, que deverá ser estudada para se promover às variações, como apresenta a figura 51 na sequência. Neste ponto, torna-se relevante uma comparação conjunta com a equação 19, de modo a verificar se a cinemática encontrada atende ao modelo ou, em caso negativo, o quão diferentes são os resultados e quais renúncias são impostas ao projeto.

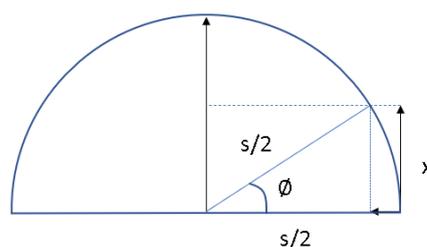
Figura 51 - Variação corrigida para os limites físicos do veículo (Área a ser estudada para ganhos).



Fonte: Autores.

O movimento vertical das rodas pode ser relacionado à rolagem da carroceria, já que a transferência de carga lateral durante uma manobra de curva ou mudança de trajetória promove compressão do amortecedor da roda externa e extensão do amortecedor da roda interna. A representação a seguir, expressa pela figura 52, tem o intuito servir de base para a definição de uma equação para relacionar a variação vertical da roda com a rolagem de carroceria.

Figura 52 - Movimento vertical vs rolagem.



Fonte: Autores.

A análise da figura permite identificar que o ângulo de rolagem pode ser aproximado como sendo o arco-seno obtido pela razão entre a distância vertical e a metade da distância entre as molas dianteiras. A equação a seguir traduz o que foi acima descrito.

$$\phi = \sin^{-1}\left(\frac{2 \cdot x}{s}\right) \quad (20)$$

Em que:

- x: variação vertical da roda;
- s: distância entre molas para o eixo dianteiro.

Com o auxílio do Excel e da equação 20, o eixo das abscissas do gráfico da figura 50 pode ser transformado de movimento vertical das rodas para ângulo de rolagem da carroceria. Deste modo, é possível analisar se a relação entre a cambagem pela rolagem, expressa pela equação 19, é possível de ser atingida. Para isso, serão consideradas acelerações laterais de 0 até 1 g, com variação de 0,1 g de passo entre elas, resultando em 10 pontos de análise. A tabela 10 a seguir apresenta quais devem ser os valores da derivada da cambagem pela rolagem para as respectivas acelerações laterais.

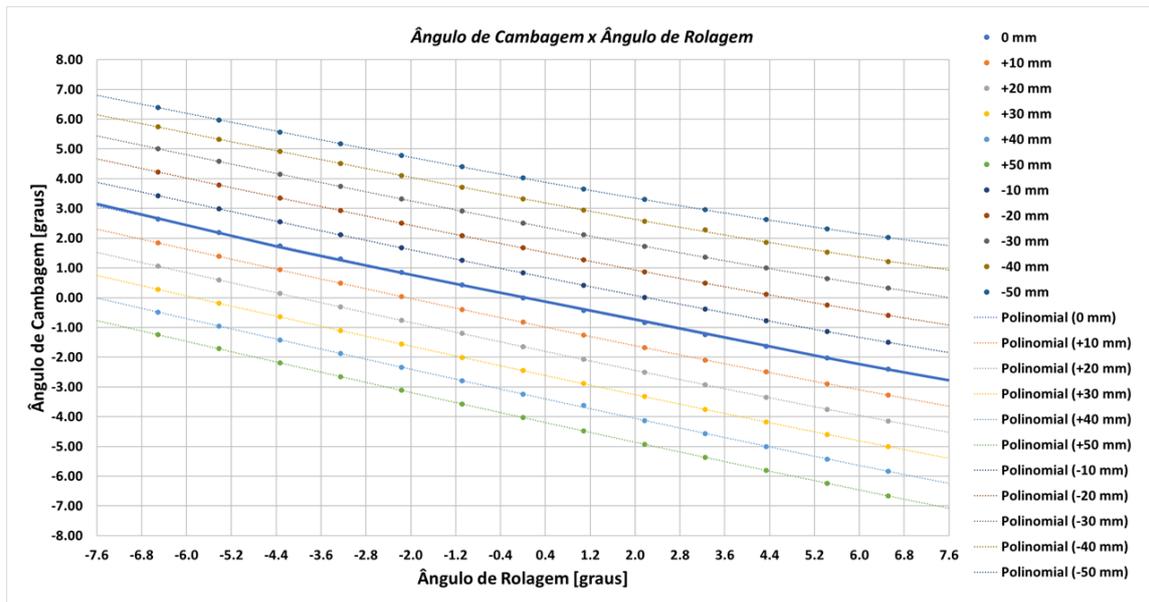
Tabela 10 - Valor da derivada em função da aceleração lateral

ay (g)	dy/dphi
0.0	0.000
0.1	-0.334
0.2	-1.021
0.3	-2.062
0.4	-3.455
0.5	-5.203
0.6	-7.303
0.7	-9.756
0.8	-12.563
0.9	-15.724
1.0	-19.237

Fonte: Autores.

O gráfico que relaciona o ganho de cambagem em função da rolagem também pode ser visualizado na sequência, na figura 53, adaptado pela equação 20. Nota-se que diferentemente do gráfico da figura 50, o limite do eixo das abscissas passa a ser simétrico, já que o ângulo de rolagem ocorre na carroceria e tem implicação em ambas as rodas. O ângulo de 7.6 graus coincide com o batente de 69 mm da suspensão.

Figura 53 - Ângulo de Cambagem vs. Ângulo de Rolagem.



Fonte: Autores.

Combinando-se a tabela 10 com o intervalo de possíveis ângulos de rolagem, expressos pelo gráfico da figura 53 e, considerando-se um comportamento aproximadamente linear da cinemática da suspensão, é possível se determinar qual deve ser o ângulo de cambagem resultante nas rodas, para obedecer ao modelo matemático previamente proposto. A tabela 11 a seguir apresenta os possíveis valores suportados pela cinemática (em verde), considerando-se a restrição de 5 graus positivos e negativos.

Tabela 11 - Valores possíveis de ângulo de cambagem (modelo matemático mais restrições)

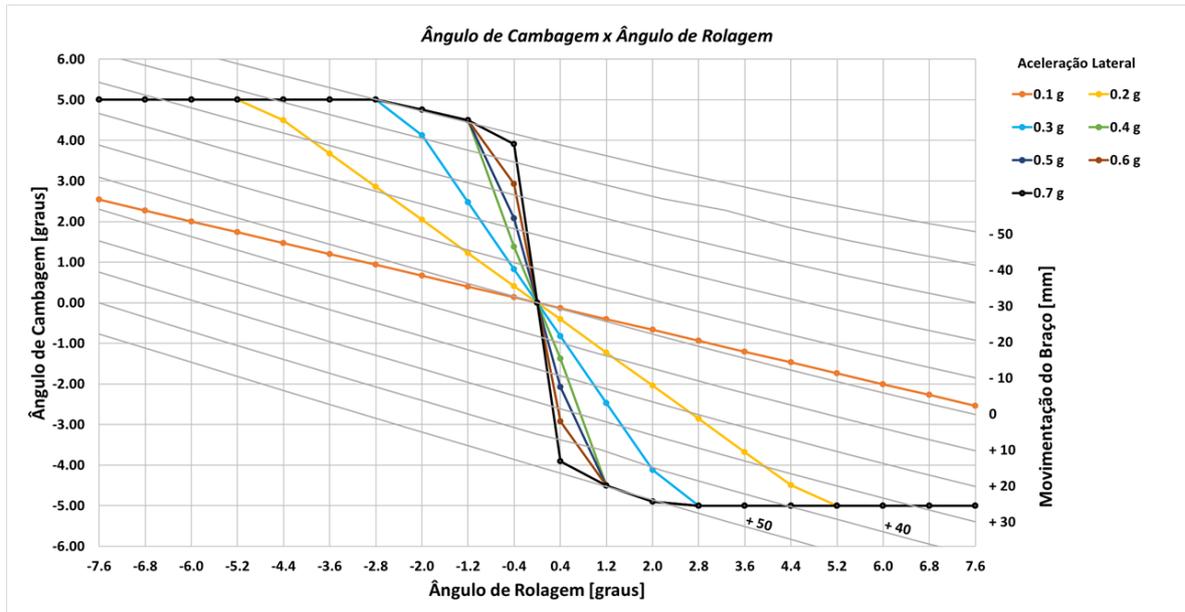
Ângulo de Cambagem (graus)		Ângulo de Rolagem (graus)									
ay (g)	dy/dphi	0.4	1.2	2	2.8	3.6	4.4	5.2	6	6.8	7.6
0	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
0.1	-0.334	-0.134	-0.401	-0.668	-0.935	-1.202	-1.469	-1.736	-2.004	-2.271	-2.538
0.2	-1.021	-0.408	-1.225	-2.042	-2.859	-3.676	-4.493	-5.310	-6.127	-6.944	-7.761
0.3	-2.062	-0.825	-2.474	-4.123	-5.773	-7.422	-9.071	-10.721	-12.370	-14.019	-15.669
0.4	-3.455	-1.382	-4.147	-6.911	-9.675	-12.440	-15.204	-17.968	-20.733	-23.497	-26.261
0.5	-5.203	-2.081	-6.243	-10.405	-14.567	-18.729	-22.891	-27.053	-31.215	-35.377	-39.539
0.6	-7.303	-2.921	-8.763	-14.606	-20.448	-26.290	-32.132	-37.975	-43.817	-49.659	-55.502
0.7	-9.756	-3.903	-11.708	-19.513	-27.318	-35.123	-42.928	-50.734	-58.539	-66.344	-74.149
0.8	-12.563	-5.025	-15.076	-25.127	-35.177	-45.228	-55.279	-65.329	-75.380	-85.431	-95.482
0.9	-15.724	-6.289	-18.868	-31.447	-44.026	-56.605	-69.184	-81.762	-94.341	-106.920	-119.499
1	-19.237	-7.695	-23.084	-38.474	-53.864	-69.253	-84.643	-100.032	-115.422	-130.812	-146.201

Fonte: Autores.

Utilizando a tabela 11 e a restrição de 50 mm para avanço e recuo do braço da suspensão, foi possível obter diferentes perfis de variação, para acelerações laterais de até 0,7g. Isso significa que, para valores de aceleração acima deste, não será possível efetuar uma correção

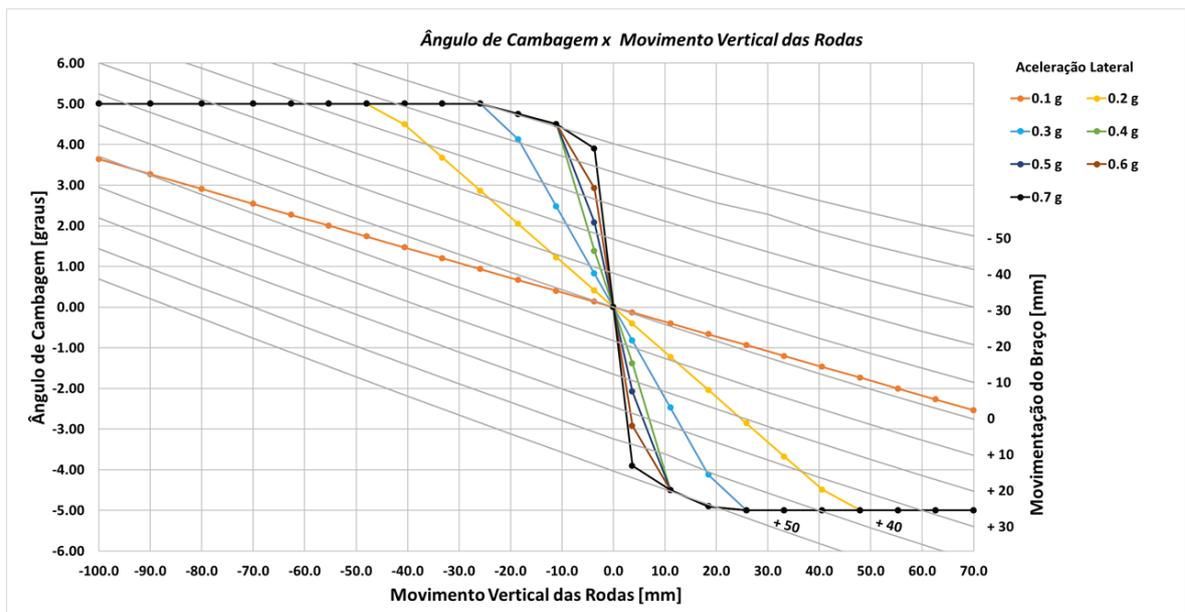
via controle. Assim, os valores assumidos para acelerações superiores corresponderão à mesma correção de 0,7 g. Nota-se, na figura 54, que todas as curvas respeitam a área pré definida para estudo dos ganhos. A figura 55 apresenta os mesmos dados, porém com a movimentação vertical das rodas no eixo das abscissas, ao invés da rolagem.

Figura 54 - Perfil de variação da aceleração lateral em função da rolagem.



Fonte: Autores.

Figura 55 - Perfil de variação da aceleração lateral em função do movimento vertical.



Fonte: Autores.

Para encontrar a curva de funcionamento do sistema, é necessário relacionar a cada uma dessas acelerações laterais ao seu respectivo ângulo de rolagem. A equação 11, apresentada previamente permite calcular a rolagem em função da aceleração lateral (termo $\frac{v^2}{R \cdot g}$), peso suspenso e altura de *roll axis*. A tabela 12 a seguir correlaciona os ângulos de rolagem com suas respectivas acelerações laterais, valores que serão posteriormente plotados no mesmo gráfico da figura 54.

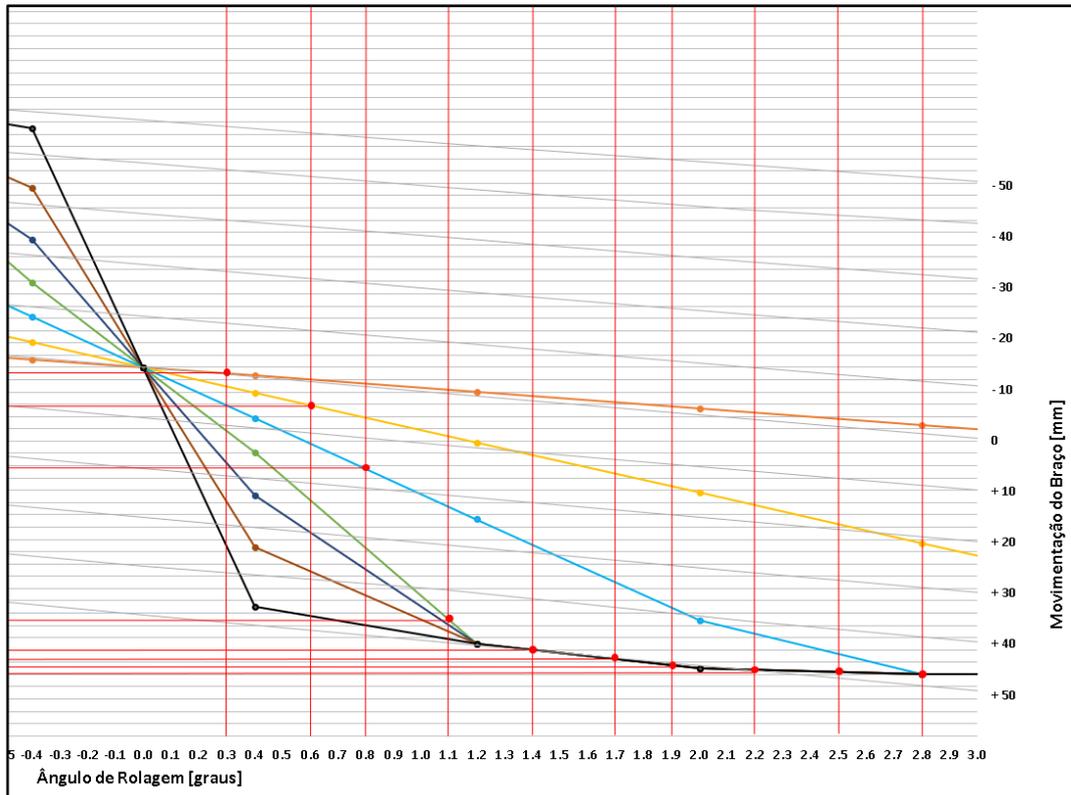
Tabela 12 - Ângulo de rolagem em função da aceleração lateral.

ay (g)	Phi (graus)
0	0.0
0.1	0.3
0.2	0.6
0.3	0.8
0.4	1.1
0.5	1.4
0.6	1.7
0.7	1.9
0.8	2.2
0.9	2.5
1	2.8

Fonte: Autores.

Dessa maneira, foram traçadas linhas verticais para cada ângulo de rolagem, de forma a interceptar a respectiva curva de aceleração lateral e então definir os pontos de trabalho. A figura 56 na sequência exemplifica esse processo.

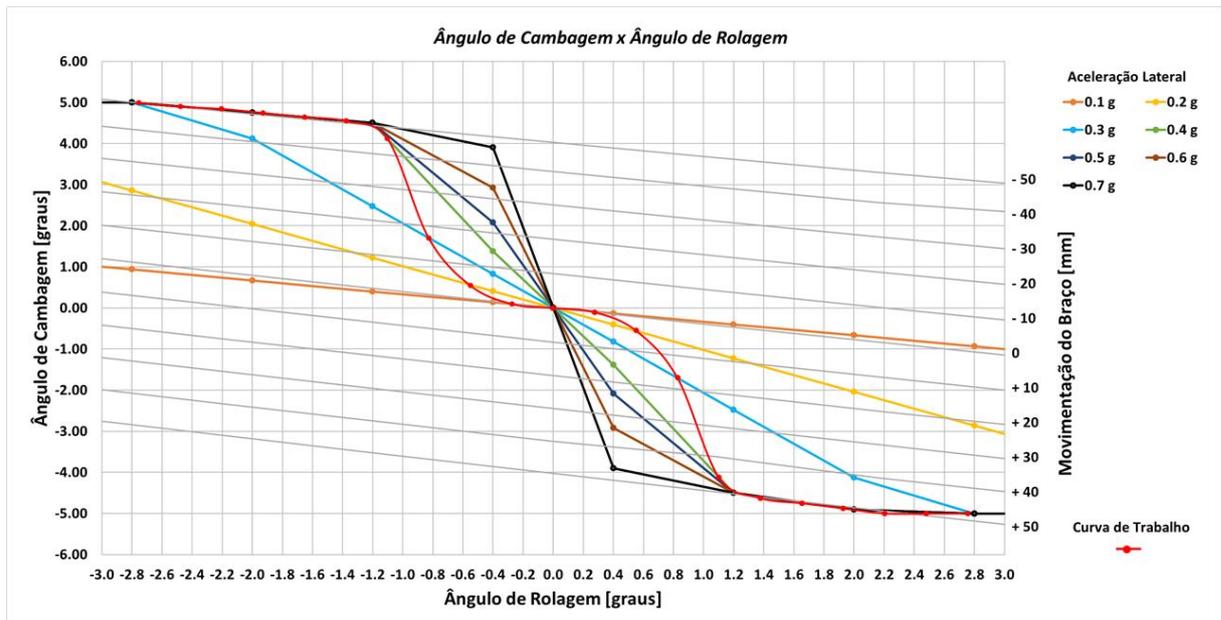
Figura 56 - Intersecção do ângulo de rolagem com sua respectiva curva de aceleração lateral.



Fonte: Autores.

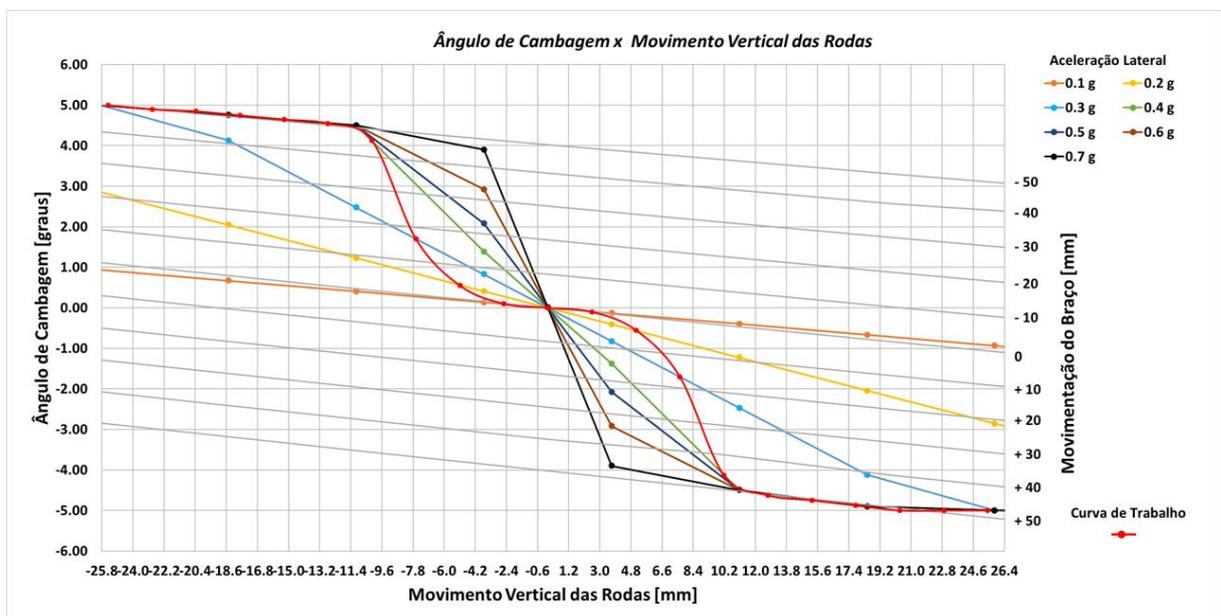
Rebatendo-se os valores para o eixo horizontal, determina-se o ângulo de cambagem nessa condição, obtendo-se um par ordenado. A união dos pontos se traduz na curva de trabalho do sistema, como pode ser observado pelas figuras 57 e 58 na sequência. Na figura 58, o eixo das abscissas corresponde ao movimento vertical das rodas.

Figura 57 - Curva de trabalho do sistema, em função do ângulo de rolagem.



Fonte: Autores.

Figura 58 - Curva de trabalho do sistema, em função do movimento vertical das rodas.



Fonte: Autores.

Após a determinação dos gráficos 57 e 58 acima, os valores definidos para a curva de trabalho serão implementados no *software CarSim* para simular o veículo modificado. Observa-se também a partir dos gráficos que a variação da cambagem ocorre sob demanda pois, para que seja possível acompanhar o perfil imposto pela curva de trabalho, o comprimento do braço

precisa ser constantemente readequado para a condição de aceleração lateral. Deste modo, atende-se ao *target* de produzir adequação e controle de cambagem.

O desenvolvimento de equações que fundamentam o modelo de controle, em função de grandezas físicas adquiridas por sensoriamento, será explorado no tópico 9, relativo ao controle do sistema de atuação.

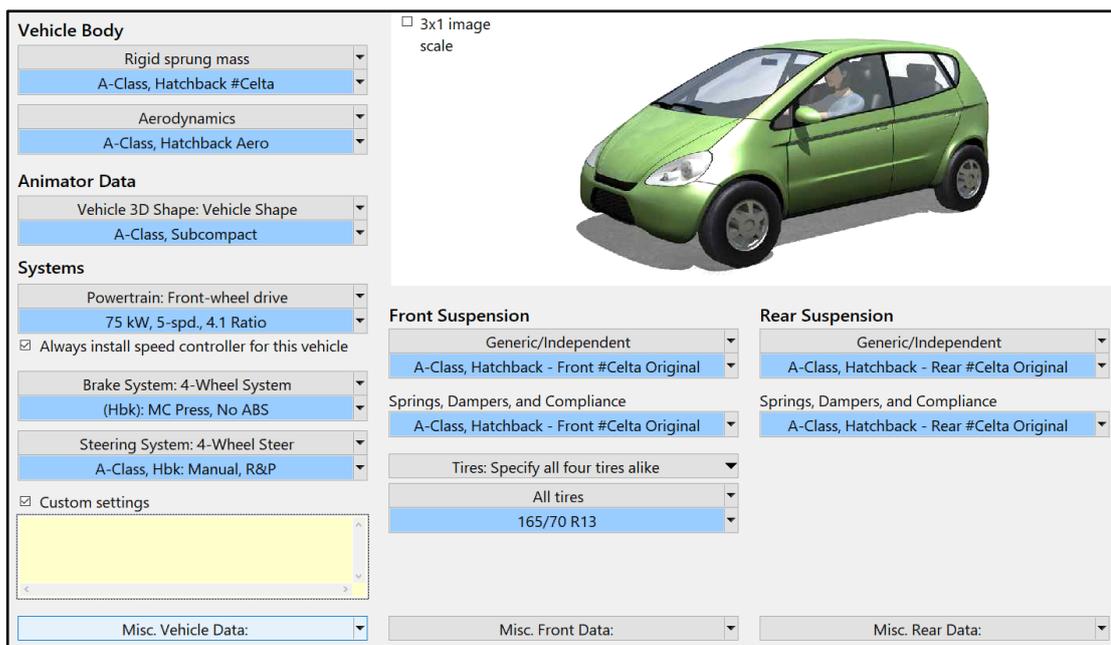
8.6 SIMULAÇÃO DO SISTEMA NO SOFTWARE MULTICORPOS CARSIM

Com o intuito de verificar o ganho proporcionado pela implementação do sistema no veículo base, foi feita uma simulação dinâmica utilizando o *software CarSim*, disponível para utilização no Centro Universitário da FEI. As etapas que serão apresentadas a seguir compreendem desde a criação de um veículo base no *software*, até a discussão dos resultados.

8.6.1 Criação do veículo base para a simulação

Na opção de veículo, que pode ser visualizada logo na aba inicial de carregamento do *software*, foi selecionada a opção *A-Class*, que corresponde a veículos compactos de entrada e criado um novo *dataset*. A figura 59 na sequência exemplifica o procedimento.

Figura 59 - Janela de customização do veículo - *CarSim*.

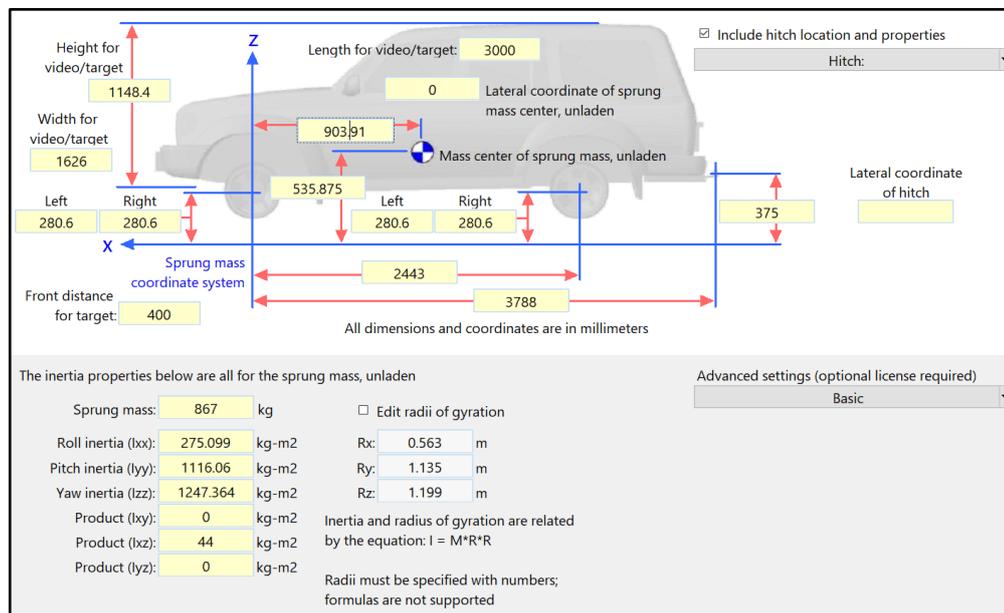


Fonte: Autores.

Nota-se que é possível modificar os parâmetros do veículo no que tange a rigidez das molas, aerodinâmica, sistema de freios, suspensão e pneus. Como o escopo deste projeto está ligado ao sistema de suspensão, serão modificados apenas os itens diretamente relacionados à dinâmica lateral do veículo.

Na opção “*rigid sprung mass*”, é possível alterar as características dimensionais do veículo, massa, posição do centro de gravidade e momentos de inércia. Os dados foram alterados conforme a tabela 9. A figura 60 na sequência exemplifica essas alterações.

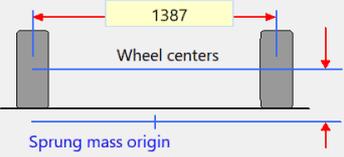
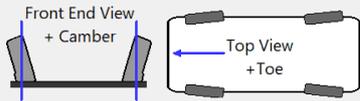
Figura 60 - Parâmetros dimensionais e inerciais do veículo base - *CarSim*.



Fonte: Autores.

Dando prosseguimento à customização do veículo, foram alterados os dados para a suspensão e eixo dianteiro. A figura 61 na sequência revela os parâmetros utilizados.

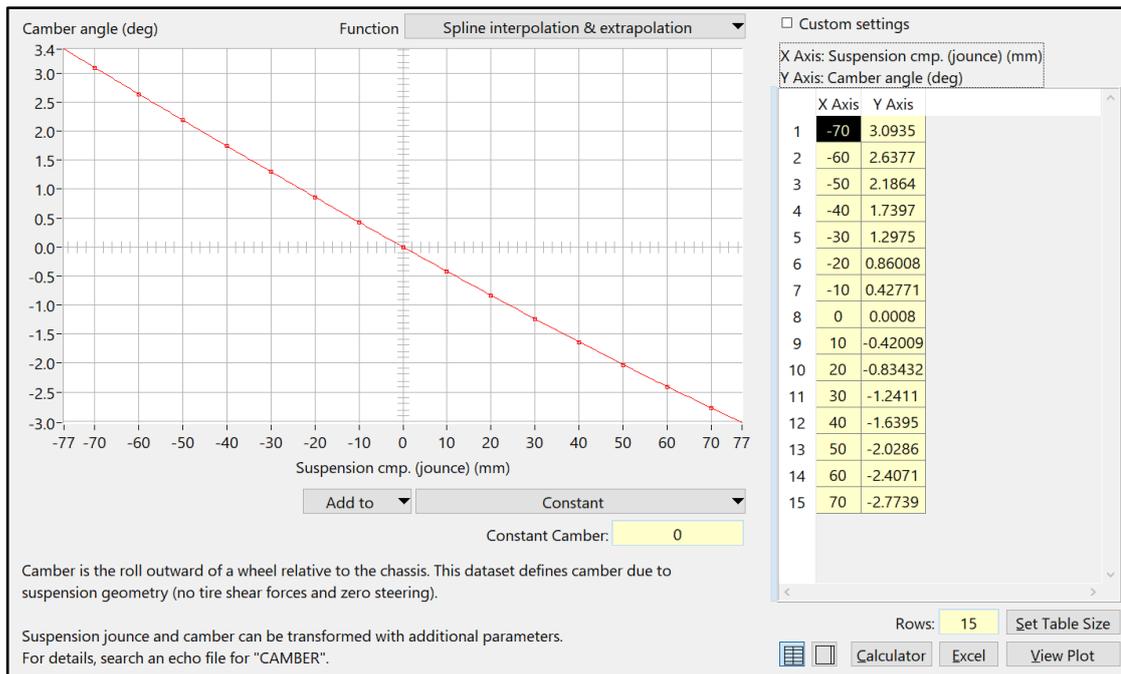
Figura 61 - Parâmetros dimensionais da suspensão dianteira - *CarSim*.

Unsprung mass (both sides):	42.7	kg
Fraction steered (0-1):	0.664169	-
Geometry		
		
<input type="checkbox"/> Set wheel center reference height here Lateral coordinate of suspension center: 0 Dimensions are in millimeters Note: No roll center location is specified because the location and movement of the wheels are defined by kinematical data.		
		
Mass and Inertia		
Each Side		
Unsteered unsprung mass:	7.17	kg
Steered unsprung mass:	14.18	kg
Spin Inertia (spinning part):	0.06	kg-m ²
XX/ZZ Inertia (spinning part):	0.03	kg-m ²
Kinematics Due to Jounce		
Jounce at design load:	0	mm
Dive as nonlinear function of jounce		
Front Strut - Front Dive Angle		
X movement as function of jounce		
Front Strut - Longitudinal Movement		
Camber as nonlinear function of jounce		
Front Strut - Camber		
-Y movement as function of jounce		
Strut - Front		
Toe as nonlinear function of jounce		
Strut - Front		
Static Alignment		
Camber:	-0.5	deg
Toe:	0.2	deg
<input type="checkbox"/> Custom settings		

Fonte: Autores.

Ainda na janela de customização dos parâmetros da suspensão dianteira, foi selecionado o *dataset* para a opção “*Camber as nonlinear function of jounce*”, de forma customizá-lo para a curva de ganho de cambagem pelo movimento vertical das rodas obtida via análise cinemática no NX, demonstrada pela figura 47. A figura 62 na sequência apresenta o resultado deste processo.

Figura 62 - Cinemática do ganho de cambagem para o veículo base – *CarSim*.



Fonte: Autores.

Então, para o eixo dianteiro, foi definida a rigidez das molas, na opção “*Springs*”, “*Dampers and Compliance*”, como demonstra a figura 63. Como o objetivo é avaliar apenas os ganhos relativos à cambagem, a parcela de *compliance*, inerente ao sistema, foi desconsiderada. No entanto, é importante ressaltar que esse fenômeno é real e deve ser avaliado cuidadosamente em testes dinâmicos de validação do projeto, para entender a sua influência.

Figura 63 - Rigidez das molas do eixo dianteiro e *compliance* - *CarSim*.

Fonte: Autores.

Concluídas as alterações para o eixo dianteiro, foi feita a parametrização também para o eixo traseiro. O tipo de suspensão foi alterado de independente para arrastada (*Semi-Trailing Arm*), para corresponder com as características originais do veículo, com os ganhos de cambagem e offset lateral das rodas, ambos em função do *jounce*, parametrizados para zero. A figura 64 na sequência apresenta o resultado das modificações.

Figura 64 - Parâmetros dimensionais da suspensão traseira- *CarSim*.

The screenshot displays the following parameters and settings:

- Mass and Inertia (Each Side):**
 - Unsprung mass (both sides): 43.1 kg
 - Fraction steered (0-1): 0
 - Unsteered unsprung mass: 21.55 kg
 - Steered unsprung mass: 0 kg
 - Spin Inertia (spinning part): 0.06 kg-m²
 - XX/ZZ Inertia (spinning part): 0.03 kg-m²
- Geometry:**
 - Wheel centers: 1387 mm
 - Sprung mass origin
 - Set wheel center reference height here:
 - Lateral coordinate of suspension center: 0
 - Dimensions are in millimeters
 - Note: No roll center location is specified because the location and movement of the wheels are defined by kinematical data.
- Kinematics Due to Jounce:**
 - Jounce at design load: 0 mm
 - Dive/jounce ratio: 0 deg/mm
 - X movement as function of jounce: Rr. TLS: Longitudinal Movement
 - Camber as nonlinear function of jounce: Rear Tri-Link Strut - Camber Zero
 - Y movement as function of jounce: Rear Tri-Link Strut - Lateral Movement Zero
 - Toe as nonlinear function of jounce: Rear Tri-Link Strut - Toe Change
- Static Alignment:**
 - Camber: -2 deg
 - Toe: 0 deg
 - Custom settings:

Diagrams at the bottom show the Front End View + Camber and Top View + Toe.

Fonte: Autores.

De forma a finalizar o *setup* do eixo traseiro, foram definidos a rigidez das molas e *compliance*, de forma semelhante ao que foi feito para o eixo dianteiro, como demonstra a figura 65, na sequência.

Figura 65 - Rigidez das molas do eixo traseiro e *compliance* – CarSim.

Springs		Auxiliary Roll Moment	
Internal springs only		Aux. Roll Moment	
Linear spring rate	18 N/mm	Linear: 184 N-m/deg	
Friction	5 N	Auxiliary roll damping: 0 N-m-s/deg	
Beta (compression)	3 mm	Compliance	
Beta (extension)	3 mm	Measurements of suspension compliance effects should be made with identical F_x inputs on the left and right wheels (parallel). F_y and M_z applied to the two sides should be opposed.	
Spring cmp./jounce ratio	0.942	For the right-side wheel, toe = steer and camber = inclination. For the left side, toe = -steer and camber = -inclination.	
Upper seat height adjustment	0 mm	Use only linear compliance coefficients	
Dampers (Shock Absorbers)		Toe / F_x : 0 deg/N	
Damper force vs compression rate		Steer / F_y : 0 deg/N	
Small Car		Steer / M_z : 0 deg/(N-m)	
Damper cmp./jounce ratio		Camber / F_x : 0 deg/N	
0.945		Inc. / F_y : 0 deg/N	
Jounce / Rebound Stops		Inc. / M_z : 0 deg/(N-m)	
+60 mm / -40 mm		Long. / F_x : 0 mm/N	
Jounce stop cmp./jounce ratio		Lateral / F_y : 0 mm/N	
0.945		Dive / MyBk: 0 deg/(N-m)	
Rebound stop cmp./jounce ratio			
0.945			
<input type="checkbox"/> Custom Settings			

Fonte: Autor.

Finalmente, foi feita a configuração dos pneus na opção “*tires*”. Como o pneu 165/70 R13 que equipa o Chevrolet Celta não existe entre as configurações padrão, foi necessário criar um novo pneu no sistema. Para isso, foi utilizada a configuração do pneu 175/65 R14 como base. Este é o menor pneu disponível e, o que apresenta as características dimensionais mais próximas. No que diz respeito às alterações, apenas os dados relativos à largura da banda, raio nominal e raio dinâmico foram modificados. Dada a dificuldade em se obter os dados de performance, traduzidos pelas curvas de pneu, optou-se por manter as configurações existentes no *software*. A figura 66, a seguir demonstra os dados alterados na ferramenta de simulação.

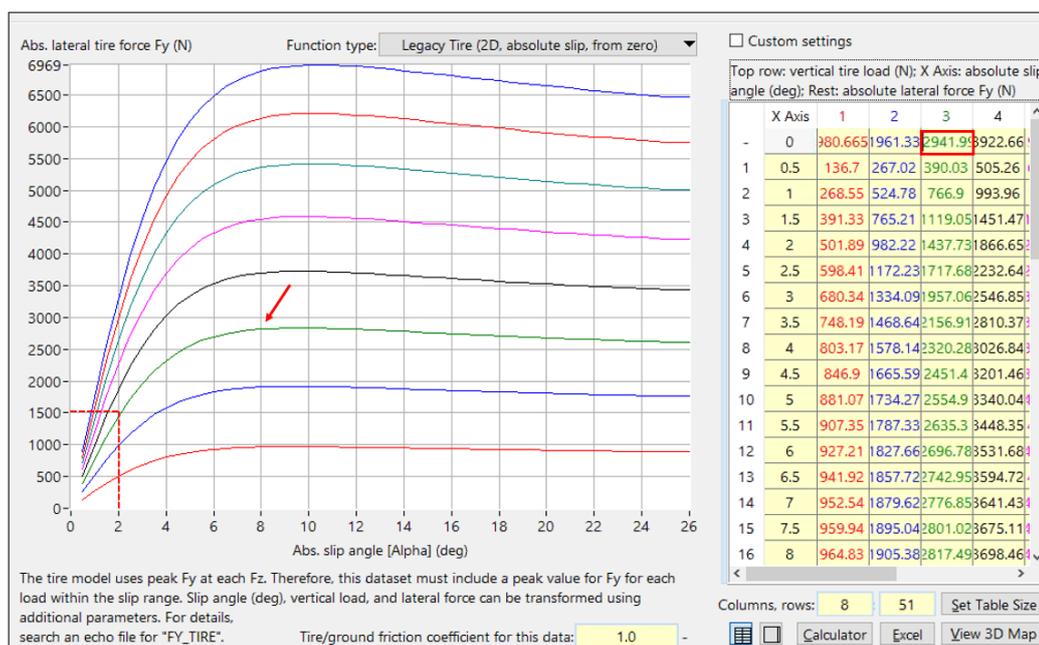
Figura 66 - Parâmetros definidos para o Pneu 165/70 R13 - CarSim.

Tire Model Option		Animator Settings	
Internal Table Model with Simple Camber		Tire width: 165 mm	
Reference vertical force: 2200 N		The unloaded radius is also used to scale the animated wheel.	
Vertical Force		Inclination (γ)	
<input type="checkbox"/> Use tire force table		Wheel plane	
Effective rolling radius: 275 mm		Wheel spin axis	
Unloaded (free) radius: 280.3 mm		Wheel center	
Spring rate: 230 N/mm		Contact center	
Maximum allowed force: 100000 N		The X, Y, Z axes define the tire/ground coordinate system	
Rolling Resistance Moment		F_x, M_x	
$R_{r,c}$: 0.004 -		F_y, Y	
$R_{r,v}$: 0.000025 h/km			
<input checked="" type="checkbox"/> Include rolling resistance due to F_x			

Fonte: Autores.

Para que o modelo matemático proposto no *MatLab* pudesse convergir de forma adequada aos parâmetros de pneu do *CarSim*, foi feita uma verificação quanto aos coeficientes de rigidez de curva e rigidez de cambagem. Eles devem possuir valores idênticos aos do *MatLab*, para que exista base de comparação. As figuras 67 e 68 na sequência apresentam a parametrização dos referidos coeficientes no *software CarSim*.

Figura 67- Força lateral (N) vs. Ângulo de deriva (graus).



Fonte: Autor.

Figura 68- Rigidez de cambagem (N/grau)



Fonte: Autor.

Partindo-se da distribuição da massa no veículo, foi possível determinar a força normal sobre uma roda do eixo dianteiro (levando em consideração a massa total do veículo e do condutor, já apresentados pela tabela 9), que corresponde a 2951,1 N. Analisando-se o gráfico e tabelas da figura 67, extraída do *CarSim*, pode-se notar que, na condição estática, a curva de número 3 (destaca pela seta) é relativa a uma carga vertical de 2941,99 N, bem próximo ao valor obtido anteriormente. Considerando-se o trecho linear da curva, foi feito o cálculo do coeficiente angular da reta, utilizando-se os pontos (0,0) e (2,1500). Assim, nota-se que a

rigidez de curva para o pneu do eixo dianteiro totaliza o valor de 750 N/grau, bem semelhante ao que foi definido de 756,33 N/grau no modelamento matemático do *MatLab*. Portanto, a parametrização converge.

Segundo Gillespie, a rigidez de cambagem corresponde em média de 10 a 15% do valor da rigidez de curva, o que justifica o valor de 75 N/grau apresentado pela figura 68 e, que também corresponde ao mesmo valor utilizado no modelamento matemático do *MatLab*.

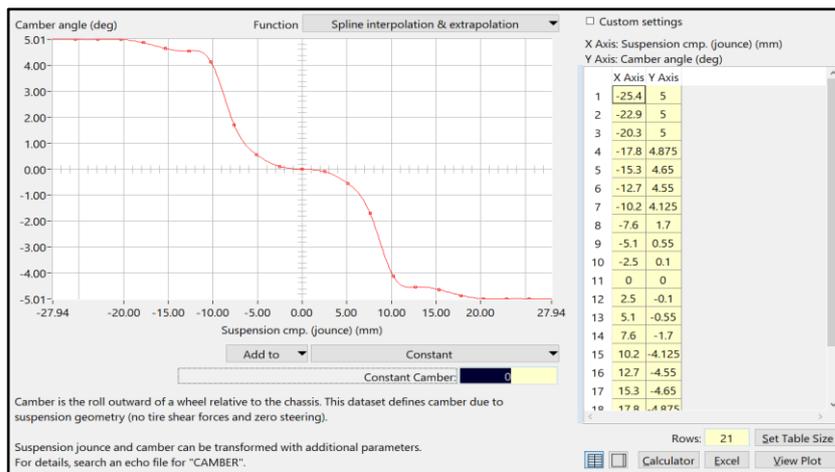
Desse modo, concluída a configuração para o veículo base, na condição original de fábrica, a etapa posterior corresponde a inserção da modificação cinemática proposta pelo projeto demonstrada pela figura 58.

8.6.2 Configuração do veículo com a modificação proposta.

Para que seja possível avaliar os efeitos da modificação proposta, foi necessário criar um novo veículo e configurá-lo, seguindo os mesmos procedimentos supracitados, porém, agora com a alteração da curva de cambagem vs. movimentação vertical das rodas, na opção “*Camber as nonlinear function of jounce*”, para as condições expressas pelo gráfico da figura 56, do modelo matemático definido para a melhoria.

Nota-se que apesar de um modelo de controle não estar diretamente integrado ao *CarSim*, via *Simulink*, o fenômeno da movimentação do braço (que deve ser controlado) será devidamente representado já que, para que seja possível acompanhar a curva de trabalho definida, o comprimento sofrerá alterações de forma constante e dependente da aceleração lateral, traduzida pelo movimento vertical das rodas. A figura 69, na sequência, exemplifica a modificação na curva de ganho de cambagem pelo movimento vertical das rodas para as condições definidas anteriormente.

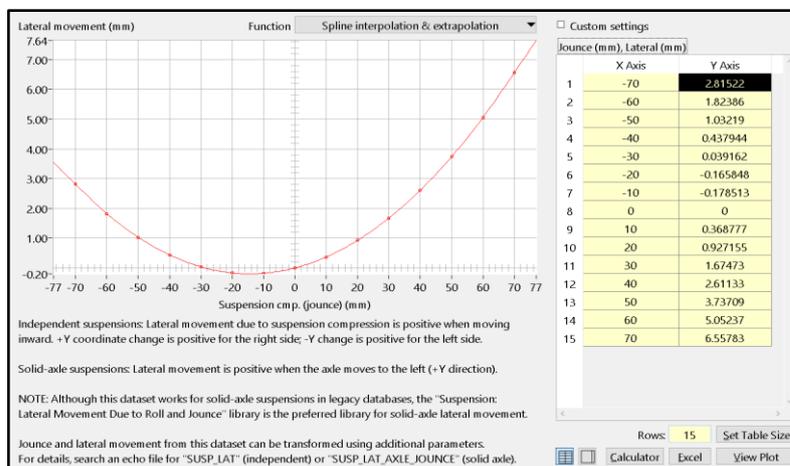
Figura 69 - Cinemática do ganho de cambagem conforme curva de trabalho.



Fonte: Autores.

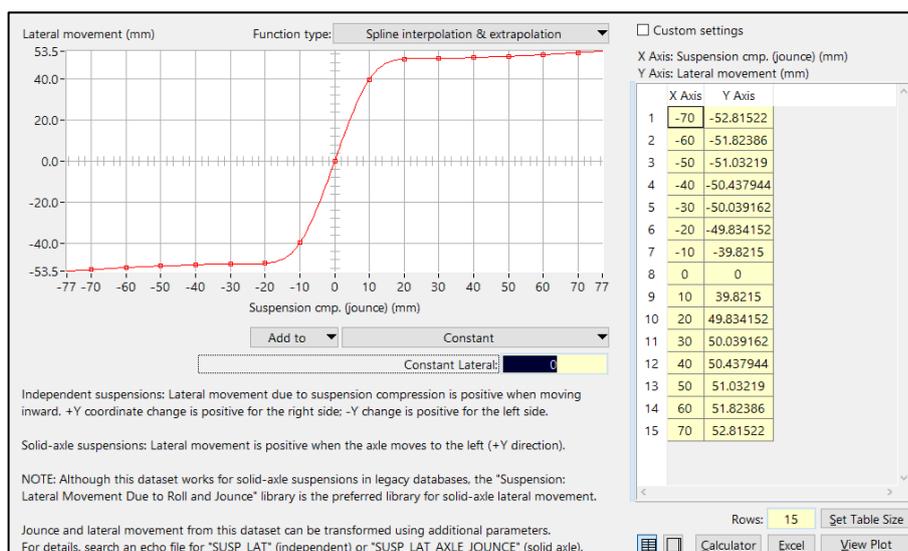
A variação do comprimento do braço também impacta diretamente no comportamento cinemático do movimento lateral em função da movimentação vertical das rodas. Nesse sentido, para que seja possível acompanhar o perfil da figura 69, também é necessário readequar a curva cinemática do “dataset: -Y movement as a nonlinear function of jounce”. Essa alteração foi feita somando-se o comprimento modificado dos braços para os respectivos pontos da curva original. Além disso, foi feita a inversão dos valores relativos à compressão, de forma a produzir a curva característica em “S”, similar à da figura 69 e que, permite o movimento lateral independente nos braços. Assim, quando um braço tiver o seu comprimento encurtado, o outro sofrerá extensão. As figuras 70 e 71 na sequência, apresentam a curva original e a modificada, para efeito comparativo.

Figura 70 - Movimento lateral vs. movimento vertical das rodas - Original.



Fonte: Autores.

Figura 71- Movimento lateral vs. movimentação vertical das rodas - Modificada.



Fonte: Autores.

8.6.3 Configuração do procedimento de testes.

Para facilitar o entendimento da fenomenologia associada às novas curvas de ganho de cambagem e também, as comparações com o veículo na condição original, foi escolhido um traçado de raio constante, sendo igual a 100 m, o “*ISO Steady State Circle Series*”. Assim, para promover variações na aceleração lateral, basta também variar a velocidade do veículo a uma taxa constante (no caso, iniciando com 10 km/h). Dessa forma, é possível levar o veículo ao limite da aceleração lateral, momento em que o subesterço/sobre-esterço não podem mais ser corrigidos, perdendo-se o controle. A figura 72, na sequência, apresenta os parâmetros definidos para o procedimento citado.

Figura 72 - Configurações do procedimento “ISO Steady State Circle Series”.

Driver Controls	Start and Stop Conditions	Plot Definitions
Target speed vs. time/station 10 km/h	Stop run at specified time Time (sec) Path station (m) Start: 0 0 Stop: 400 Road forward	Steering Wheel Angle vs. Lat Accel
Braking: Brake Control Constant: 0 MPa	<input type="checkbox"/> Specify initialization details?	Steering Wheel Angle vs. Sideslip Angle
Shifting Control: Closed-Loop Shift Control AT All Gears	Miscellaneous:	Road Wheel Steer (Front) vs. Lat Accel
Steering: Driver Path Follower No Offset, 0.25-sec. Preview, 50 km/h Limit	Miscellaneous:	Roll vs. Lat Accel
Additional Data	Miscellaneous:	Lateral Accel. of CG's
Miscellaneous:	Miscellaneous:	Steering: Handwheel Angle
Miscellaneous:	Miscellaneous:	Longitudinal Speed
Miscellaneous:	Miscellaneous:	Lateral Tracking
Miscellaneous: Events A. Start Steady-State Circle Series	Miscellaneous:	Longitudinal Forces
	Miscellaneous:	Lateral Forces
	Miscellaneous:	Aligning Moments
	Miscellaneous:	Throttle: Control Input
	Miscellaneous:	Trans. Control: Gear Selected
	Miscellaneous:	Understeer Gradient vs. Lat Accel
	Miscellaneous:	Camber vs. Jounce - Front
	Miscellaneous:	Road Wheel Steer Angle - Front
	Miscellaneous:	Road Wheel Steer (Front) vs. Lat Accel
	Miscellaneous:	{No dataset selected}
	Miscellaneous:	{No dataset selected}

Fonte: Autores.

Após o procedimento da simulação, o próximo passo compreende a definição de métricas de comparação entre os resultados obtidos para a condição teórica, para o veículo original e, para a condição assistida de 50 mm. Como já mencionado na *target*, as duas restrições estão relacionadas ao erro de esterçamento de no máximo 10% e o limite de 85% da aceleração lateral máxima do veículo. Para definir qual o valor do esterço teórico do volante, utilizou-se da equação do esterço, segundo a Geometria de Ackermann e a relação de transmissão total do volante até as rodas, especificada pelo fabricante, vide figura 73 na sequência.

Figura 73 - Dados técnicos do sistema direcional do Chevrolet Celta.

Sistema de Direção Mecânica	Un	N10YFH
Tipo	-	Mecânica/standard
Diâmetro do volante	mm	380
Direção mecânica – diâmetro de giro	m	9,8
Direção mecânica – vão livre de giro – parede a parede – externo dianteiro	m	10,35
Direção mecânica – redução total do sistema de direção	-	22,0 : 1
Tipo da caixa de direção	-	Pinhão e cremalheira
Ângulo de direção – roda convergente/divergente	-	32° 35' / 40° 25'
Direção mecânica – número de voltas (batente a batente)	-	4,1

Fonte: Manual de especificações técnicas do Chevrolet Celta, modificada pelos autores.

A equação para o cálculo do esterço, segundo a Geometria de Ackermann corresponde à equação 5, já apresentada.

Para determinar o ângulo de esterço no volante basta substituir os valores de entre-eixos e raio de curva e, depois multiplicar pela relação de transmissão, como se sucede.

$$\delta_V = \sin^{-1}\left(\frac{2443}{100 \cdot 10^3}\right) = 1,4$$

$$\hat{\text{Ângulo de volante}} = 22 \cdot \delta_V \quad (21)$$

$$\hat{\text{Ângulo de volante}} = 30,8^\circ$$

Este é o ângulo esperado no volante para a realização da manobra. Em relação a máxima aceleração permissível (limiar do capotamento), Gillespie especifica a seguinte fórmula:

$$\frac{a}{g} = \frac{t}{2h} \quad (22)$$

Em que:

- t : bitola do veículo (mm);
- h : altura do C.G (mm).

Substituindo os dados do veículo na equação acima, tem-se:

$$\frac{a_y}{g} = \frac{1387}{2 \cdot 536}$$

$$a_y = 1,29 \cdot 0,85 \, g$$

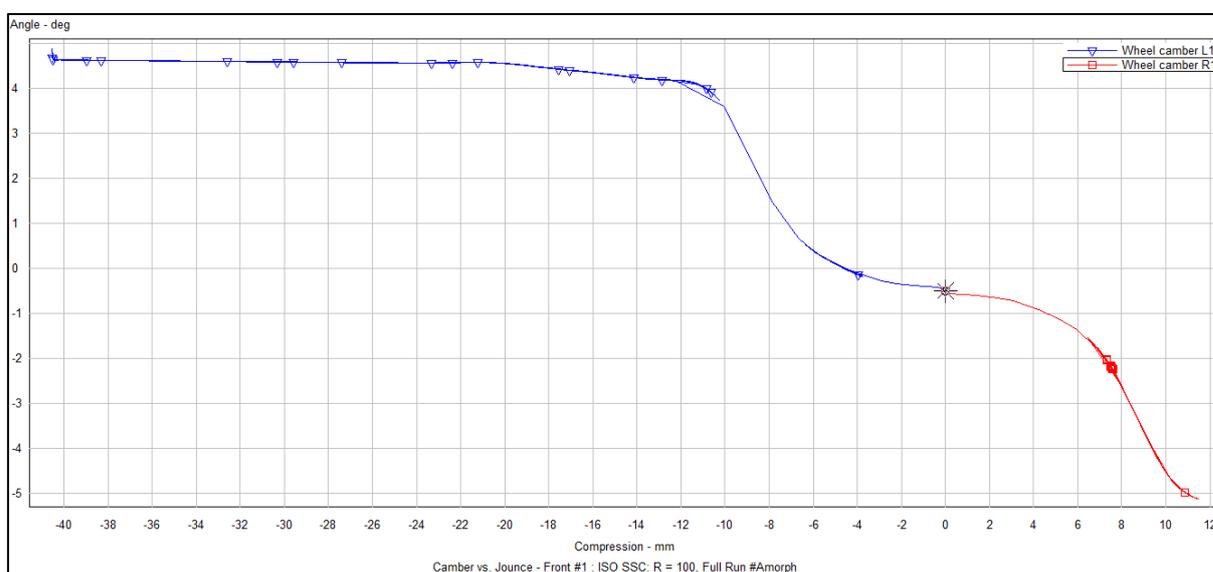
$$a_y = 1,099 \, g$$

Portanto, por segurança, com o sistema em funcionamento, a aceleração não poderá ultrapassar 1,099 g. As etapas seguintes dizem respeito a execução das simulações, verificação do funcionamento do sistema de adequação e controle e condições restritivas, pela comparação dos resultados também com a característica do veículo original.

8.5.4 Resultado das simulações e comparativos.

Após a simulação de ambos os modelos matemáticos, veículo na condição original e veículo modificado (Amorph), foi possível fazer o comparativo no *software* graficamente e visualmente. Primeiramente foi realizada a verificação, apenas para o veículo modificado, do atendimento à cinemática imposta pela figura 69. Para isso, plotou-se o gráfico de *jounce vs camber angle* (compressão vs ângulo de cambagem), expresso pela figura 74 na sequência.

Figura 74 - Compressão vs ângulo de cambagem - *CarSim*.

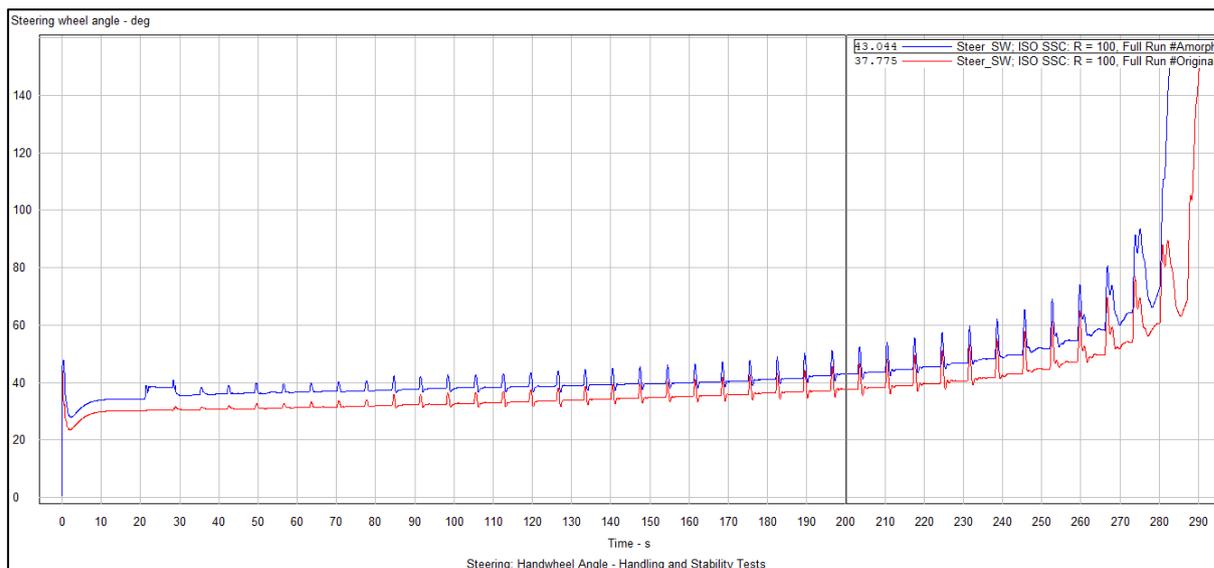


Fonte: Autores.

Nota-se que a curvatura apresentada é exatamente a mesma imposta pela cinemática parametrizada, representada pela figura 69, e dentro dos valores limites especificados, de -5 a +5 graus de cambagem.

A segunda observação efetuada relaciona-se com o gráfico de esterçamento do volante, representado pela figura 75, na sequência.

Figura 75 - Esterçamento do volante para as condições original (vermelho) e modificado (azul) - *CarSim*.

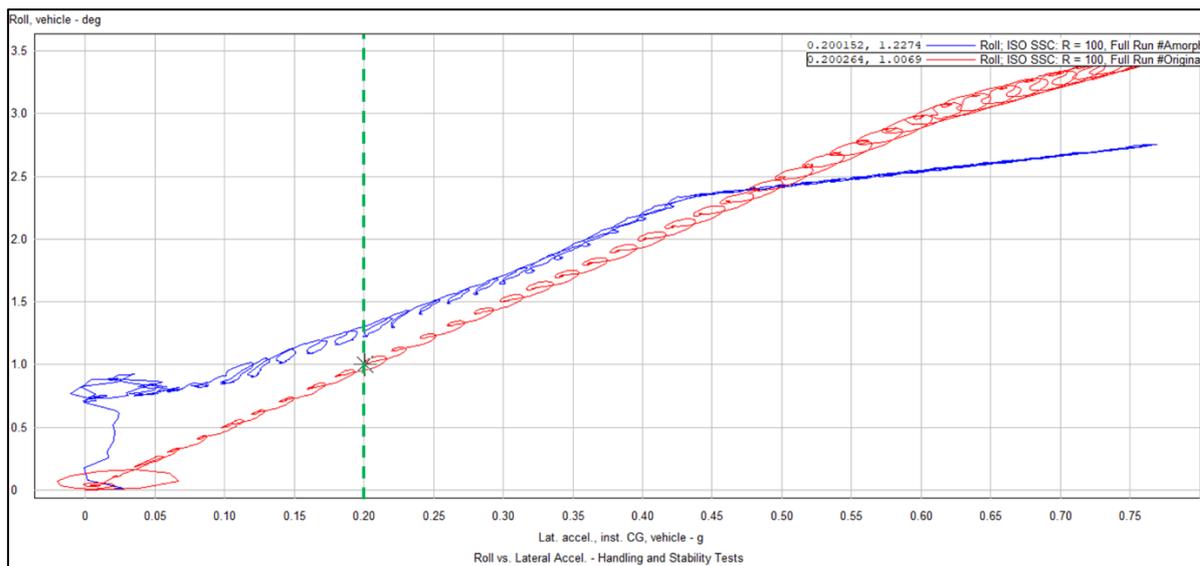


Fonte: Autores.

Nota-se que a modificação não induz uma menor utilização do volante, quando se compara a situação original, entretanto, o aumento de aproximadamente 6 graus apresentado é imperceptível ao condutor. Tem-se este aumento do ângulo requerido para o esterçamento por conta da extensão do braço da roda externa a curva. Desse modo, considerando-se que o centro instantâneo de rotação do veículo permanece inalterado, o raio até a roda dianteira externa aumenta e, com isso, o ângulo de esterço requerido nessa roda também aumenta. O esterço na condição original foi da ordem de 37,8 graus e, com a modificação 43,0 graus, antes da perda da trajetória, pela saturação dos pneus, que se evidencia a partir dos 270 segundos.

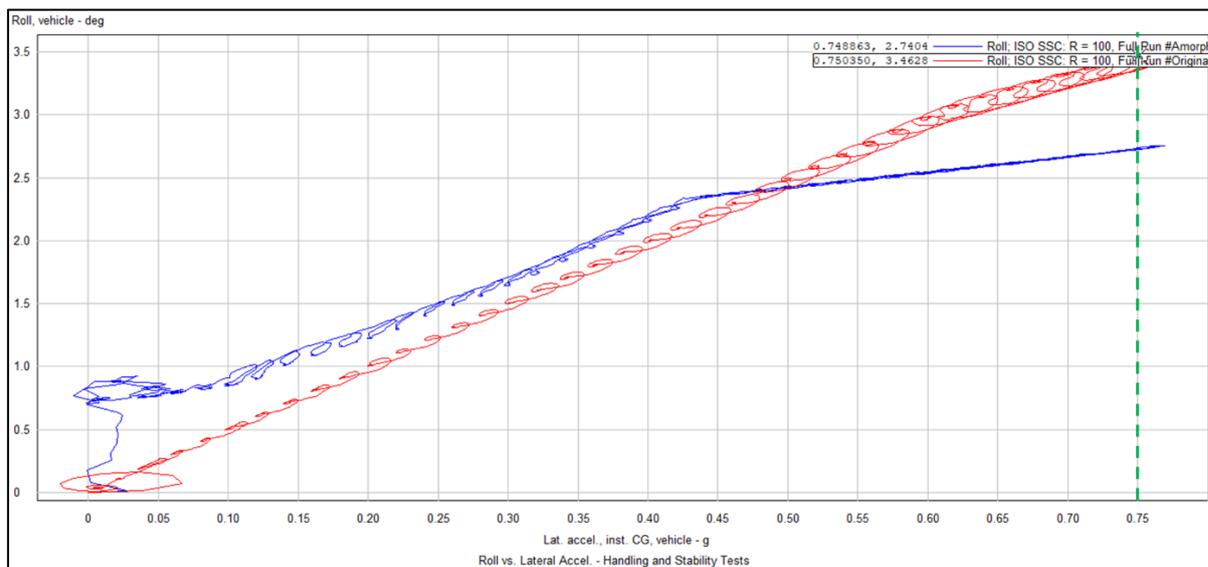
A terceira observação efetuada relaciona-se ao gráfico da rolagem de carroceria, em função da aceleração lateral, expresso pelos gráficos das figuras 76 e 77 na sequência.

Figura 76 - Rolagem de carroceria para as condições original (vermelho) e modificado (azul) 0.2g.



Fonte: Autores.

Figura 77 - Rolagem de carroceria para as condições original (vermelho) e modificado (azul) 0.75g.



Fonte: Autores

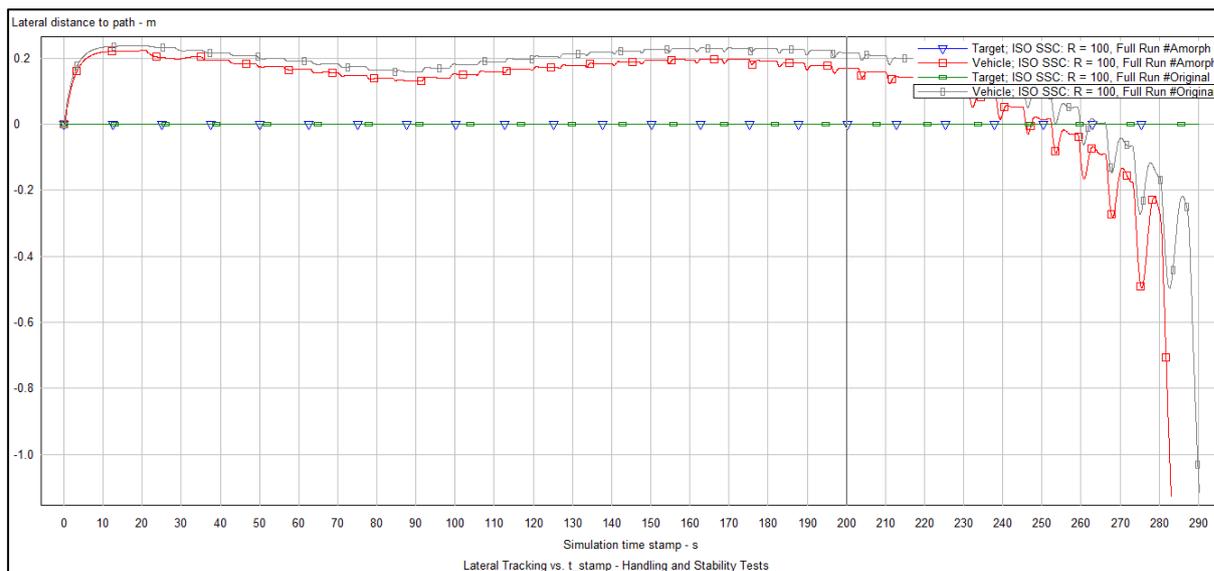
Nota-se nas figuras acima, que, no instante inicial, o veículo modificado apresenta um salto na rolagem, que parte para 0,75 graus, mesmo em uma aceleração lateral pouco representativa. O principal motivo identificado para esse fenômeno diz respeito a sensibilidade das curvas cinemáticas de cambagem e movimento lateral definidas, que já apresentam variações consideráveis para uma mínima compressão de amortecedor. Na partida e aceleração, o veículo transfere carga para o eixo traseiro, devido ao momento de guinada, oscilando a

posição vertical dos amortecedores até que se atinja o regime permanente. Nesse sentido, interpreta-se o fenômeno como um ruído não controlado na simulação já que, uma situação real, existirá um filtro dos sinais adquiridos dos sensores do sistema de controle, para que a assistência aconteça para uma aceleração lateral mais expressiva (acima de 0,4g por exemplo). Desse modo, foi destacado em verde, nas figuras 76 e 77 anteriormente apresentadas, dois instantes de aceleração lateral e rolagem com comportamentos distintos, para análise. Nota-se que a 0,2g, o primeiro destaque, as curvas praticamente coincidem, existindo uma diferença de apenas 0,2 graus entre a rolagem do veículo original (1 grau) e do veículo modificado (1,2 graus). Essa diferença pode ser considerada irrisória e é efeito, provavelmente da histerese do amortecedor em retornar para a condição original após a variação brusca previamente explicada, no início da simulação.

Outro ponto bastante importante de ser ressaltado diz respeito a variação da bitola do veículo. Quanto maior for a bitola, menor será a rolagem da carroceria. Analisando-se a figura 58, nota-se que para 0,4g, a intensidade do ajuste passa a ser bastante expressiva, já que o comprimento do braço atinge a sua máxima extensão de 50 mm. Essa condição de variação sugere uma possível redução da altura de *roll center* do veículo, já que afeta diretamente a relação entre os ângulos do conjunto de braços e torre da suspensão, que definem a altura do *roll axis*. Nesse ponto, é necessária uma verificação cinemática cautelosa na etapa de construção e implementação do sistema. A redução na rolagem observada foi de até 20,86% a 0,75g. Nesta condição o veículo original rola 3,4628 graus, enquanto que o modificado 2,7404 graus. Uma menor rolagem também implica em um menor erro de trajetória, já que diminui o subesterçamento do veículo.

A quarta observação efetuada relaciona-se ao gráfico da figura 78, na sequência, que apresenta o desvio de trajetória dos veículos em relação a referência para a realização do teste. Nota-se que o veículo modificado apresenta um desvio menor em relação ao original, o que confirma o *target* de aproximar a situação veicular para a condição mais próxima da neutra. A 200 segundos, por exemplo, nota-se uma redução no erro de trajetória de 27,3%. Nessa condição, o veículo original tem um desvio de 0,22 m enquanto o modificado de 0,16 m.

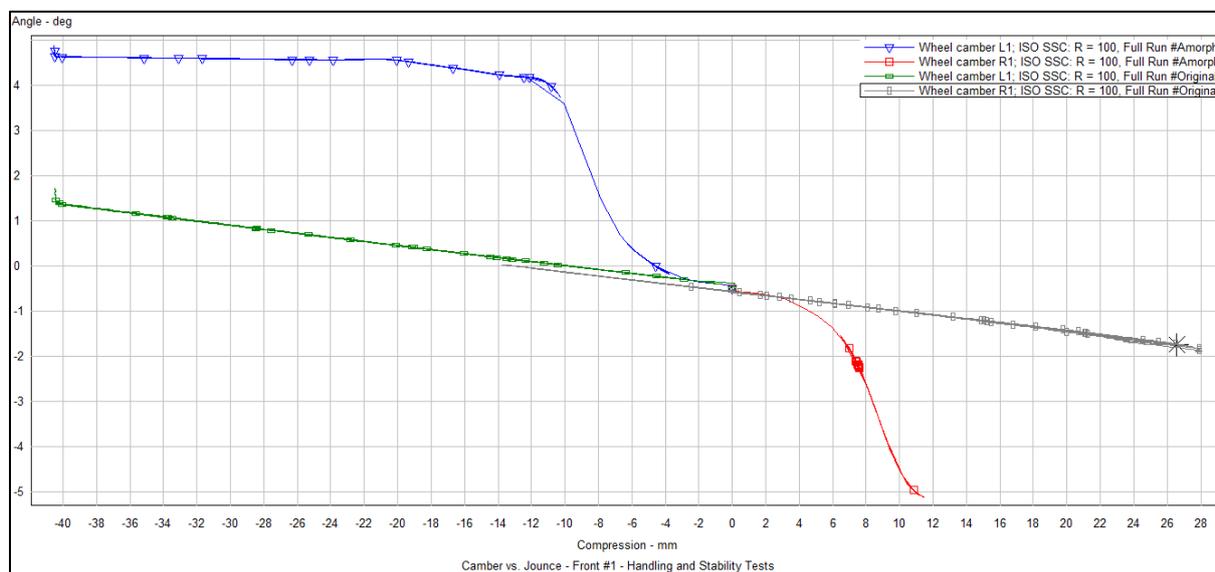
Figura 78- Desvio de trajetória, veículo original (cinza) e veículo modificado (vermelho) – CarSim.



Fonte: Autor.

A quinta observação efetuada relaciona-se ao gráfico de ganho de cambagem vs. compressão, expresso pela figura 79 na sequência.

Figura 79 - Cambagem vs compressão, condições original (cinza e verde) e modificado (azul e vermelho).



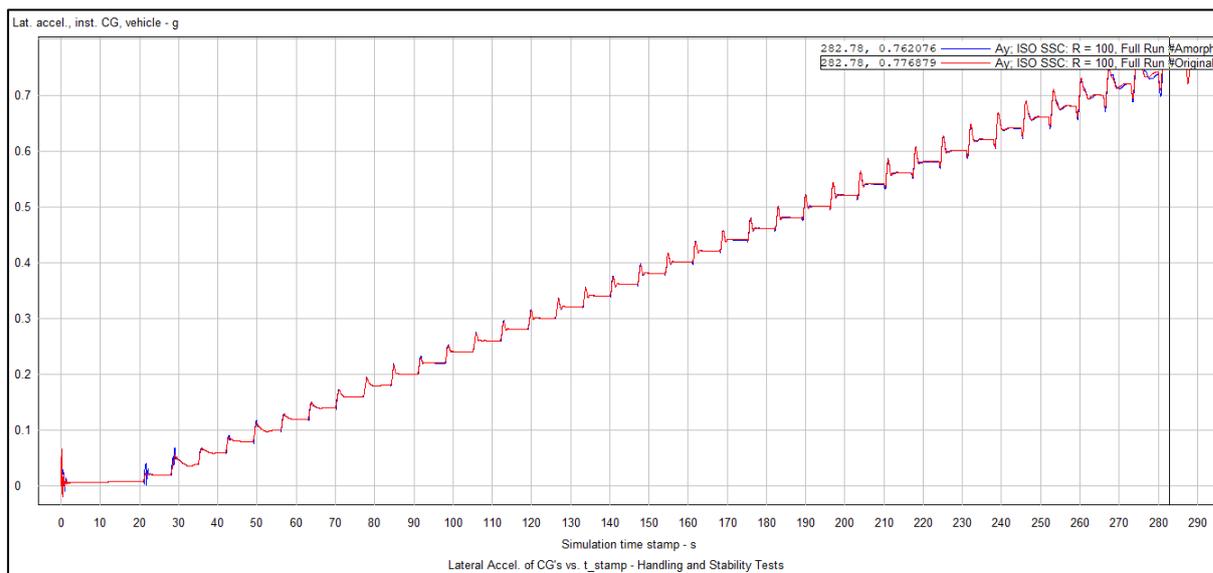
Fonte: Autores.

Nota-se que enquanto que para o veículo original a compressão do amortecedor atingiu valores de 20 mm a -40 mm (extensão), obtendo-se apenas ângulos de cambagem de -1,5 a 1,5 graus, o veículo modificado apresentou menor compressão do amortecedor da roda externa à

curva (menor rolagem) e atingiu ângulos de cambagem de -5,0 graus na roda externa e 4,9 graus na roda interna.

A sexta observação efetuada relaciona-se à aceleração lateral desenvolvida pelos veículos, expressa através do gráfico da figura 80 na sequência.

Figura 80 - Aceleração lateral para as condições original (vermelho) e modificada (azul) - *CarSim*.

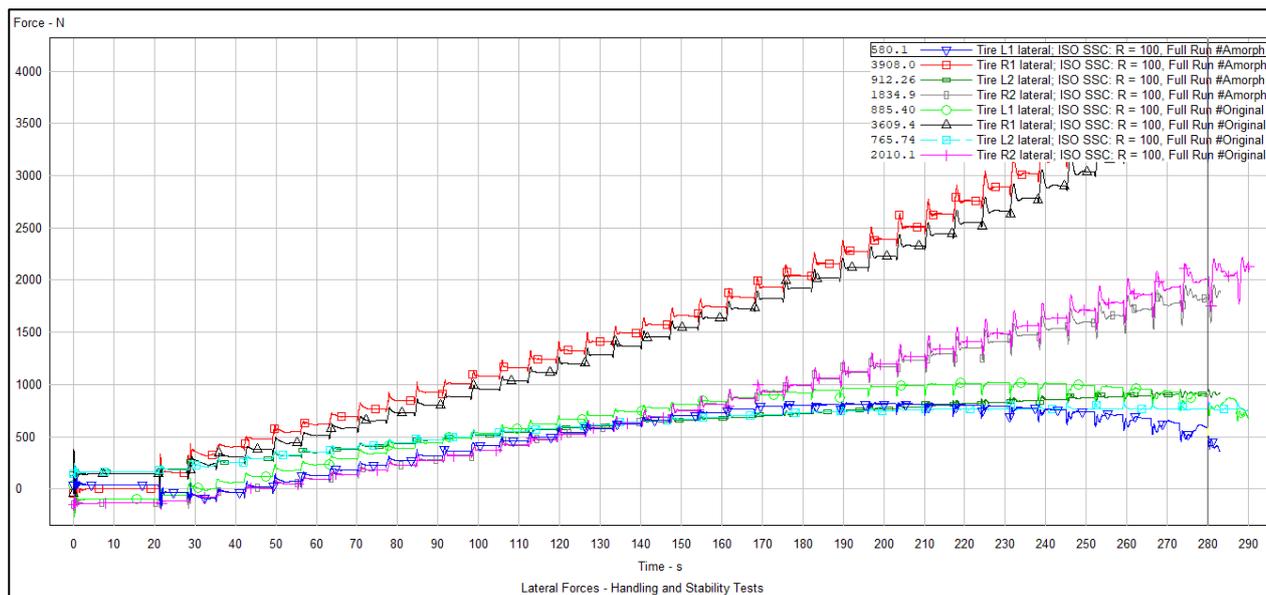


Fonte: Autores.

Pode-se observar que, ao contrário do que se almejava, a aceleração lateral máxima do veículo modificado não superou a aceleração máxima do original. Esse fenômeno se traduz no fato de que, ao se aplicar a cambagem com maior intensidade, os pneus atingem o valor limite da elipse de forças combinadas (escorregamento, tração e cambagem) em uma situação anterior ao da condição, original e, por isso, estão mais sensíveis a saturação do limite de aderência. Nesse sentido, para o estudo detalhado da situação de máxima aceleração é interessante modelar o pneu com cautela, utilizando modelos mais complexos do que propõe Gillespie e o *software CarSim*. Uma outra possibilidade também diz respeito a utilização de um pneu de proposta esportiva, na implementação e teste do sistema Amorph no veículo. De qualquer forma, na simulação, para as condições original e modificado a aceleração lateral permaneceu dentro do limite de segurança, de 1,099 g, previamente estipulado.

A última observação relaciona-se à intensidade da força lateral nas rodas do eixo dianteiro, parâmetro que será relevante para a escolha do atuador elétrico, expresso pela figura 81 na sequência.

Figura 81 - Força lateral na roda externa à curva, veículo original (preto) e modificado (vermelho) - CarSim.

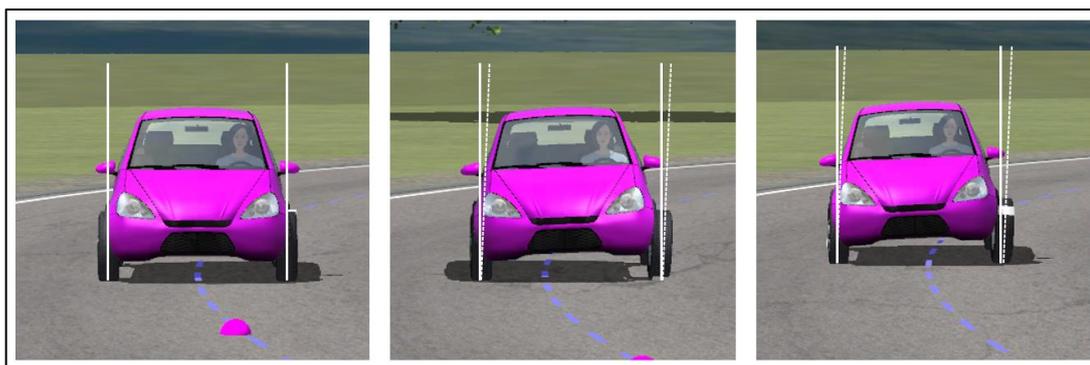


Fonte: Autores.

Pelo gráfico da figura 81, nota-se que, aos 290 segundos, quando se atinge a máxima aceleração, a força lateral correspondente na roda dianteira externa à curva se aproxima dos 4000 N. Nesse sentido, o atuador elétrico deverá corresponder com um torque tal que a cremalheira possa desempenhar no mínimo o valor encontrado para a força lateral.

Finalmente, para compreensão do fenômeno da variação do ângulo de cambagem e bitola, foram retiradas imagens sequenciais para a situação inicial, 0,5 g e 0,75 g. Nota-se, qualitativamente, pela figura 82, uma cambagem negativa na roda externa e um ligeiro aumento da bitola do conjunto interno à curva. É importante ressaltar que o software adequa as dimensões dos eixos do veículo aos parâmetros estipulados, algo que não acontece para a carroceria. Por este motivo, os pneus aparentam estar fora da caixa de roda.

Figura 82 - Comparativo do ângulo de cambagem a 0 g, 0,5 g e 0,75 g.

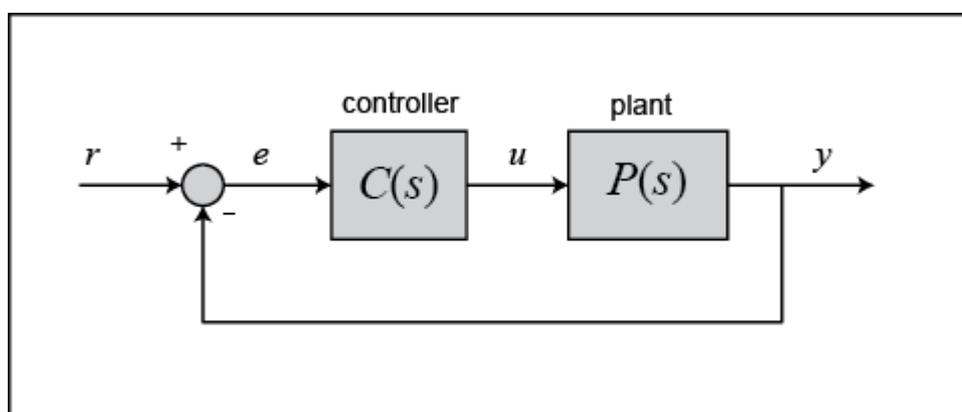


Fonte: Autores.

9 CONTROLE DO SISTEMA DE ATUAÇÃO

Para controlar o sistema de atuação do motor em relação a roda do veículo, satisfazendo as condições de velocidade, graus de esterço e condições de pista, é fundamental uma análise criteriosa dos valores da malha de controle para se obter o exato valor de tensão que o motor elétrico irá receber e posteriormente atuar no sistema pinhão-cremalheira modificando então a cambagem das rodas. Uma das maneiras de desenvolver o sistema de controle é através do bloco PID em que o objetivo se resume em executar um algoritmo de controle proporcional, integral e derivativo, como mostra a figura 83 a seguir.

Figura 83 - Sistema de controle Bloco PID (genérico)



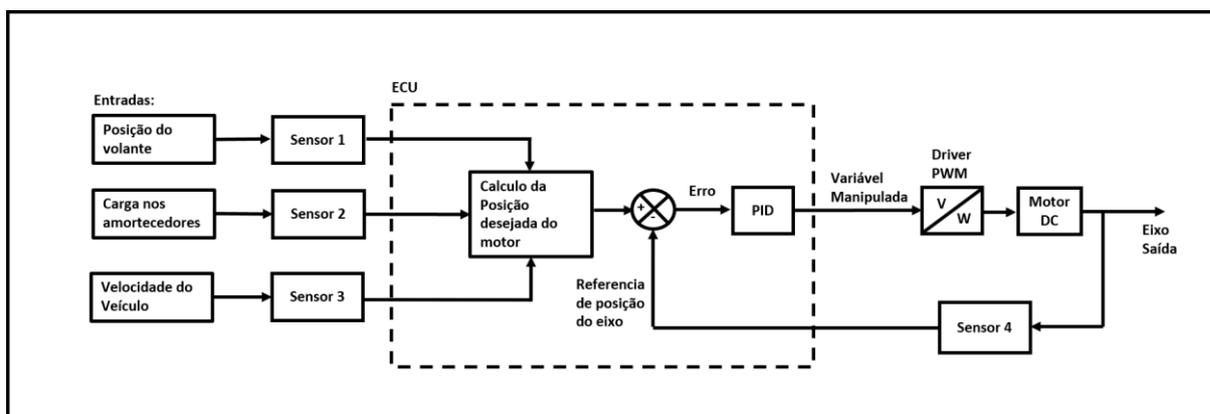
Fonte: *What is the difference between on/off control and PID control?*

No exemplo genérico, a letra “r” representa os valores de entrada do sistema, ou seja, os dados que são obtidos na malha de controle, na sequência, “Controller” é o próprio controlador, responsável por controlar os sinais da “Plant” representando o veículo, e, finalmente, “y” são os valores de saída que atuará diretamente na quantidade de voltas do motor elétrico, avançando ou retraindo a cremalheira e conseqüentemente aumentando ou reduzindo a cambagem.

Para o sistema Amorph, a proposta se baseia em um sistema de controle com a utilização de quatro sensores principais, sendo eles: sensor de posição do volante do veículo que definirá o ângulo imposto ao sistema pelo condutor, sensor de carga nas torres da suspensão que definirá a inclinação do veículo, sensor de velocidade e por fim, um sensor de posição para definir a referência do movimento de avanço e recuo do motor e corrigir os desvios que possam ocorrer durante a utilização, assim, o sistema se tornará capaz de retroalimentar com a posição real da cremalheira. A composição de vários sensores possibilita a combinação da leitura gerando algumas informações adicionais de suma importância para o sistema, fato que não ocorre com

a utilização de um único sensor, que favorece a aparição de erros no acionamento em situações como por exemplo, de inclinação lateral da pista acentuada ou até mesmo manobras em baixa velocidade. Onde há variação de carga nos amortecedores e no ângulo exercido no volante, respectivamente, porém sem o sinal de velocidade o sistema não age, assim parâmetros mínimos para o início da atuação podem ser implementados. O sistema de controle através da representação em blocos pode ser visto na figura 84.

Figura 84 - Representação em blocos do sistema proposto.



Fonte: Autores.

É importante ressaltar que as condições de pista poderão interferir na leitura dos dados do controlador, fornecendo um avanço irregular e prejudicando a dinâmica do veículo. Para sanar o problema, será implementado um filtro de dados para que despreze o ruído captado e mantenha a seleção de dados e tornando a operação a melhor possível.

10 PROJETO MECÂNICO

As etapas a seguir englobam desde a parte do dimensionamento, até a elaboração dos desenhos 3D em *software* CAD, simulações de elementos finitos e projeto elétrico do sistema de alimentação do atuador.

10.1 CÁLCULO DA FORÇA DE ACIONAMENTO

O cálculo da força de acionamento será baseado tanto em um modelo teórico quanto nos resultados obtidos pela simulação no *CarSim*.

A força lateral que pode ser exercida em uma roda está diretamente relacionada à carga vertical e características de contato pneu-solo. Sendo assim, o primeiro passo para se determinar a força lateral corresponde a prever qual a massa resultante sobre a roda mais crítica, no caso a dianteira externa a curva, que sofrerá os efeitos da transferência de carga lateral. A equação a seguir prevê qual a massa sobre a roda, considerando a distribuição de carregamento do veículo e transferência de carga lateral.

$$m_{roda} = F \cdot \frac{m_{total}}{2} + \left(\frac{R \cdot m_{total}}{2} \right) \cdot \frac{1}{3} + \frac{\Delta F_{zd}}{g} \quad (23)$$

Em que:

- m_{roda} : massa na roda dianteira externa (kg);
- F : fração dianteira da massa total do veículo (%);
- R : fração traseira da massa total do veículo (%);
- m_{total} : massa total do veículo (kg);
- ΔF_{zd} : transferência de carga lateral no eixo dianteiro (N);
- g : aceleração da gravidade (m/s²).

A equação 23 acima, traz como hipótese a possibilidade de a roda traseira interna da curva perder contato com o solo. Essa condição é bastante representativa já que a carga sobre essa roda costuma ser bem baixa, de apenas algumas centenas de Newtons. Assim, a carga resultante dessa roda é dividida por três e então somada às demais rodas em contato.

Para se determinar a força normal sobre roda, basta multiplicar a equação 23 pela aceleração da gravidade, como se sucede:

$$F_{Normal} = g \cdot \left[F \frac{m_{total}}{2} + \left(\frac{R \cdot m_{total}}{2} \right) \cdot \frac{1}{3} + \frac{\Delta F_{zd}}{g} \right] (24)$$

Em que:

- F_{Normal} : força vertical sobre a roda dianteira externa a curva.

A relação entre a força vertical na roda e a força lateral se dá através do coeficiente de atrito lateral dos pneus. Através da equação na sequência, pode-se determinar o coeficiente de atrito.

$$F_{Lateral} = \mu \cdot F_{Normal} (25)$$

Em que:

- $F_{Lateral}$: força lateral sobre a roda dianteira externa a curva;
- μ : coeficiente de atrito lateral dos pneus.

Através da Segunda Lei de Newton pode-se correlacionar a força expressa pela equação 25 a resultante das forças.

$$R = m_{roda} \cdot a_y = m_{roda} \cdot \frac{v^2}{R_{curva}} (26)$$

Em que:

- R : resultante das forças (N);
- a_y : aceleração lateral (N);
- v : velocidade tangencial (m/s²);
- R_{curva} : raio da manobra (m).

Assim, fazendo-se a igualdade entre as equações 25 e 26, tem-se:

$$\mu \cdot m_{roda} \cdot g = m_{roda} \cdot \frac{v^2}{R}$$

$$\mu = \frac{v^2}{R \cdot g} = \frac{a_y}{g} (27)$$

Nota-se pela equação 27 acima, que o coeficiente de atrito lateral dos pneus, quando a força lateral é a resultante, equivale a aceleração lateral expressa como uma razão da aceleração da gravidade. Combinando-se a equação 27 com a 24 é possível se obter uma expressão para a determinação da força lateral, em Newtons.

$$F_{lateral} = \frac{a_y}{g} \cdot g \cdot \left[F \frac{m_{total}}{2} + \left(\frac{R \cdot m_{total}}{2} \right) \cdot \frac{1}{3} + \frac{\Delta F_{zd}}{g} \right] (28)$$

Para que seja possível movimentar lateralmente os pneus, a força axial na cremalheira deverá ser superior à força lateral máxima.

$$F_{axial} > \frac{a_y}{g} \cdot g \cdot \left[F \frac{m_{total}}{2} + \left(\frac{R \cdot m_{total}}{2} \right) \cdot \frac{1}{3} + \frac{\Delta F_{zd}}{g} \right] (29)$$

Em que:

- F_{axial} : força axial na cremalheira (N).

Considerando-se os dados do veículo, explicitados na tabela 9 e as equações 9, 10, 11 e 12, previamente explicadas e a possibilidade de o veículo atingir no máximo 1 g de aceleração lateral, pode-se determinar qual a força requerida para o acionamento, como se sucede.

$$m_{veículo} = 880 \text{ kg}$$

$$m_{piloto} = 75 \text{ kg}$$

$$m_{total} = 955 \text{ kg}$$

$$m_{n \text{ suspensa}} = 88 \text{ kg}$$

$$m_{suspensa} = (880 + 75 - 88) \text{ kg}$$

$$F_{lateral_{máx}} = 1 \cdot 9,81 \cdot \left[0,63 \frac{955}{2} + \left(\frac{0,37 \cdot 955}{2} \right) \cdot \frac{1}{3} + \frac{\Delta F_{zd}}{9,81} \right]$$

$$F_{lateral_{máx}} = 3528,82 + \Delta F_{zd} \text{ (N)}$$

$$\emptyset = \frac{\left(\frac{P_s \cdot h_1 \cdot v^2}{R \cdot g} \right)}{K\emptyset_f + K\emptyset_t - P_{S_1} \cdot h_1}$$

$$K_{\phi} = 0,5 \cdot K_s \cdot s^2$$

$$K_{\phi_f} = 0,5 \cdot 25 \cdot 1000 \cdot 2 \cdot (1058,2 \cdot 10^{-3})^2 = 2,799 \cdot 10^4 (N \cdot m)$$

$$K_{\phi_t} = 0,5 \cdot 18 \cdot 1000 \cdot 2 \cdot (980 \cdot 10^{-3})^2 = 1,728 \cdot 10^4 (N \cdot m)$$

$$\phi = \frac{((880 + 75 - 88) \cdot 9,81 \cdot 270,7 \cdot 10^{-3})}{2,799 \cdot 10^4 + 1,728 \cdot 10^4 - (880 + 75 - 88) \cdot 270,7 \cdot 10^{-3} \cdot 9,81} = 0,0536 \text{ rad}$$

$= 3,07 \text{ graus}$

$$M\phi_f = [(K\phi_f + K\phi_{bf}) \cdot \phi] + \left(\frac{Rd_f \cdot h_f \cdot V^2}{R \cdot g} \right)$$

$$M\phi_f = [(2,799 \cdot 10^4) \cdot 0,0536] + (955 \cdot 0,63 \cdot 9,81 \cdot 234,2 \cdot 10^{-3} \cdot 1) = 2882,55 (N \cdot m)$$

$$\Delta F_{z_f} = \frac{M\phi_f}{t}$$

$$\Delta F_{z_f} = \frac{2882,55}{1387 \cdot 10^{-3}} = 2078,26 (N)$$

$$Flateral_{m\acute{a}x} = 3528,82 + 2078,26 (N)$$

$$Flateral_{m\acute{a}x} = 5607 (N)$$

Portanto, a força tangencial na cremalheira deverá ser superior ao especificado acima, para que seja possível movimentar o conjunto. Ao se comparar o resultado com o obtido via simulação do *CarSim*, nota-se que os 5607 N estão bem próximos da ordem de grandeza da força lateral da roda dianteira externa, que se aproximou dos 4000 N na simulação e, portanto, é representativo para o dimensionamento.

10.2 PRÉ CÁLCULO DA RELAÇÃO E SELEÇÃO DO MOTOR ELÉTRICO

Para selecionar o motor elétrico, deve-se transformar a força lateral encontrada em um torque. Essa relação se dá através do diâmetro do pinhão, pela seguinte equação:

$$T_M = \frac{F_{axial} \cdot d_p}{2} \quad (30)$$

Em que:

- T_M : torque no eixo do motor (N.m);
- F_{axial} : força axial na cremalheira (N);
- d_p : diâmetro primitivo do pinhão (m).

Nota-se que quanto maior o diâmetro do pinhão, maior será o torque requerido. O diâmetro está diretamente relacionado ao módulo do engrenamento. Módulos muito pequenos certamente levarão o sistema à falha quanto aos critérios de dimensionamento de Lewis e Hertz, apesar de exigirem um menor torque para o acionamento. Por outro lado, módulos mais elevados aumentam a resistência dos dentes, mas implicam em um torque requerido maior e, por consequência, motores mais pesados. Este problema pode ser parcialmente resolvido ao se adotar maiores ângulos de pressão para perfil do flanco dos dentes, o que também possibilita reduzir o número de dentes e, por consequência, o diâmetro.

Analisando-se o problema do ponto de vista da relação de rotação do pinhão e avanço da cremalheira, deseja-se o menor tempo de reação possível. O avanço é proporcionalmente maior quanto maior também for o módulo, já que o passo deste avanço é dado pelo produto entre o módulo e o número pi.

Adicionalmente, também deve ser levado em consideração a limitação de espaço disponível (limitado a caixa de roda), para o posicionamento do sistema e dimensionamento dos componentes.

Partindo-se dos ângulos de pressão do flanco do dente comumente utilizados na indústria, que são de 20 e 25 graus é possível determinar o número mínimo de dentes, conforme equação na sequência, retirada da apostila de Engrenagens de Elementos de Máquinas do Prof. Alberto Vieira Junior.

$$Z_{min} = \frac{2}{\text{sen}^2\alpha} \quad (31)$$

Em que:

- Z_{min} : número mínimo de dentes;
- α : ângulo de pressão dos dentes (graus);

Substituindo os valores dos ângulos previamente mencionados tem-se:

$$Z_{min_{20}} = \frac{2}{\text{sen}^2 20} = 17$$

$$Z_{min_{25}} = \frac{2}{\text{sen}^2 25} = 11$$

Como 25 graus resulta em um número de dentes, será escolhido este ângulo de pressão e 11 dentes para o pinhão, de forma a garantir o menor diâmetro possível.

O diâmetro primitivo do pinhão pode ser obtido pela seguinte equação:

$$d_p = m \cdot Z \quad (32)$$

Desse modo, considerando-se módulos variando de 1 a 5 mm, comumente utilizados na fabricação de engrenagens (ferramentas disponíveis), tem-se os seguintes possíveis diâmetros, expressos pela tabela 13, a seguir:

Tabela 13 - Possíveis módulos e diâmetros resultantes.

Módulo (mm)	1	2	3	4	5
Diâmetro (mm)	11	22	33	44	55

Fonte: Autores.

Substituindo-se os valores da tabela 13 na equação 30, tem-se os seguintes valores de torque mínimo requeridos do motor elétrico, apresentados na tabela 14.

Tabela 14 - Torque requerido do motor elétrico, em função do diâmetro do pinhão.

Diâmetro (mm)	11	22	33	44	55
Torque (N.m)	30,84	61,68	92,52	123,35	154,19

Fonte: Autores.

Recorrendo-se ao catálogo de motores elétricos de corrente contínua da BOSCH (cujas páginas de consulta estão disponíveis no anexo), verificou-se que a série EDP, número da peça 0986.337.451, é a única capaz de fornecer torque de até 120 N.m, operando a 24 Volts de tensão, que pode ser facilmente suprida por um alternador auxiliar. Desse modo, as duas últimas possibilidades de módulo, 4 e 5 mm, estão automaticamente excluídas.

Este motor também possui um sistema coroa e sem-fim integrado, o que garante a irreversibilidade do movimento e a manutenção da posição ajustada, mesmo após o corte de tensão.

Analisando-se o modelo 3D do motor, requisitado à BOSCH, verificou-se que o eixo primário do motor possui 16 mm de diâmetro. Por esse motivo, utilizar 1 mm de módulo está descartado. Seguindo-se a recomendação da Apostila de Engrenagens de Elementos de Máquinas do Prof. Alberto Vieira Junior, determina-se o módulo mais adequado para relação, seguindo-se um critério de espessura mínima de coroa circular entre pé do dente e eixo do motor, para se evitar concentração de tensões, expresso pela equação a seguir:

$$m > 1,5 \cdot \frac{d_{eixo}}{Z} \quad (33)$$

Em que:

- m : módulo (mm);
- d_{eixo} : diâmetro do eixo do motor (mm);
- Z : número de dentes.

Assim, substituindo-se as informações relativas ao número de dentes e eixo do motor, tem-se:

$$m > 1,5 \cdot \frac{16}{11}$$

$$m > 2,18 \text{ mm}$$

Portanto, seleciona-se o módulo de 3 mm para confecção do pinhão e cremalheira. Dessa forma, o torque mínimo requerido para o acionamento corresponde a 92,52 N.m. Como esse torque atinge apenas a condição de equilíbrio de força, um valor maior deve ser fornecido para que a resultante das forças realize a movimentação do braço. Nesse sentido, analisando-se a curva de performance do motor, escolheu-se o torque de 100 N.m para acionamento, por

apresentar rotação ainda fora do limite de *stall* do motor, que ocorre a 120 N.m, com rotação nula.

Por último, é possível verificar o tempo de reação do sistema pela seguinte equação:

$$A_v = \frac{\pi \cdot n \cdot m \cdot Z}{60} \quad (34)$$

Em que:

- A_v : avanço da cremalheira (mm/s);
- n : rotação do motor (rpm);
- m : módulo (mm);
- Z : número de dentes.

Assim, considerando-se um range máximo de 100 mm (de -50 mm relativo ao recuo e +50 mm relativo ao avanço) e, a rotação de 5 rpm, para o torque de 100 N.m pode-se calcular o avanço e o tempo de reação na pior condição de movimentação do sistema.

$$A_v = \frac{\pi \cdot 5 \cdot 3 \cdot 11}{60} = 8,64 \text{ mm/s}$$

$$t_{100 \text{ mm}} = \frac{100}{8,64} = 11,57 \text{ s}$$

O tempo de reação para cada avanço, variando de 10 em 10 mm está expresso pela tabela 15 a seguir:

Tabela 15 - Tempo de reação para executar cada avanço.

Avanço (mm)	10	20	30	40	50
Tempo (s)	1,157	2,315	3,472	4,630	5,787

Fonte: Autores.

O tópico subsequente apresentará o dimensionamento do conjunto pinhão e cremalheira, segundo o critério de Lewis e Hertz.

10.3 CRITÉRIO DE LEWIS E HERTZ - ENGRENAMENTO

A fim de realizar o dimensionamento de qualquer roda dentada, é preciso levar em consideração a tensão que esse dente sofrerá durante o seu movimento. Wilfred Lewis introduziu uma equação para estimar a tensão de flexão no pé dos dentes de engrenagens na qual a forma do dente entrava na formulação. A equação, anunciada em 1892, ainda permanece como a base para o projeto da maioria das engrenagens atuais:

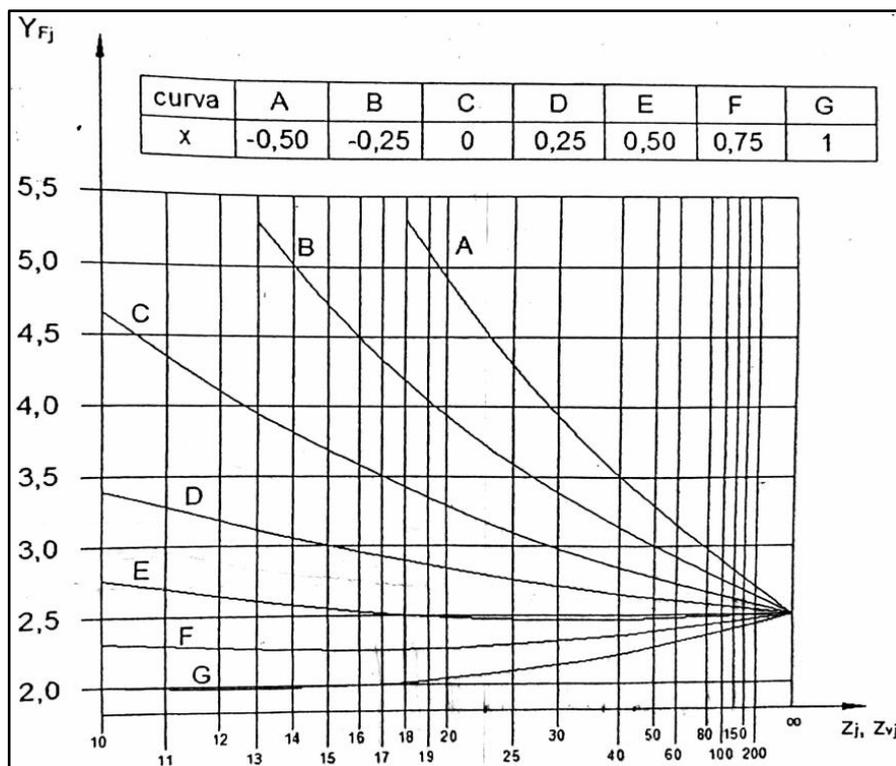
$$\sigma_{max} = \frac{Ft}{b \times m} \times Y_F \times Y_\varepsilon \times Y_S \times Y_v \quad (35)$$

Em que:

- Ft: força tangencial (N);
- b: largura do dente (mm);
- m: módulo do dente (mm);
- Y_F : fator de forma do dente;
- Y_ε : fator de engrenamento, onde $1 \geq Y_\varepsilon \geq 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon}$;
- Y_S : fator de serviço;
- $Y_v = \frac{a^* + \sqrt{v}}{a^*}$, sendo a^* a precisão do dente e v é a velocidade tangencial na circunferência primitiva.

Os fatores Y_F , Y_S , e Y_v são obtidos com o auxílio de tabelas e curvas. Na sequência, a figura 85 e as tabelas 16, 17, retiradas da Apostila de Engrenagens do Prof. Alberto Vieira Junior, apresentam os parâmetros necessários para a determinação desses fatores.

Figura 85 - Curva para determinação do fator de forma do dente.



Fonte: Apostila de Engrenagens do Prof. Alberto Vieira Junior

Tabela 16 - Tabela de precisão do dente.

PRECISÃO DO DENTE a^*	
Acabamento (vide Fig. 4)	a^*
I - Engrenagem de grande precisão	30
II - Engrenagem de precisão	12
III - Engrenagem de boa qualidade comercial	6
IV - Engrenagem de qualidade grosseira	3

Fonte: Apostila de Engrenagens do Prof. Alberto Vieira Junior

Tabela 17 - Fator de serviço.

FATOR DE SERVIÇO Y_s			
Máquina movida	Máquina motora		
	Motor elétrico	Turbina hidráulica ou motor com 4 ou mais cilindros	motor de 1 a 3 cilindros
Torque constante e pequenas massas; geradores elétricos, ventiladores e agitadores para líquidos	1	1,25	1,5
Torque variável e massas médias; máquinas ferramentas, máquinas de elevação, elevadores, bombas e compressores	1,25	1,5	1,75
Torque muito variável e grandes massas; laminadores, escavadeiras e prensas de embutir e estampas	1,75	2	2,25

Fonte: Apostila de Engrenagens do Prof. Alberto Vieira Junior

Para a determinação do fator Y_ε , relativo ao engrenamento, é necessário determinar o grau de recobrimento. Para o caso específico da cremalheira, pode ser calculado pela seguinte equação:

$$\varepsilon_{cr} = \frac{2 \cdot h_a}{\pi \cdot m \cdot \sin \alpha} \quad (36)$$

Em que:

- ε_{cr} : grau de recobrimento;
- h_a : altura de cabeça do dente (mm);
- m : módulo do dente (mm);
- α : ângulo de pressão do flanco do dente (graus).

Por fim, recomenda-se que a largura do dente siga alguns parâmetros recomendados, em função do tipo de aplicação e características de fabricação, como demonstra a tabela 18 na sequência.

Tabela 18 - Relação entre o módulo normal e a largura do dente.

RELAÇÃO ENTRE O MÓDULO NORMAL E LARGURA DO DENTE	
$b \leq 10m_n$	Engrenamento fundido de precisão
$b \leq 15m_n$	Usinado, apoiado sobre construção de aço ou pinhão em balanço
$b \leq 25m_n$	Usinado com precisão, com bom apoio da carcaça
$b \leq 30m_n$	Usinado com precisão, com apoios rígidos e exatamente paralelos
$b \leq 50m_n$	Usinado com precisão, $\frac{b}{d_1} \leq 1$, com apoios rígidos e exatamente paralelos
$b \leq 0,7d_1$	Com pinhão em balanço
$b \leq 1,2d_1$	Com eixo do pinhão rígido e bi-apoiado

Fonte: Apostila de Engrenagens do Prof. Alberto Vieira Junior

Analisando o Critério de Lewis para o pinhão através da teoria, tem-se:

A força tangencial, F_T , precisa ser um valor maior do que a força lateral máxima, para que seja possível fazer com que o conjunto se movimente. F_T pode ser calculado através da fórmula:

$$F_T = 2 \times \frac{T}{d} \times 1000 \quad (37)$$

Em que:

- T é o torque (N.m);
- d é o diâmetro do pinhão (mm).

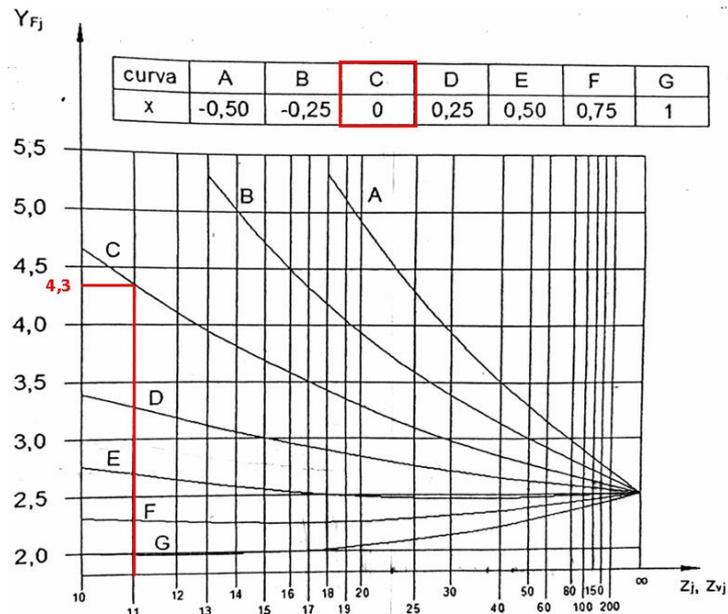
$$F_T = 2 \times \frac{100}{33} \times 1000$$

$$F_T = 6060,60 \text{ N}$$

Portanto, em comparação com a força lateral máxima de 5607 N, a força tangencial necessária para fazer com que o sistema todo se movimente é na ordem de 6060,60 N.

O fator de forma foi obtido com o auxílio da figura 85, posicionando o número de dentes no eixo das abscissas e traçando uma reta vertical até o encontro com a curva C, relativa a um engrenamento sem uso de correção. A figura 86 na sequência apresenta o resultado encontrado para o fator de forma do pinhão.

Figura 86 - Obtenção do fator de forma do pinhão.



Fonte: Apostila de Engrenagens do Prof. Alberto Vieira Junior, modificada pelos autores.

Para a precisão dos dentes, considerou-se engrenagens de precisão, segundo a tabela 17. Considerando-se a velocidade de avanço, já calculada através da equação 34, que equivale a 8,64 mm/s, tem-se:

$$Y_V = \frac{12 + \sqrt{8,64 \cdot 10^{-3}}}{12}$$

$$Y_V = 1,00775$$

O fator de serviço foi definido como sendo a unidade, considerando-se torque constante e a utilização de motor elétrico.

Por fim, a largura do par engrenado foi previamente definida em função dos parâmetros da Tabela 18, considerando a proporção de dez vezes o valor do módulo, o resultado será de 30 mm. Com os valores dos parâmetros definidos, foi calculado o valor da tensão pelo critério de Lewis:

$$\sigma_{max} = \frac{6060,6}{30 \times 3} \times 4,3 \times 0,7479 \times 1 \times 1,00775$$

$$\sigma_{max} = 218,24 \text{ MPa (teórico)}$$

De forma análoga, para a cremalheira, tem-se:

$$\sigma_{max} = \frac{6060,6}{30 \times 3} \times 2,5 \times 0,7479 \times 1 \times 1,00775$$

$$\sigma_{max} = 126,87 \text{ MPa (teórico)}$$

Seguindo o mesmo caminho para o dimensionamento, usando a teoria de Hertz, pode-se estimar a pressão superficial no flanco do dente, dada pela equação:

$$\sigma_{H adm} = \sqrt{\frac{19 \times 10^6 \times 0,7 \times E_c \times P \times (i \pm 1)}{\sin(2\alpha') \times i \times n_1 \times b \times d_1'^2}} \times Y_S \times Y_v \quad (38)$$

Em que:

- $\sigma_{H adm}$: pressão admissível (MPa);
- E_c : módulo de elasticidade equivalente (MPa);
- P : potência (kW);
- i : relação de transmissão;
- α' : ângulo de pressão de funcionamento (Graus);
- n_1 : rotação do pinhão (rpm);
- b : largura do dente (mm);
- d_1' : diâmetro primitivo de funcionamento (mm);
- Y_S : fator de serviço;
- $Y_v = Y_v = \frac{a^* + \sqrt{v}}{a^*}$, sendo a^* a precisão do dente e v é a velocidade tangencial na circunferência primitiva.

Calculando a tensão superficial no flanco do dente (Hertz) para o pinhão e para a cremalheira (nesse caso, os valores são iguais para os dois) tem-se:

$$\sigma_{H adm} = \sqrt{\frac{19 \times 10^6 \times 0,7 \times 210000 \times 0,08 \times 1}{\sin(2 \times 25) \times 1 \times 5 \times 30 \times 33^2}} \times 1 \times 1,00775$$

$$\sigma_{H adm} = 1344,96 \text{ MPa (teórico)}$$

Com base no valor das tensões obtidas foi feita a seleção prévia do material, com base nas recomendações da referida apostila. Para esta aplicação, o aço que apresenta o melhor desempenho e coeficiente de segurança quanto a vida em fadiga é o aço 4320 cementado, que possui 440 MPa como tensão admissível de Lewis e 1920 MPa como pressão admissível de Hertz. Dessa forma, obtém-se um coeficiente de segurança de 2 para o pinhão e 3,47 para a cremalheira, em relação à tensão de Lewis e 1,43 para ambos em relação à pressão de Hertz. A validade desses coeficientes será verificada posteriormente via simulação de elementos finitos.

10.4 ANÁLISE DE FLAMBAGEM DA CREMALHEIRA

Flambagem é um fenómeno de encurvadura que ocorre em peças esbeltas (peças em que a seção transversal é muito menos do que o seu comprimento), quando submetidas a um esforço axial de compressão. Como a cremalheira é uma peça esbelta e está sujeita a forças de compressão, é de suma importância calcular se o material resistirá às tensões limites de flambagem.

A fórmula geral da força de flambagem, P_{FL} , é expressa por:

$$P_{FL} = \frac{\pi^2 \times E \times I}{l_{FL}^2} \quad (39)$$

Em que:

- E: módulo de elasticidade do material (MPa);
- I: momento de inércia do material (mm^4);
- l_{FL} : comprimento de flambagem que depende das condições de apoio (mm).

Considerando o material engastado e guiado, temos $l_{FL} = 0,5 \times L$, onde L é o comprimento real da cremalheira.

$$l_{FL} = 0,5 \times 274 = 137 \text{ mm}$$

A fórmula para tensão de flambagem, σ_{FL} é expressa por:

$$\sigma_{FL} = \frac{\pi^2 \times E \times I}{l_{FL}^2 \times A} \quad (40)$$

Em que:

- E: módulo de elasticidade do material (MPa);
- I: momento de inércia do material (mm^4);
- l_{FL} : comprimento de flambagem que depende das condições de apoio (mm);
- A: área da seção transversal do material estudado (mm^2).

Para calcular a flambagem, é necessário calcular λ e λ_{lim} , que corresponde ao índice de esbeltez, e compará-los.

$$\lambda = \frac{l_{FL}}{r} \text{ e } \lambda_{lim} = \pi \times \sqrt{\frac{E}{\sigma_p}} \quad (41)$$

Em que:

- "r" é o raio de giração em milímetros, e é calculado como sendo $r = \sqrt{\frac{I}{A}}$, onde I é o momento de inércia do material e A é a área da seção transversal do material estudado, em milímetros quadrados. Os valores foram fornecidos através do software NX como mostra a figura 87 abaixo;
- " σ_p " é a tensão limite de proporcionalidade em, ou seja, a tensão limite, onde o material permanece no regime elástico.

Figura 87 - Parâmetros fornecidos através do *software* NX para a cremalheira.

```

Section#: 1
Type: Solid
CG: (4.712388980, -25.821807154, 15.000000000) [mm]
M01 (Max): 1.596963309e+04 [mm^4]
M01 (Min): 3.688148938e+03 [mm^4]
Principal Directions:
Max: (0.000000000, 1.000000000, 0.000000000)
Min: (0.000000000, 0.000000000, 1.000000000)
Section Length: 73.411034791 [mm]
Section Area: 301.048515098 [mm^2]

```

Fonte: Autores.

Portanto:

$$r = \sqrt{\frac{1,59696 \cdot 10^4}{301,048}} = 7,283 \text{ mm}$$

$$\lambda = \frac{137}{7,283} = 18,810$$

$$\lambda_{lim} = \pi \times \sqrt{\frac{210000}{460}} = 67,124$$

Comparando os dois λ 's, percebe-se que $\lambda_{lim} > \lambda$, portanto, usa-se as fórmulas empíricas de Tetmajer e Shanley-Bleich:

$$\sigma_{FL} = \sigma_e - \frac{\sigma_e - \sigma_p}{\lambda_{lim}} \times \lambda \quad (42) \text{ (Tetmajer)}$$

$$\sigma_{FL} = \sigma_e - \frac{\sigma_e - \sigma_p}{\lambda_{lim}^2} \times \lambda^2 \quad (43) \text{ (Shanley-Bleich)}$$

Por Tetmajer, tem-se:

$$\sigma_{FL} = 460 - \frac{460 - 380}{67,124} \times 18,81$$

$$\sigma_{FL} = 438,55 \text{ MPa}$$

Por Shanley-Bleich, tem-se:

$$\sigma_{FL} = 460 - \frac{460 - 380}{67,124^2} \times 18,81^2$$

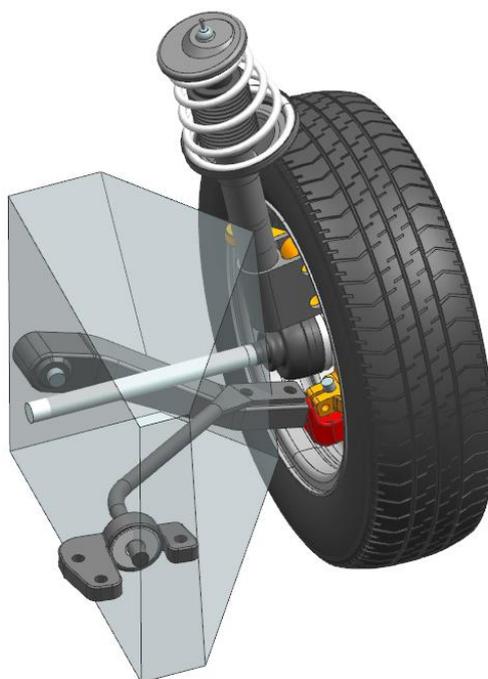
$$\sigma_{FL} = 453,71 \text{ MPa}$$

Portanto, como o limite de escoamento do material é de 460 MPa e os limites calculados pelos critérios de Tetmajer e Shanley-Bleich são respectivamente 438,55 MPa e 453,71 MPa, ou seja, inferiores ao limite estipulado, a cremalheira não sofrerá flambagem.

10.5 CONCEPÇÃO DO SISTEMA EM SOFTWARE CAD (NX - SIEMENS)

Partindo-se do CAD do veículo original, confeccionado através da engenharia reversa, é necessário analisar o volume disponível, ou *package*, para a criação dos componentes. Por se tratar de uma região propícia para impactos e acúmulo de detritos também é necessário se pensar em uma estratégia de proteção/contenção. Por fim, também é importante ressaltar que as alterações na massa não suspensa do veículo são bastante sensíveis do ponto de vista de dinâmica e, portanto, deverão ser as menores possíveis. A figura 88 na sequência apresenta a geometria do veículo original, com a definição do volume de trabalho.

Figura 88 - Volume disponível para confecção dos componentes.



Fonte: Autores.

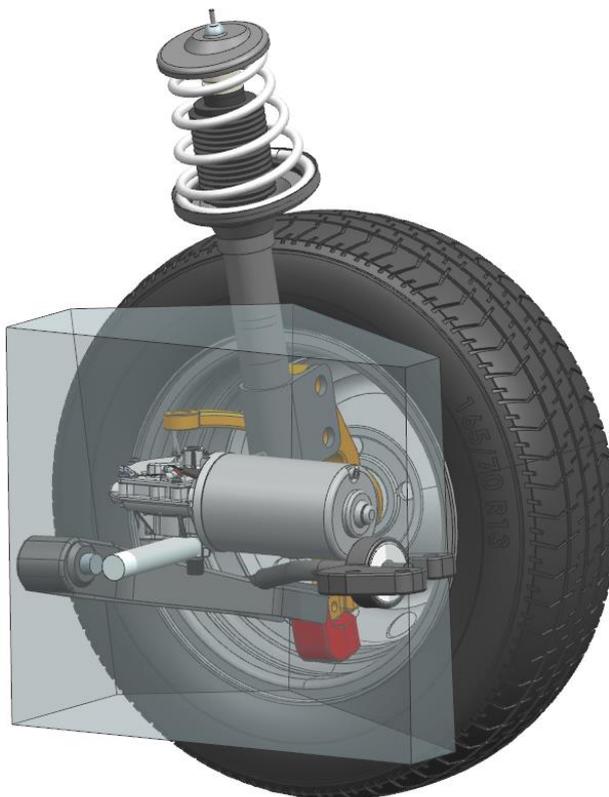
De forma orientativa para o *design*, foram definidas algumas premissas e restrições de projeto, levando-se em conta o *package* disponível, elencadas pelos tópicos na sequência:

- A nova geometria dos braços deverá utilizar os mesmos pontos e mancais de fixação do veículo original;
- O volume do conjunto não poderá ultrapassar os limites da caixa de roda, nem causar limitação de esterço e no curso do amortecedor;
- O ponto de fixação na manga de eixo deverá ser o mesmo;

- O atuador elétrico não poderá ficar demasiadamente próximo ao solo;
- Deverá existir uma proteção sobre o sistema de acionamento a fim de impedir o acúmulo de sujeira e garantir a maior estanqueidade possível;
- A montagem dos componentes deve compartilhar fixação, de modo a garantir a maior rigidez possível;
- O sistema de acionamento não poderá interferir com a árvore de transmissão, que segue para a manga de eixo;
- O sistema deverá ser robusto (mesmo que em um primeiro momento), considerando-se o escopo de aplicação, local de posicionamento e incertezas quanto ao carregamento sofrido.

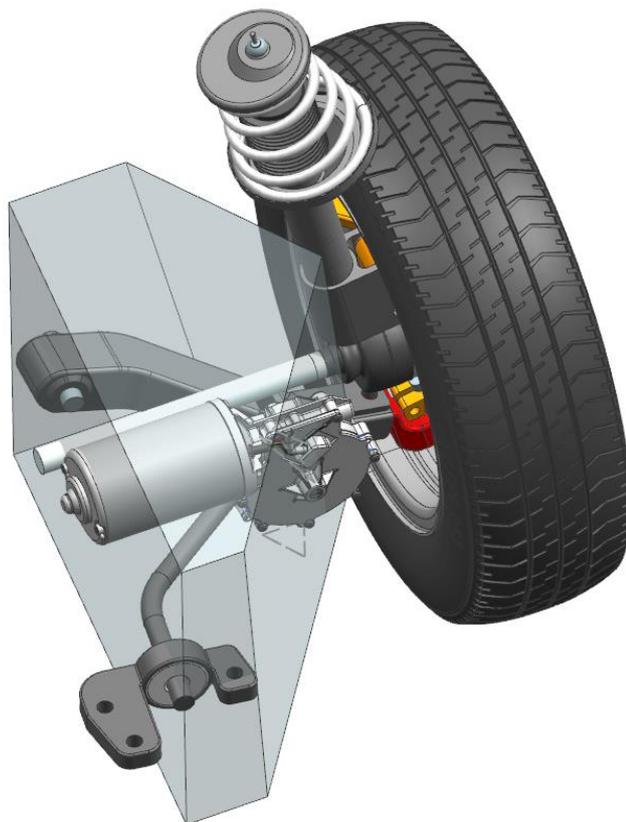
Partindo-se do desenho 3D, solicitado à BOSCH, do motor elétrico escolhido, foi realizado um estudo referente às alternativas de posicionamento, durante a fase inicial do projeto. As figuras 89, 90 e 91 na sequência apresentam os resultados obtidos.

Figura 89 - Posicionamento do atuador elétrico, opção A.



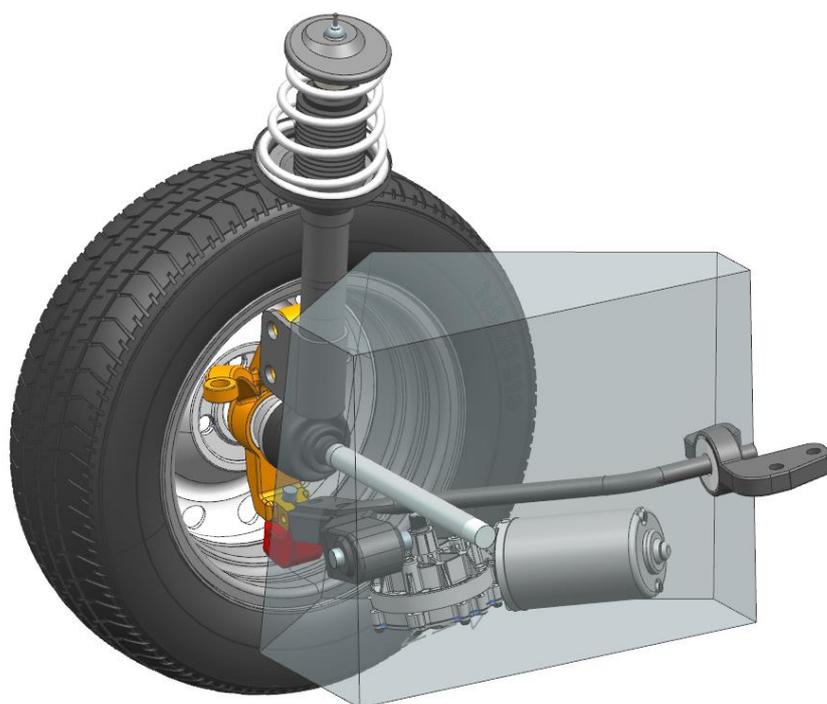
Fonte: Autores.

Figura 90 - Posicionamento do atuador elétrico, opção B.



Fonte: Autores.

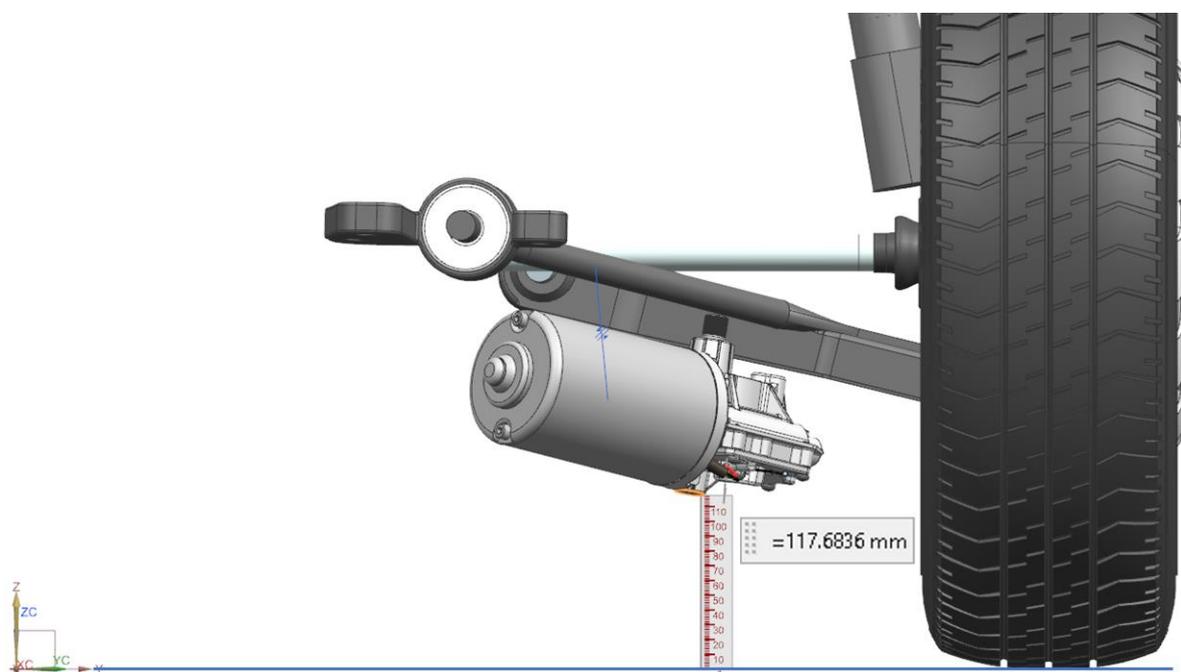
Figura 91 - Posicionamento do atuador elétrico, opção C.



Fonte: Autores.

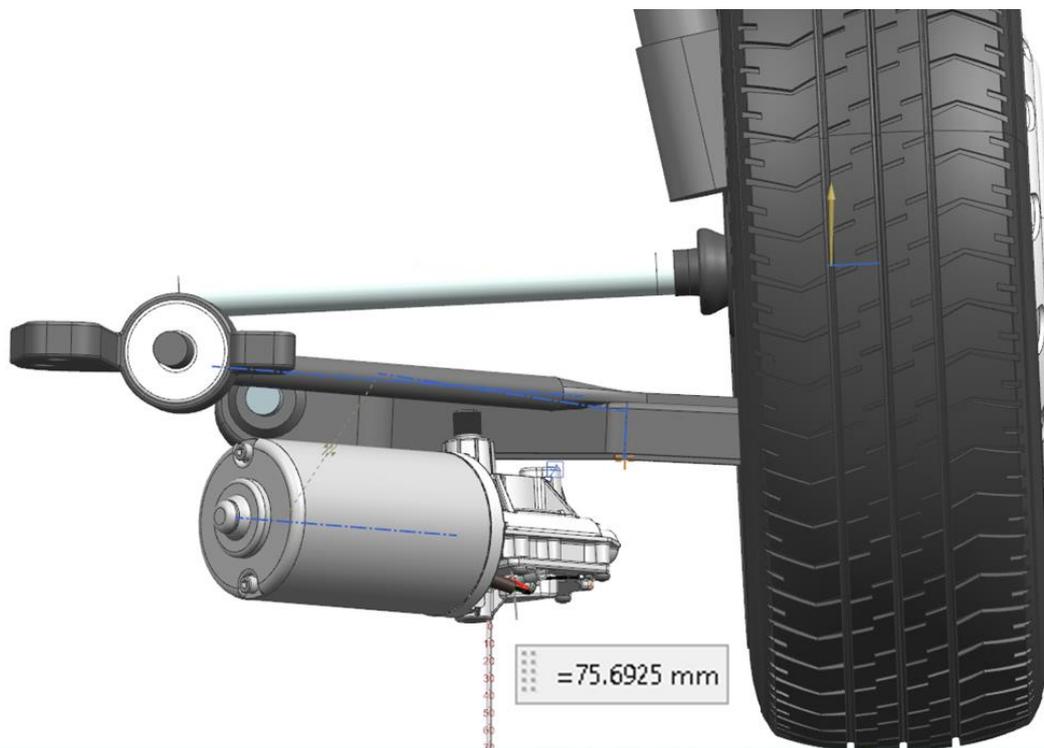
Apesar de estar localizada na parte frontal e inferior do braço de suspensão, estando mais suscetível a impactos, a opção C é a única que respeita o volume interno disponível na caixa de roda e que não interfere com a árvore de transmissão. Por esse motivo, ela foi escolhida. Como vantagens, o posicionamento mais baixo também corrobora para a redução da altura do centro de gravidade e delega um maior volume disponível para a confecção dos demais componentes do sistema de acionamento. Nesta posição, a distância mínima do atuador para o solo é de 117,68 mm na posição neutra, 75,69 mm na posição de máxima compressão e 172,95 mm na posição de máxima extensão, quando o comprimento do braço se encontra inalterado em relação ao original, como demonstram as figuras 92, 93 e 94 na sequência.

Figura 92 - Distância mínima do atuador para o solo, Opção C, braço no comprimento original, neutro.



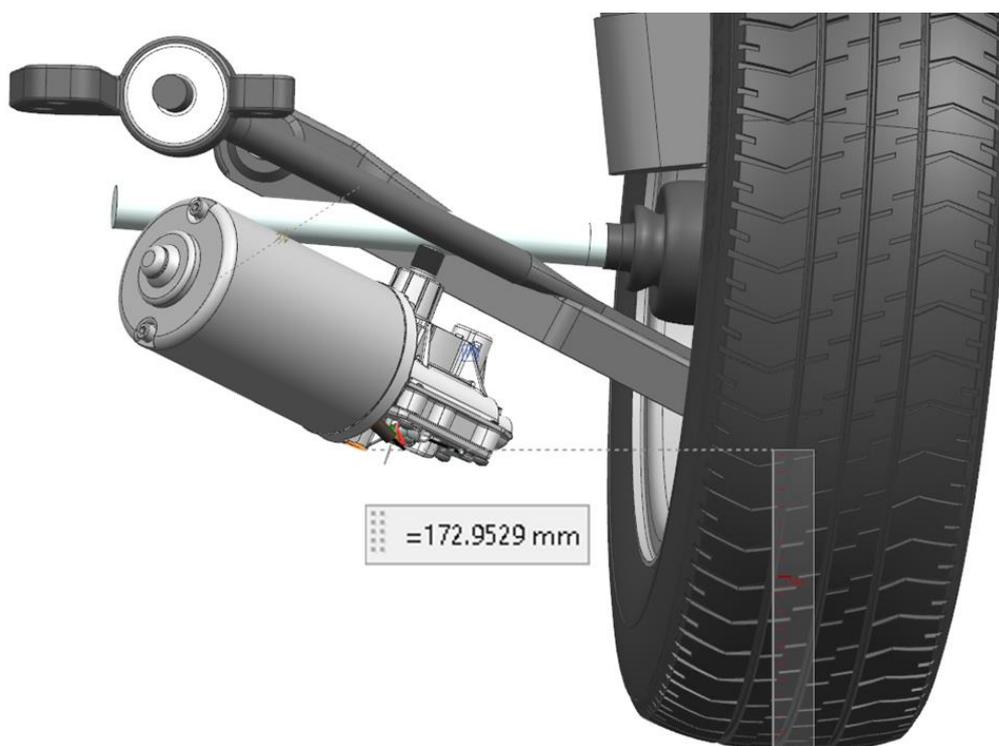
Fonte: Autores.

Figura 93 - Distância mínima do atuador para o solo, Opção C, braço no comprimento original, compressão.



Fonte: Autores.

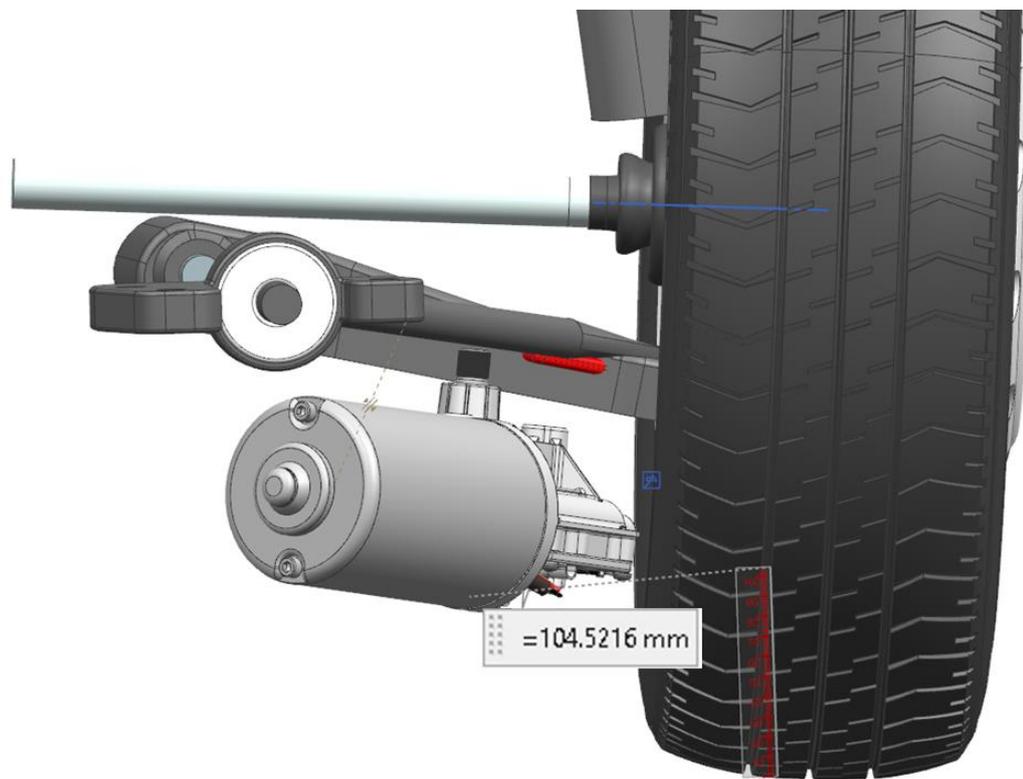
Figura 94 - Distância mínima do atuador para o solo, Opção C, braço no comprimento original, extensão.



Fonte: Autores.

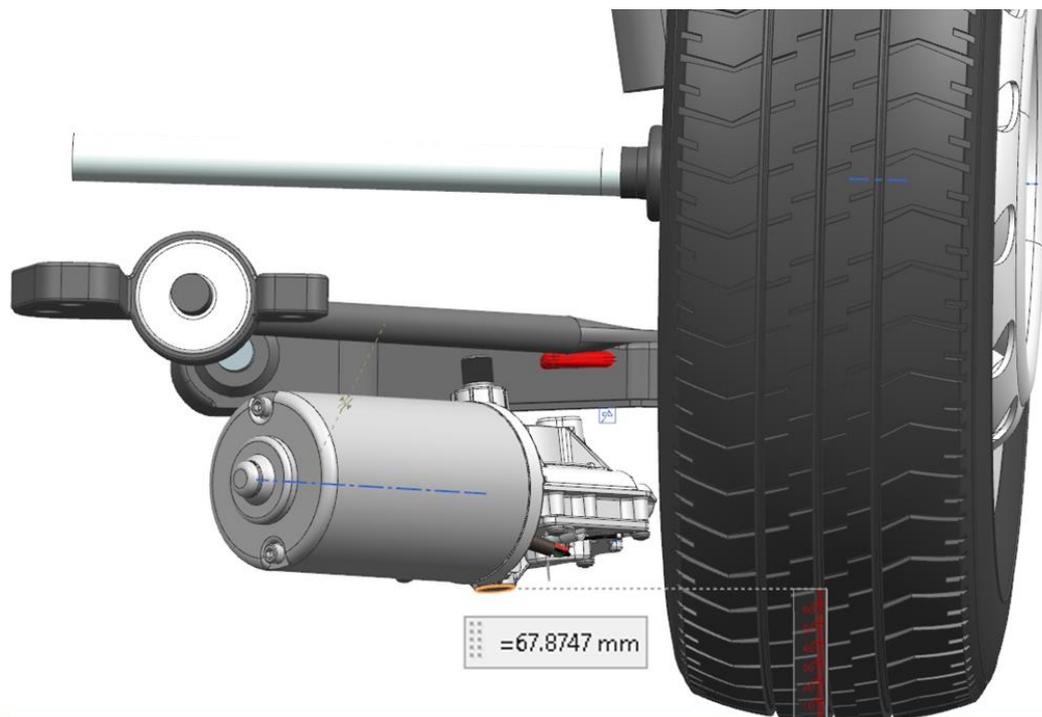
A mesma verificação foi feita considerando-se o *range* máximo e mínimo da variação do comprimento do braço, de -50 mm até + 50 mm. As figuras de 95 até 100 na sequência apresentam os resultados.

Figura 95 - Distância mínima do atuador para o solo, Opção C, braço -50 mm, neutro.



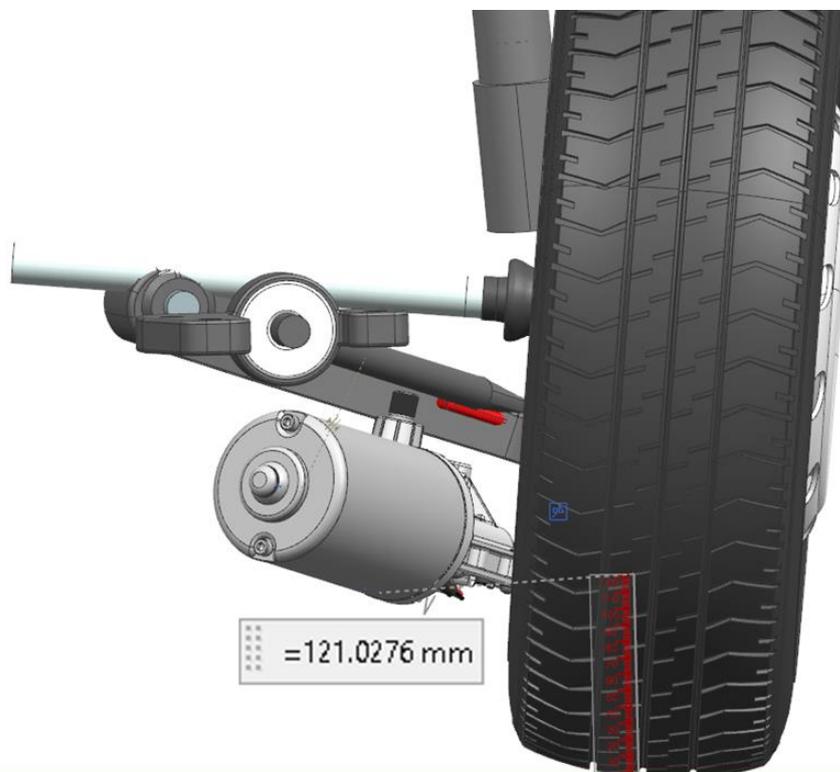
Fonte: Autores.

Figura 96 - Distância mínima do atuador para o solo, Opção C, braço -50 mm, compressão.



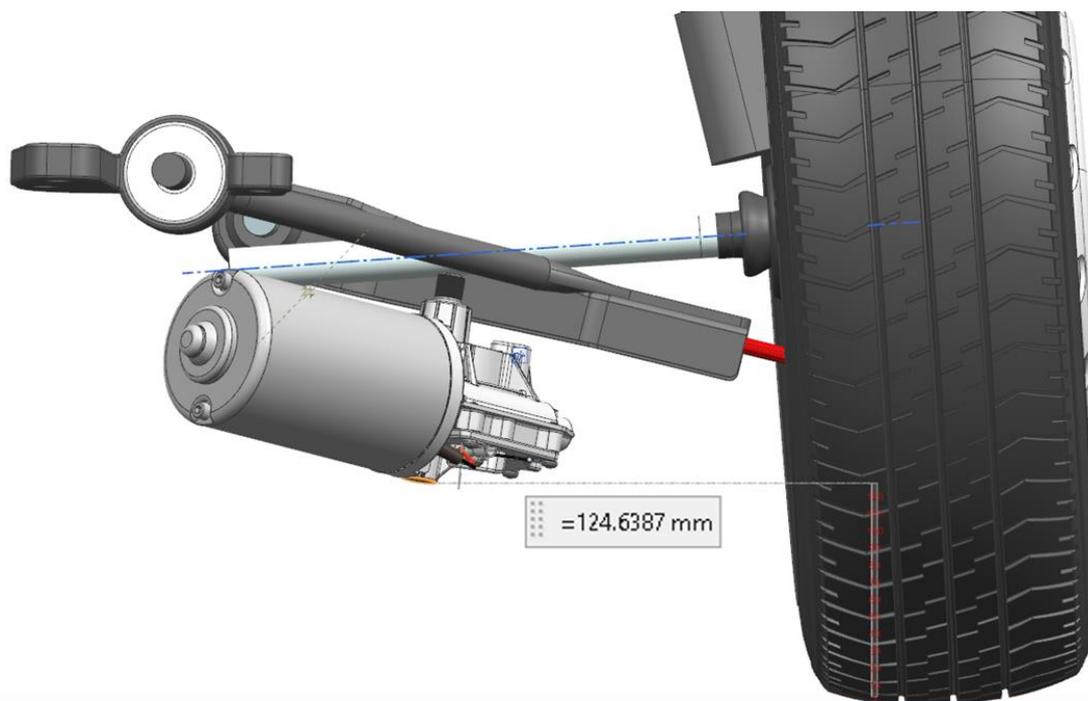
Fonte: Autores.

Figura 97 - Distância mínima do atuador para o solo, Opção C, braço -50 mm, extensão.



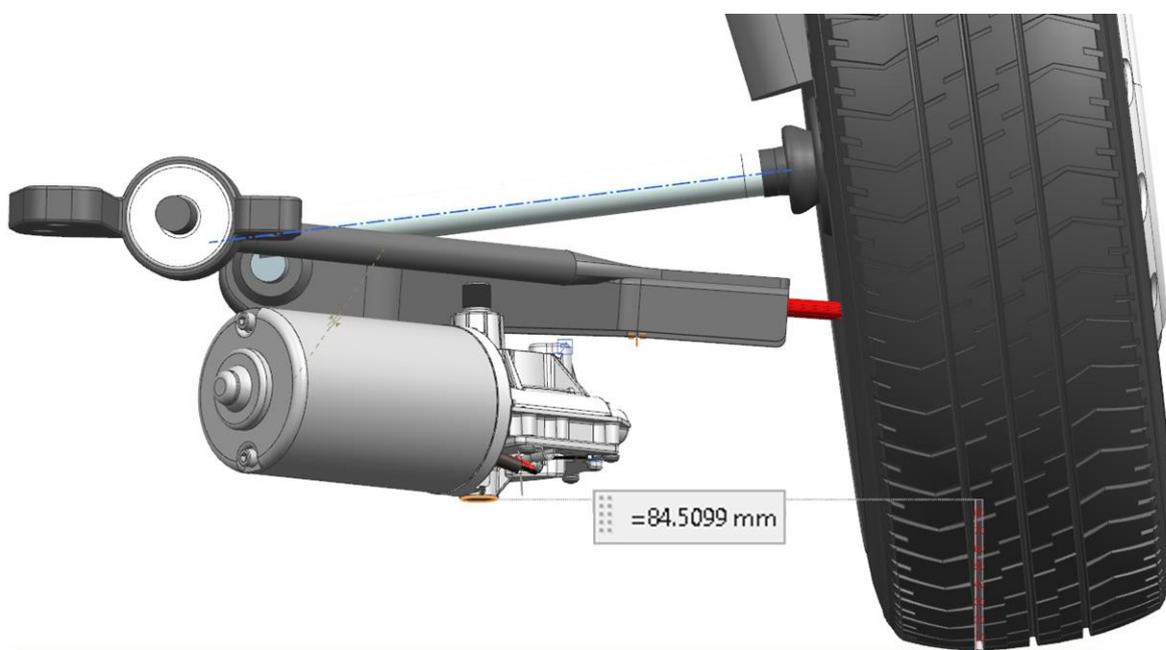
Fonte: Autores

Figura 98 - Distância mínima do atuador para o solo, Opção C, braço +50 mm, neutro.



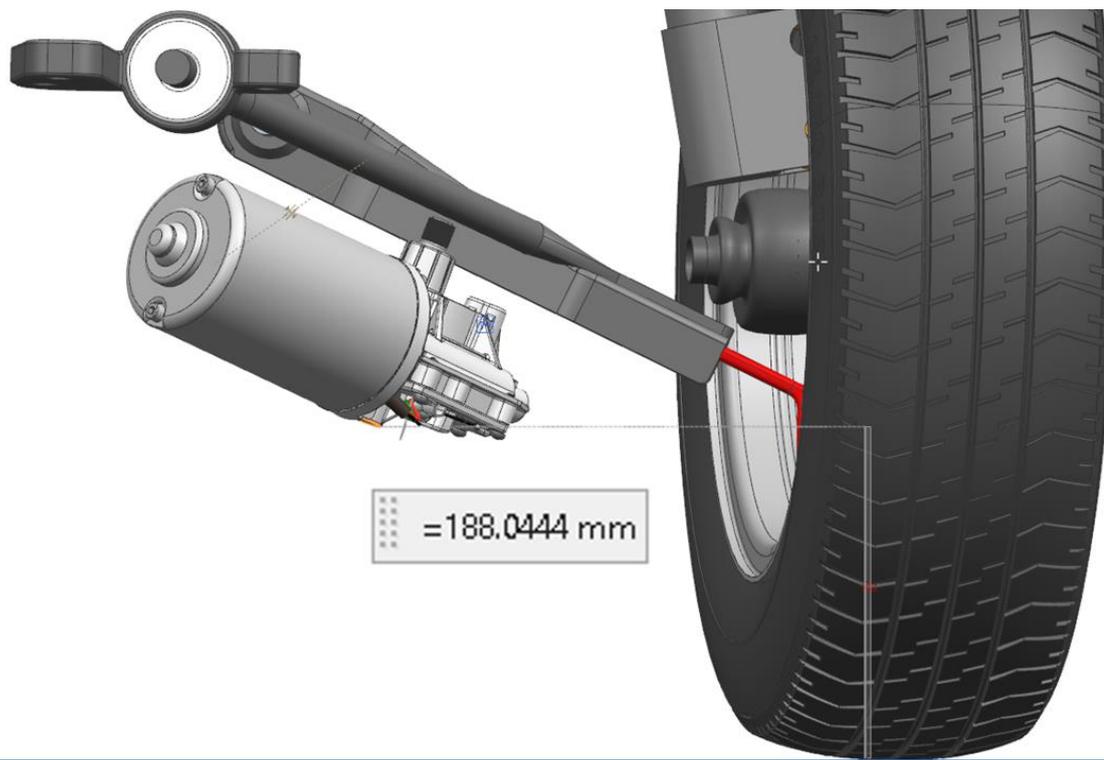
Fonte: Autores.

Figura 99 - Distância mínima do atuador para o solo, Opção C, braço +50 mm, compressão.



Fonte: Autores.

Figura 100 - Distância mínima do atuador para o solo, Opção C, braço +50 mm, extensão.

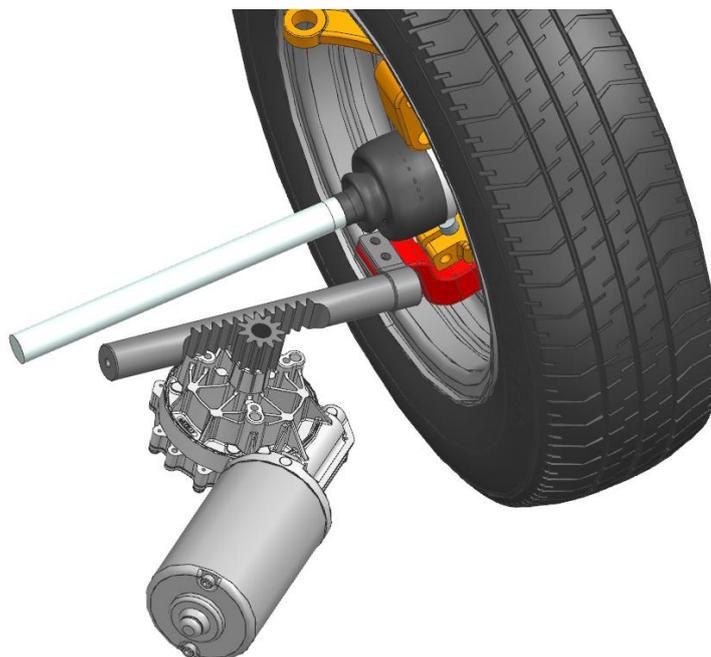


Fonte: Autores.

Pela verificação da sequência de figuras apresentadas, é possível concluir que não há risco de colisão do atuador com o solo, considerando-se o escopo de aplicação do sistema, já que o pavimento de autódromos tem característica plana e regular. Analisando-se pelo viés rodoviário, chega-se às mesmas conclusões do autódromo quanto à característica da via. Do ponto de vista urbano, torna-se difícil a análise, dadas as diferentes características do perfil das vias das cidades brasileiras. Neste ponto, durante a fase de testes do novo produto, deverá ser feita uma verificação mais detalhada quanto ao trânsito urbano de veículos equipados com o sistema. Por hora, não é possível chegar a uma conclusão assertiva.

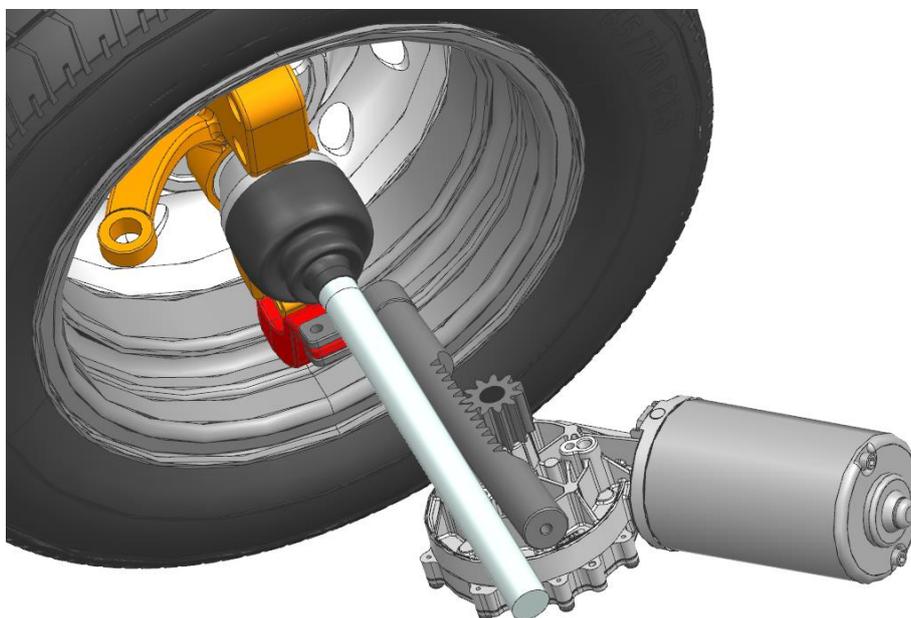
Definindo o posicionamento do atuador elétrico, partiu-se para o desenvolvimento do sistema de acionamento. O pinhão foi desenhado com o auxílio da ferramenta *GC Toolkits*, do software NX e, específica para engrenagens. A cremalheira foi confeccionada manualmente, seguindo-se as equações geométricas para o perfil dos dentes, pois a ferramenta utilizada para o pinhão não apresenta a possibilidade de geração de perfil quando o número de dentes tende ao infinito. O número de dentes definido para cremalheira foi feito de tal forma que seja possível movimentá-la axialmente 50 mm no sentido externo à caixa de roda e 50 mm no sentido interno a caixa de roda. As figuras 101 e 102 na sequência apresentam o resultado.

Figura 101 - Geometria do pinhão e cremalheira, engrenados - vista A.



Fonte: Autores.

Figura 102 - Geometria do pinhão e cremalheira, engrenados - vista B.

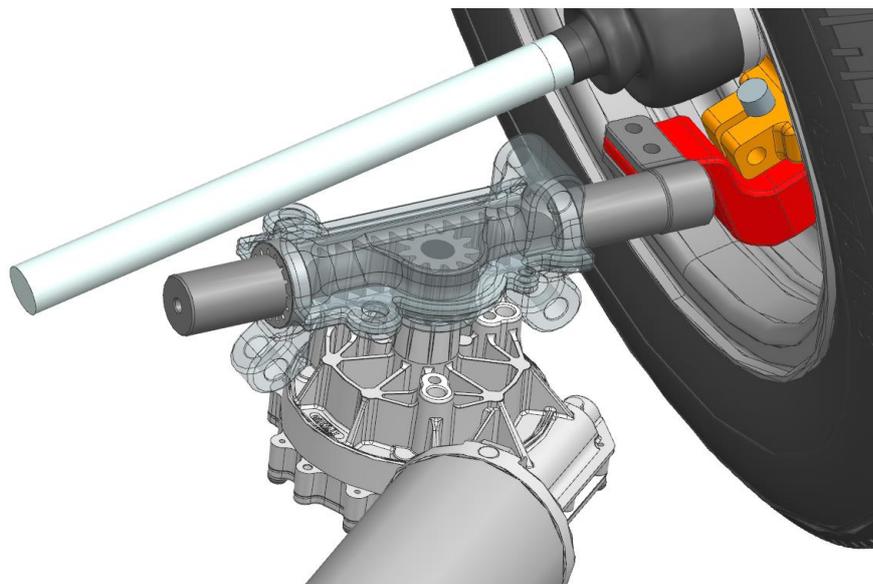


Fonte: Autores.

Nota-se pela figura acima que o ponto de aplicação da força foi ligeiramente deslocado do centro do pivô para à frente deste, para garantir um distanciamento adequado da árvore de transmissão.

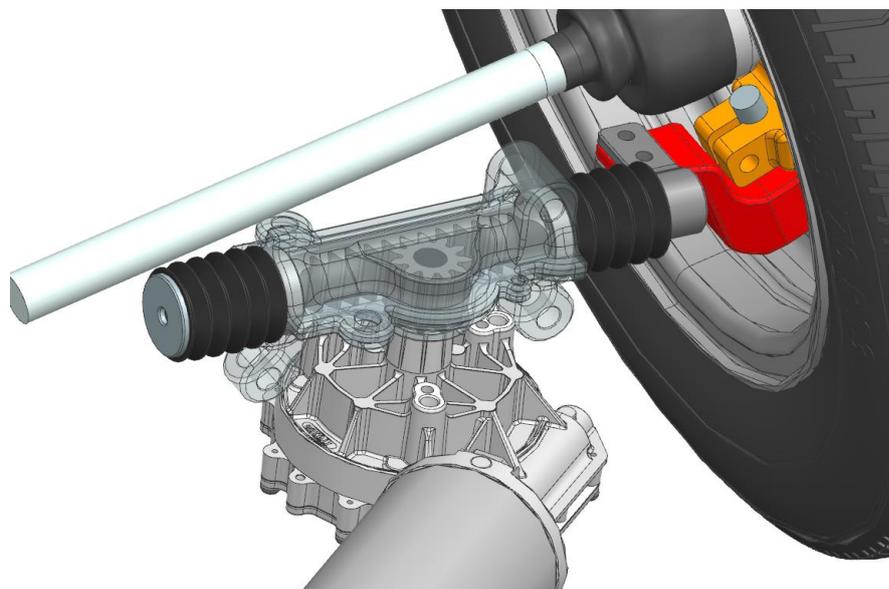
Em seguida, definiu-se a posição dos mancais de deslizamento, caixa de contenção do sistema e coifas de borracha, para impedir a entrada de detritos. As figuras 103 e 104 na sequência apresentam o resultado obtido.

Figura 103 - Posição dos mancais de deslizamento.



Fonte: Autores.

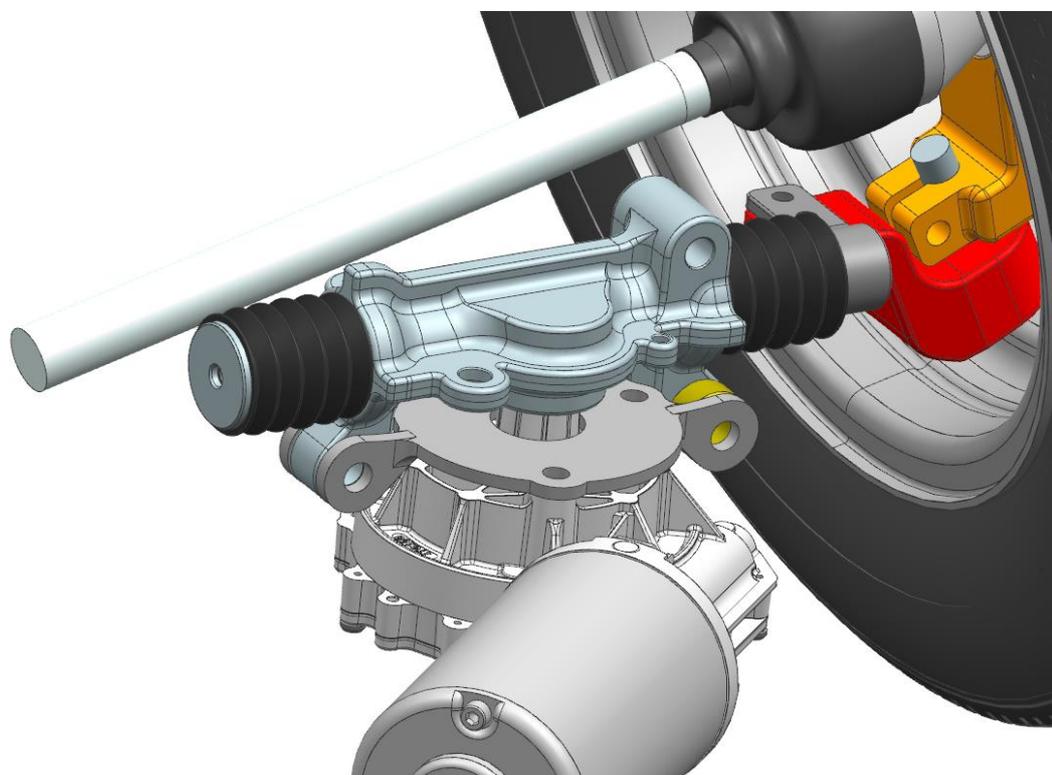
Figura 104 - Posicionamento das coifas de proteção.



Fonte: Autores.

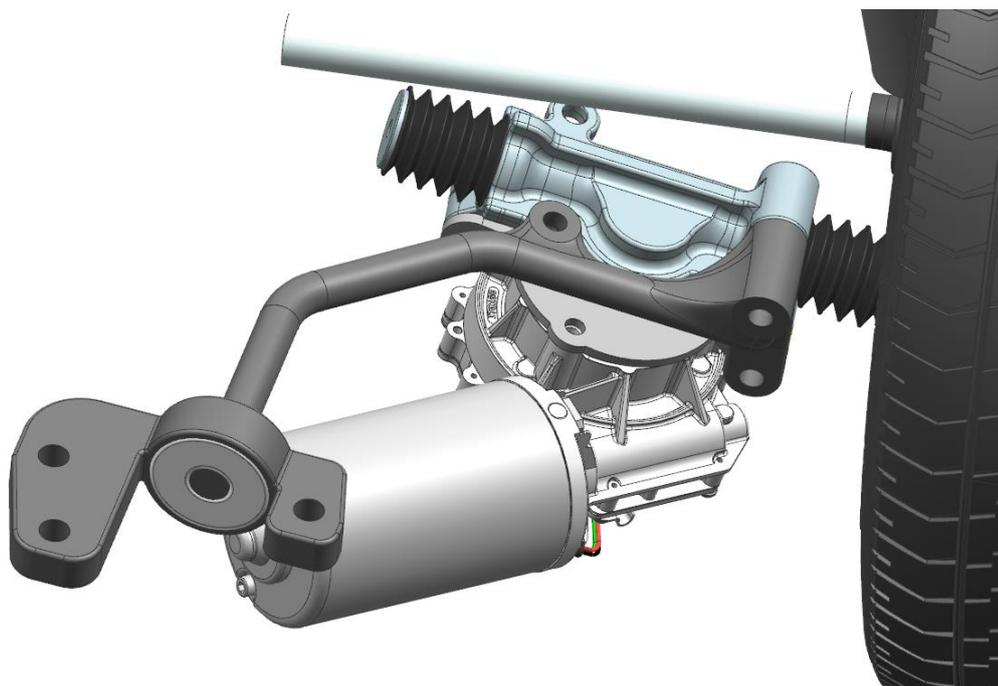
Na sequência, foram desenvolvidos os novos braços de suspensão e o flange de fixação do motor elétrico. Optou-se pelo compartilhamento das fixações entre os 3 componentes, para garantir robustez e alinhamento. Cada componente possui 3 pontos de fixação, que além de gerar um plano/superfície de contato, impede a movimentação dos componentes nos 6 graus de liberdade espaciais (rotação e translação ao longo de cada vetor principal). As figuras 105, 106 e 107 na sequência, apresentam o *design* para o flange de fixação do motor elétrico, novo tirante e novo braço principal, respectivamente.

Figura 105 - Flange de fixação do motor elétrico.



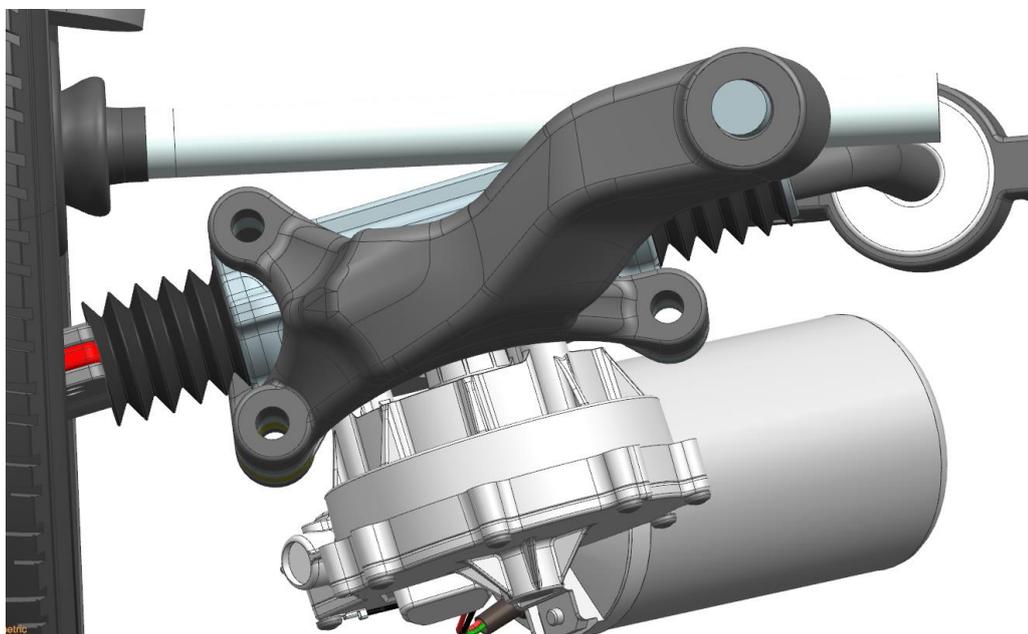
Fonte: Autores.

Figura 106 - Nova proposta de tirante da suspensão.



Fonte: Autores.

Figura 107 - Nova proposta de braço principal.

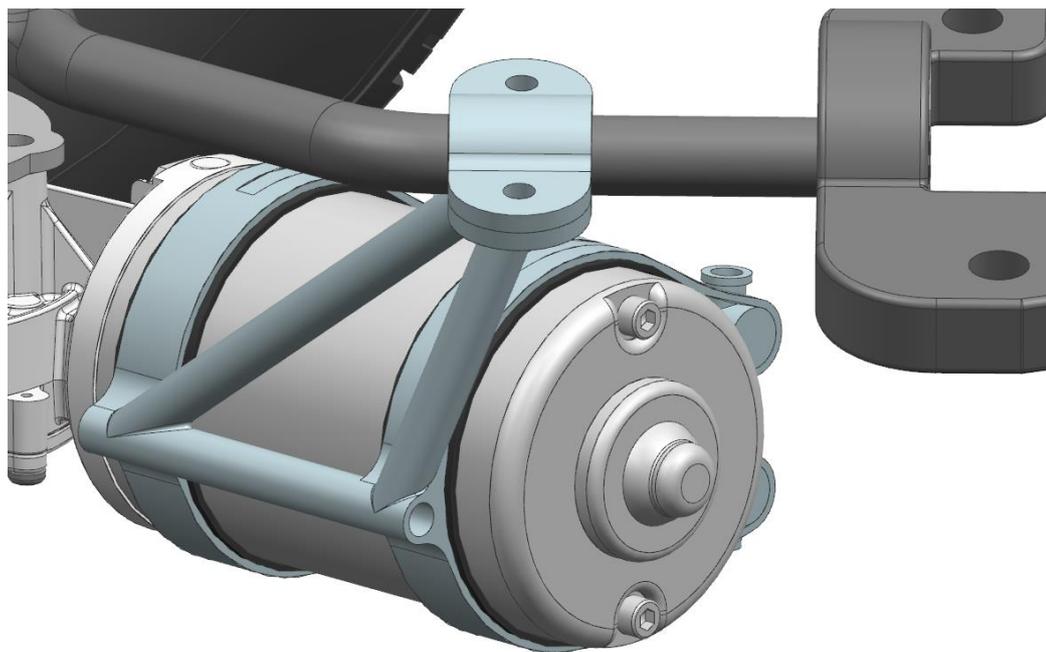


Fonte: Autores.

A fixação apenas por meio do flange deixa o atuador em balanço, algo que, por conta da massa de 5kg associada, pode gerar problemas quanto a modos de vibração. Nesse sentido, um sistema de fixação tubular, propriamente triangularizado, foi desenvolvido para ser fixo ao

novo tirante, por meio de parafusos e, a região cilíndrica do atuador, por meio de braçadeiras metálicas. Junto as braçadeiras, foram adicionados cilindros de borracha para garantir uma maior área de contato de aperto e impedir deslizamento axial do atuador. A figura 108 na sequência apresenta o *design* da estrutura mencionada.

Figura 108 - Estrutura tubular auxiliar, de fixação do atuador elétrico.

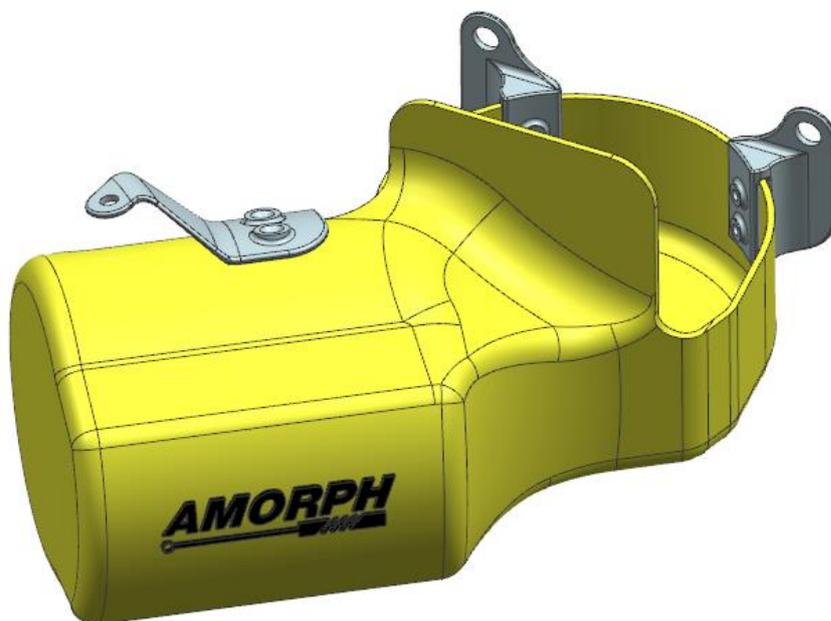


Fonte: Autores.

Na fixação de todos os elementos foi considerada a utilização de parafuso classe 12.9, por apresentar maior resistência ao cisalhamento. As dimensões utilizadas variaram de 6 a 12 mm. Maiores detalhes dos elementos e regiões de fixação podem ser visualizados nos desenhos 2D que se encontram nos anexos.

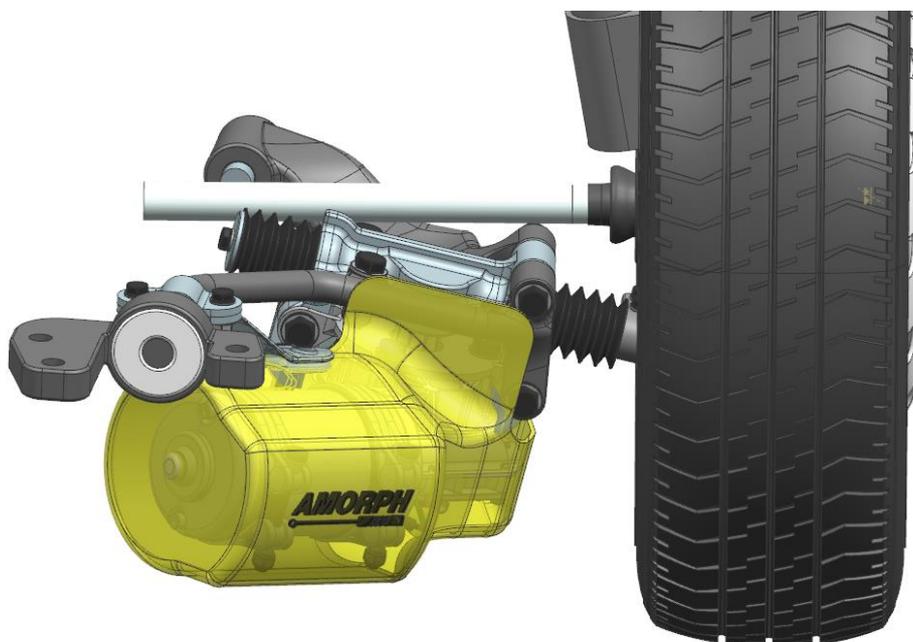
Por fim, analisando-se o sistema completo, foi desenvolvida uma proteção contra impactos, acúmulo de poeira e para evitar contato direto com água. A proteção não cobre totalmente o sistema e existem aberturas, para montagem, que também ajudam a promover o conforto térmico do atuador elétrico. Vale ressaltar que a proteção conta com uma saída para água, a fim de drenar o sistema em dias chuvosos. A proteção será confeccionada em material elastomérico flexível, para facilitar a montagem e remoção. Quanto à fixação, foram desenvolvidos suportes auxiliares metálicos, que compartilham da fixação do braço principal e da estrutura tubular. As figuras 109 e 110 na sequência apresentam o design da referida proteção.

Figura 109 - Defletor de proteção do sistema - vista A



Fonte: Autores.

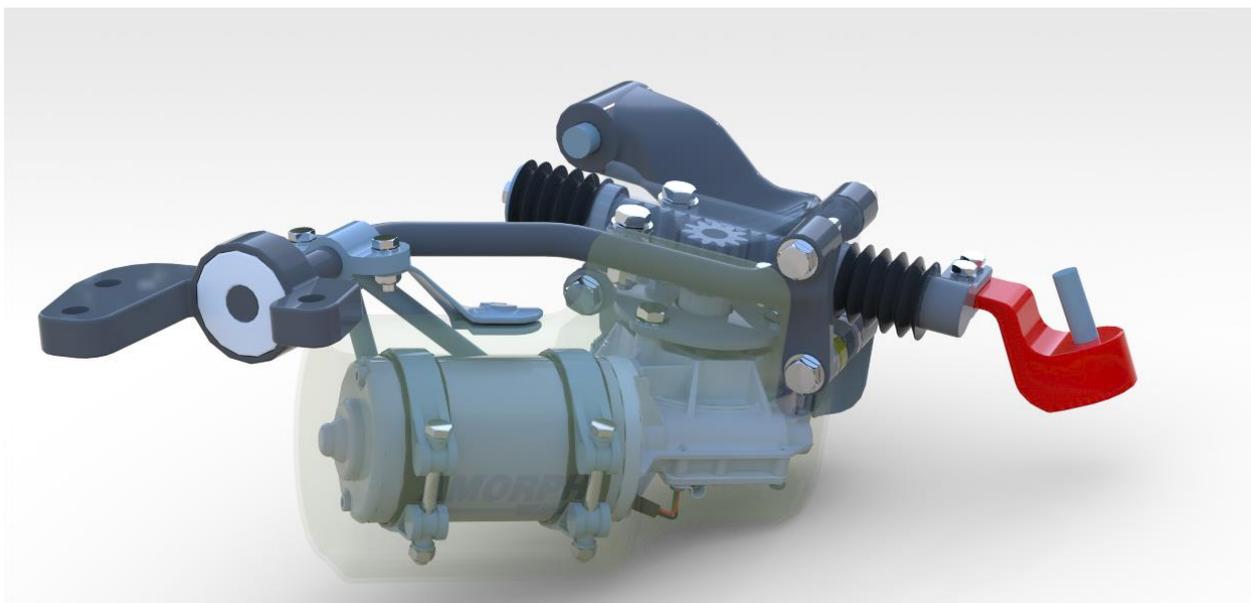
Figura 110 - Defletor de proteção do sistema - vista B



Fonte: Autores.

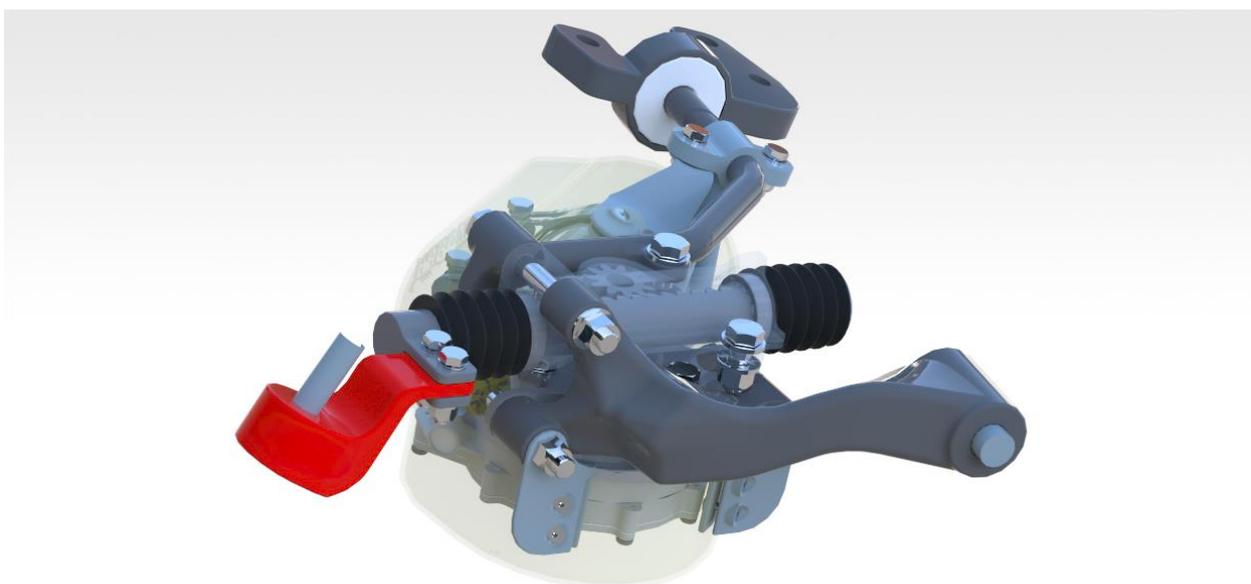
O design do sistema completo e montado pode ser visualizado na sequência, através das figuras 111, 112, 113 e 114, obtida pela renderização dos componentes no *Ray Traced Studio*, do *software NX*. Outras imagens podem ser visualizadas também no anexo.

Figura 111 -Imagem renderizada do sistema completo - Vista A.



Fonte: Autores.

Figura 112 - Imagem renderizada do sistema completo - Vista B.



Fonte: Autores.

Figura 113 - Imagem renderizada do sistema completo - Vista C.



Fonte: Autores.

Figura 114 - Imagem renderizada do sistema completo - Vista D.



Fonte: Autores.

Como já mencionado, os desenhos 2D de detalhes dos componentes encontram-se no anexo para visualização.

Associando materiais aos componentes, no próprio NX, é possível prever a massa de cada elemento e então a massa total do sistema. Comparando-se a massa do sistema original com a do sistema Amorph é possível verificar qual foi o percentil de aumento e quais renúncias

estão associadas junto a proposta de ganho explicitada no tópico de cálculo da melhoria. A tabela 19 na sequência apresenta esta comparação.

Tabela 19 - Comparação da massa não suspensa.

Componente	Material	Original	Amorph	
Atuador Eletrico	-	-	5.000	kg
Braço Principal	Aço	2.202	3.574	kg
Tirante	Aço	1.194	1.346	kg
Pivot	Aço	0.942	0.850	kg
Carcaça	Aço	-	1.329	kg
Pinhão	Aço	-	0.195	kg
Cremalheira	Aço	-	1.322	kg
Mancal de Deslizamento	Bronze	-	0.090	kg
Flange do Motor	Aço	-	0.447	kg
Bucha Distanciadora	Aluminio	-	0.030	kg
Coifas	Borracha	-	0.016	kg
Tampa da Coifa	Aluminio	-	0.001	kg
Estrutura Tubular	Aço	-	0.628	kg
Proteção	Elastômero	-	0.546	kg
Suporte da Proteção	Aço	-	0.473	kg
Sensor Linear	-	-	0.100	kg
Sistema de fixação (Parafusos, porcas, arruelas)	Aço	0.228	1.750	kg
Rodas + Pneus	-	10.096	10.096	kg
Manga de eixo	Aço	2.974	2.974	kg
Amortecedores	Aço	4.364	4.364	kg
TOTAL		22	35.130	kg
DIFERENÇA %			59.68%	

Fonte: Autores.

Nota-se que ocorreu um aumento na massa não suspensa de 59,68 %, relativo a 13,13 kg adicionados ao sistema. Majoritariamente, essa massa provém do atuador elétrico que, sozinho, representa 5kg. É importante ressaltar que a suspensão original do veículo escolhido é bastante simples (trata-se de um leve compacto), com poucos componentes e, cujo escopo não é a esportividade. Como já demonstrado, a proposta Amorph apresenta, entre outros benefícios, a redução expressiva da rolagem de carroceria em comparação com o sistema original, além de ter característica construtiva mais robusta e adequada à esportividade e uso severo em pista.

É possível prever o impacto dessa modificação na frequência da massa não suspensa e analisar as possíveis renúncias do fenômeno. As equações na sequência, retiradas do livro *Fundamentals of Vehicle Dynamics* do Gillespie, permitem calcular a frequência de oscilação.

$$RR = \frac{K_S \cdot K_T}{K_S + K_T} \quad (44)$$

$$rk = \frac{K_T}{K_S} \quad (45)$$

$$fn_M = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{RR}{M}} \quad (46)$$

$$fn_m = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K_T}{m}} \quad (47)$$

Em que:

- RR : rigidez equivalente;
- rk : relação entre a rigidez dos pneus e a rigidez das molas;
- M : massa suspensa do veículo;
- m : massa não suspensa;
- fn_M : frequência natural da massa suspensa;
- fn_m : frequência natural da massa não suspensa.

Gillespie afirma que a relação rk pode variar de 5 a 20, sendo o primeiro relativo a veículos esportivos (suspensão rígida) e o segundo relativo a veículos de luxo (suspensão confortável). Como o veículo base é compacto e popular, considerou-se a média do intervalo, 12,5 para os cálculos. A rigidez das molas do veículo está especificada na tabela 9, assim como a distribuição de massa entre os eixos. A massa não suspensa, do veículo original e modificado está na tabela 19. Substituindo-se os valores mencionados nas equações é possível comparar os resultados, expressos por meio da tabela 20 na sequência.

Tabela 20 - Frequência natural de oscilação da massa não suspensa.

Eixo Dianteiro	Original	Amorph		Diferença %
Ks	25	25	N.mm	
rk	12.5	12.5	-	
Kt	312.5	312.5	N.mm	
RR	23.148	23.148	N.mm	
M	543.06	543.06	kg	
m	44	70.259	kg	
fn_M	1.0391	1.0391	Hz	0.00%
fn_m	13.413	10.614	Hz	-20.86%

Fonte: Autores.

Nota-se que a frequência de oscilação da massa não suspensa reduziu em 20,86%, de 13,413 para 10,614 Hz. Tal condição não aumenta significativamente o efeito da

transmissibilidade das oscilações da pista para a massa não suspensa por ainda estar dentro do range ideal de 10 a 15 Hz estipulado por Gillespie.

10.6 SIMULAÇÃO DE ELEMENTOS FINITOS

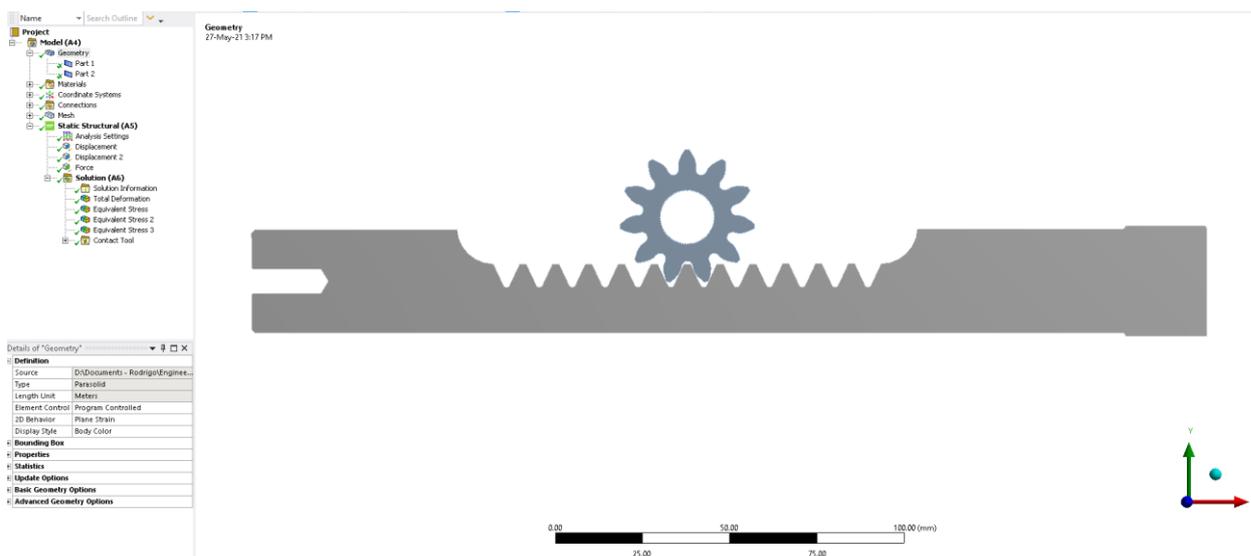
Concluído o design dos componentes e verificações de projeto, os componentes foram simulados quanto ao carregamento no *software* de elementos finitos *Ansys Workbench*, disponível no Centro Universitário da FEI.

10.6.1 TENSÕES DE LEWIS E HERTZ - PINHÃO E CREMALHEIRA

Por se tratarem de engrenagens cilíndricas de dentes retos, que possuem simetria de seção constante, optou-se por efetuar uma simulação do tipo 2D para poupar tempo computacional. Assim, partindo-se do CAD 3D, foram extraídas as seções tanto da cremalheira quanto do pinhão e importadas para o *Static Structural*, subprograma do *Ansys*.

No *setup* da simulação, foi definido o material para aço, assim como o estado plano de deformação no tipo de simulação. A figura 115 na sequência apresenta os detalhes mencionados.

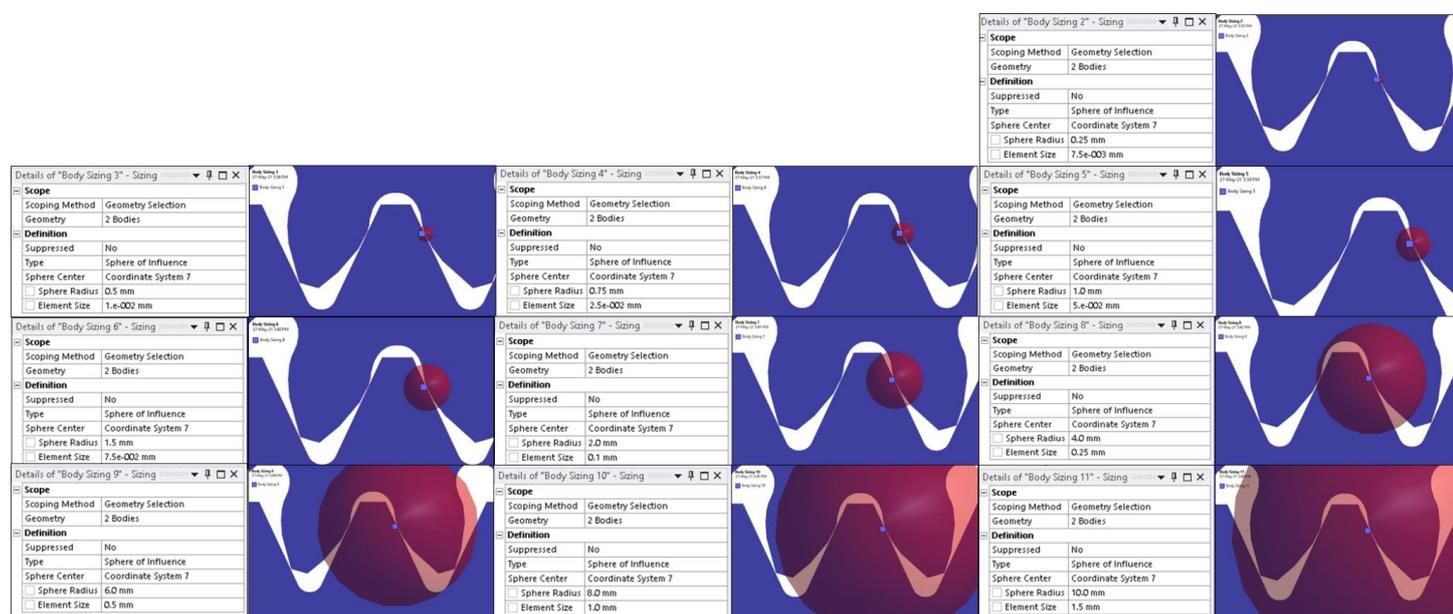
Figura 115 - Importação da geometria, material e características da simulação.



Fonte: Autores.

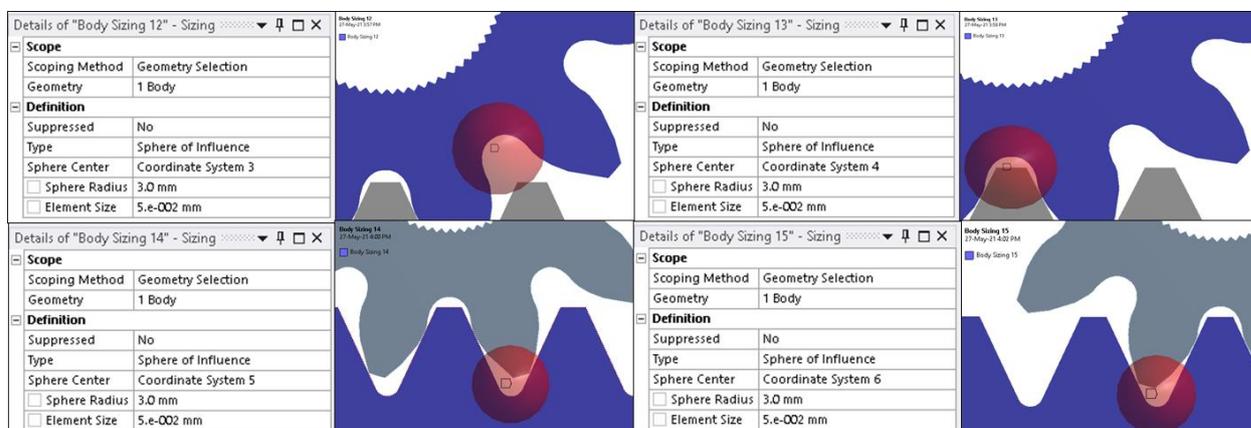
Posteriormente, foi definida a malha de elementos finitos para a simulação do conjunto. Definiu-se o tipo de elemento para “hexadominate” e segunda ordem (quadrático), por apresentarem melhor convergência dos resultados para valores de tensão. Como as regiões de interesse para a análise correspondem ao contato dos dentes (pressão de Hertz) e ao pé dos dentes (tensão de flexão de Lewis), refinou-se a malha nestas regiões com o auxílio de esferas de influência. As figuras 116, 117, 118, 119 e 120 na sequência apresentam os detalhes para setup de malha e resultados obtidos.

Figura 116 - Esferas de influência para o refinamento da região de contato dos dentes.



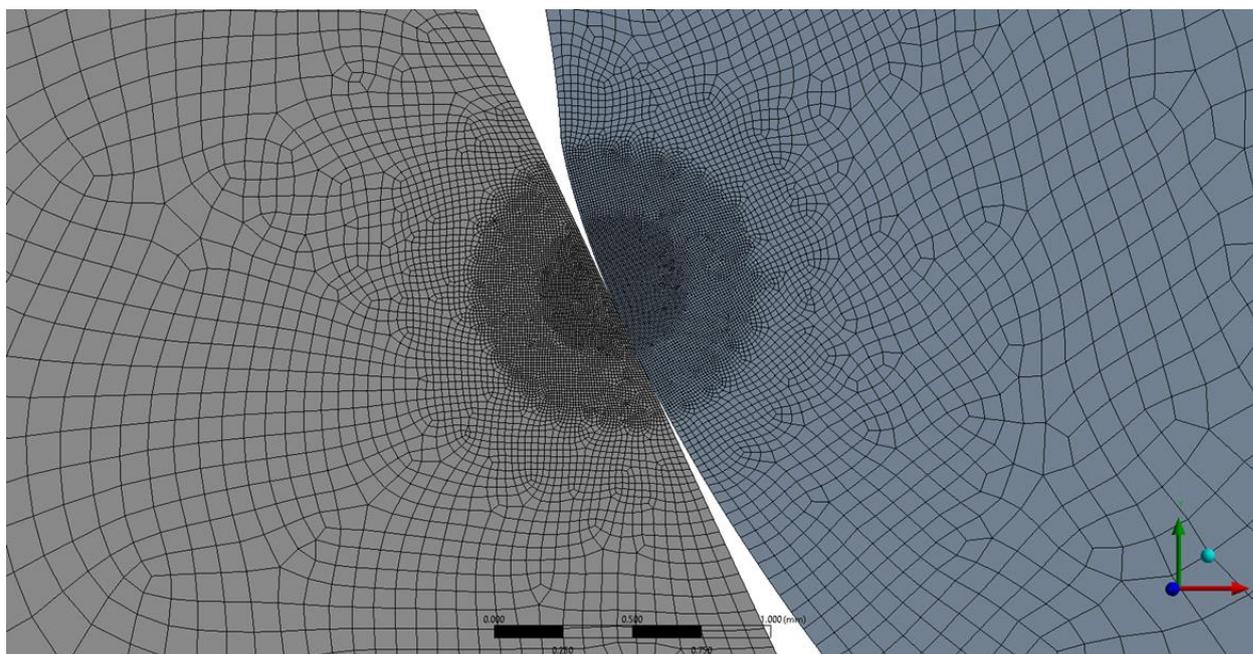
Fonte: Autores.

Figura 117 - Esferas de influência para o refinamento da malha no pé dos dentes de interesse.



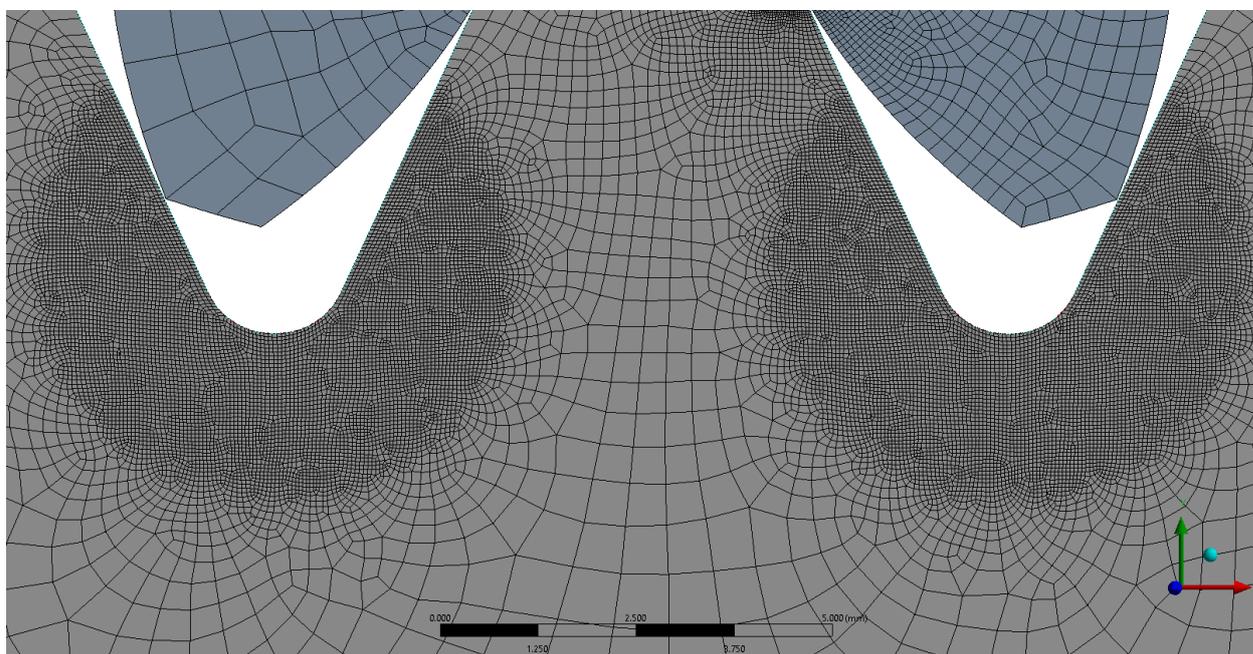
Fonte: Autores.

Figura 118 - Resultado da geração e refinamento da malha para o contato dos dentes.



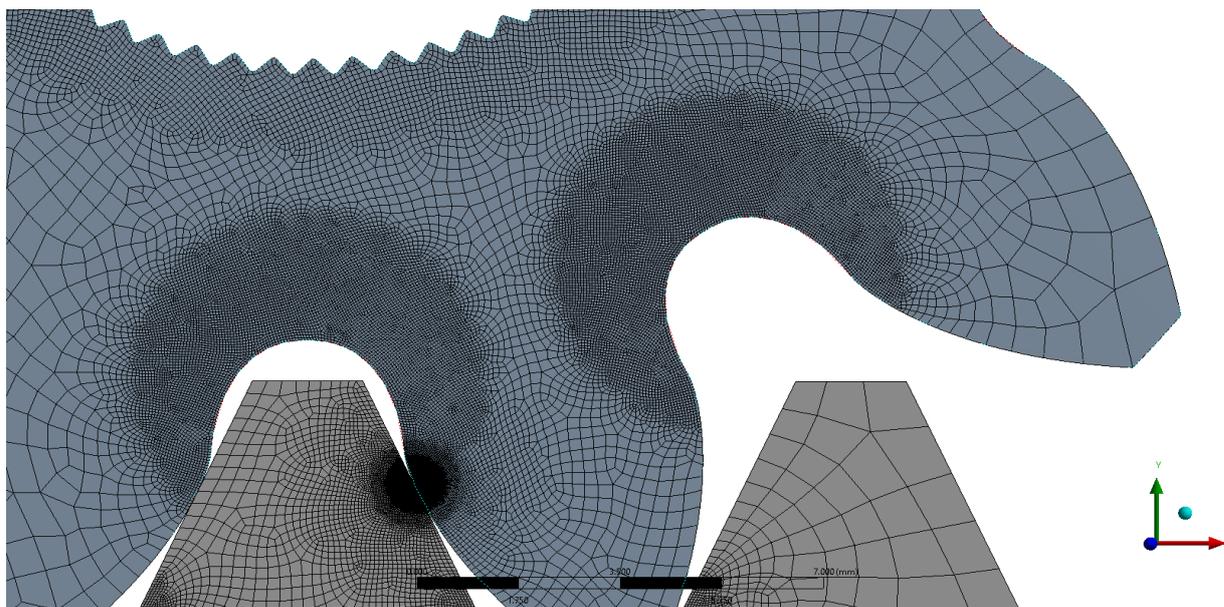
Fonte: Autores.

Figura 119 - Resultado da geração e refinamento da malha para pé do dente da cremalheira.



Fonte: Autores.

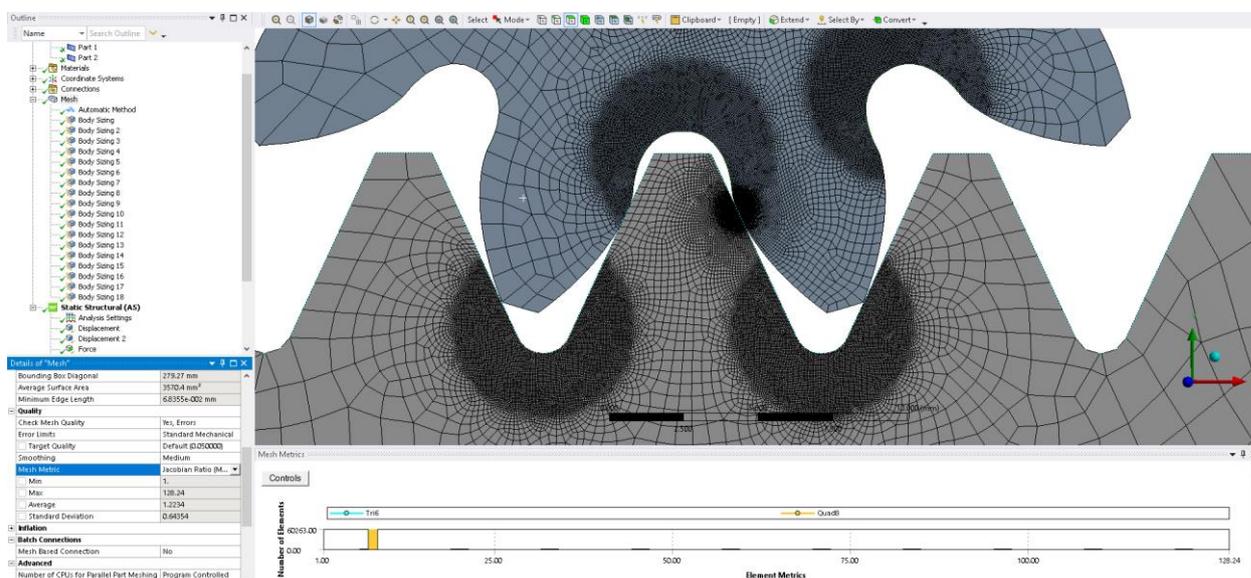
Figura 120 - Resultado da geração e refinamento da malha para pé do dente do pinhão.



Fonte: Autores.

Nota-se pelas figuras acima que foi possível obter um refinamento adequado para as regiões de interesse. Existe embarcado no próprio *software*, critérios para a verificação da qualidade de malha, na opção “*Mesh Metric*”. O índice Jacobiano deve estar majoritariamente abaixo de 5, o que indica que ocorreram distorções até um nível aceitável na geometria quadrilátera dos elementos. A figura 121 na sequência apresenta a avaliação da malha por esse índice.

Figura 121 - Índice Jacobiano para a malha de elementos finitos.

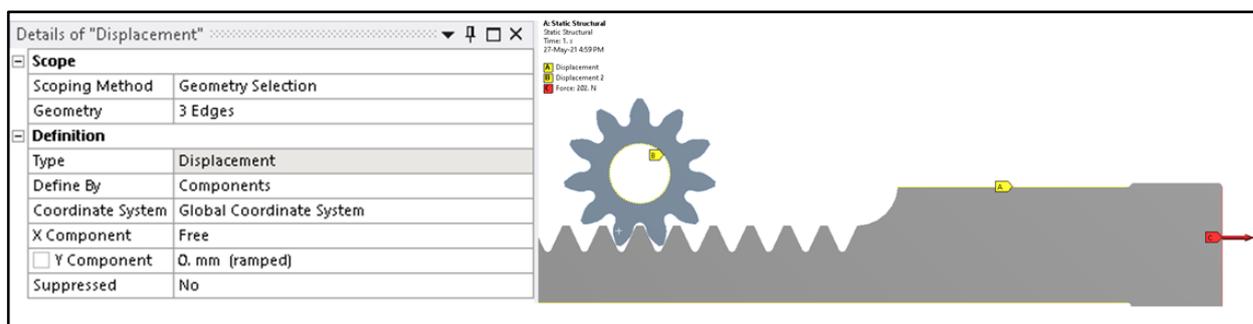


Fonte: Autores.

Nota-se que o índice obteve valor médio de 1,2234 e que, a que todos os elementos gerados são quadráticos de ordem 2 (Quad 8).

Com a conclusão da malha foram inseridas as condições de contorno relativas ao engrenamento. Fixou-se o pinhão em rotação e translação, através da utilização de um sistema de coordenadas cilíndricas e de um *displacement*. Para a cremalheira, aplicou-se a força axial, dividida por 30 mm, a largura do dente, já que a simulação é 2D e as forças devem ser inseridas como uma razão da largura (N/mm). As figuras 122 e 123 na sequência apresentam as referidas condições de contorno. Para a característica de contato, foi considerado friccional, como demonstra a figura 124 e, apenas um dente, apesar do grau de recobrimento indicar em torno de 1,5 dentes em contato simultâneo. Essa aproximação foi feita em função da dificuldade em se definir, no *software*, a região exata das demais parcelas que representam a parcela decimal do número indicado acima. Sendo assim, existe um fator de segurança associado a essa condição. A aprovação dos componentes na simulação via critério de resistência implica que, na aplicação real, não ocorrerá falha.

Figura 122 - Condições de contorno para a cremalheira.



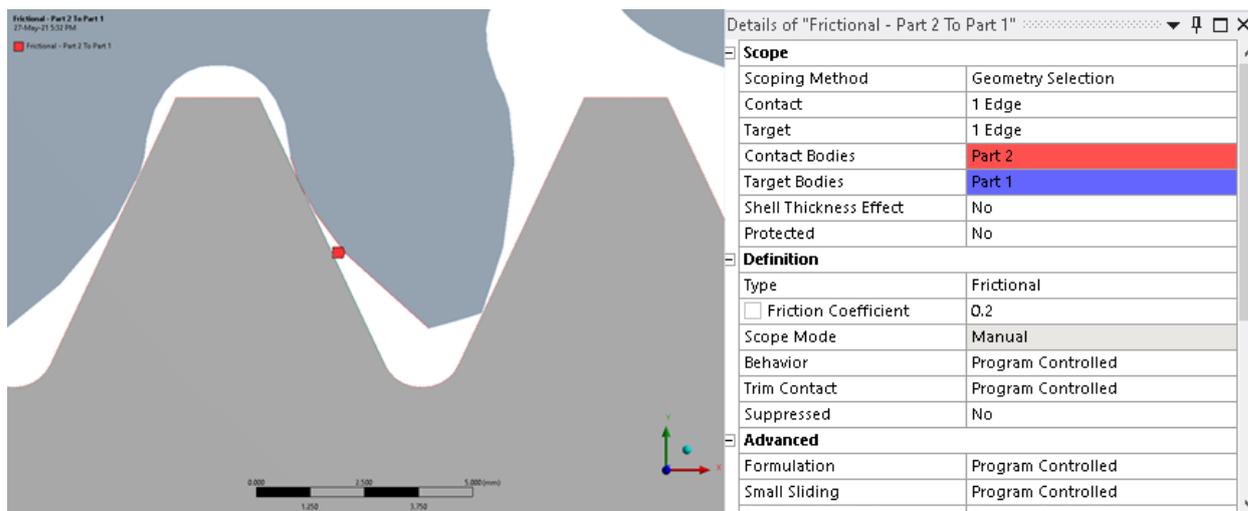
Fonte: Autores.

Figura 123 - Condições de contorno para o pinhão.



Fonte: Autores.

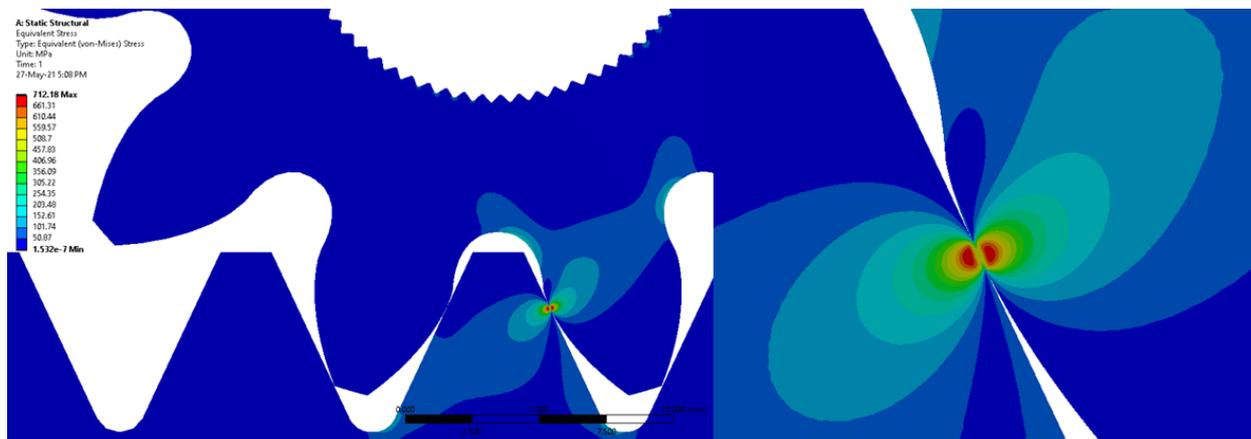
Figura 124 - Característica do contato dos dentes.



Fonte: Autores.

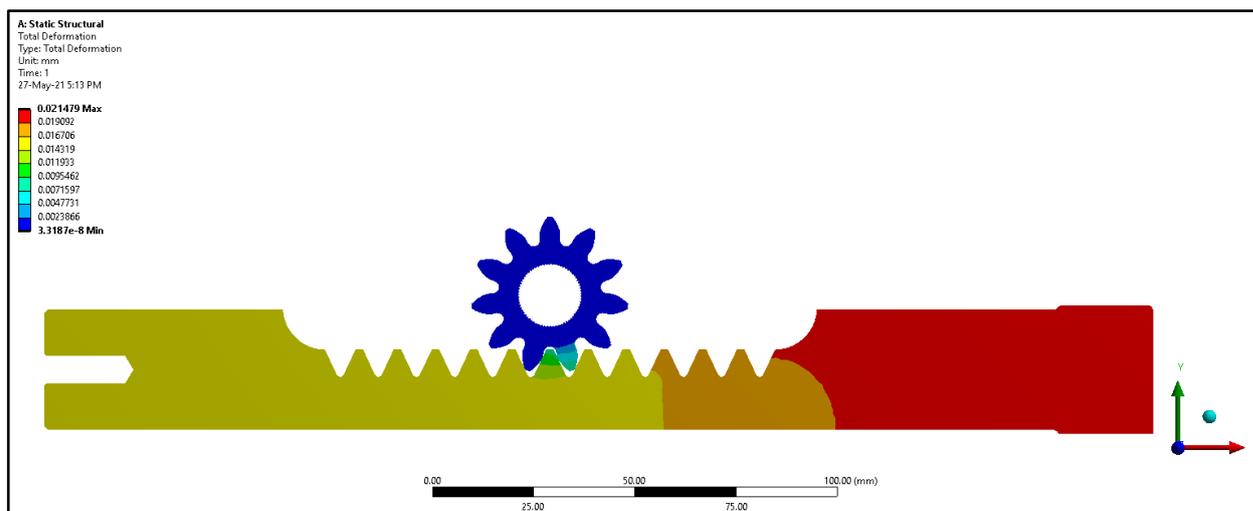
Concluído o setup da simulação é possível executar o modelo matemático e analisar os resultados obtidos. Para isso, foram definidas 4 grandezas para análise: tensão e deformação globais, tensão de von-Mises no pé do dente, para pinhão e cremalheira e, pressão de contato. As figuras 125 e 126 na sequência apresentam o resultado da tensão e deformação globais.

Figura 125 - Distribuição das tensões nos dentes em contato (von-Mises).



Fonte: Autores.

Figura 126 - Deformação nos dentes em contato.

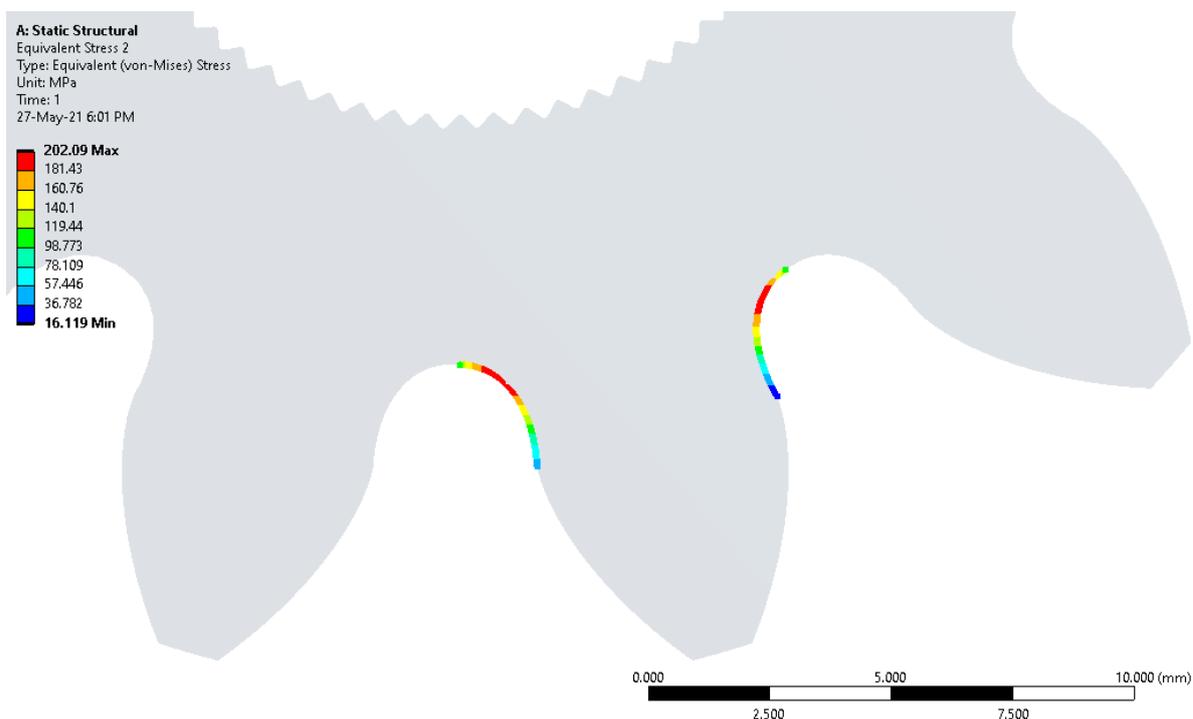


Fonte: Autores.

Nota-se a qualidade dos elementos da malha, dada a continuidade das curvas de isotensão apresentadas pela figura 125. Quando o tamanho do elemento está inadequado, essas curvas ficam irregulares, pixeladas e sem forma definida. Também é possível visualizar pela imagem ampliada à direita que a tensão de von-Mises ocorre ligeiramente abaixo da superfície, o que é esperado pela teoria de simulação de elementos finitos. Do ponto de vista das deformações, apresentado pela figura 126, nota-se que, quando o pinhão está fixo, tem-se um máximo de 2 centésimos na cremalheira, um valor aceitável, levando em consideração a magnitude do esforço que atua sobre o componente.

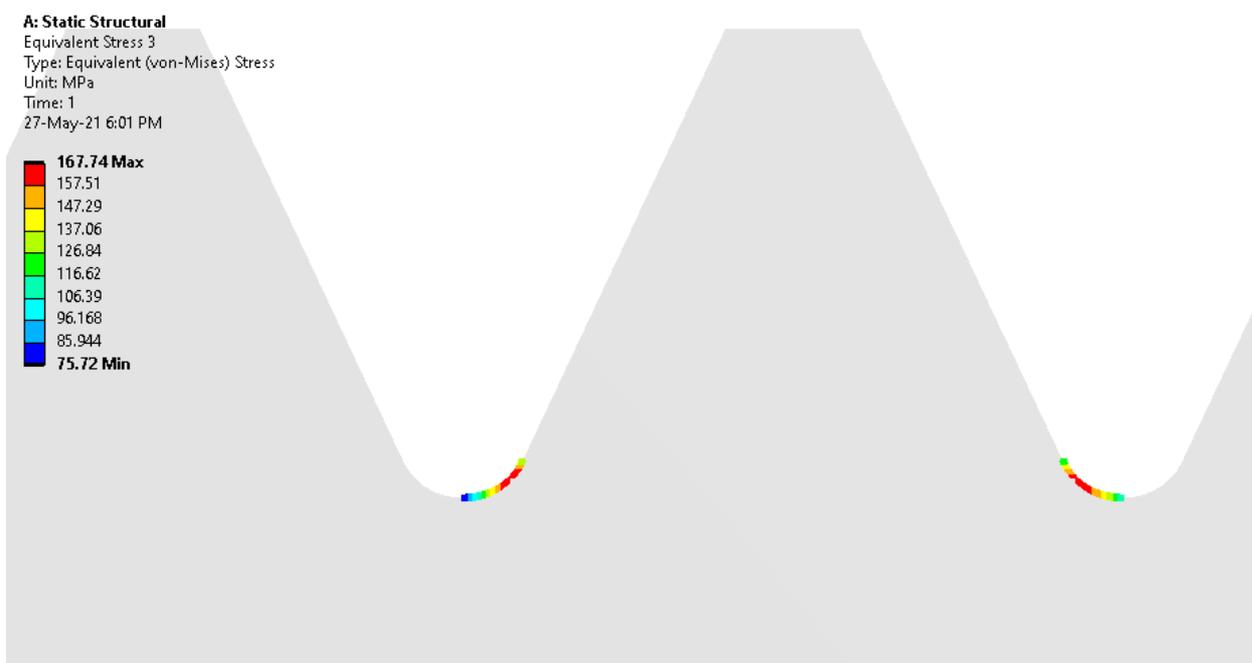
Analisando-se a tensão no pé do dente, tanto para o pinhão, quanto para a cremalheira, expressos pelas figuras 127 e 128 na sequência, é possível verificar o quão divergente do cálculo teórico encontram-se os resultados.

Figura 127 - Tensão no pé do dente do pinhão.



Fonte: Autores.

Figura 128 - Tensão no pé do dente da cremalheira.



Fonte: Autores.

Os resultados obtidos para tensão no pé do dente devem ser multiplicados pelos fatores de engrenamento ($Y\varepsilon$), serviço (Y_s) e velocidade (Y_v), previamente calculados, para que seja

possível fazer a comparação. Para a pressão de contato, a multiplicação deve acontecer apenas para os fatores Y_S e Y_V . Na sequência, as equações apresentam o resultado para a tensão de Lewis, do pinhão e da cremalheira, respectivamente.

$$\sigma_{max} = \sigma_{lewis} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_S \cdot Y_V = 202,09 \cdot 0,747 \cdot 1 \cdot 1,00775 = 152,31 \text{ MPa} \quad (48)$$

$$\sigma_{max} = \sigma_{lewis} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_S \cdot Y_V = 167,74 \cdot 0,747 \cdot 1 \cdot 1,00775 = 126,87 \text{ MPa}$$

Nota-se que comparando esse valor teórico com o valor calculado no *software Ansys*, existe um erro de aproximadamente 30% para o pinhão. Esse erro se dá pelo fato de nas fórmulas teóricas apresentarem uma imprecisão relacionada à determinação principalmente do fator de forma e a não consideração da concentração de tensões. O *software* possibilita um melhor refinamento da malha e trabalha com a geometria exata do dente, por isso os resultados são mais assertivos.

No caso da cremalheira, a percentagem de erro está na casa dos 0,35 %. O motivo pela diferença em relação ao pinhão está no fato de que, quando o número de dentes tende ao infinito, não é necessário recorrer a curvas para adequar o fator de forma, que neste caso é fixo e igual a 2,5. Como o perfil dos dentes é reto e não evolvente, existe maior proximidade entre a fórmula teórica e o resultado da simulação.

Analisando-se para a pressão de Hertz, pela equação na sequência, tem-se:

$$\sigma_{max} = \sigma_{Hertz} \cdot Y_S \cdot Y_V = 1235,7 \cdot 1 \cdot 1,00775 = 1240,68 \text{ MPa} \quad (49)$$

Nota-se que houve um erro de aproximadamente 7,75%. Esse erro, relativamente grande, acontece pelo fato de a consideração ter sido feita para apenas 1 dente em contato ao invés de 1,5, como especifica o grau de recobrimento. Como já mencionado, esse procedimento foi feito pois torna-se difícil a modelagem do contato incompleto no *software* de elementos finitos. A tabela 21 na sequência apresenta a comparação entre os resultados calculados e simulados bem como o coeficiente de segurança em relação ao material.

Tabela 21 - Comparação de resultados calculados com simulados.

Material AÇO 4320 Cementado – Limites: 440 MPa Lewis, 1920 MPa Hertz			
Grandezas envolvidas (MPa)	Calculado	Simulado	Erro
Tensão de Lewis para o Pinhão	218,21	152,31	-30,20%
Tensão de Lewis para a Cremalheira	126,87	126,43	-0,35%
Pressão de Hertz no contato	1344,96	1240,68	-7,75%

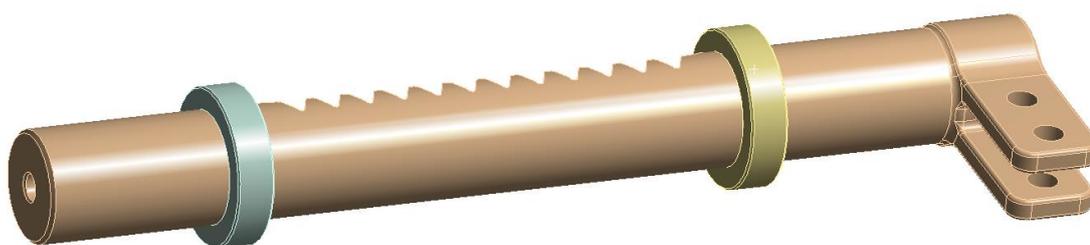
Fonte: Autores.

10.6.2 - FLAMBAGEM DA CREMALHEIRA

Outro ponto verificado pela simulação de elementos finitos diz respeito à flambagem da cremalheira. Para o cálculo, utilizou-se o *static structural*, da mesma forma apresentada no tópico anterior, porém agora com a simulação definida para 3D. A geometria importada para o *software* compreende a cremalheira e os seus respectivos mancais, de modo a representar de forma fidedigna a característica dos suportes. A figura 129 na sequência apresenta a geometria inserida no *software*.

Figura 129 - Geometria da cremalheira e mancais para modelagem matemática por elementos finitos.

Model
27-May-21 11:17 PM



Fonte: Autores.

Na definição da malha de elementos finitos, utilizou-se o método hexadominante, pelo mesmo motivo já explicitado no tópico anterior. O tamanho de elemento definido para os mancais foi de 0,5 mm e de 0,75 mm para a cremalheira. Adicionalmente, foi feito um

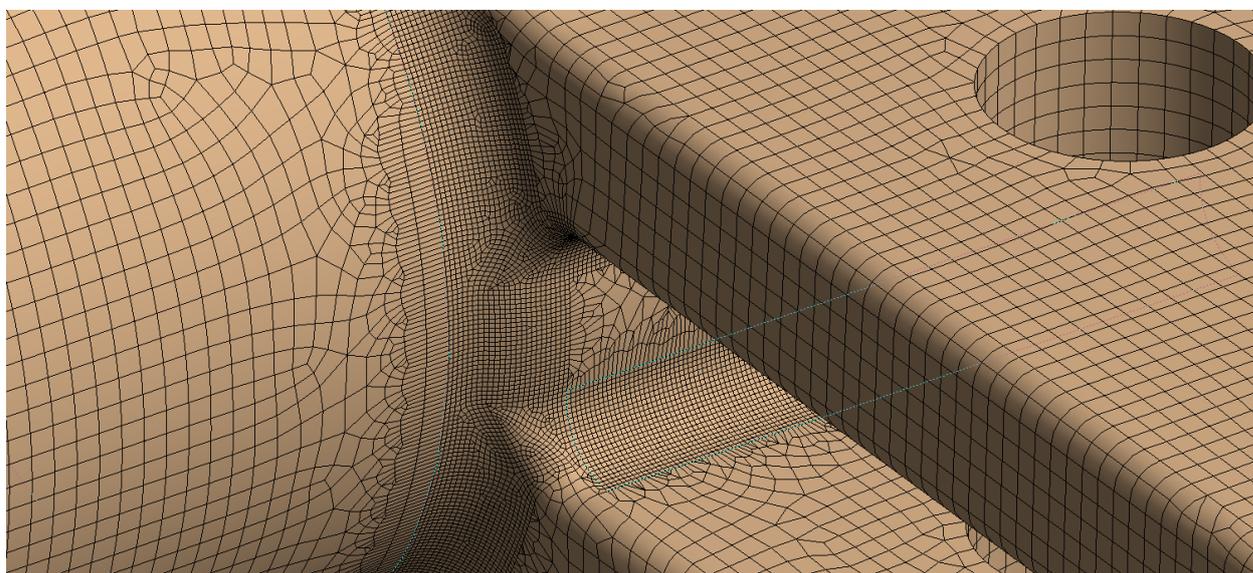
refinamento nas regiões potenciais para a concentração de tensão. As figuras 130 e 131 na sequência apresentam o resultado global da malha e o refinamento citado.

Figura 130 - Malha de elementos finitos para a cremalheira (0,75 mm) e mancais (0,5 mm).



Fonte: Autores.

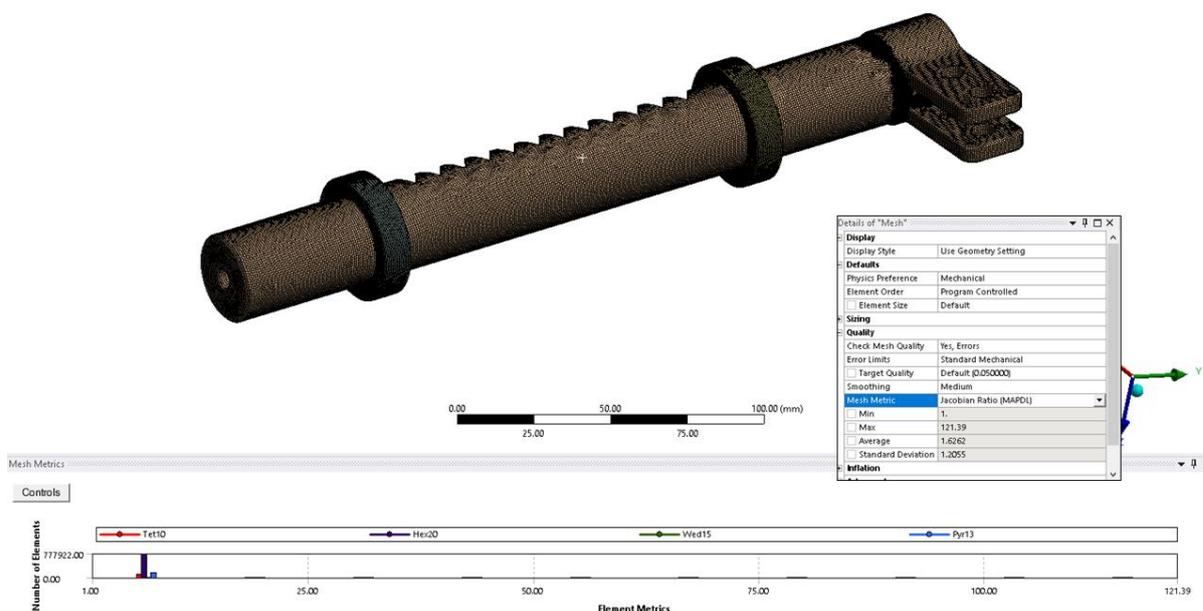
Figura 131 - Refinamento da malha no arredondamento concentrador de tensão (0,15 mm).



Fonte: Autores.

Como mencionado na simulação de elementos finitos do par engrenado, no tópico anterior, através do índice Jacobiano é possível verificar a qualidade da malha gerada no software. A figura 132 na sequência apresenta esse resultado.

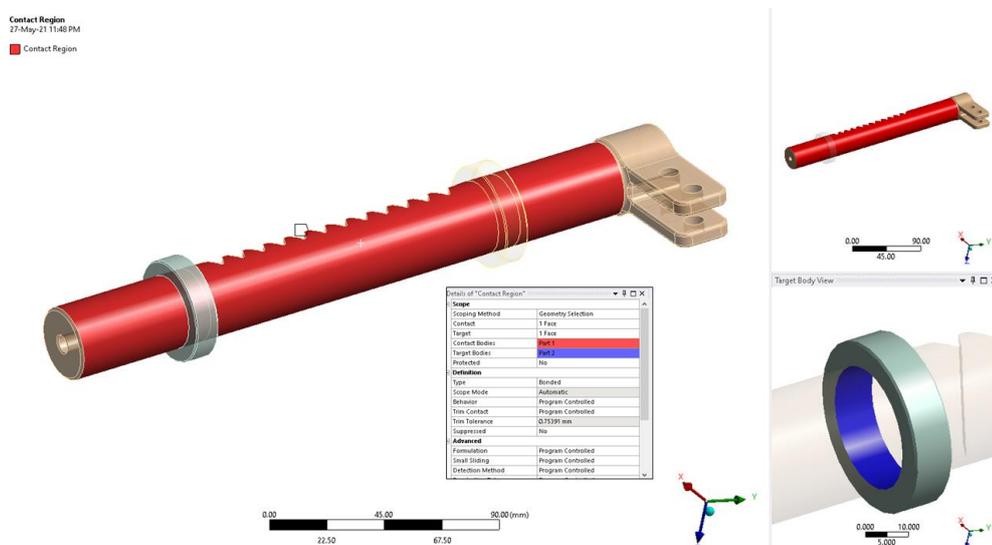
Figura 132 - Índice Jacobiano para a malha de elementos finitos.



Fonte: Autores.

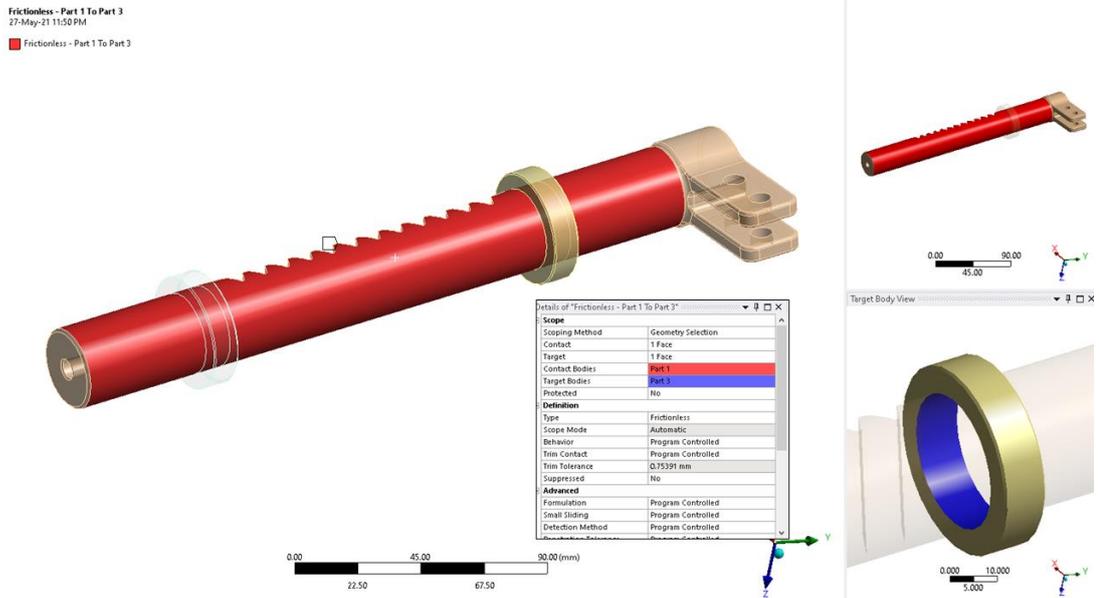
Nota-se pela figura mencionada que o índice obtido foi da ordem de 1,6262, que é menor do que 5. Portanto considera-se a malha adequada e representativa para simulação. A seguir serão apresentadas as condições de contorno para o modelo matemático, através das figuras 133, 134, 135 e 136.

Figura 133 - Característica do contato entre os elementos, suporte 1.



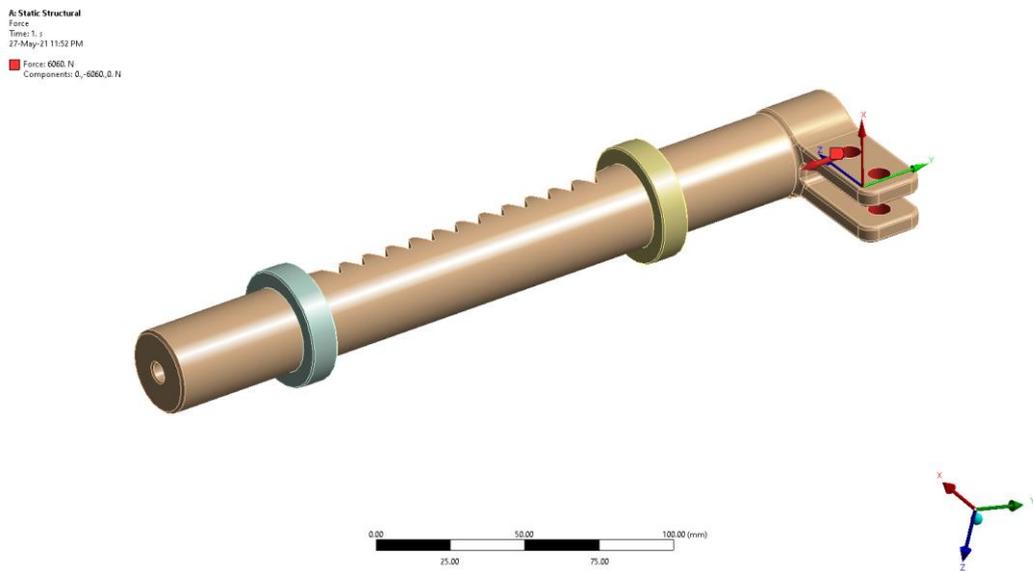
Fonte: Autores.

Figura 134 - Característica do contato entre os elementos, suporte 2.



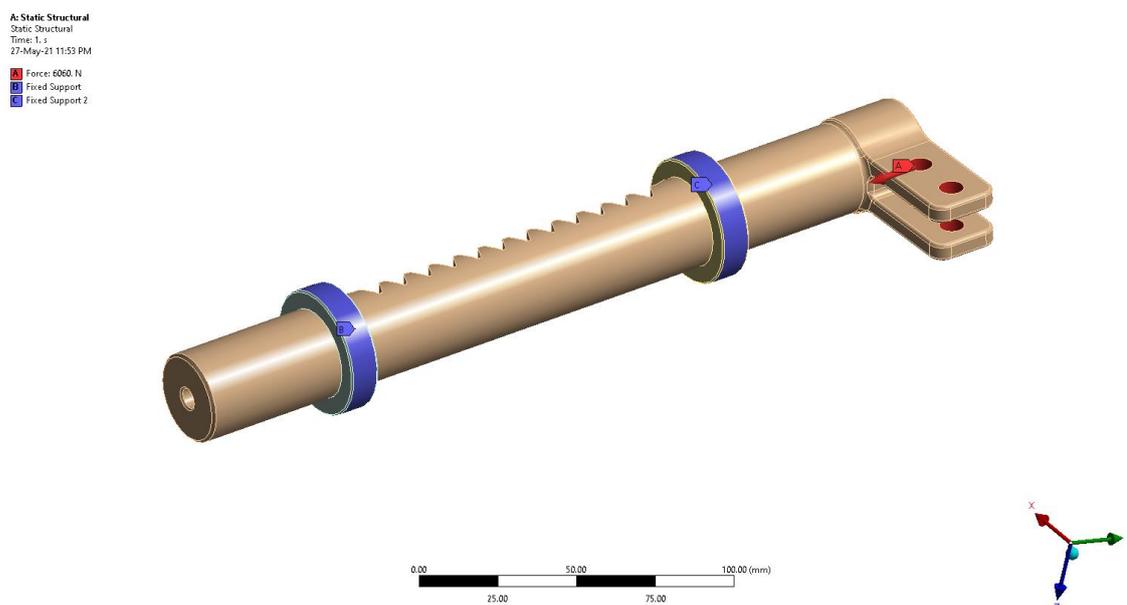
Fonte: Autores.

Figura 135 - Ponto de aplicação da força normal na cremalheira.



Fonte: Autores.

Figura 136 - Características de suporte definidos para o Mancal (Fixed).



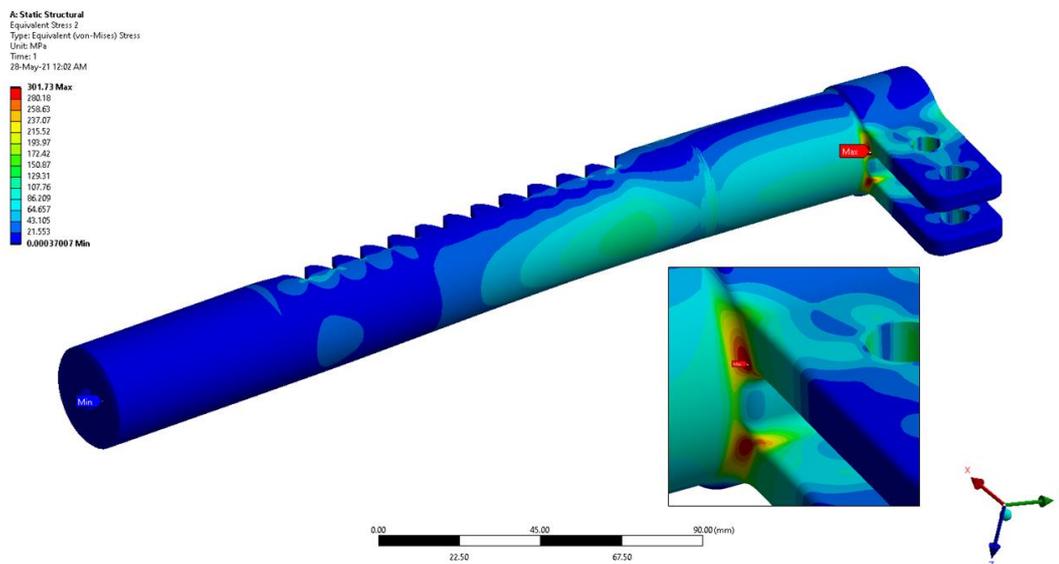
Fonte: Autores.

Para a condição dos contatos, definiu-se a opção engastada para o primeiro mancal (*Bonded*) e guiada, para o segundo mancal (*frictionless*) da mesma forma como no cálculo teórico, permitindo-se uma comparação posterior.

Em relação ao ponto de aplicação da força, na figura 135, corresponde a entrada de força no sistema, através do *pivot*. Para isso, foi criado um sistema de coordenadas no baricentro dos furos, com a direção principal Y coaxial à linha de centro da cremalheira.

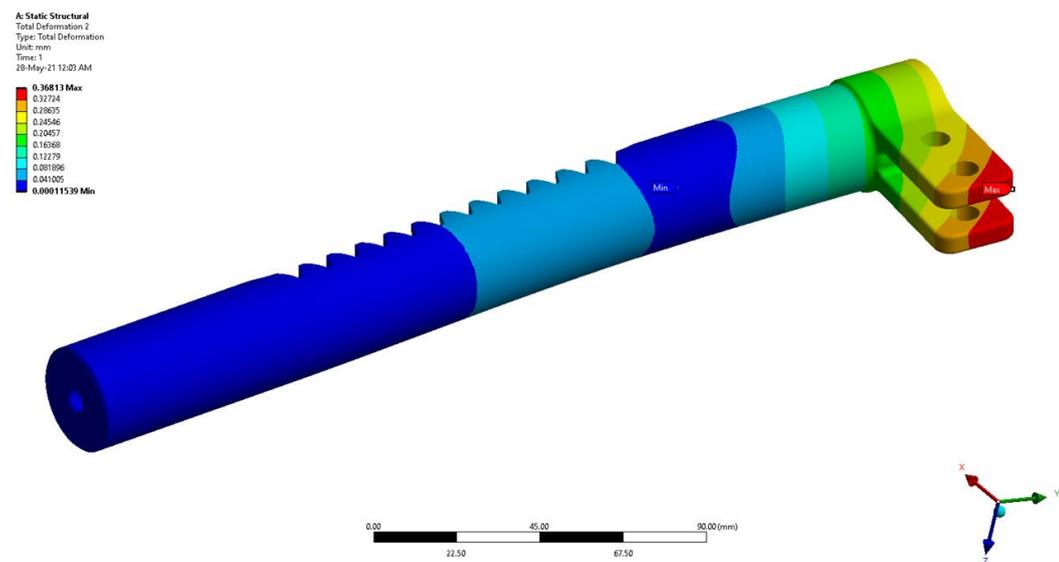
Resolvendo-se o modelo matemático para as condições impostas obtêm-se os seguintes resultados de tensão e deformação para a cremalheira, expressos pelas figuras 137 e 138 na sequência.

Figura 137 - Tensão de von-Mises para a Cremalheira.



Fonte: Autores

Figura 138 - Deformação para a Cremalheira.

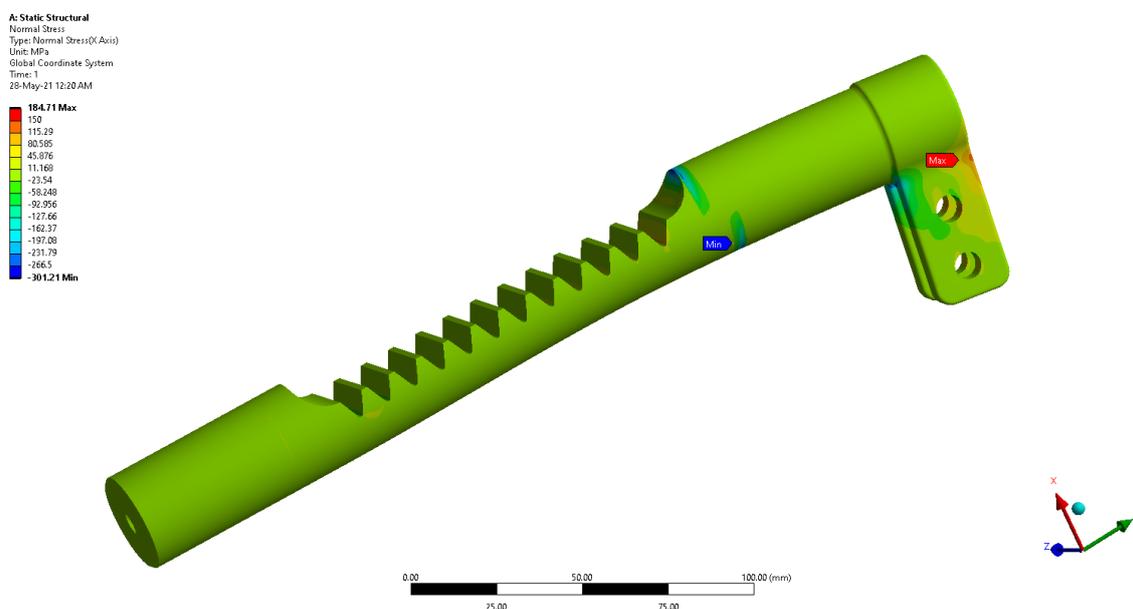


Fonte: Autores

Nota-se pela figura 137 que a máxima tensão ocorre na região prevista de concentração de tensão, há um valor de 301,73 MPa. Considerando-se que o aço SAE 4320 possui limite de escoamento de 460 MPa, tem-se um coeficiente de segurança de 1,525. Em relação a deformação total, obteve-se um valor de 0,36 mm na extremidade da estrutura de fixação, um valor que foi considerado adequado, dada a magnitude da força e as características geométricas da cremalheira.

Analisando-se do ponto de vista da flambagem, notoriamente verifica-se que o componente não sofre flambagem, o que converge para o resultado esperado pelo cálculo teórico, apesar de existir uma tendência para apresentar maiores deformações na região central, atingindo aproximadamente 0.1 mm de deformação nesta região. A figura 139 na sequência revela a máxima tensão normal encontrada na simulação, que poderá ser comparada à tensão de proporcionalidade da flambagem.

Figura 139 - Máxima tensão normal encontrada na cremalheira.



Fonte: Autores.

Nota-se que a máxima tensão normal obtida é de 184,71 MPa, distante da tensão de proporcionalidade, que corresponde a aproximadamente 380 MPa. Portanto, conclui-se que a peça não flamba.

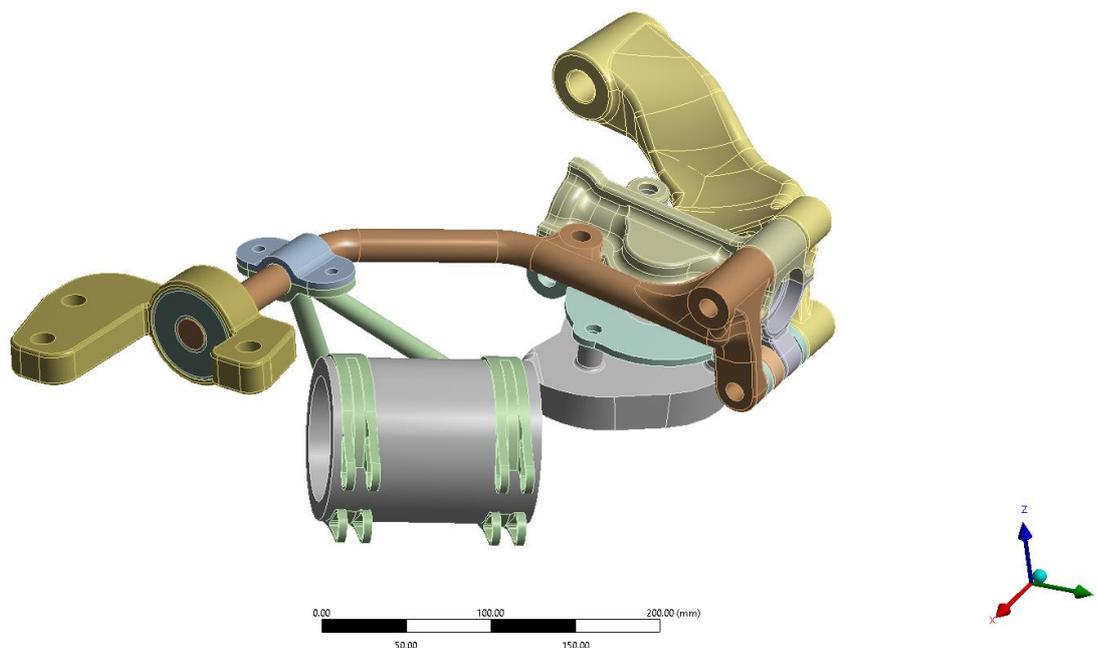
10.6.3 - ANÁLISE ESTRUTURAL DO SISTEMA COMPLETO

Para verificar o comportamento global do sistema, em relação às forças externas, foi efetuada uma simulação com todos os componentes. É importante ressaltar que, neste caso, não foi elaborado nenhum modelo prévio para o cálculo teórico das tensões e deformações nos dos componentes, dada a complexidade geométrica do design feito no NX. Qualquer tentativa de simplificação notoriamente leva a erros bastante consideráveis. Por esse motivo, recomenda-se a utilização direta do software de elementos finitos para verificações. Neste processo, caso

algum valor apresentado seja fisicamente impraticável do ponto de vista da resistência dos materiais, tem-se um ciclo iterativo entre design e simulação até que os resultados se apresentem satisfatórios. A figura 140 na sequência apresenta o modelo importado para o ambiente de simulação a título exemplificativo.

Figura 140 - Modelo completo para simulação dos componentes montados.

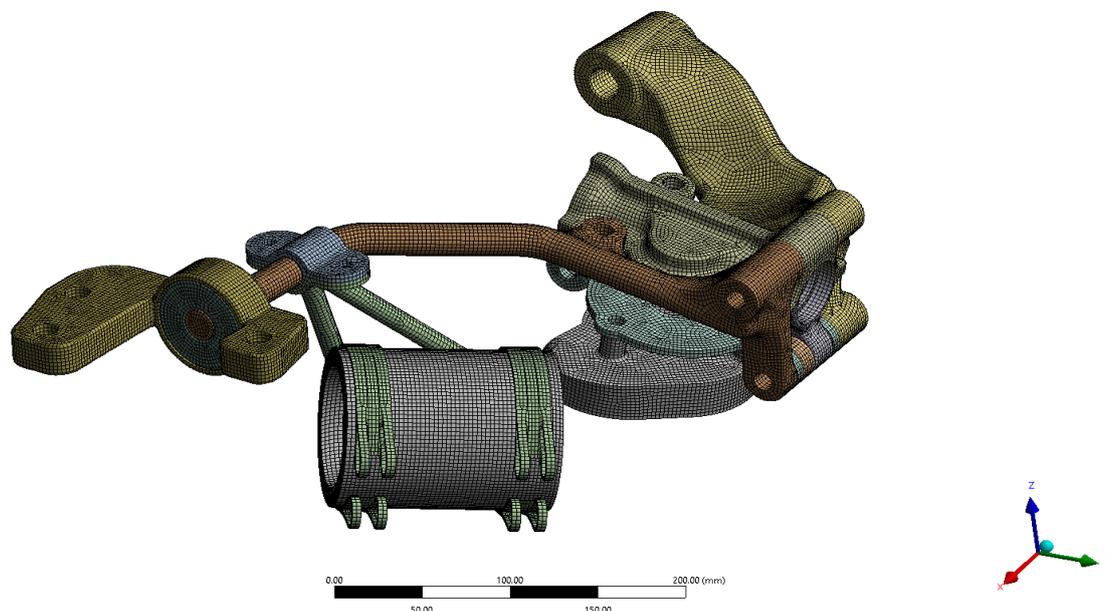
Model
27-May-21 8:05 PM



Fonte: Autores.

Para a definição da malha de elementos finitos, optou-se pelo método hexadominante com elementos de segunda ordem. O tamanho inicialmente foi configurado para 2,5 mm e avaliada a qualidade do ponto de vista de mapeamento da geometria. A redução do tamanho dos elementos implica na necessidade de um maior poder computacional do ponto de vista da memória RAM disponível. Nesse sentido, dependendo da qualidade, será avaliada a necessidade de adequação ou não. A figura 141 na sequência apresenta o resultado obtido para a malha.

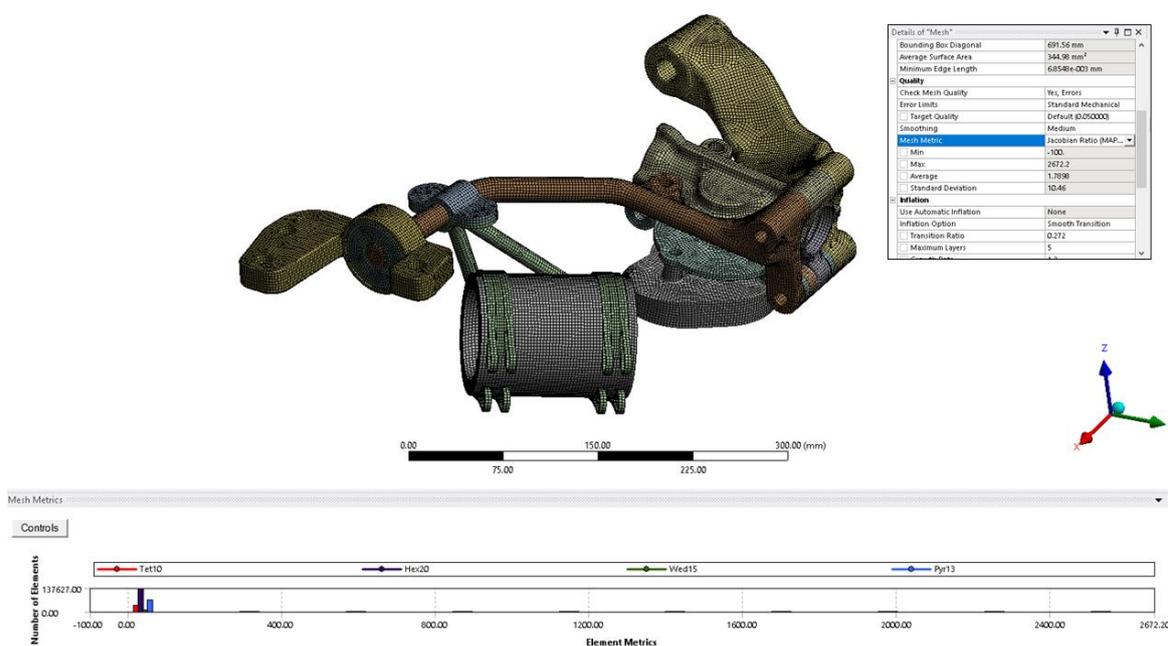
Figura 141 - Resultado obtido para a malha de elementos finitos.



Fonte: Autores.

Nota-se pela figura acima que não ocorreram distorções na geometria (facetamento, desvios de forma e surgimento de cantos vivos) e o mapeamento, portanto, está coerente para a simulação. A figura 142 na sequência apresenta o resultado do índice Jacobiano para a referida malha.

Figura 142 - Índice Jacobiano para a malha de elementos finitos.

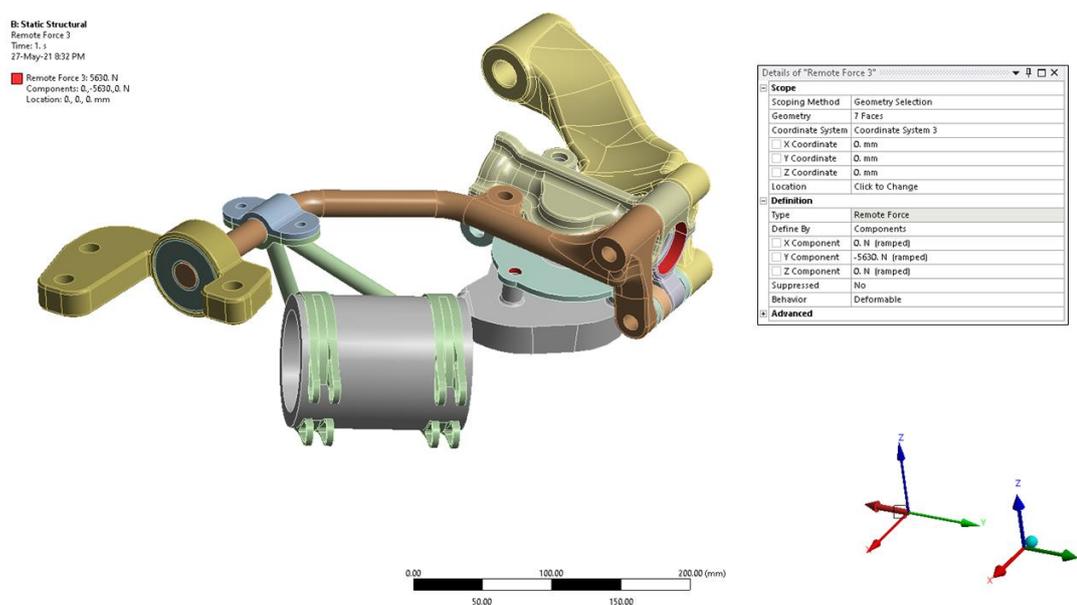


Fonte: Autores.

Nota-se que se obteve uma média de 1,7898, que é menor do que 5. Nesse sentido, considera-se a qualidade da malha adequada para a simulação. Nota-se também que a maioria dos elementos gerados é Hexadominante, seguido do tipo Piramidal.

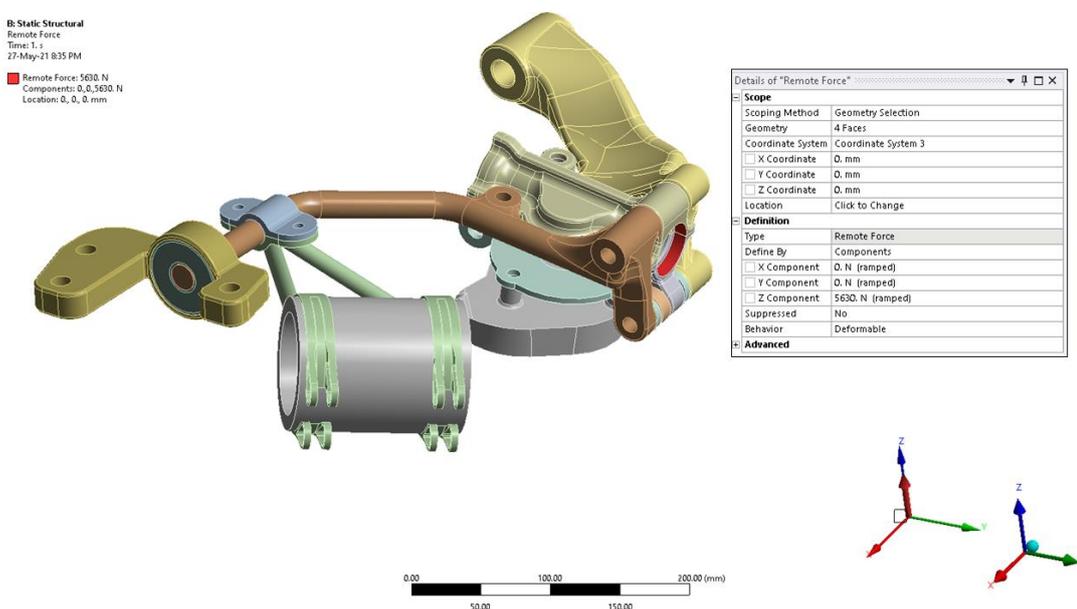
Em relação às condições de contorno, para as forças, definiu-se conforme demonstram as figuras na sequência.

Figura 143 - Força remota lateral aplicada ao sistema, via mancais de deslizamento.



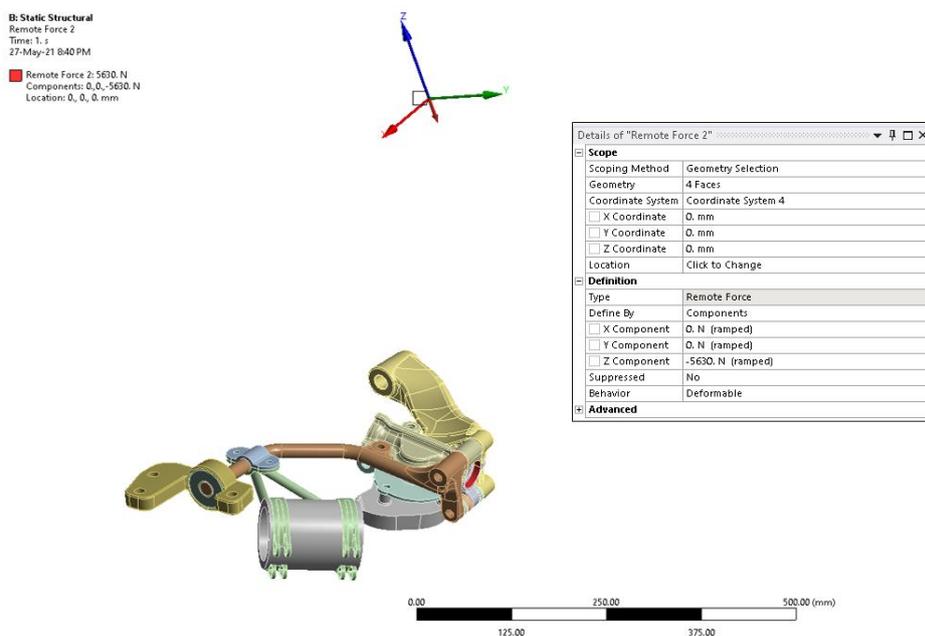
Fonte: Autores.

Figura 144 - Força remota vertical aplicada ao sistema, via mancais de deslizamento.



Fonte: Autores.

Figura 145 - Força remota de reação à vertical, aplicada no amortecedor.

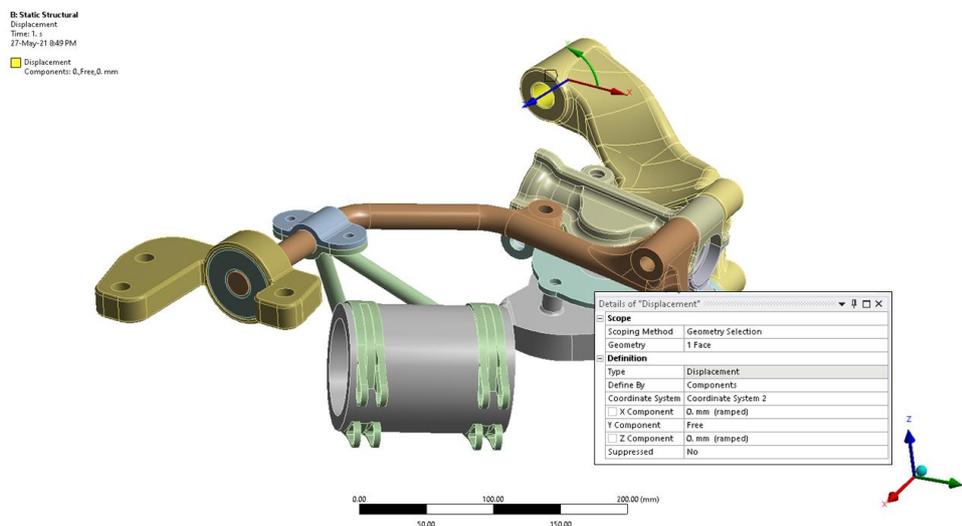


Fonte: Autores.

O sistema de coordenadas 3, ponto de aplicação das forças apresentadas pelas figuras 143 e 144, foi definido com o auxílio do NX e, corresponde ao ponto central do contato do pneu com o solo. O sistema de coordenadas 4, ponto de aplicação da força da figura 145, também foi definido com o auxílio do NX e representa a direção axial do amortecedor em relação à manga de eixo.

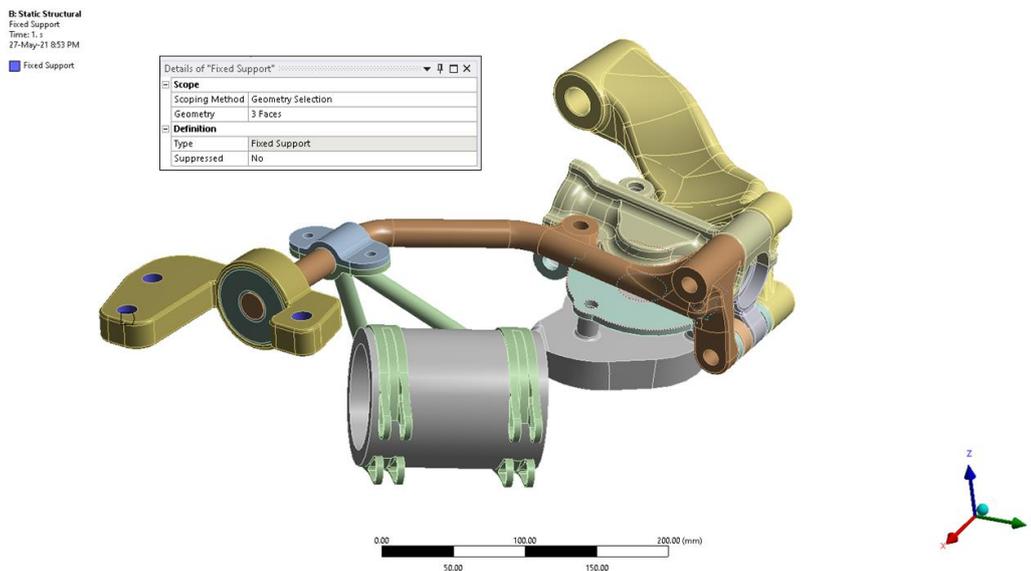
Em relação aos suportes, definiu-se como demonstram as figuras na sequência.

Figura 146 - Característica do suporte aplicado ao braço principal.



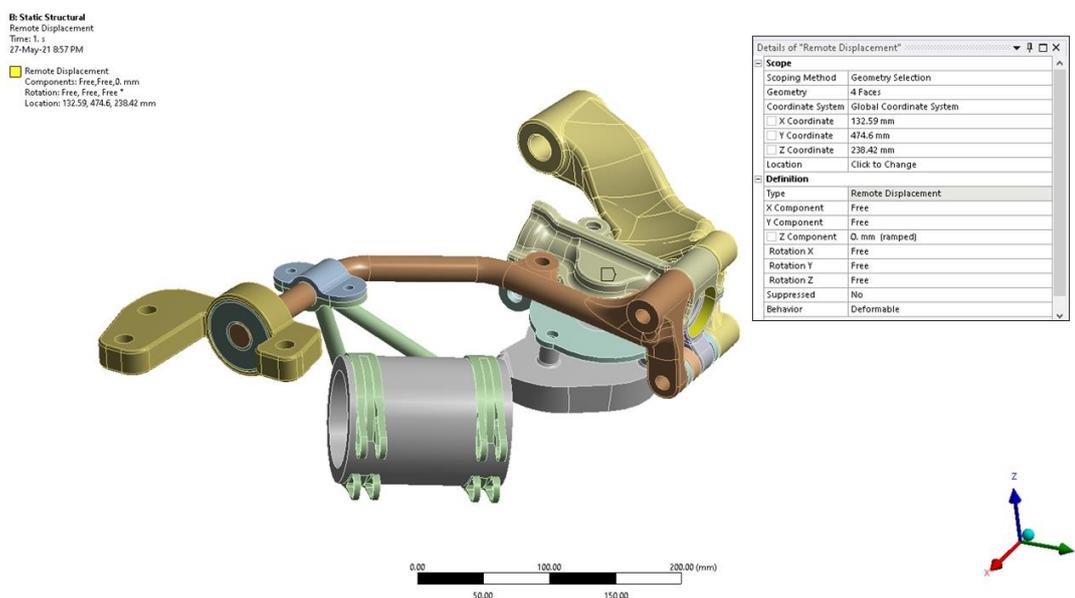
Fonte: Autores.

Figura 147 - Característica do suporte aplicado ao mancal do tirante.



Fonte: Autores.

Figura 148 - Característica do suporte aplicado aos mancais da cremalheira.



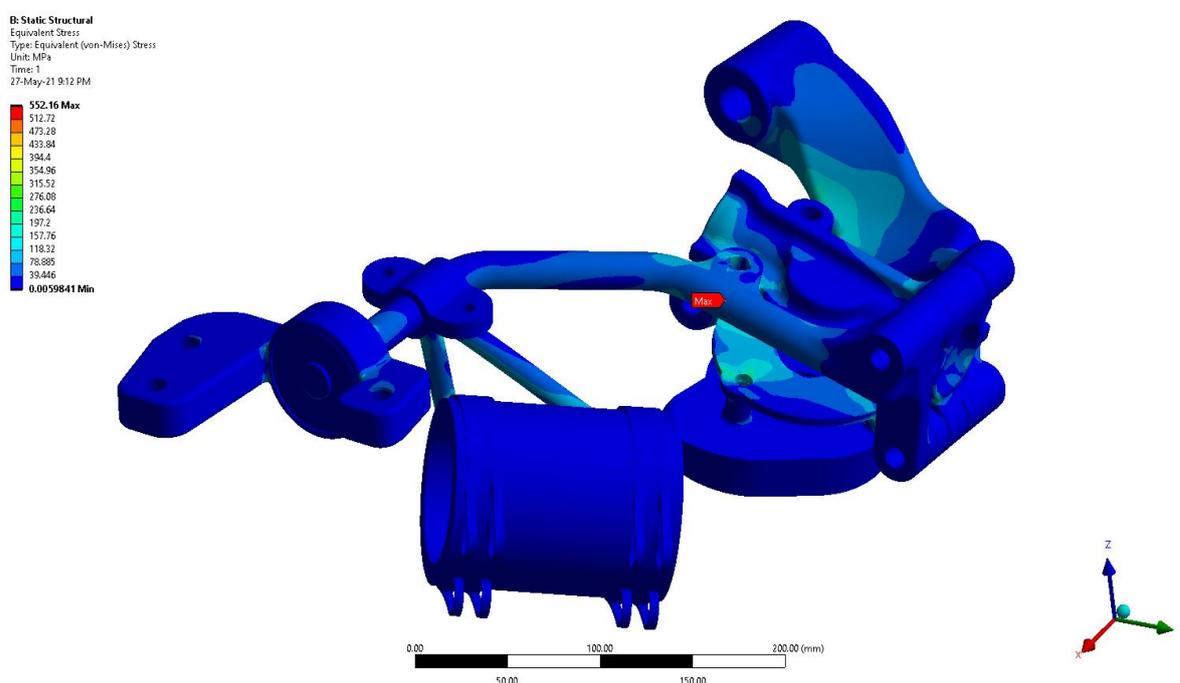
Fonte: Autores.

O sistema de coordenadas 2, da figura 146, é de característica cilíndrica, com apenas a rotação em torno da coordenada cilíndrica liberada. As demais direções travadas para a movimentação. Ao mancal do tirante, foi aplicado um suporte do tipo fixo, através dos três furos de fixação, como demonstra a figura 147. Por último, em relação ao mancal da

cremalheira, foi fixada apenas a movimentação ao redor da direção principal X, como demonstra a figura 148, pelo fato de o sistema não transladar nesse sentido.

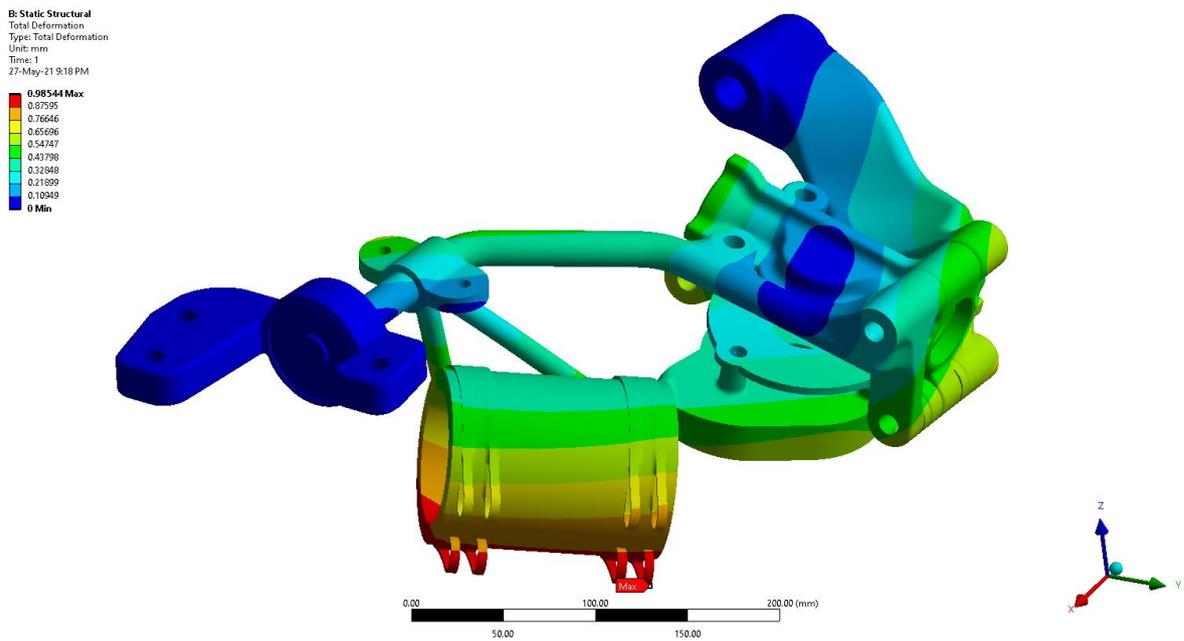
Com a execução do modelo matemático construído, é possível analisar o comportamento dos componentes do ponto de vista das tensões e deformações. Na sequência serão apresentados os resultados para o sistema completo e a posteriori, os individuais de cada componente. Ao final, será feita uma análise global dos resultados e considerações quanto a seleção de materiais para os componentes.

Figura 149 - Tensão de von-Mises para o conjunto completo.



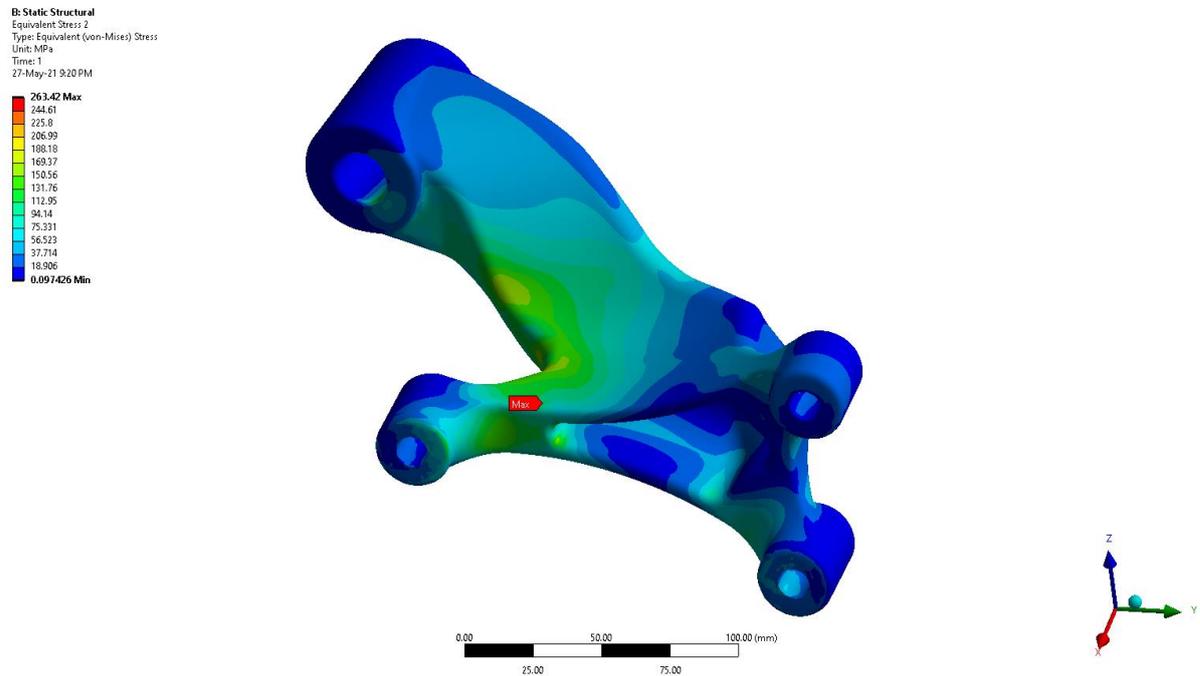
Fonte: Autores.

Figura 150 - Deformação para o sistema completo.



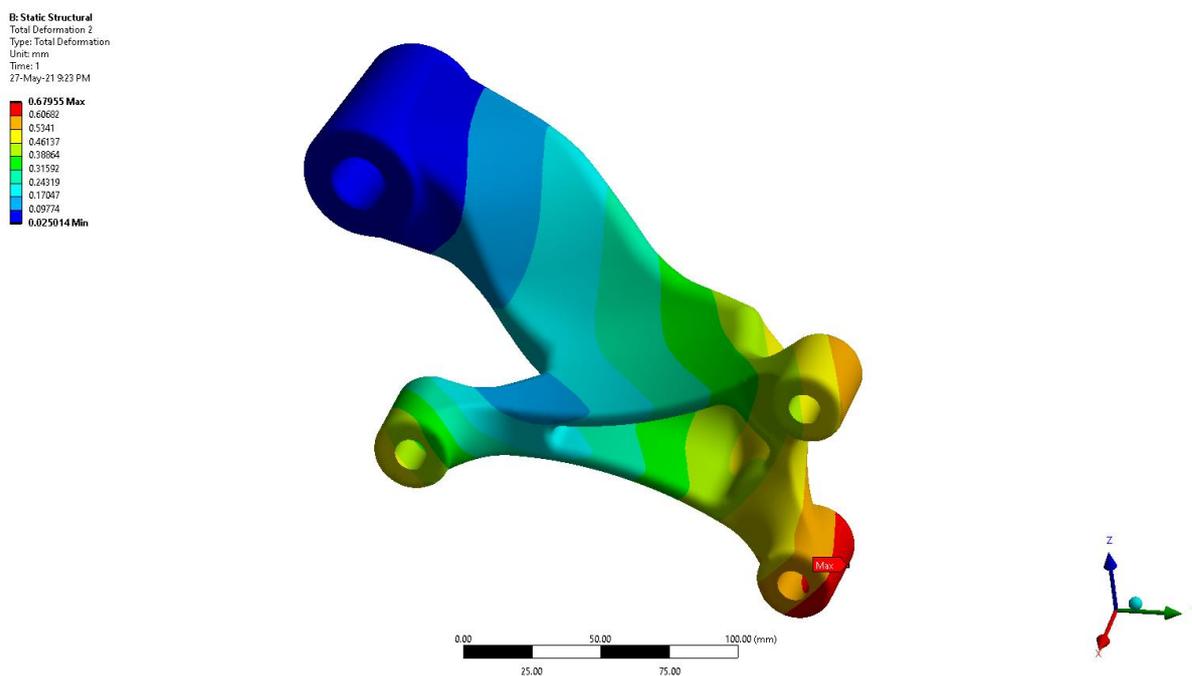
Fonte: Autores.

Figura 151 - Tensão de von-Mises para o braço principal.



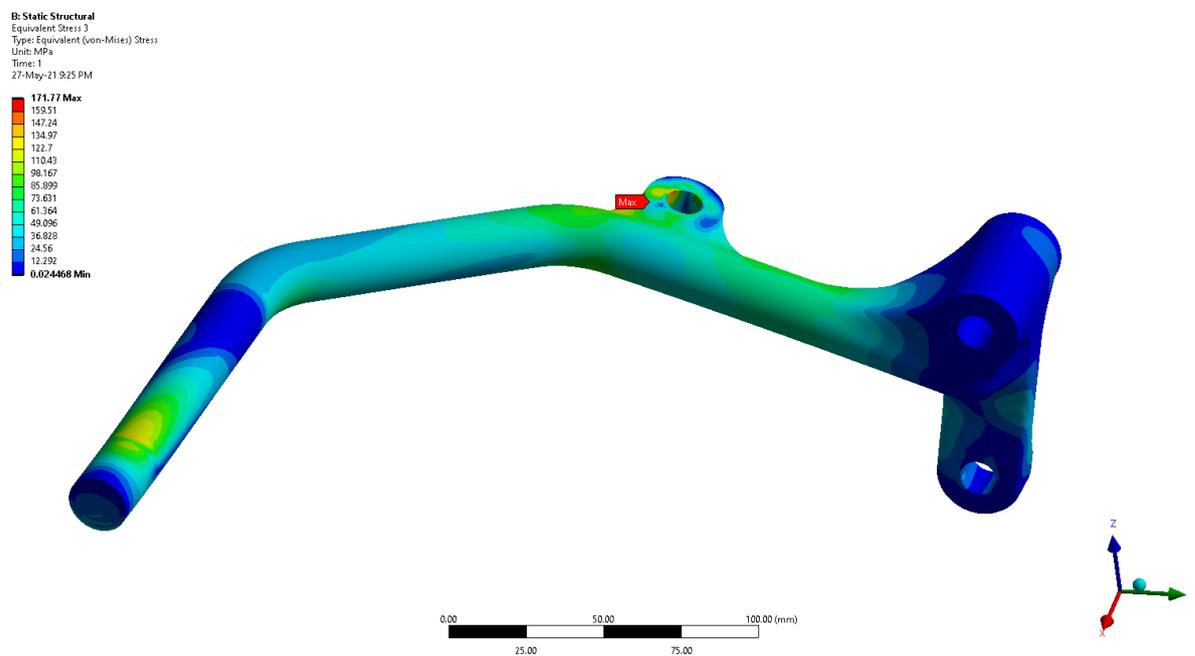
Fonte: Autores.

Figura 152 - Deformação para o novo braço principal.



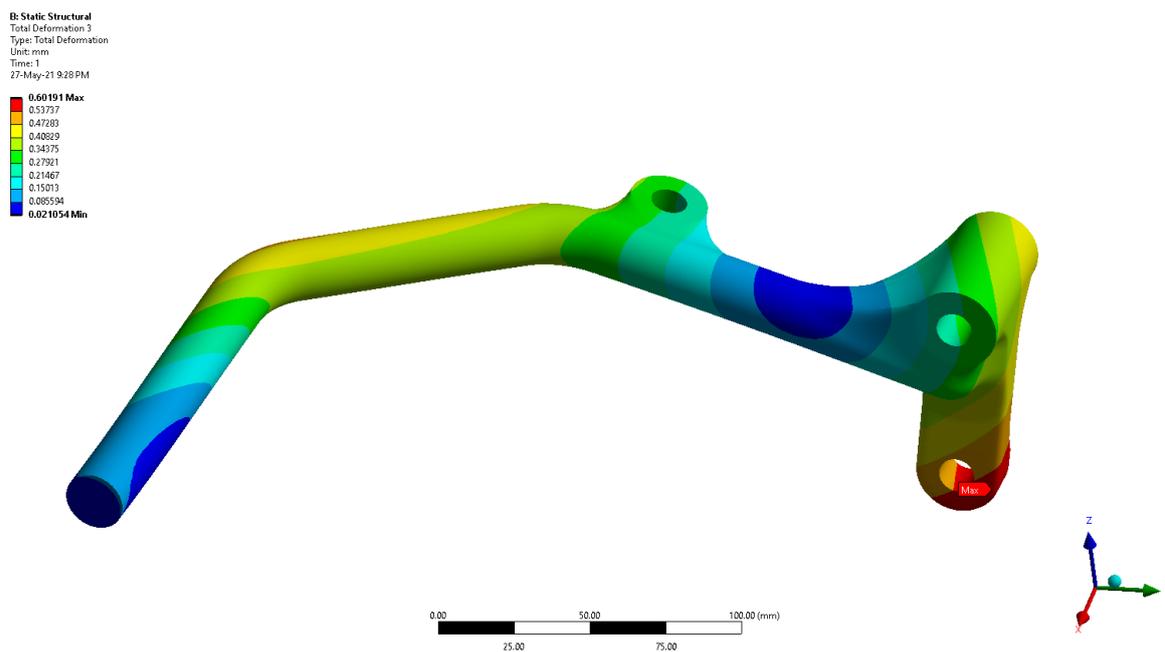
Fonte: Autores.

Figura 153 - Tensão de von-Mises para o novo tirante.



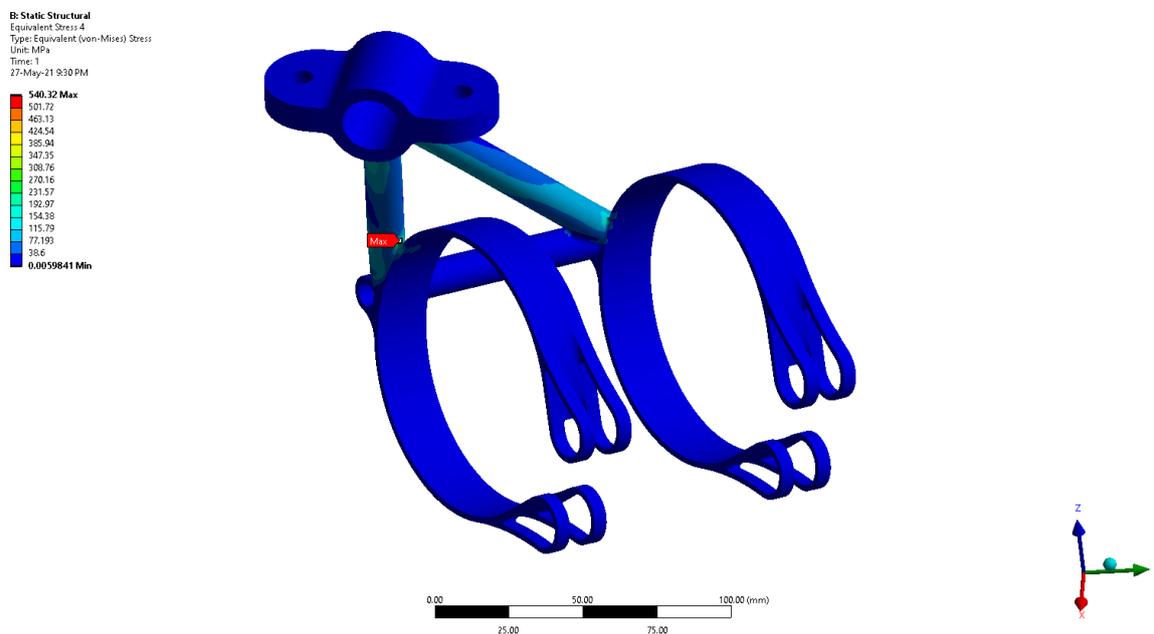
Fonte: Autores.

Figura 154 - Deformação para o novo tirante.



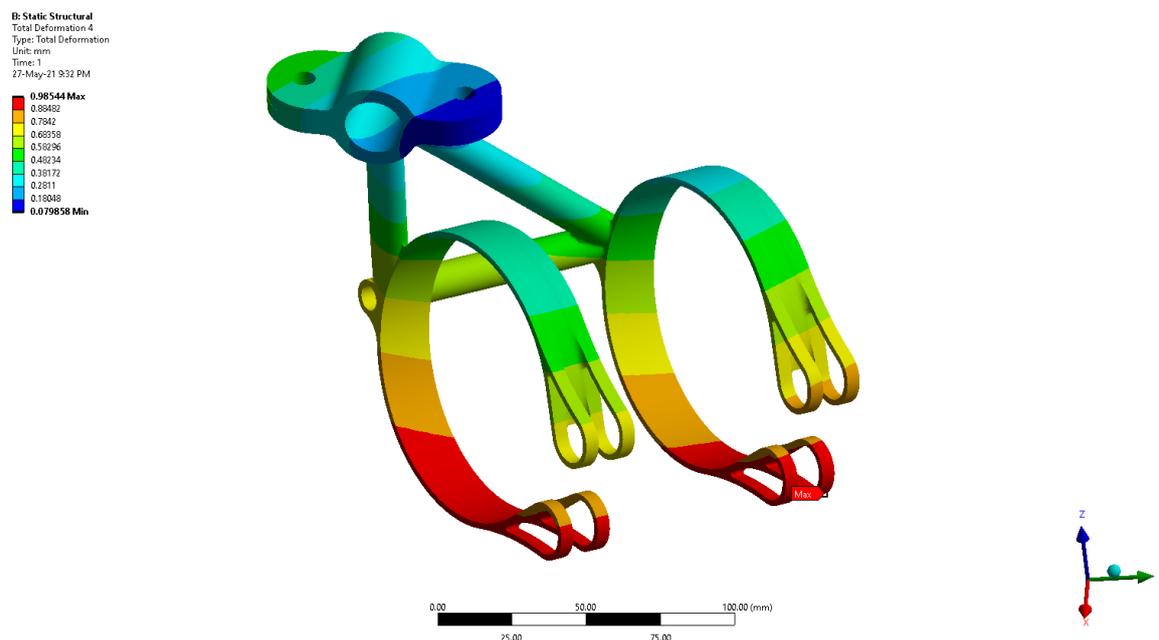
Fontes: Autores.

Figura 155 - Tensão de von-Mises para a estrutura tubular de fixação do motor.



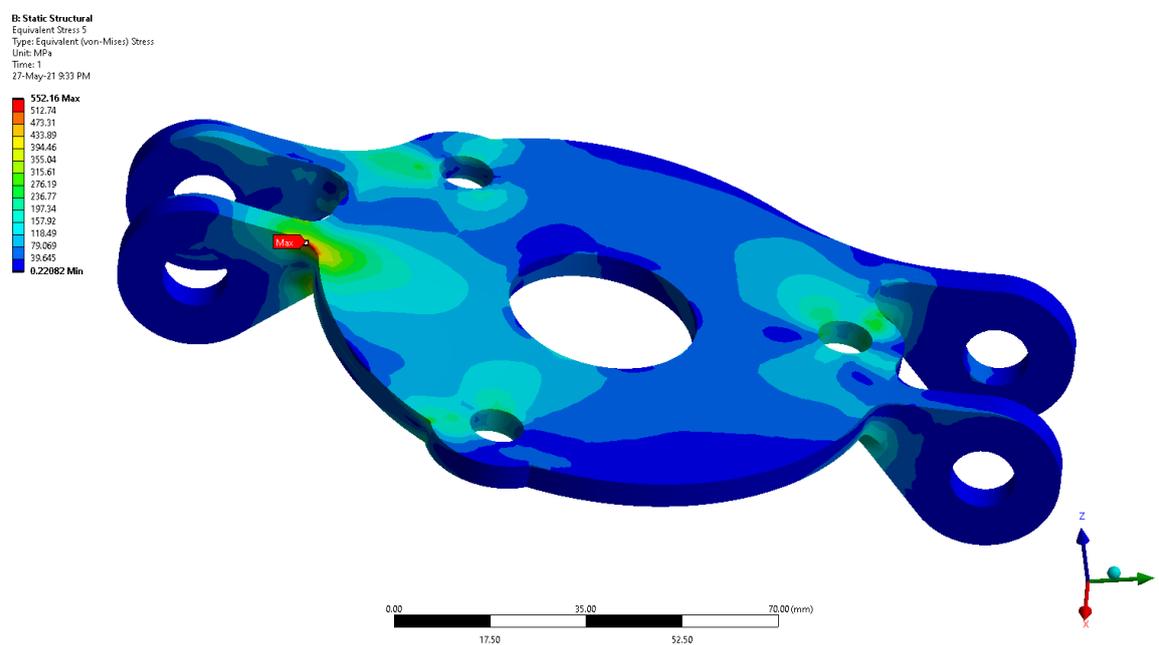
Fonte: Autores.

Figura 156 - Deformação para a estrutura tubular de fixação do motor.



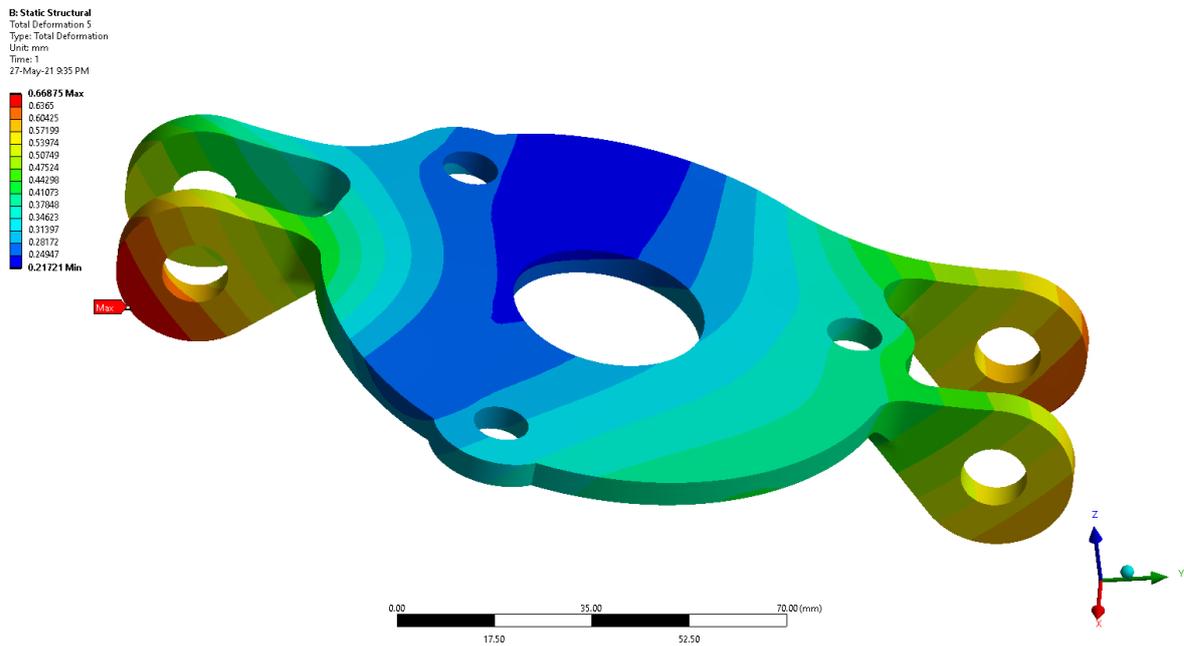
Fonte: Autores.

Figura 157 - Tensão de von-Mises para o flange de fixação do motor.



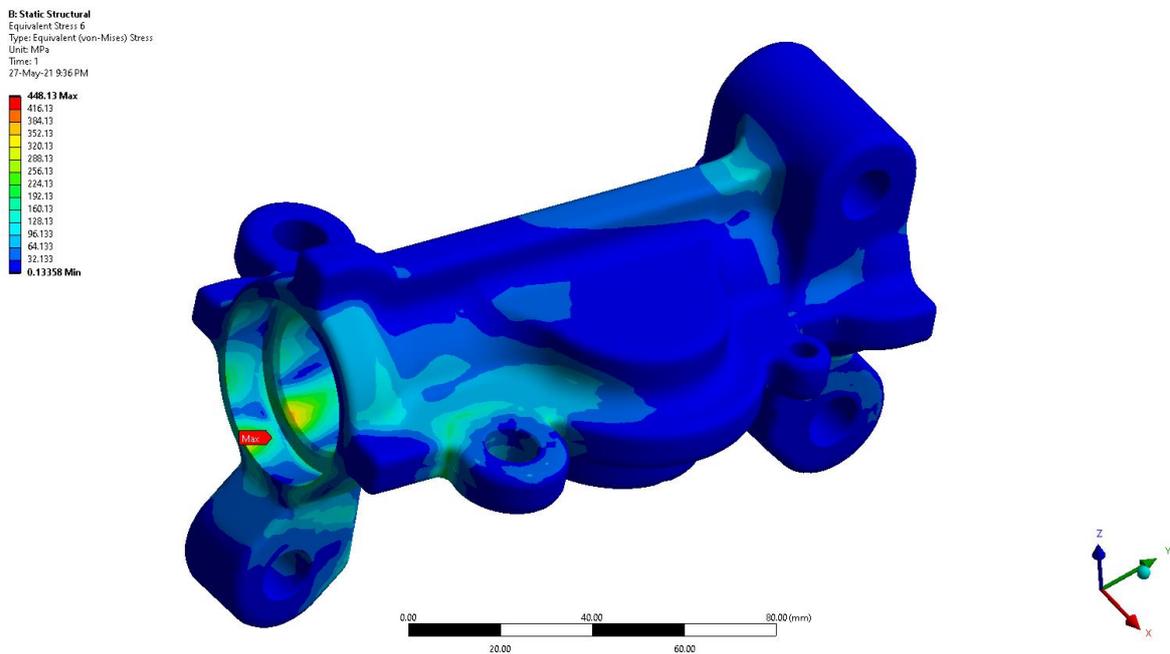
Fonte: Autores.

Figura 158 - Deformação para o flange de fixação do motor.



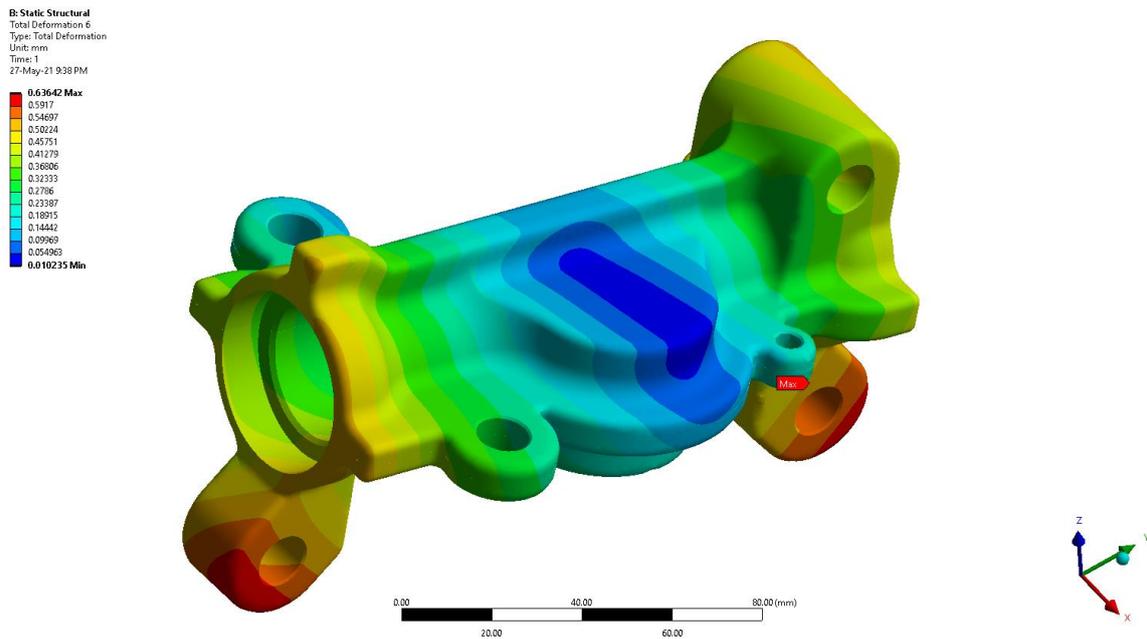
Fonte: Autores.

Figura 159 - Tensão de von-Mises para a carcaça do sistema pinhão - cremalheira.



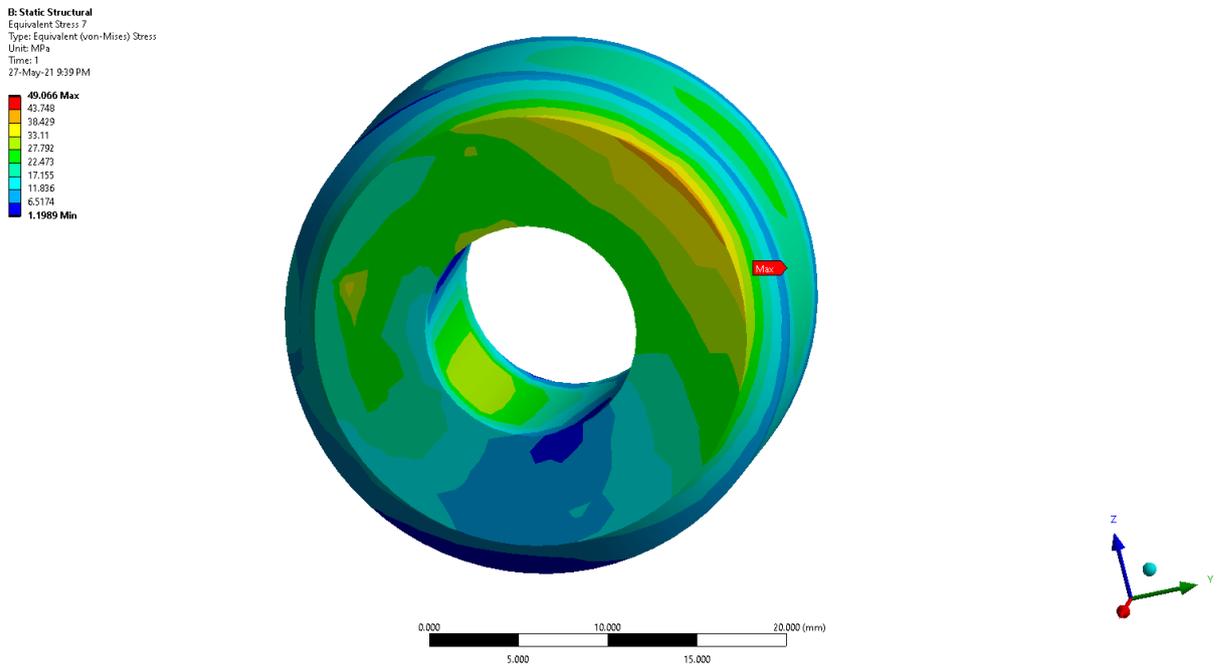
Fonte: Autores.

Figura 160 - Deformação para a carcaça do sistema pinhão - cremalheira.



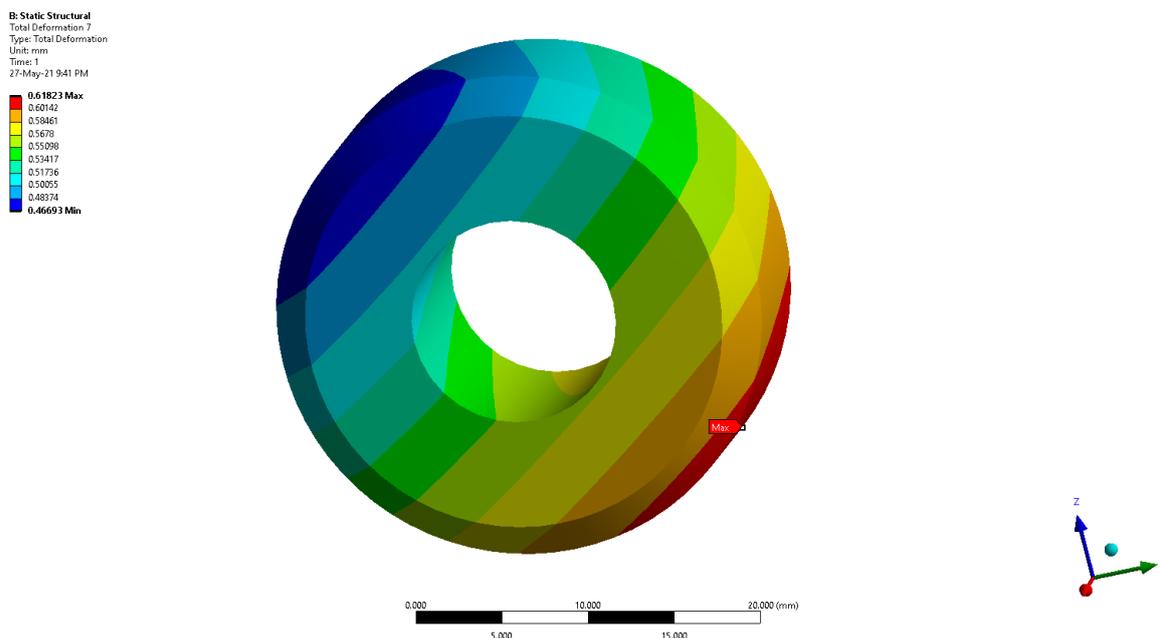
Fonte: Autores.

Figura 161 - Tensão de von-Mises para a bucha distanciadora.



Fonte: Autores.

Figura 162 - Deformação da bucha distanciadora



Fonte: Autores.

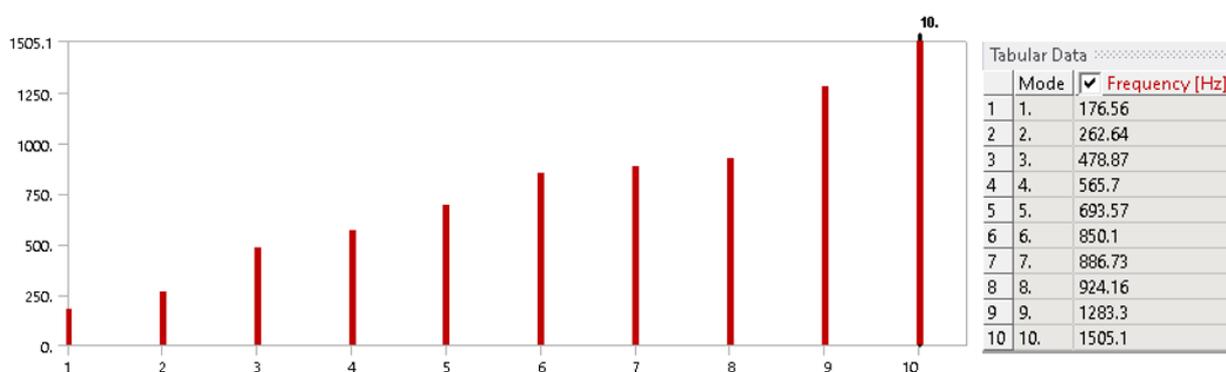
Analisando-se os resultados apresentados pelas figuras, nota-se que os valores de tensão variaram de aproximadamente 49 MPa até 550 MPa para os componentes, com deformação da ordem de 0,6 mm. Considerando-se que aços de alto carbono comercialmente disponíveis, como o SAE 4340, podem atingir limites de escoamento da ordem de 900 MPa quando devidamente tratados termicamente, as tensões apresentadas nos componentes estão dentro de uma margem de segurança de 1,64. Para a bucha distanciadora, confeccionada em alumínio, cuja tensão corresponde a de 49 MPa, também não existe risco de falha, pois o limite de escoamento do alumínio é da ordem de 277 MPa, resultando em um coeficiente de segurança de 5,65. No que tange às deformações, considerando-se o escopo de aplicação esportiva, a magnitude das forças e a robustez dos componentes, considera-se dentro do limite aceitável quando comparado a própria dimensão geométrica dos componentes.

10.6.4 - ANÁLISE DOS MODOS DE VIBRAÇÃO DO SISTEMA COMPLETO

Por fim, por se tratar de um sistema totalmente inédito, com a adição de componentes diversos e de massa representativa, como o atuador elétrico, entende-se como necessária a verificação das frequências naturais do sistema e modos de vibração, com o intuito de comparar se existe uma aproximação para as frequências naturais do sistema de suspensão e de excitação da via, provocada por irregularidades.

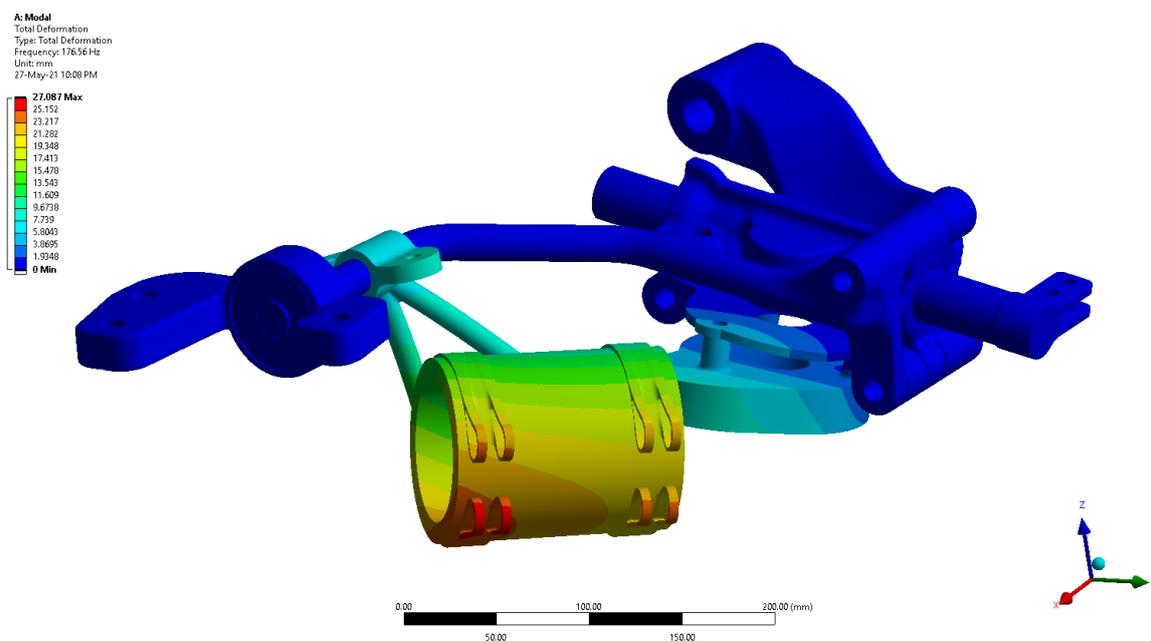
Aproveitando-se o mesmo modelo matemático no que tange a definição da malha de elementos finitos e características dos suportes. Para uma avaliação dos modos de vibração da estrutura, os *inputs* de forças externas não são necessários. Assim, criou-se uma cópia do *static structural* e, feita a substituição para o subprograma *modal*. A tabela 22 na sequência apresenta as frequências naturais do sistema e as figuras 163 a 172 na sequência o resultado dos dez primeiros modos de vibração.

Tabela 22 - Frequências naturais de vibração do sistema.



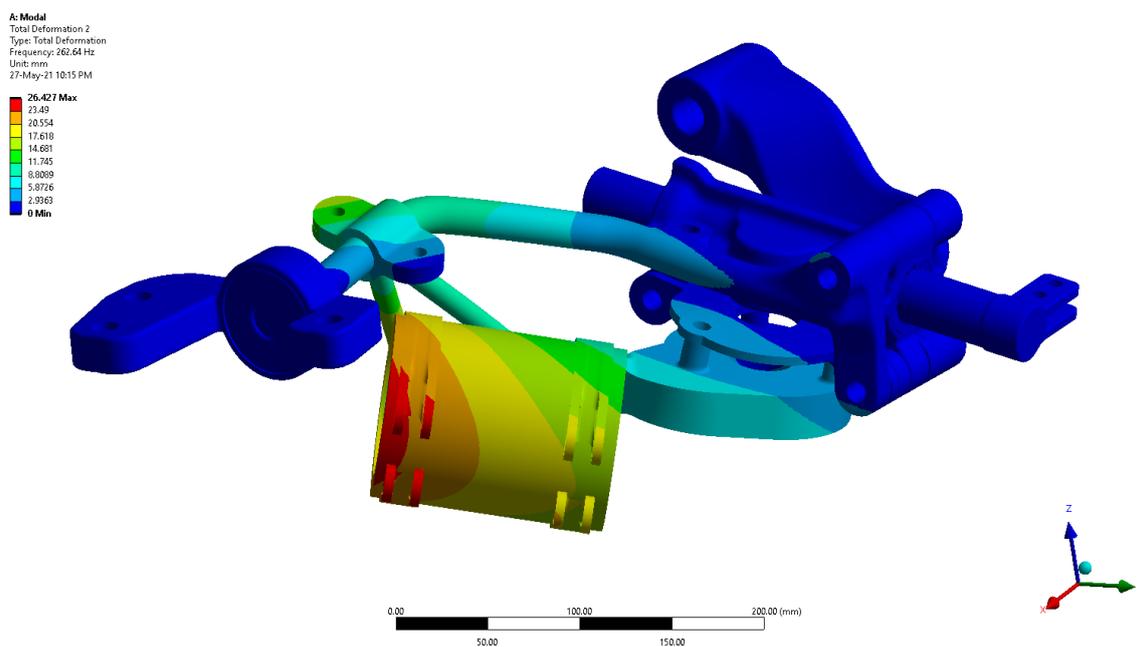
Fonte: Autores.

Figura 163 - Modo 1, frequência 176,56 Hz.



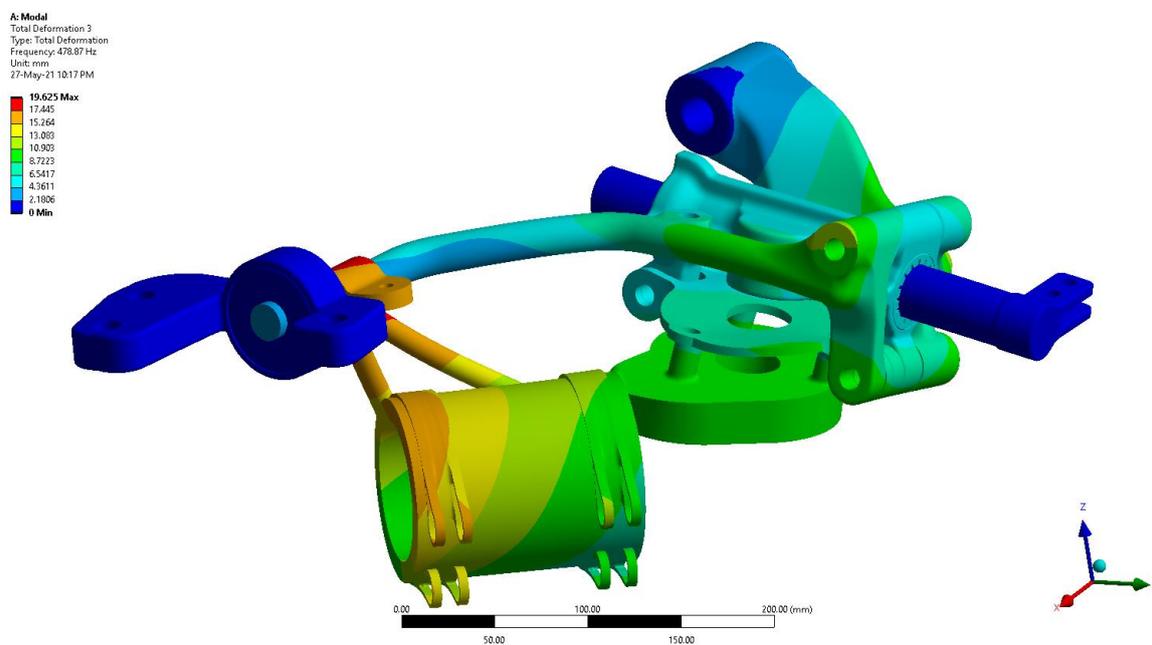
Fonte: Autores.

Figura 164 - Modo 2, frequência 262,64 Hz.



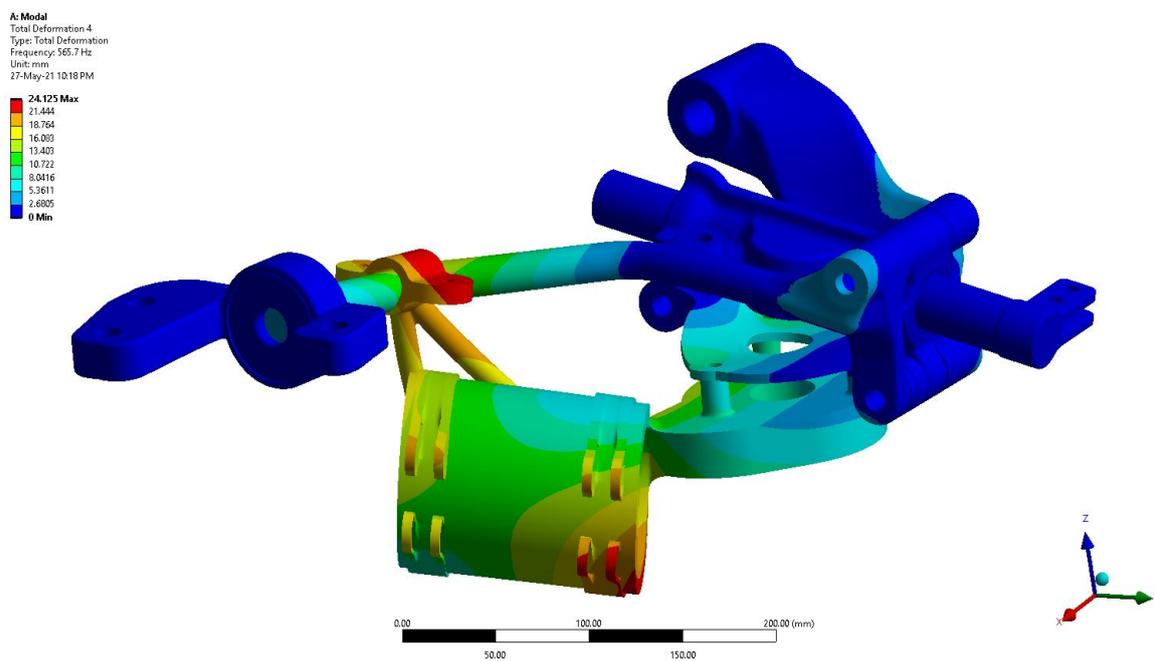
Fonte: Autores.

Figura 165 - Modo 3, frequência 478,87 Hz.



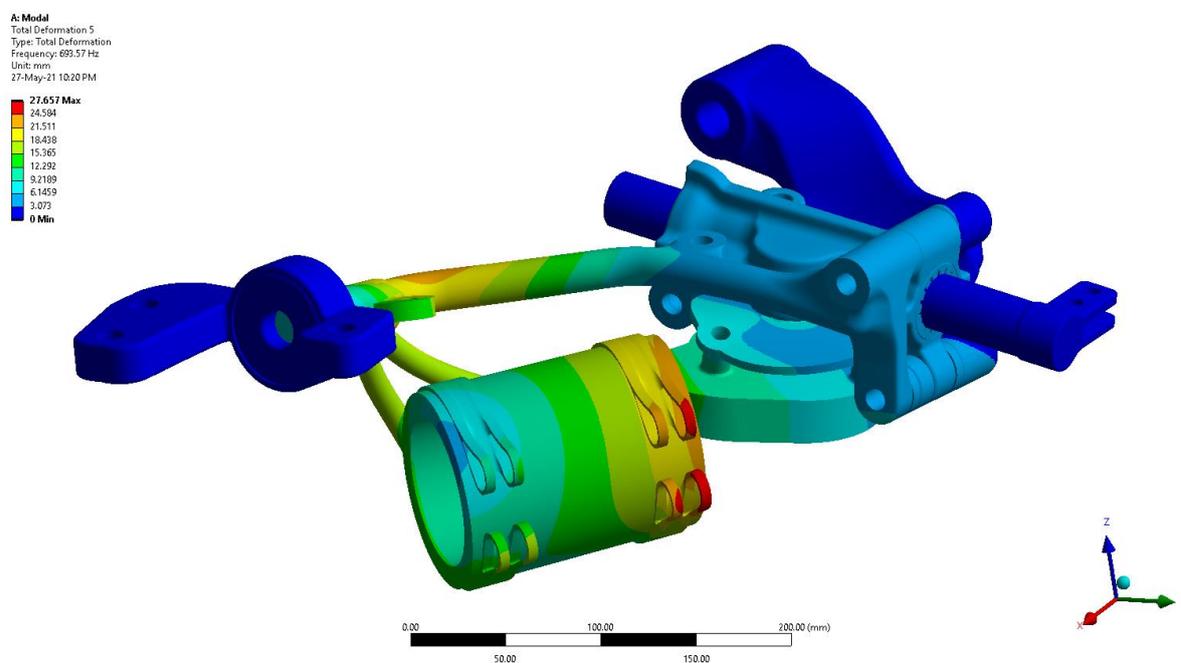
Fonte: Autores.

Figura 166 - Modo 4, frequência 565,7 Hz.



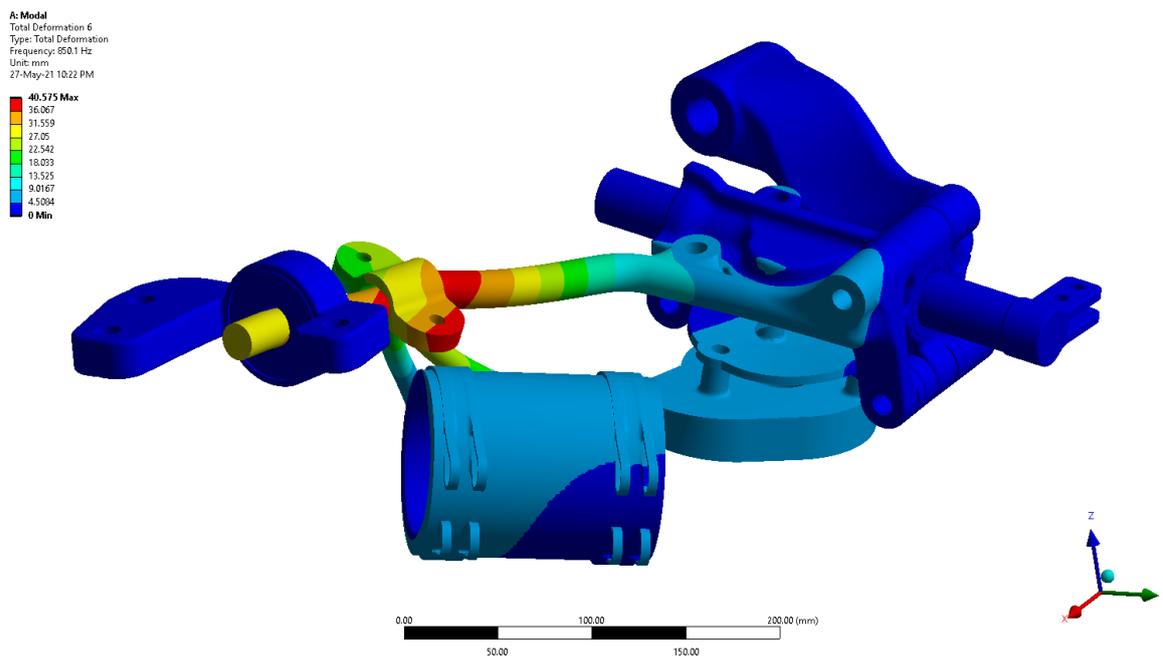
Fonte: Autores.

Figura 167 - Modo 5, frequência 693,57 Hz.



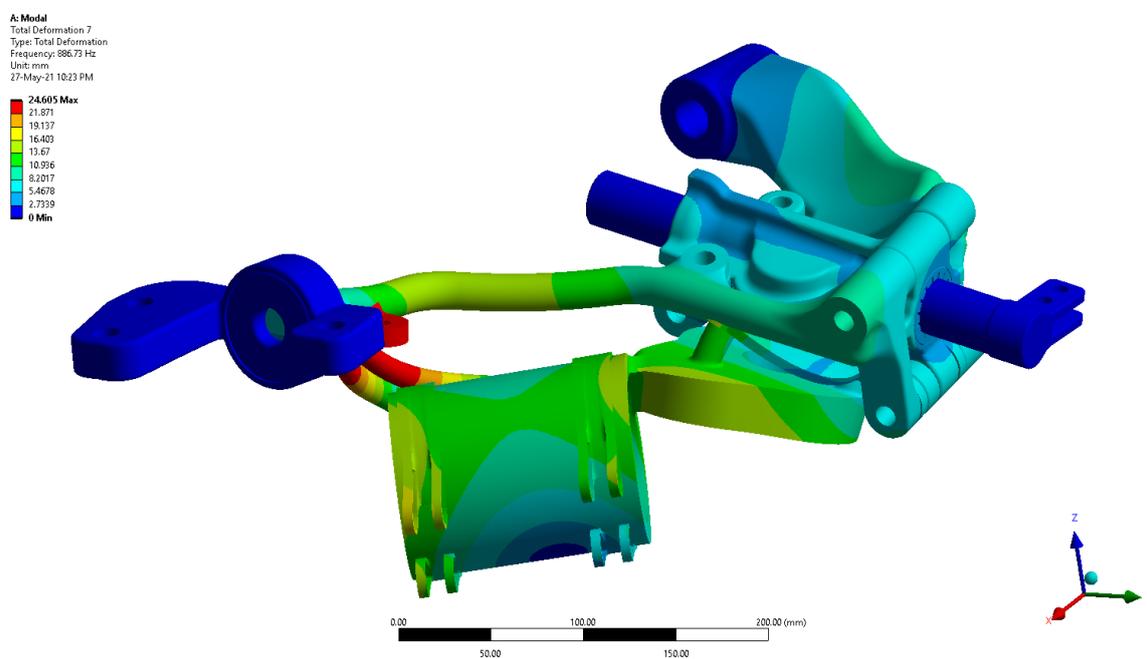
Fonte: Autores.

Figura 168 - Modo 6, frequência 850,1 Hz.



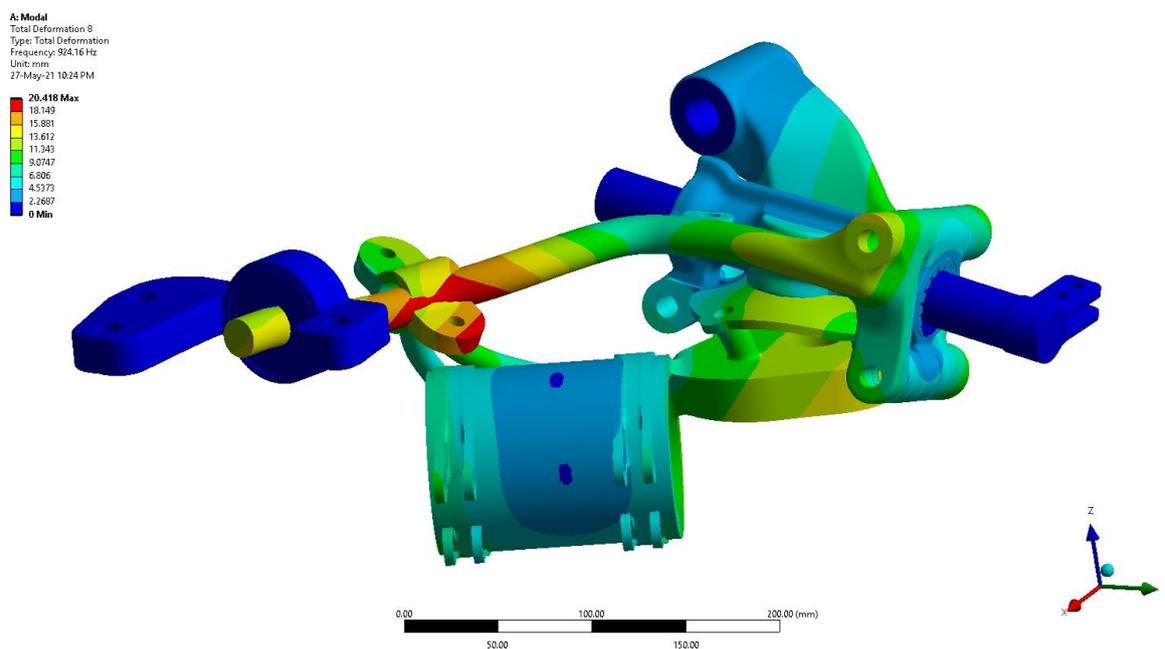
Fonte: Autores.

Figura 169 - Modo 7, frequência 886,73 Hz.



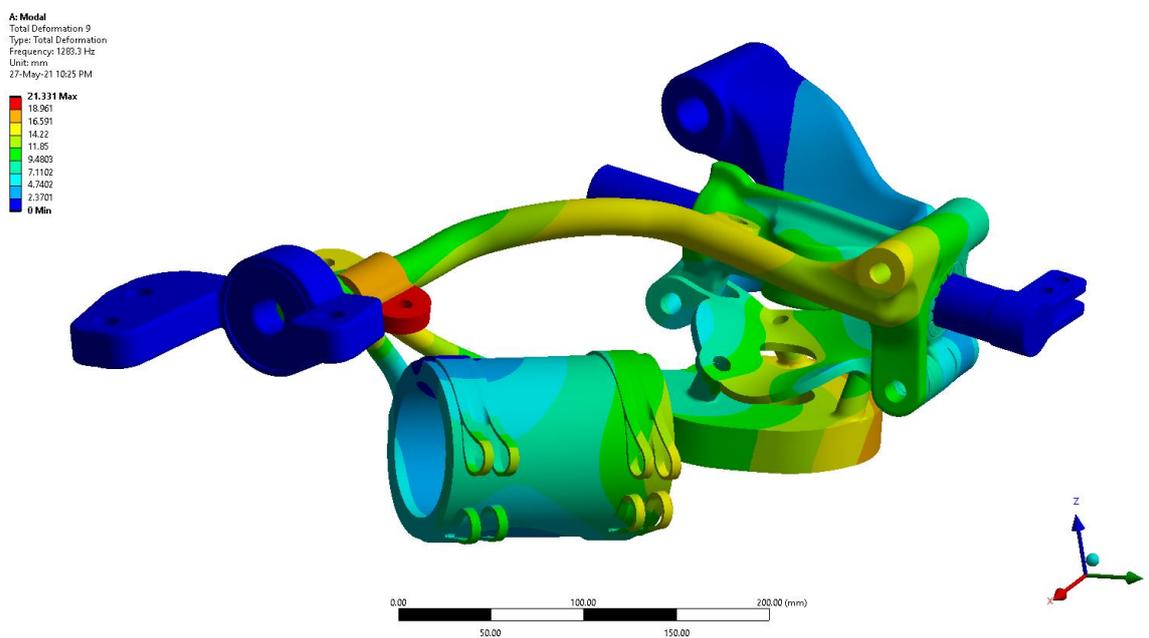
Fonte: Autores.

Figura 170 - Modo 8, frequência 924,16 Hz.



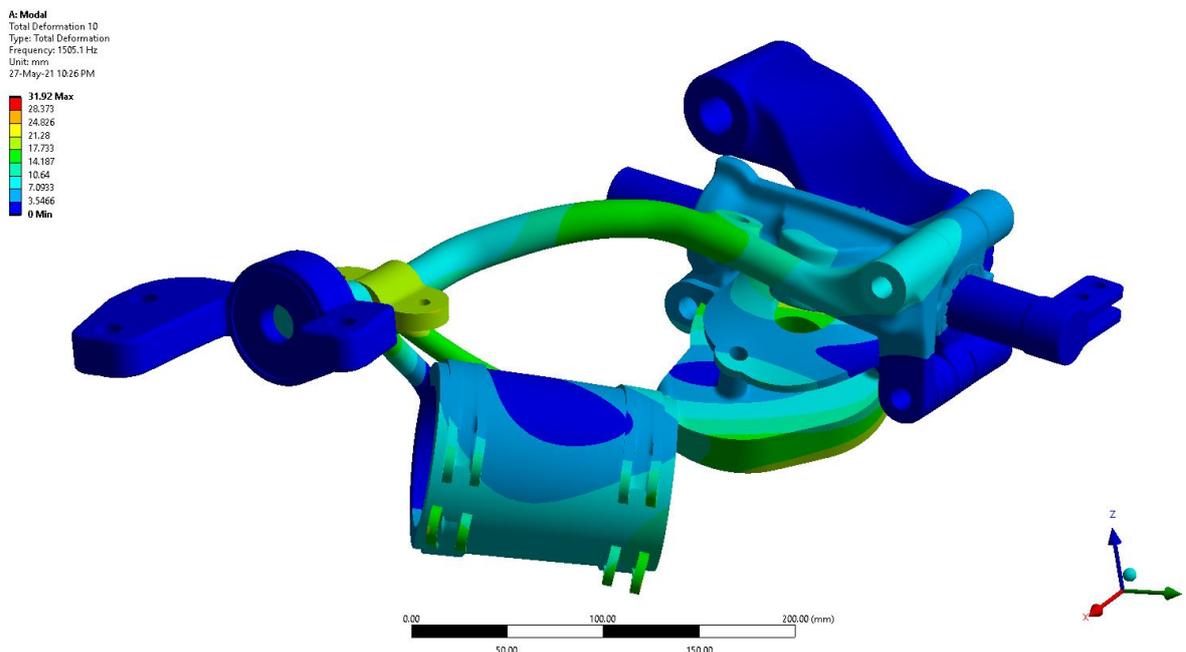
Fonte: Autores.

Figura 171 - Modo 9, frequência 1283,3 Hz.



Fonte: Autores.

Figura 172 - Modo 10, frequência 1505,1 Hz.



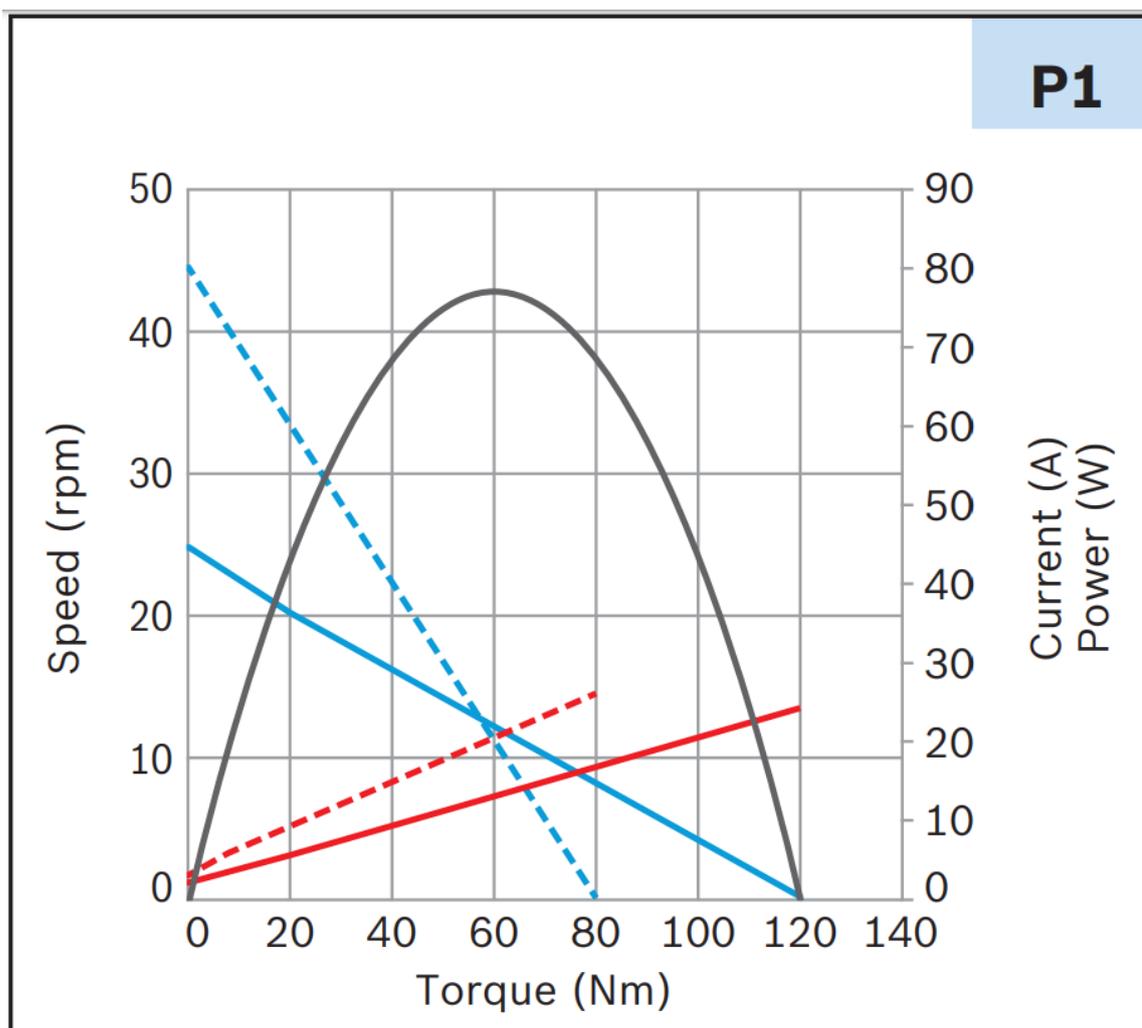
Fonte: Autores.

Nota-se pelas figuras apresentadas que, apesar de o primeiro modo de vibração ocorrer aos 176,56 Hz, que não representa uma frequência elevada do ponto de vista da estabilidade dinâmica, dificilmente o perfil da via de um autódromo produzirá nas rodas uma excitação dessa magnitude, dada a qualidade e planicidade do asfalto. Mesmo na condição de tráfego na área zebra, que possui um sistema de sonorização e vibração propositais, pela criação de irregularidades, atingir 180 Hz de frequência de excitação é extremamente improvável, principalmente por uma questão de amortecimento através dos pneus. Dito isso, uma verificação mais detalhada, considerando-se os autódromos brasileiros, torna-se extremamente interessante, para se aquisitar o perfil médio das vibrações nessa zona, inclusive para futuros projetos e melhoria do sistema proposto.

11 PROJETO ELÉTRICO

Alternadores são os elementos responsáveis, dentro do sistema de alimentação primária do automóvel, capazes de suprir a demanda energética requerida. Eles funcionam a partir da rotação do motor, que através da ligação com a correia sincronizadora, gira o alternador, fazendo-o gerar energia eletromecanicamente. Este, por sua vez, produz energia elétrica na forma de corrente alternada trifásica e esse sinal produzido é retificado em onda completa, convertendo assim em corrente contínua. Para seleccionar um alternador corretamente, é necessário levar em consideração o torque do motor elétrico utilizado. A figura 173 a seguir, mostra o levantamento da curva de torque (N.m), rotação (rpm), corrente (A) e potência (kW):

Figura 173 - Gráfico da curva de torque, rotação, corrente e potência do motor elétrico.



Fonte: Catálogo BOSCH

Nota-se que para um torque de 100 N.m, obtém-se aproximadamente 22 A de corrente. Consultando o catálogo de alternadores *Letrika Driving Innovation*, e escolhendo um modelo que atenda às necessidades do motor elétrica, a melhor alternativa é AAK compact, como mostra a figura 174 a seguir:

Figura 174 - Alternador escolhido.

AAK
compact



Fonte: *Letrika Driving Innovation*

A figura 175, a seguir, mostra as características retiradas da tabela da *Letrika Driving Innovation*:

Figura 175 - Características do alternador escolhido.

Main technical data

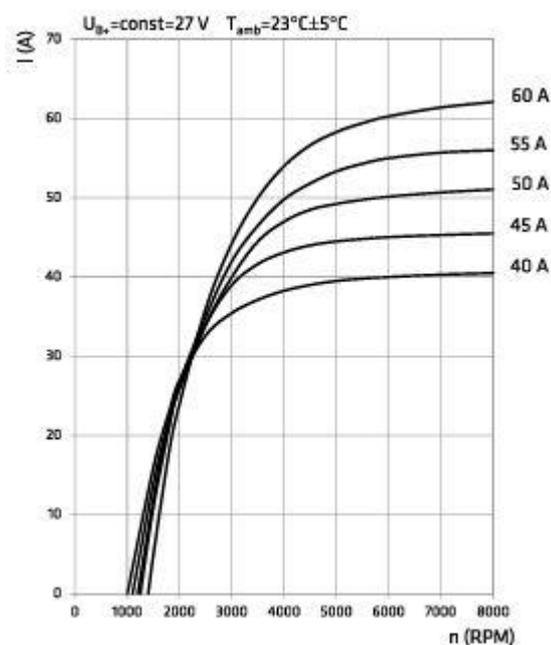
Type	AAK	
Rated Voltage (V)	14	28
Rated Current (A)	70 - 120	40 - 60
Stator Diameter (mm)	125	
Cooling	Air cooling / Two internal fans (CW or CCW)	
Weight ¹ (kg)	~ 5.3	
Max Permanent / Short time Rotational Speed (RPM)	13.000 / 15.000	
Voltage Regulator	Mono-Function (14V / 28V) / Multi-Function (14V/28V)	
Power diodes Type	Press-fit Zener (35A, 50A (14V) / 50A (28V))	
Over-voltage Protection	YES	
Zener Voltage (V)	19-25 (14V) / 34-40 (28V)	
Electrical terminals Mono/ Multi-function regulator	(B+, D+, W, B-) / (B+, L, W, B-, DFM), (B+, L, W, B-, DFM, 15, S) ³	
Drive end bearing / Rear bearing dimension	17X47X14, 17x52X17 / 17x35x10	
Protection of the Slip rings and Brushes Compartment	IP 54	
Operating (Storage) Temperatures	- 40°C to + 110°C (+ 130°C)	
EMC	Approved (Regulative ECE-R10 Rev.3: 2008-08)	

¹without pulley ³ Multi-function 28V

Fonte: *Letrika Driving Innovation*

O alternador AAG já se mostra capaz de suprir as necessidades do motor elétrico utilizado, por apresentar corrente superior à requisitada. A figura 176 mostra a curva de performance do alternador, retirada também do catálogo *Letrika Driving Innovation*:

Figura 176 - Curva de performance do alternador.



Fonte: *Letrika Driving Innovation*

Nota-se que esse alternador, a apenas 2000 rpm já fornece mais de 20 A. Ou seja, em uma condição de pista, onde o piloto já se aproxima de uma curva, em marcha reduzida, a fim de aproveitar o máximo rendimento do veículo, a rotação do motor será muito maior do que os 2000 rpm, sendo mais que a necessária para atuar em todo o sistema elétrico.

Apesar de ter sido feito o cálculo para um alternador auxiliar para suprir a demanda extra de energia, requisitada pelo alternador, é de suma importância verificar, primeiramente, em um teste dinâmico, se o alternador original que equipa o veículo não é capaz de suprir a demanda de 20 A requisitados pelo atuador, já que o sistema só consumirá potência durante uma manobra de curva. Caso ele seja suficiente, não será necessário equipar o veículo com um atuador auxiliar.

12 CUSTO GERAL DO PROJETO

Uma vez que a proposta se torna viável tecnicamente, é importante analisar sua viabilidade do ponto de vista econômico. Para tanto se faz necessária a estimativa de custo de produção do produto e a consideração se o valor é atrativo no mercado frente aos ganhos obtidos com o uso do sistema. A tabela 23 traz o custo estimado por item do projeto levando em consideração os componentes e processos necessários para a concepção do produto. As cotações a seguir foram feitas através de uma pesquisa no mercado de peças e serviços automobilísticos.

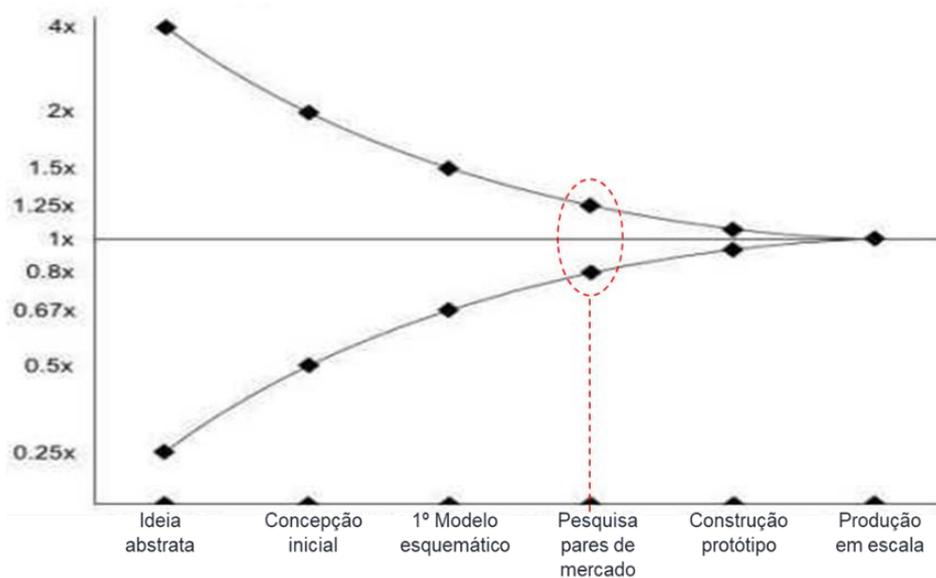
Tabela 23 - Custo estimado sistema Amorph.

Itens	Preço	Preço em dólar
Motor (x2)	R\$ 9.640,00	\$ 1.839,78
Alternador	R\$ 1.750,00	
Módulo CAN	R\$ 604,00	\$ 115,34
Acelerômetro	R\$ 1.362,00	\$ 260,08
Braço de suspensão (x2)	R\$ 214,99	
Pinhão-cremalheira (x2)	R\$ 798,00	
Processo de usinagem/adaptação	R\$ 300,00	
Parafusos e fixadores	R\$ 40,00	
Fiação e conectores	R\$ 70,00	
Montagem	R\$ 40,00	
TOTAL	R\$ 14.818,99	

Fonte: Autores

Dada a complexidade do projeto e levando em consideração que se trata de uma estimativa pré-produção, os valores obtidos através do orçamento podem sofrer variações significantes. Para tentar definir uma margem de erro na estimativa, existem algumas ferramentas desenvolvidas que auxiliam esta fase do projeto. Um exemplo dessas ferramentas é o Cone da Incerteza como mostra a figura 177, é possível estimar uma margem de erro entre 0,8 até 1,25 dada a atual fase de desenvolvimento. Segundo a ferramenta, quanto maior for o desenvolvimento do projeto, mais precisa será a estimativa de custos.

Figura 177 - Cone da incerteza.



Fonte: *Stack Overflow*

Sendo assim, a estimativa de custo de produção do Amorph está compreendida entre R\$11.855,20 e R\$18.523,74. Considerando que atualmente no mercado brasileiro existem jogos de suspensão esportiva vendidos por valores próximos e que o ganho obtido com o produto desenvolvido será superior aos atualmente disponíveis, é possível afirmar a viabilidade econômica do projeto.

13 CONCLUSÃO

Como foi demonstrado na introdução deste trabalho, o sistema de suspensão *MacPherson* não utiliza do artifício de ganhos de cambagem adequados com o desempenho esperado para veículos esportivos. Por representar 80% do tipo de suspensão mais utilizado nos veículos fabricados pelo mundo, enxergou-se um potencial nicho de atuação, para melhoria.

O estudo realizado demonstra que é possível aprimorar o controle do veículo e a segurança através da variação da cambagem, ocorrendo sob demanda, dependendo da condição veicular. Desenvolveu-se uma solução que atua através de um conjunto pinhão e cremalheira, modificando o comprimento do braço da suspensão, garantido que o veículo performe com mais eficiência em condições adversas de pista e elevadas velocidades.

Com a utilização do *software CarSim*, verificou-se ganhos substanciais de redução da rolagem de carroceria de até 20,86%, culminando com maior controle do veículo. É importante ressaltar que quanto menor for a rolagem da carroceria, maior será a permanência do veículo no traçado ideal, o que justifica a redução de 27,3% no erro da trajetória, em relação a condição original. O projeto mecânico dos componentes evidenciou algumas renúncias como o aumento da massa não suspensa do veículo em 59,68% e, com isso, uma redução significativa na frequência de oscilação de 20,86% (coincidentemente). Nesse sentido, cabe uma verificação mais cautelosa quanto a rigidez das molas do eixo dianteiro, considerando-se a proposta esportiva, para se elevar a frequência e garantir um maior contato dos pneus com o solo. Também no dimensionamento, confirmou-se a eficiência do conjunto pinhão-cremalheira, que permite um acionamento rápido e preciso, capaz de percorrer 10 milímetros em 1,157 segundos, com uma velocidade de 8,64 milímetros por segundo, evidenciando um baixo tempo de reação.

Em relação as frequências naturais da nova estrutura dos braços, obteve-se o primeiro modo a aproximadamente 180 Hz. Apesar de não ser uma frequência elevada, dificilmente alguma excitação externa da via atingirá essa magnitude, mesmo a área zebreada de um autódromo. Ainda assim, seria interessante fazer uma medição das irregularidades da pista, nessa região, para se obter um valor médio e entender a influência desse fenômeno.

Outro fator importante para o projeto foi o custo estimado para a produção do sistema, que apesar do alto valor agregado, é mais viável do que comprar vários componentes de apelo esportivo e que não performam igualmente como o sistema *Amorph* e tão pouco têm a praticidade de ter a cambagem exata necessária para cada condição de esterço do volante. Por se tratar de uma proposta nunca antes apresentada, fica difícil prever como será a aceitação desse novo produto.

REFERÊNCIAS

Análise cinemática e dinâmica da suspensão MacPherson. Disponível em: <<https://content.sciendo.com/view/journals/mme/22/4/article-p1223.xml>>. Acesso em 28 out. de 2020

Aulas do professor Dr. Carlos Rodrigues Neto, referente à disciplina Suspensão e Direção, apresentada aos alunos no segundo semestre de 2020. Disponível em: <<https://moodle.fei.edu.br/course/view.php?id=11783>>. Acessado em ago. de 2020

AUTOMOBILE CATALOG. **Dados do Chevrolet Celta 2002.** Disponível em: <https://www.automobile-catalog.com/car/2002/1954610/chevrolet_celta_1_0_vhc.html> Acesso em 12 jan. de 2021

AYRTON SENNA. **Como fazer as curvas.** Disponível em: <<https://www.ayrtonsenna.com.br/piloto/arte-de-pilotar/como-fazer-as-curvas/galeria1-6/>>. Acesso em: 14 out. de 2020.

Baloch, Daniyal Altaf. **CAD MacPherson Suspension:** Disponível em: <<https://grabcad.com/daniyal.altaf.baloch-1>>. Acesso em 23 out. de 2020

BARATA, Juliano. **Em busca da máxima aceleração lateral.** FlatOut, São Paulo, 22, julho, 2014. Disponível em: <[tps://flatout.com.br/cambagem-negativa-em-busca-da-maxima-aceleracao-lateral](https://flatout.com.br/cambagem-negativa-em-busca-da-maxima-aceleracao-lateral)>. Acesso em 31 de out. de 2020.

BERGMAN, Walter. **The Basic Nature of Vehicle Understeer-Oversteer.** SAE Transactions. Vol. 74, Papers 650001—650225 (1966), pp. 387-422 (36 pages). Published By: SAE International

BLOCO PID. **What is the difference between on/off control and PID control ?** Disponível em: <<http://www.kcmeter.com/servicesread.asp?id=11>>. Acesso em 19 de mai. de 2021

BOSTON, Roy. **Vehicle suspension system with a variable camber system.** 12/173,509.

Depósito: 6 ago. de 2019. Concessão: 29 mar. de 2011

BULBA, Edivaldo Antonio. **Tolerâncias, Medições e Qualidade**. 2. ed. São Bernardo do Campo: [s. n.], 2015. 232 p. ISBN 978-85-909284-0-9.

Car treatment: What is camber? Disponível em: <<https://cartreatments.com/what-is-camber/>>. Acesso em 15 set. de 2020

CARLSON, Carl. **Parameter diagrams (P-Diagrams)**. Disponível em: <<https://www.weibull.com/hotwire/issue182/fmeacorner182.htm>>. Acesso em 27 jan. de 2021.

Catálogo de alternadores. **Letrika Driving Innovation**. Disponível em: <<https://pdf.directindustry.com/pt/pdf-en/letrika/alternator/26759-634305.html>>. Acesso em 25 de mai. de 2021

Catálogo de motores elétricos BOSCH. **Eletric motors 2021/2022**. Disponível em: <https://www.bosch-ibusiness.com/media/images/products/dc_motors/xx_pdfs_2/pac_ibusiness_e-motors_21_22_cat_en_cd2016_82263.pdf#page=16>. Acesso em 25 de abr. de 2021

Como Fazer o Orçamento Inicial de um Projeto de Software. **Stack Overflow**. Disponível em: <<https://pt.stackoverflow.com/questions/23185/como-fazer-o-or%e3%a7amento-inicial-de-um-projeto-de-software>>. Acesso em 25 de mai. de 2021

DAI, L. JAZAR, R.N. **Nonlinear Approaches in Engineering Applications**. 1. ed. New York: Springer-Verlag, 2012. 536 p.

Everything You Need to Know About Car Suspension and Handling. Disponível em: <<https://axleaddict.com/auto-industry/Everything-you-need-to-know-about-car-suspension-and-handling>>. Acesso em 18 set. de 2020

Fórmula 1 vai abandonar pneus com alto desgaste a partir da temporada de 2021. Disponível em : <<https://globoesporte.globo.com/motor/formula-1/noticia/formula-1-vai->

abandonar-pneus-com-alto-desgaste-a-partir-da-temporada-de-2021.ghtml.> Acesso em 15 set. de 2020

GILLESPIE, Thomas D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. Warrendale, PA: SAE-Sociedade de Engenheiros da Mobilidade, c1992. 217-218, 495 p.

GLOBO ESPORTE . **Fórmula 1 vai abandonar pneus com alto desgaste a partir da temporada de 2021**. Disponível em: <<https://globoesporte.globo.com/motor/formula-1/noticia/formula-1-vai-abandonar-pneus-com-alto-desgaste-a-partir-da-temporada-de-2021.ghtml>> Acesso em: 8 out. de 2020.

Measured Vehicle Inertial Parameters NHTSA's Data Through November 1998. Disponível em: <https://www.researchgate.net/publication/228945609_Measured_Vehicle_Inertial_Parameters-NHTSA's_Data_Through_November_1998>. Acesso em 18 mai. de 2021

MILIKEN, William F. Douglas L. MILIKEN, **Race Car Vehicles Dynamics**, Warrendale, Society of Automotive Engineers, 1995. 890p.

MOURA, Kaíque. **Engenharia Reversa - O que é?**. Engenharia 360, 18, outubro, 2018. Disponível em: <<https://engenharia360.com/engenharia-reversa/>>. Acesso em: 8 fev. de 2021.

NTN. **Suspension parts catalog**. France. 12 p.

RILL, Georg. **Vehicle Dynamics**. 2009. 200 p. University of Applied Sciences.

SADASHIVA, R.T.; RAMASWAMY, G. **Development and Simulation of Suspension system for L7e European car**. 2016. 56 p. Thesis (Master) - Halmstad University, [S. l.], 2016.

Scamper - Técnica de geração de ideias. Disponível em: <https://edisciplinas.usp.br/pluginfile.php/5100794/mod_resource/content/2/2%20-%20Scamper%20-%20t%C3%A9cnica%20para%20gera%C3%A7%C3%A3o%20de%20ideias.pdf> Acesso em 21 jan. de 2021.

Suspension Secrets. Camber Gain. Disponível em: <<https://suspensionsecrets.co.uk/camber-gain/>>. Acesso em: 29 out. de 2020.

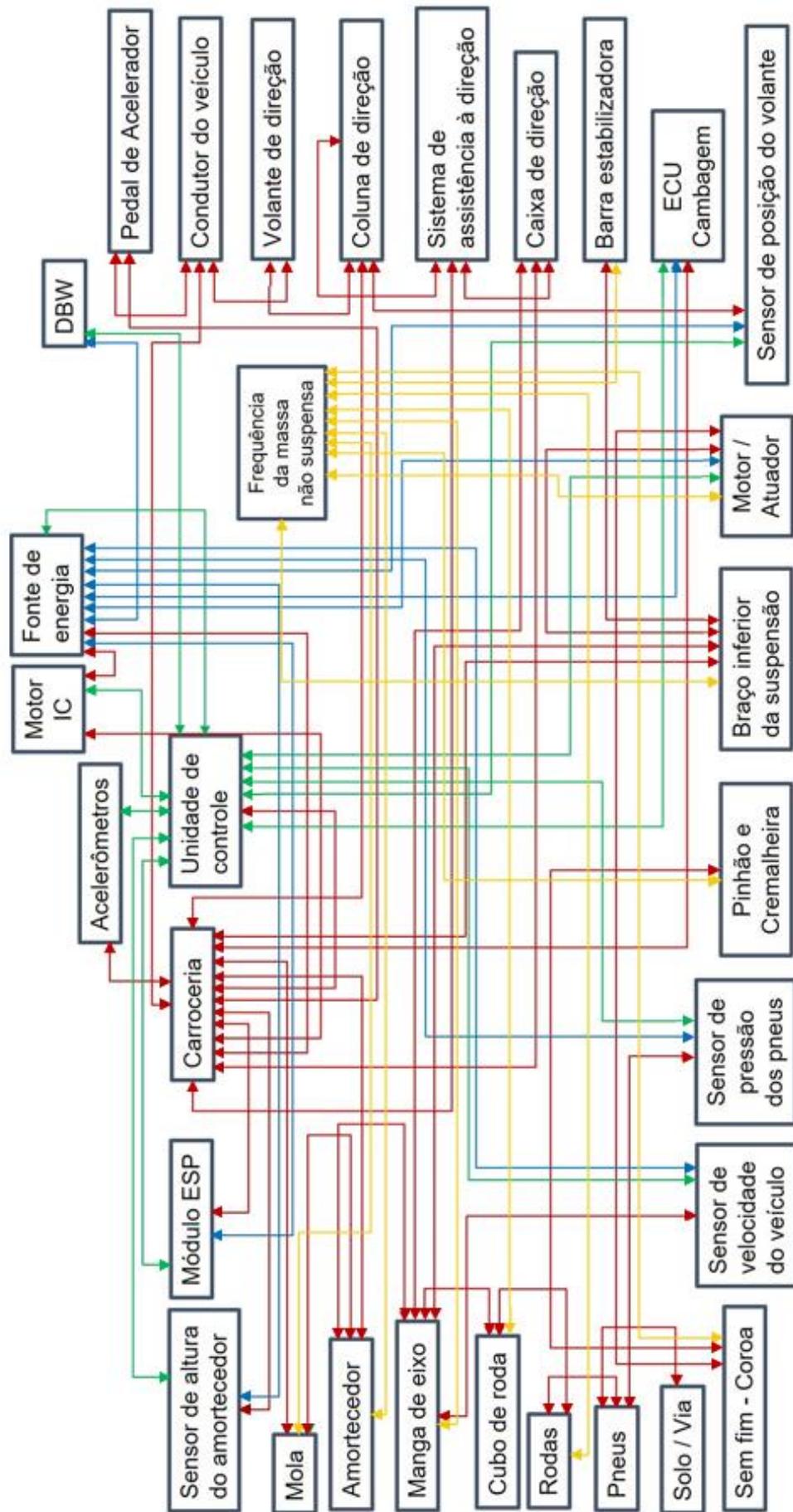
TORCEDORES. **Guia definitivo sobre os setups.** Disponível em: <https://www.torcedores.com/noticias/2019/07/f1-2019-o-guia-definitivo-sobre-os-setups>. Acesso em: 7 out. de 2020.

Vo, D.; Jazar, R.; Fard, M. **A Comparison between Caster and Lean Angle in Generating Variable Camber**, SAE Technical Paper 2015-01-0067, 2015, doi:10.4271/2015-01-0067.

VIEIRA JR., Alberto; DE BARROS, Renato M. **Elementos de Máquinas**. [S. l.: s. n.], 2018.

VIEIRA JR., Alberto. **Engrenagens: Notas de Aulas**. [S. l.: s. n.], 2018. 140 p.

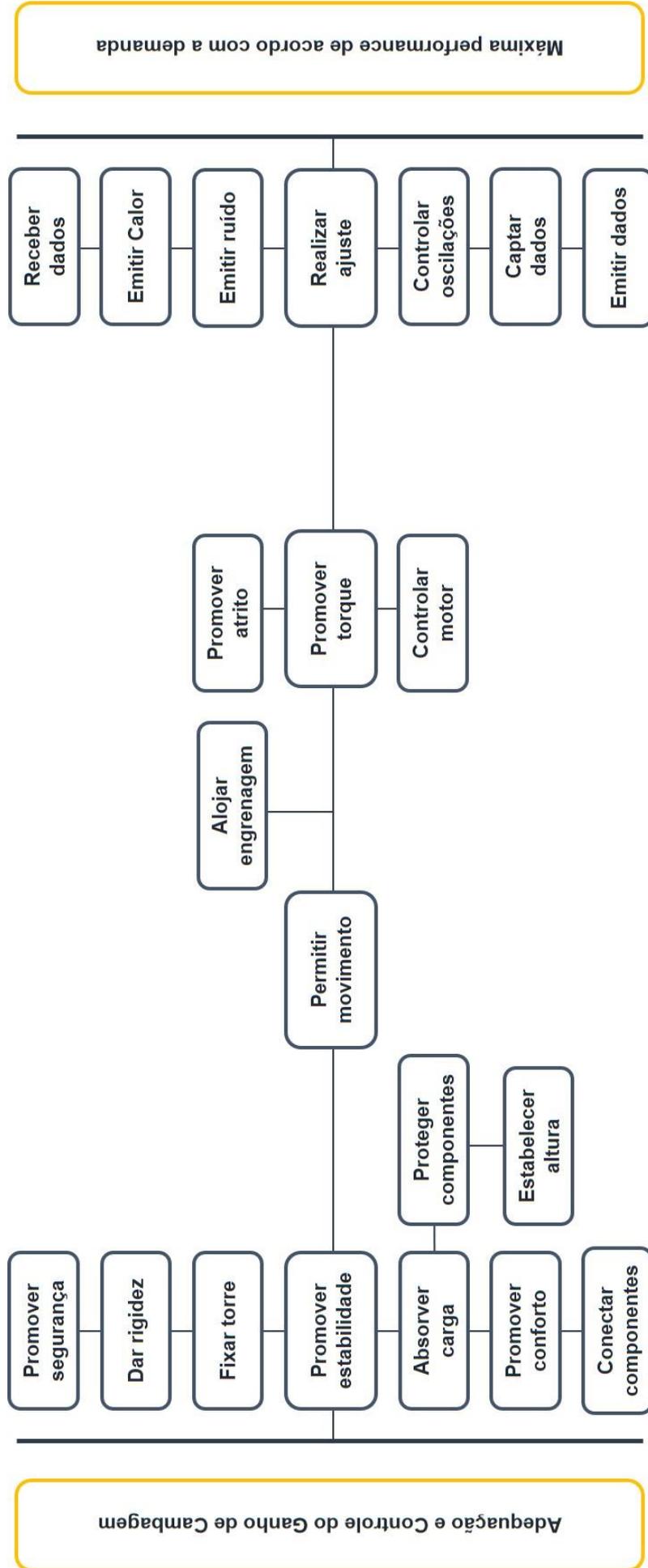
APÊNDICE A - BOUNDARY DIAGRAM



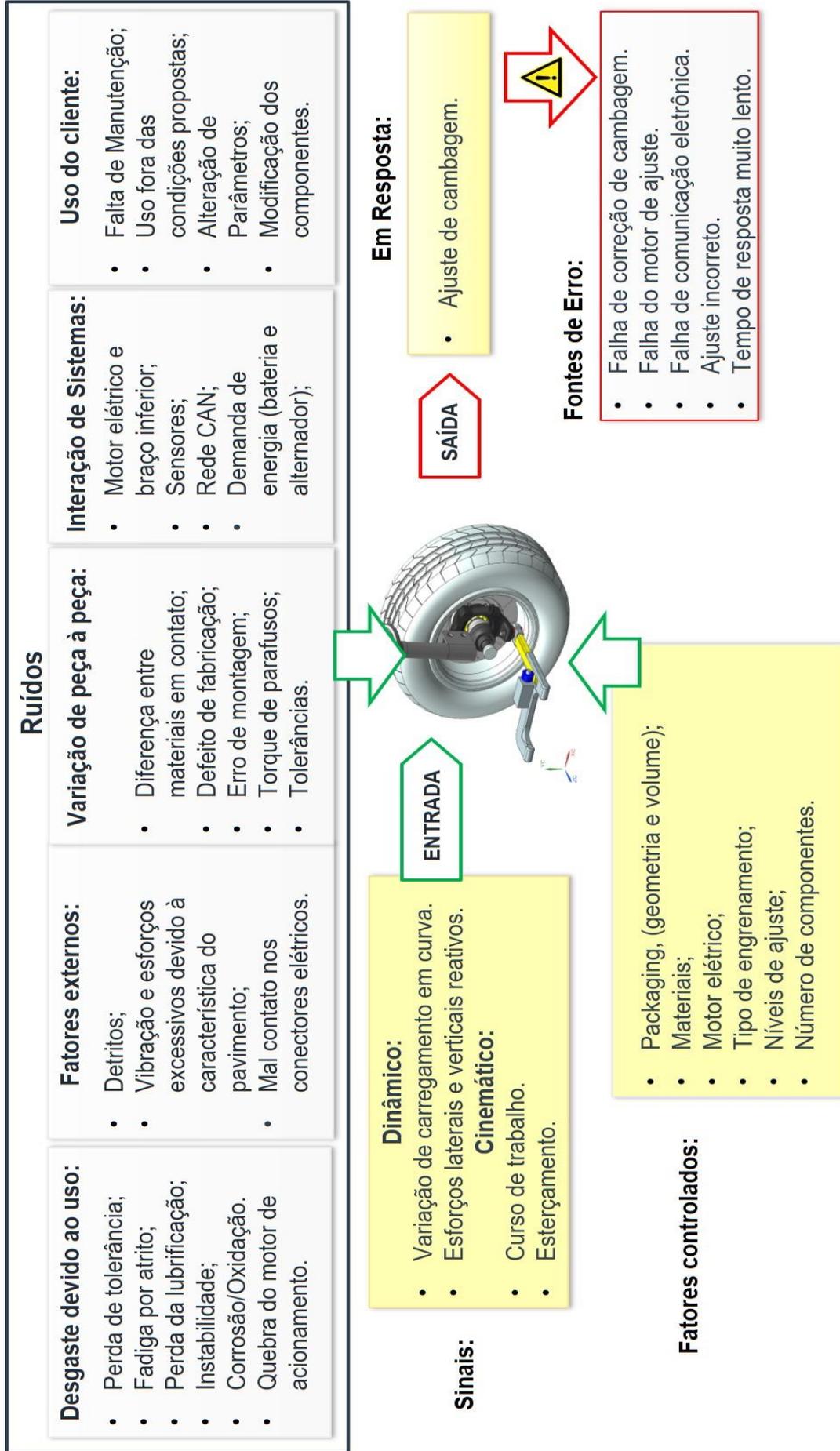
APÊNDICE B - ENGENHARIA REVERSA

Componentes	Suporte de Fixação	Molas	Amortecedor	Manga de Eixo	Cremalheira de Bandeja	Pivô de Suspensão	Engrenagem do Motor	Motor de Ajuste	Bandeja de Suspensão	Módulo de Controle	Sensores
Massa (kg)	0,40	0,72	3,81	19,50	1,50	0,75	1,50	5,00	2,72	0,45	0,10
Dimensões Básicas (mm)	80 x 110 x 20	330 x 128 x 128	560 x 160 x 160	235 x 400 x 420	30 x 40 x 150	40 x 131 x 80	90 x 90 x 30	86 x 86 x 181	150 x 400 x 400	312 x 306 x 167	113 x 81 x 80
Material	Aço	Aço	Aço/ Fluido/ Polímero	Aço	Aço	Aço	Aço	Cobre/ Aço/ Alumínio	Aço	Polímero/ Cobre/ Alumínio	Polímero/ Cobre/ Alumínio
Processo de Fabricação	Conformação Mecânica	Conformação Mecânica	Conformação Mecânica/ Usinagem/ Montagem	Conformação Mecânica	Usinagem	Conformação Mecânica/ Usinagem	Usinagem	Usinagem/ Estampagem/ Montagem	Conformação Mecânica	Injeção/ Estampagem/ Montagem	Injeção/ Estampagem/ Montagem
Fornecedor	Cofap	Cofap	Cofap	Montadora do Veículo	Microgear	Cofap	Microgear	NeoMotion	Cofap	Bosch	Bosch

APÊNDICE C - DIAGRAMA FAST



APÊNDICE D - P-DIAGRAM



APÊNDICE E – SCAMPER

S

Substituir os braços de suspensão dianteiros comuns por braços ajustáveis.

C

Combinar o sistema de ajuste de cambagem com a suspensão adaptativa.

A

Projetar meios que permitam a utilização do ajuste dinâmico de cambagem de uma suspensão do tipo *MacPherson*.

M

Modificar o sistema de engrenamento para um fuso de movimento e utilizar um motor elétrico relativamente menor.

P

Aplicável também a veículos de uso urbano que possam necessitar de ajuste devido ao carregamento, como por exemplo veículos utilitários de carga leve, veículos de forças policiais e de resgate.

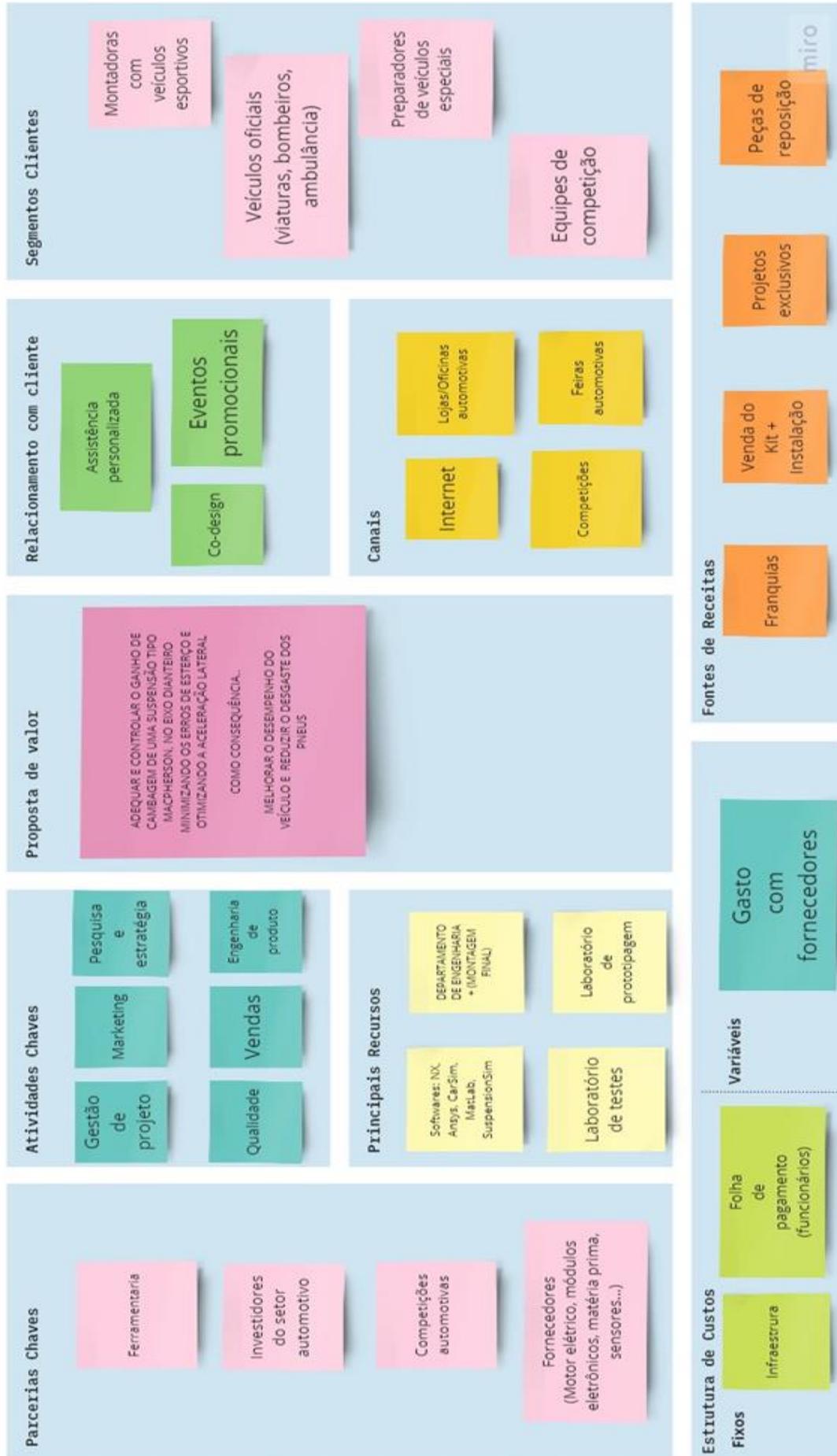
E

Não fazer uso de eletrônica para o funcionamento do sistema, e sim, fazê-lo de maneira mecânica através de assistência hidráulica.

R

Manter o mesmo conceito, porém aplicado ao eixo traseiro e com a proposta de manter a cambagem neutra em todas as condições de carregamento.

APÊNDICE F - BUSINESS MODEL CANVAS



APÊNDICE G – FMEA

DFMEA

AMORPH

Processo	Adequação de cambagem sob demanda				Responsabilidade		AMORPH				Página						
Produto	AMORPH				preparado por						Criado						
Equipe principal	AMORPH				Data chave		5 de dezembro, 2020				Modificado						
Equipamento	Função	Modo de falha	Efeito de falha	Gravidade	Causa potencial de falha	Ocorrência	Ação preventiva	Ação de detecção	Deteção	RPN	Ações recomendadas	Responsável e prazo	Ações tomadas	Gravidade	Ocorrência	Deteção	RPN
Mola	Controlar a altura do carro e estabilizar a condução conforme a superfície da via	Quebra do material	Perda de controle parcial do veículo	7	Fadiga	3	Assegurar faixa de funcionamento ideal	Verificar ruptura do material	2	42	Evitar situações de extrema carga no sistema	Equipe AMORPH - ND	ND	7	3	2	42
Amortecedor	Controlar as oscilações da suspensão, mantendo as rodas do veículo em contato com o solo	Vazamento do Fluido de amortecimento	Falta de amortecimento	6	Falha nas vedações	3	Manutenção	Verificar amortecimento crítico	2	36	Vedar melhor o amortecedor	Equipe AMORPH - ND	ND	6	3	2	36
Manga de eixo	Elo entre o conjunto de roda e pneu com os braços de suspensão do veículo	Trinca do material	Perda do controle total do veículo	10	Fadiga, Impacto com objetos do meio externo	3	Assegurar faixa de funcionamento ideal	Verificar ruptura do material	6	180	Garantir um material que resista a trincas como principal motivo de escolha do mesmo	Equipe AMORPH - ND	ND	10	3	6	380
Cubo de roda	Faz a fixação da roda e disco/lambor e transmite o movimento da junta homocinética para a roda	Falta de lubrificação	comprometer a resposta do sistema	7	Falha na vedação, contaminação, Falta de manutenção	3	Manutenção preventiva	Ficar atento a possíveis ruídos e vibrações	5	105	Utilizar lubrificação de boa qualidade	Equipe AMORPH - ND	ND	7	3	5	105
Rodas	Fixada ao cubo, tem a função de movimentar o veículo	Trinca	Perda do controle parcial	7	Impacto com objetos do meio externo	6	Verificação prévia de possíveis danos	Ficar atento a possíveis ruídos e vibrações	3	126	Redobrar atenção na via durante o uso do veículo	Equipe AMORPH - ND	ND	7	6	3	326
			perda da estabilidade	8	Falha no processo de fabricação	3	Verificação prévia de possíveis danos	Ficar atento a possíveis ruídos e vibrações	3	72	Fazer a troca da roda	Equipe AMORPH - ND	ND	8	3	3	72
Pneus	Responsável pelo contato do veículo com o asfalto	Rasgo	Comprometer a aderencia	8	Contato com superfície/objeto perfurocortante, desgaste natural	5	Assegurar qualidade do pneu	Ficar atento a possíveis ruídos e vibrações	1	40	Troca do Pneu	Equipe AMORPH - ND	ND	8	5	1	40
Interface	Via/asfalto onde será colocado o veículo à prova	Burraco	Cria esforços indesejáveis	5	Deterioração natural	8	Evitar vias de baixa qualidade	Deteção visual	1	40	Alterar a rota	Equipe AMORPH - ND	ND	5	8	1	40
Sem fim - Coroa	Transferência de torque	Quebra das engrenagens	Perda da transmissão parcial ou total de torque	6	Fadiga, esforços excessivos, esforços externos	2	Manutenção preventiva e preditiva.	Ficar atento a possíveis ruídos e vibrações	7	84	Garantir um material que resista a torque relativamente alto como principal motivo de escolha do mesmo	Equipe AMORPH - ND	ND	6	2	7	84
Sensor de velocidade	Controla o fluxo de combustível para cada situação de operação	Curto circuito	Queima da unidade	5	Diferencial de potencial elétrico acima do especificado	2	Uso de fusíveis	Ficar atento ao cheiro de queimado e funcionamento do sistema	8	80	Troca ou reparo do sensor	Equipe AMORPH - ND	ND	5	2	8	80
			Incêndio	9	Contato entre fios diferentes, fios desencapados	1	Isolamento de qualidade	Ficar atento ao cheiro de queimado, a temperatura e ao visual	2	18	Isolar melhor os fios	Equipe AMORPH - ND	ND	9	1	2	18
Sensor de pressão dos pneus	Monitorar a pressão dos pneus do veículo	Curto circuito	Queima da unidade	2	Choque mecânico, danos durante troca de pneu	3	Manuseio com cuidado	Ficar atento ao cheiro de queimado e funcionamento do sistema	6	36	Troca ou reparo do sensor	Equipe AMORPH - ND	ND	2	3	6	36
			Incêndio	9	Contato entre fios diferentes, fios desencapados	1	Isolamento de qualidade	Ficar atento ao cheiro de queimado, a temperatura e ao visual	2	18	Isolar melhor os fios	Equipe AMORPH - ND	ND	9	1	2	18
Pinhão e cremalheira	Faz o ajuste do braço da suspensão para adequar a cambagem	Quebra das engrenagens	Perda do controle parcial ou total do torque de ajuste	7	Esforço extremo, travamento do sistema, folgas.	2	Manutenção, lubrificação	Ficar atento a possíveis ruídos e vibrações	6	84	Garantir um material que possua as características de aplicação necessárias	Equipe AMORPH - ND	ND	7	2	6	84
Braço inferior da suspensão	Faz o ponto de apoio da parte inferior da suspensão	Quebra do material	Comprometimento do controle	7	Fadiga, Impacto com objetos externos	3	Assegurar faixa de funcionamento ideal	Ficar atento a possíveis ruídos e vibrações	4	84	Substituição do Braço	Equipe AMORPH - ND	ND	7	3	4	84
Motor/Atuador	Aplicar determinada força para que o sistema pinhão e cremalheira possa agir	Trabalhar acima do torque nominal	Reduz vida útil do sistema	4	Carregamento lateral maior que o esperado	3	Aplicação de sistema redutor	Ficar atento a possíveis ruídos e vibrações	7	84	Reparar ou substituir o motor	Equipe AMORPH - ND	ND	4	3	7	84
Sensor de posição do volante	Faz parte da comunicação com o módulo direto que fará a comunicação sobre qual ação tomar quanto à variação da cambagem	Curto circuito	Incêndio	9	Contato entre fios diferentes, fios desencapados	4	Isolamento de qualidade	Ficar atento ao cheiro de queimado, a temperatura e ao visual	2	72	Substituição ou reparo do componente	Equipe AMORPH - ND	ND	9	4	2	72
			Queima da unidade	3	Diferença de potencial acima do especificado	4	inclusão de fusível	Ficar atento ao cheiro de queimado e funcionamento do sistema	9	108	Substituição do sensor	Equipe AMORPH - ND	ND	3	4	9	108
ECU cambagem	Responsável por controlar todos os atuadores do sistema	Queima do equipamento	Perda de resposta do sistema	6	Diferença de potencial acima do especificado	4	inclusão de fusível	Ficar atento a possíveis ruídos e vibrações	9	216	Substituição da ECU	Equipe AMORPH - ND	ND	6	4	9	216
Barra estabilizadora	Reduz a rolagem da carroceria	Trinca	Prejudica a estabilidade do veículo	4	Impacto com objetos do meio externo	3	Assegurar faixa de funcionamento ideal	Ficar atento a possíveis ruídos e vibrações	3	36	Substituição da Barra	Equipe AMORPH - ND	ND	4	3	3	36
Caixa de direção	Responsável pela resposta na direção	Problemas de comunicação com o resto do sistema	Comprometimento da resposta do sistema	7	Falha de comunicação de sensores, rompimento de cabeamento	3	Manutenção, lubrificação	Ficar atento a possíveis ruídos e vibrações	3	63	Garantir lubrificação de boa qualidade	Equipe AMORPH - ND	ND	7	3	3	63
Sistema de assistência eletro-hidráulica da direção	Promove facilidade no esforço durante a dirigibilidade	Leitura precipitada dos sinais	Realização de ações equivocadas por parte do sistema	5	Falha na bomba hidráulica, falha no motor elétrico	3	Garantir eficácia dos sensores e módulos	Ficar atento a resposta do volante	9	135	Realizar a substituição do óleo nos prazos adequados	Equipe AMORPH - ND	ND	5	3	9	135
Coluna de direção	Transferência dos movimentos do volante	Quebra do material	Perda de controle do veículo	7	Quebra das uniões, falha nos mancais.	3	Manutenção, lubrificação	Ficar atento a possíveis ruídos e vibrações	4	84	Escolha adequada dos materiais utilizados para que não ocorra fadiga	Equipe AMORPH - ND	ND	7	3	4	84
Volante de direção	Conecta o motorista ao resto do sistema de direção	Soltura do restante do sistema	Perda de controle do veículo	8	Falha no parafuso de fixação.	2	Manutenção preditiva, aplicação do torque necessário para o travamento.	Ficar atento a possíveis ruídos e vibrações	2	32	Utilizar porca auto travante	Equipe AMORPH - ND	ND	8	2	2	32
Condutor do veículo	Conduzir o veículo	Induzir o veículo a uma condição impraticável	Perda de controle do veículo	8	Falta de perícia, condução sob influência de toxinas	5	Condução cautelosa	Verificar sinais de fadiga	10	400	Substituição do condutor	Equipe AMORPH - ND	ND	8	5	10	400
Pedal de acelerador	Controla a potência que será liberada pelo motor	Falha na comunicação	Induzir o condutor ao erro	3	Falha de comunicação de sensores, rompimento de cabeamento	2	Garantir eficácia dos sensores e módulos	Ficar atento a resposta do acelerador	3	18	Reparo do sistema	Equipe AMORPH - ND	ND	3	2	3	18
DBW	Valvula liberadora de pressão	Entupimento	Excesso de pressão no sistema	5	Falha de comunicação de sensores, rompimento de cabeamento	2	Manutenção preventiva	Ficar atento ao funcionamento correto do sistema	10	100	Substituição ou reparo do componente	Equipe AMORPH - ND	ND	5	2	10	100
Alternador	Carrega a bateria do veículo	Sobrecarga por excesso de consumo	Perda de funcionamento dos itens que requer energia	5	Dimensionamento do alternador incorreto, acréscimo elevado de componentes elétricos embarcados	4	Acerto de projeto e coeficiente de segurança	Assegurar a utilização do alternador correto por catálogo	6	120	Substituição ou reparo do componente	Equipe AMORPH - ND	ND	5	4	6	120
Bateria	Fornecer energia para o motor de partida	Descarga da bateria	Impedimento de ligar o veículo	4	Fuga de corrente elétrica	5	Substituição	Monitoramento de carga/voltagem	3	60	Substituição da bateria	Equipe AMORPH - ND	ND	4	5	3	60
Motor IC	Gerar força motora	Quebra de componente interno	Perda de força motora	7	Falta de manutenção	3	Manutenção preventiva	Planejar as manutenções do sistema	3	63	Substituição ou reparo do componente	Equipe AMORPH - ND	ND	7	3	3	63
					Componente defeituoso	3	Verificação prévia de possíveis danos	Verificação dos componentes do sistema	6	0	Substituição ou reparo do componente	Equipe AMORPH - ND	ND	0	3	6	0
Acelerômetro	Detectar aceleração	Parametrização errada	Captação errônea de dados	4	Componente defeituoso	2	Substituição	Verificação dos componentes do sistema	8	64	Substituição ou reparo do componente	Equipe AMORPH - ND	ND	4	2	8	64
Rede CAN	Transmite dados em rede entre módulos de controles	Erro de comunicação	Perda de comunicação entre os sistemas	5	Rompimento de cabeamento, falha no alternador, problemas na bateria	2	Verificação prévia de possíveis danos	Fazer verificação do cabeamento	10	100	Executar reparo do cabeamento	Equipe AMORPH - ND	ND	5	2	10	100
Carroceria	Estrutura que envolve todo o sistema veicular	Mal dimensionamento	Mal funcionamento da dinâmica veicular	4	Falha de projeto, erro de medições	1	Validação de projeto	Utilização de normas de padronização do produto	8	32	Executar reparo em funilaria	Equipe AMORPH - ND	ND	4	1	8	32
Módulo ESP	Auxilia a manter a trajetória desejada pelo condutor do veículo	Ativação indesejada	Perda de desempenho do sistema	4	Problemas na bateria, falha no alternador	1	Verificação prévia de possíveis danos	Verificar alertas no painel do veículo	1	4	Substituição do módulo	Equipe AMORPH - ND	ND	4	1	1	4
Sensor de altura do amortecedor	Monitora os parâmetros do amortecedor	Curto Circuito	Incêndio	9	Falha de comunicação dos sensores, fios desencapados	2	Isolamento de qualidade	Usar materiais específicos para fazer o isolamento	2	36	Substituição do sensor	Equipe AMORPH - ND	ND	9	2	2	36
			Queima da unidade	4	Diferencial de potencial elétrico acima do especificado.	3	Inclusão de fusível	Garantir manutenção preventiva	10	120	Substituição do sensor	Equipe AMORPH - ND	ND	4	3	10	120
Cabeamento elétrico do motor de ajuste	Alimenta eletricamente o motor	Falta de tensão	Desligamento do motor de ajuste	6	Rompimento de cabeamento, falha nos conectores de alimentação.	2	Verificação prévia de possíveis danos	Inspeção visual	9	108	Realizar manutenção preventiva	Equipe AMORPH - ND	ND	6	2	9	108

APÊNDICE H - CÓDIGO SOFTWARE MATLAB

Determinação do Kcamber:

Para a determinação do gradiente de cambagem serão utilizadas as equações do Gillespie, propostas para regime permanente. Será considerada 85% da aceleração lateral máxima permissível e uma diferença entre esterço real e desejado de até 10%.

Dados do Veículo: Chevrolet Celta

massa= 880 %[kg]

massa = 880

comprimento= 3788 %[mm]

comprimento = 3788

largura= 1626 %[mm]

largura = 1626

altura= 1429 %[mm]

altura = 1429

entre_eixos= 2443 %[mm]

entre_eixos = 2443

bitola= 1387 %[mm]

bitola = 1387

cg_eixo_dianteiro= 903.91%[mm]

cg_eixo_dianteiro = 903.9100

cg_eixo_traseiro = entre_eixos-cg_eixo_dianteiro %[mm]

cg_eixo_traseiro = 1.5391e+03

peso_dianteira = $9.81 \cdot (\text{massa} \cdot \text{cg_eixo_traseiro}) / \text{entre_eixos}$

peso_dianteira = 5.4387e+03

peso_traseira= $9.81 \cdot (\text{massa} \cdot \text{cg_eixo_dianteiro}) / \text{entre_eixos}$

peso_traseira = 3.1941e+03

h_cg= 0.375*altura %[mm]

h_cg = 535.8750

Rigidez_mola_dianteira= $25.5 \cdot 2$ %[N/mm]

Rigidez_mola_dianteira = 51

Rigidez_mola_traseira= $18 \cdot 2$ %[N/mm]

Rigidez_mola_traseira = 36

Distancia_entre_molas_dianteira= 1058.2 %[mm]

Distancia_entre_molas_dianteira = $1.0582e+03$

Distancia_entre_molas_traseira= 980 %[mm]

Distancia_entre_molas_traseira = 980

Roll_center_dianteiro = 234.2 %[mm]

Roll_center_dianteiro = 234.2000

Roll_center_traseiro= 141.9 %[mm]

Roll_center_traseiro = 141.9000

Roll_center_veiculo= 270.7 %[mm]

Roll_center_veiculo = 270.7000

massa_nao_suspensa = $0.1 \cdot$ massa %[kg]

massa_nao_suspensa = 88

peso_suspenso = $9.81 \cdot ($ massa-massa_nao_suspensa) $]$ %[N]

peso_suspenso = $7.7695e+03$

Dados do Pneu: 165/70 R13 T

Largura_banda= 165 %[mm]

Largura_banda = 165

Altura_banda = $165 \cdot 0.7$ %[mm]

Altura_banda = 115.5000

Raio_polegadas_roda= 13 %[pol]

Raio_polegadas_roda = 13

Raio_pneu= $(2 \cdot 165 \cdot 0.7 + 13 \cdot 25.4) / 2000$ %[m]

```
Raio_pneu = 0.2806
```

```
Calfa_front= 1512.66 %[N/grau]
```

```
Calfa_front = 1.5127e+03
```

```
Calfa_rear= 1512.66 %[N/grau]
```

```
Calfa_rear = 1.5127e+03
```

```
C_gama = 150 %[N/grau]
```

```
C_gama = 150
```

Condições de teste (em função do raio e velocidade)

Dados base para todas as manobras:

```
syms R alat  
A = 30:0.75:180
```

```
A = 1x201  
30.0000 30.7500 31.5000 32.2500 33.0000 33.7500 34.5000 35.2500 ...
```

```
raio = 50:5:1050
```

```
raio = 1x201  
50 55 60 65 70 75 80 85 90 95 100 105 110 ...
```

```
[V,R]=meshgrid(A,raio)
```

```
V = 201x201  
30.0000 30.7500 31.5000 32.2500 33.0000 33.7500 34.5000 35.2500 ...  
30.0000 30.7500 31.5000 32.2500 33.0000 33.7500 34.5000 35.2500  
30.0000 30.7500 31.5000 32.2500 33.0000 33.7500 34.5000 35.2500  
30.0000 30.7500 31.5000 32.2500 33.0000 33.7500 34.5000 35.2500  
30.0000 30.7500 31.5000 32.2500 33.0000 33.7500 34.5000 35.2500  
30.0000 30.7500 31.5000 32.2500 33.0000 33.7500 34.5000 35.2500  
30.0000 30.7500 31.5000 32.2500 33.0000 33.7500 34.5000 35.2500  
30.0000 30.7500 31.5000 32.2500 33.0000 33.7500 34.5000 35.2500  
30.0000 30.7500 31.5000 32.2500 33.0000 33.7500 34.5000 35.2500  
30.0000 30.7500 31.5000 32.2500 33.0000 33.7500 34.5000 35.2500  
⋮  
⋮
```

```
R = 201x201  
50 50 50 50 50 50 50 50 50 50 50 50 ...  
55 55 55 55 55 55 55 55 55 55 55 55  
60 60 60 60 60 60 60 60 60 60 60 60  
65 65 65 65 65 65 65 65 65 65 65 65  
70 70 70 70 70 70 70 70 70 70 70 70  
75 75 75 75 75 75 75 75 75 75 75 75  
80 80 80 80 80 80 80 80 80 80 80 80  
85 85 85 85 85 85 85 85 85 85 85 85  
90 90 90 90 90 90 90 90 90 90 90 90  
95 95 95 95 95 95 95 95 95 95 95 95
```

⋮

```
a_lat_max= 0.85.*bitola./(2.*h_cg) %[g]
```

```
a_lat_max = 1.1000
```

```
b =0.001 %[termo do polinomio]
```

```
b = 1.0000e-03
```

```
k_phi_f= Rigidez_mola_dianteira*1000*0.5*((Distancia_entre_molas_dianteira/1000)^2) %[N.m]
```

```
k_phi_f = 2.8555e+04
```

```
k_phi_t= Rigidez_mola_traseira*1000*0.5*((Distancia_entre_molas_traseira/1000)^2) %[N.m]
```

```
k_phi_t = 1.7287e+04
```

```
Angulo_rolagem = ((peso_suspenso.*(Roll_center_veiculo/1000).*((V./3.6).^2)./(R.*9.81))./(k_phi_f+k_phi_t))
```

```
Angulo_rolagem = 201x201
```

0.0068	0.0072	0.0075	0.0079	0.0082	0.0086	0.0090	0.0094	...
0.0062	0.0065	0.0068	0.0072	0.0075	0.0078	0.0082	0.0085	
0.0057	0.0060	0.0063	0.0066	0.0069	0.0072	0.0075	0.0078	
0.0052	0.0055	0.0058	0.0061	0.0063	0.0066	0.0069	0.0072	
0.0049	0.0051	0.0054	0.0056	0.0059	0.0062	0.0064	0.0067	
0.0045	0.0048	0.0050	0.0052	0.0055	0.0057	0.0060	0.0063	
0.0043	0.0045	0.0047	0.0049	0.0051	0.0054	0.0056	0.0059	
0.0040	0.0042	0.0044	0.0046	0.0048	0.0051	0.0053	0.0055	
0.0038	0.0040	0.0042	0.0044	0.0046	0.0048	0.0050	0.0052	
0.0036	0.0038	0.0040	0.0041	0.0043	0.0045	0.0047	0.0049	
⋮								

```
Momento_rolagem_d=((k_phi_f).*Angulo_rolagem)+(peso_dianteira.*(Roll_center_dianteiro/1000).*(V.^2)./(R.*9.81))
```

```
Momento_rolagem_d = 201x201
```

10⁴ x

0.0375	0.0394	0.0413	0.0433	0.0453	0.0474	0.0496	0.0517	...
0.0341	0.0358	0.0376	0.0394	0.0412	0.0431	0.0451	0.0470	
0.0312	0.0328	0.0344	0.0361	0.0378	0.0395	0.0413	0.0431	
0.0288	0.0303	0.0318	0.0333	0.0349	0.0365	0.0381	0.0398	
0.0268	0.0281	0.0295	0.0309	0.0324	0.0339	0.0354	0.0370	
0.0250	0.0262	0.0275	0.0289	0.0302	0.0316	0.0330	0.0345	
0.0234	0.0246	0.0258	0.0271	0.0283	0.0296	0.0310	0.0323	
0.0220	0.0232	0.0243	0.0255	0.0267	0.0279	0.0292	0.0304	
0.0208	0.0219	0.0230	0.0241	0.0252	0.0263	0.0275	0.0287	
0.0197	0.0207	0.0217	0.0228	0.0239	0.0250	0.0261	0.0272	
⋮								

```
Momento_rolagem_t=((k_phi_t).*Angulo_rolagem)+(peso_traseira.*(Roll_center_traseiro/1000).*(V.^2)./(R.*9.81))
```

```
Momento_rolagem_t = 201x201
```

10³ x

0.1819	0.1911	0.2005	0.2102	0.2201	0.2302	0.2405	0.2511	...
0.1653	0.1737	0.1823	0.1911	0.2000	0.2092	0.2186	0.2283	

0.1516	0.1592	0.1671	0.1751	0.1834	0.1918	0.2004	0.2092
0.1399	0.1470	0.1542	0.1617	0.1693	0.1771	0.1850	0.1931
0.1299	0.1365	0.1432	0.1501	0.1572	0.1644	0.1718	0.1793
0.1212	0.1274	0.1337	0.1401	0.1467	0.1534	0.1603	0.1674
0.1137	0.1194	0.1253	0.1314	0.1375	0.1439	0.1503	0.1569
0.1070	0.1124	0.1179	0.1236	0.1294	0.1354	0.1415	0.1477
0.1010	0.1061	0.1114	0.1168	0.1223	0.1279	0.1336	0.1395
0.0957	0.1006	0.1055	0.1106	0.1158	0.1211	0.1266	0.1321
⋮							

$$\text{Delta_Fzf} = \text{Momento_rolagem_d.} / (\text{bitola} / 1000)$$

Delta_Fzf = 201x201

10 ³ x							
0.2702	0.2839	0.2979	0.3122	0.3269	0.3419	0.3573	0.3730 ...
0.2456	0.2580	0.2708	0.2838	0.2972	0.3109	0.3248	0.3391
0.2251	0.2365	0.2482	0.2602	0.2724	0.2849	0.2978	0.3108
0.2078	0.2183	0.2291	0.2402	0.2515	0.2630	0.2749	0.2869
0.1930	0.2028	0.2128	0.2230	0.2335	0.2442	0.2552	0.2664
0.1801	0.1892	0.1986	0.2081	0.2179	0.2280	0.2382	0.2487
0.1689	0.1774	0.1862	0.1951	0.2043	0.2137	0.2233	0.2331
0.1589	0.1670	0.1752	0.1837	0.1923	0.2011	0.2102	0.2194
0.1501	0.1577	0.1655	0.1735	0.1816	0.1900	0.1985	0.2072
0.1422	0.1494	0.1568	0.1643	0.1721	0.1800	0.1881	0.1963
⋮							

$$\text{Delta_Fzr} = \text{Momento_rolagem_t.} / (\text{bitola} / 1000)$$

Delta_Fzr = 201x201

10 ³ x							
0.1311	0.1378	0.1446	0.1515	0.1587	0.1659	0.1734	0.1810 ...
0.1192	0.1252	0.1314	0.1377	0.1442	0.1509	0.1576	0.1646
0.1093	0.1148	0.1205	0.1263	0.1322	0.1383	0.1445	0.1509
0.1009	0.1060	0.1112	0.1166	0.1220	0.1277	0.1334	0.1392
0.0937	0.0984	0.1033	0.1082	0.1133	0.1185	0.1239	0.1293
0.0874	0.0918	0.0964	0.1010	0.1058	0.1106	0.1156	0.1207
0.0819	0.0861	0.0903	0.0947	0.0992	0.1037	0.1084	0.1131
0.0771	0.0810	0.0850	0.0891	0.0933	0.0976	0.1020	0.1065
0.0728	0.0765	0.0803	0.0842	0.0881	0.0922	0.0963	0.1006
0.0690	0.0725	0.0761	0.0797	0.0835	0.0873	0.0913	0.0953
⋮							

Gradientes de subesterçamento considerados:

$$\text{ktire} = (\text{peso_dianteira} / (2 * \text{Calfa_front})) - (\text{peso_traseira} / (2 * \text{Calfa_rear}))$$

ktire = 0.7419

$$\text{kllt} = ((\text{peso_dianteira} / (2 * \text{Calfa_front}) * (2 * b * \text{Delta_Fzf.}^2) / \text{Calfa_front})) - ((\text{peso_traseira} / (2 * \text{Calfa_rear}) * (2 * b * \text{Delta_Fzf.}^2) / \text{Calfa_rear}))$$

kllt = 201x201

0.1495	0.1650	0.1817	0.1997	0.2189	0.2395	0.2615	0.2850 ...
0.1236	0.1364	0.1502	0.1650	0.1809	0.1979	0.2161	0.2355
0.1038	0.1146	0.1262	0.1386	0.1520	0.1663	0.1816	0.1979
0.0885	0.0976	0.1075	0.1181	0.1295	0.1417	0.1547	0.1686
0.0763	0.0842	0.0927	0.1019	0.1117	0.1222	0.1334	0.1454


```
X=ktire_M+kllt+kat_M
```

```
X = 201x201
  0.9849  1.0004  1.0171  1.0350  1.0542  1.0748  1.0968  1.1203 ...
  0.9589  0.9717  0.9855  1.0004  1.0163  1.0333  1.0515  1.0709
  0.9392  0.9500  0.9616  0.9740  0.9874  1.0017  1.0169  1.0333
  0.9238  0.9330  0.9429  0.9535  0.9649  0.9771  0.9901  1.0040
  0.9116  0.9196  0.9281  0.9372  0.9470  0.9575  0.9688  0.9807
  0.9018  0.9087  0.9161  0.9241  0.9326  0.9418  0.9516  0.9620
  0.8938  0.8998  0.9063  0.9133  0.9209  0.9289  0.9375  0.9467
  0.8871  0.8925  0.8982  0.9044  0.9111  0.9182  0.9258  0.9340
  0.8815  0.8863  0.8914  0.8970  0.9029  0.9093  0.9161  0.9233
  0.8768  0.8811  0.8857  0.8907  0.8960  0.9017  0.9078  0.9143
  ⋮
```

```
Y=1./11.*asin(entre_eixos./(1000.*R)).*(((V./3.6).^2)./(R.*9.81))
```

```
Y = 201x201
  0.0006  0.0007  0.0007  0.0007  0.0008  0.0008  0.0008  0.0009 ...
  0.0005  0.0005  0.0006  0.0006  0.0006  0.0007  0.0007  0.0007
  0.0004  0.0005  0.0005  0.0005  0.0005  0.0006  0.0006  0.0006
  0.0004  0.0004  0.0004  0.0004  0.0005  0.0005  0.0005  0.0005
  0.0003  0.0003  0.0004  0.0004  0.0004  0.0004  0.0004  0.0004
  0.0003  0.0003  0.0003  0.0003  0.0003  0.0004  0.0004  0.0004
  0.0002  0.0003  0.0003  0.0003  0.0003  0.0003  0.0003  0.0003
  0.0002  0.0002  0.0002  0.0003  0.0003  0.0003  0.0003  0.0003
  0.0002  0.0002  0.0002  0.0002  0.0002  0.0002  0.0003  0.0003
  0.0002  0.0002  0.0002  0.0002  0.0002  0.0002  0.0002  0.0002
  ⋮
```

```
erro_esterc=1./11
```

```
erro_esterc = 0.0909
```

```
kcamber=((erro_esterc.*asin(entre_eixos./(1000.*R)).*(((V./3.6).^2)./(R.*9.81)))-((ktire_M+kllt+kat_M)
```

```
kcamber = 201x201
 -0.9488 -0.9625 -0.9773 -0.9934 -1.0106 -1.0292 -1.0492 -1.0706 ...
 -0.9291 -0.9404 -0.9527 -0.9659 -0.9802 -0.9956 -1.0121 -1.0297
 -0.9141 -0.9237 -0.9340 -0.9451 -0.9571 -0.9700 -0.9838 -0.9987
 -0.9025 -0.9106 -0.9194 -0.9289 -0.9391 -0.9501 -0.9619 -0.9745
 -0.8932 -0.9002 -0.9078 -0.9160 -0.9248 -0.9343 -0.9444 -0.9554
 -0.8858 -0.8919 -0.8985 -0.9056 -0.9133 -0.9215 -0.9304 -0.9399
 -0.8797 -0.8850 -0.8908 -0.8971 -0.9038 -0.9111 -0.9189 -0.9272
 -0.8746 -0.8794 -0.8845 -0.8900 -0.8960 -0.9024 -0.9093 -0.9167
 -0.8704 -0.8746 -0.8792 -0.8841 -0.8895 -0.8952 -0.9014 -0.9080
 -0.8668 -0.8706 -0.8747 -0.8791 -0.8839 -0.8891 -0.8946 -0.9005
  ⋮
```

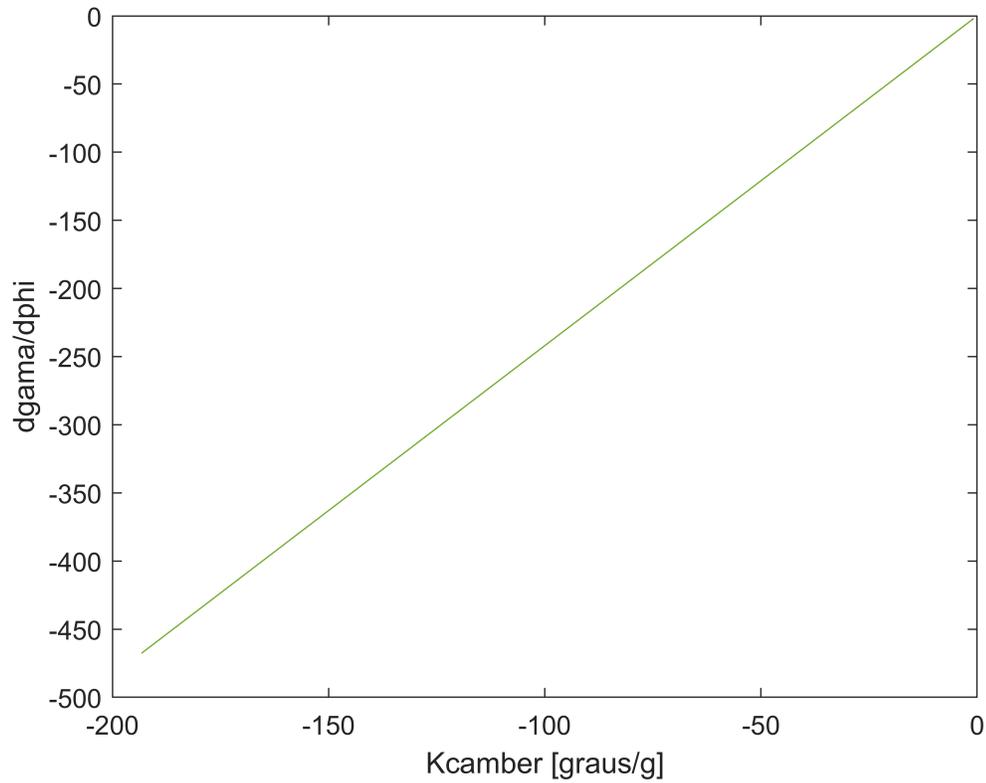
```
mesh(R,V,kcamber)
```

```
xlabel('Raio da manobra [m]')
```

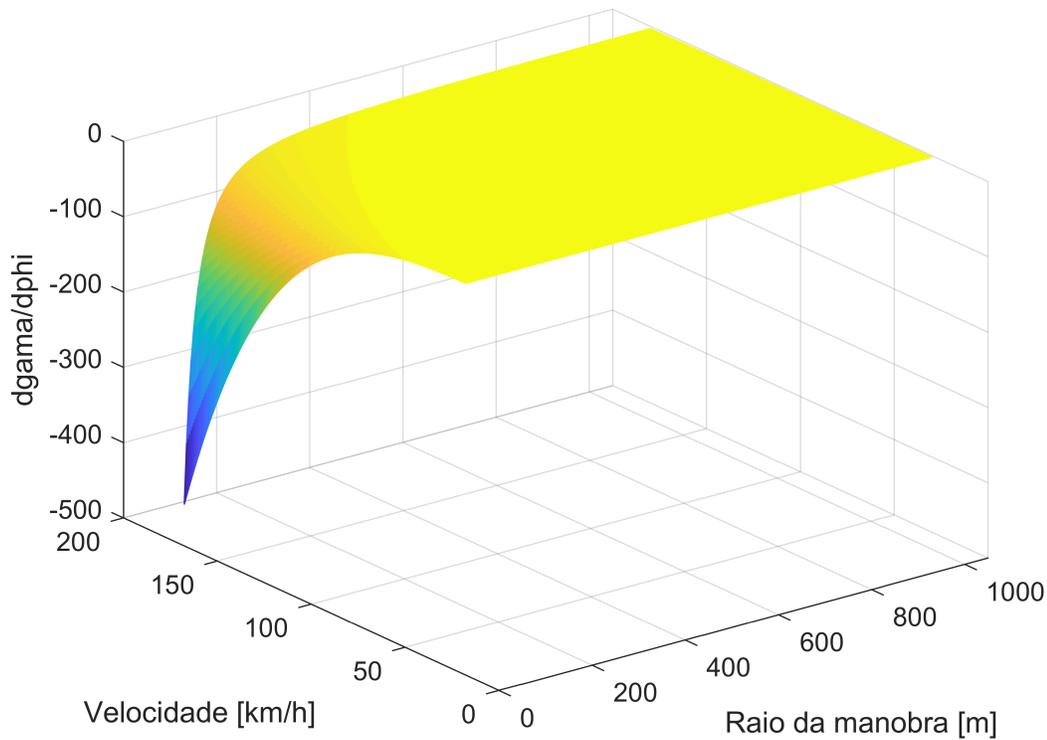


```
-2.1163 -2.1278 -2.1402 -2.1536 -2.1681 -2.1837 -2.2004 -2.2183
-2.1061 -2.1163 -2.1274 -2.1394 -2.1523 -2.1661 -2.1810 -2.1970
-2.0974 -2.1066 -2.1165 -2.1273 -2.1388 -2.1513 -2.1647 -2.1790
⋮
```

```
plot(kcamber, dgama_dphi)
ylabel('dgama/dphi')
xlabel('Kcamber [graus/g]')
```



```
mesh(R,V,dgama_dphi)
xlabel('Raio da manobra [m]')
ylabel('Velocidade [km/h]')
zlabel('dgama/dphi')
```



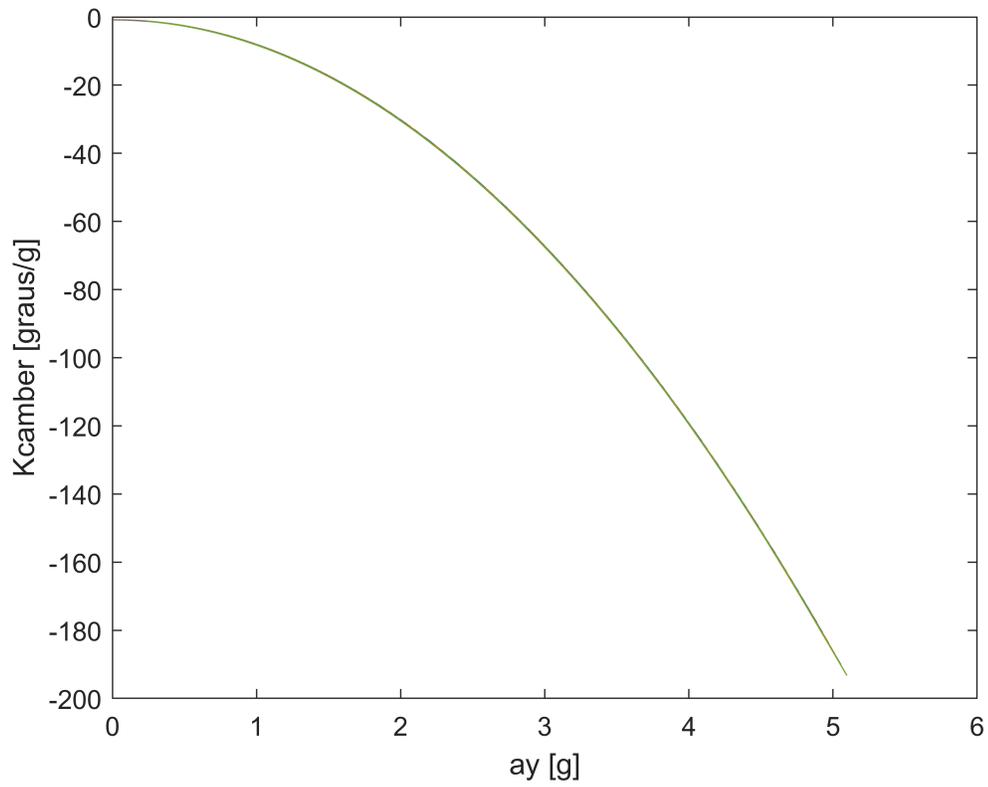
```
ay=((V./3.6).^2)./(R.*9.81))
```

```
ay = 201x201
    0.1416    0.1487    0.1561    0.1636    0.1713    0.1792    0.1872    0.1955 ...
    0.1287    0.1352    0.1419    0.1487    0.1557    0.1629    0.1702    0.1777
    0.1180    0.1240    0.1301    0.1363    0.1428    0.1493    0.1560    0.1629
    0.1089    0.1144    0.1201    0.1259    0.1318    0.1378    0.1440    0.1504
    0.1011    0.1062    0.1115    0.1169    0.1224    0.1280    0.1337    0.1396
    0.0944    0.0992    0.1041    0.1091    0.1142    0.1195    0.1248    0.1303
    0.0885    0.0930    0.0976    0.1023    0.1071    0.1120    0.1170    0.1222
    0.0833    0.0875    0.0918    0.0962    0.1008    0.1054    0.1101    0.1150
    0.0787    0.0826    0.0867    0.0909    0.0952    0.0995    0.1040    0.1086
    0.0745    0.0783    0.0822    0.0861    0.0902    0.0943    0.0985    0.1029
    ⋮
```

```
plot(ay,kcamber)
```

```
xlabel('ay [g]')
```

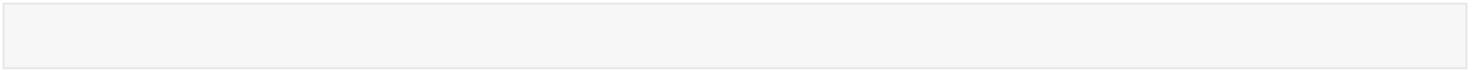
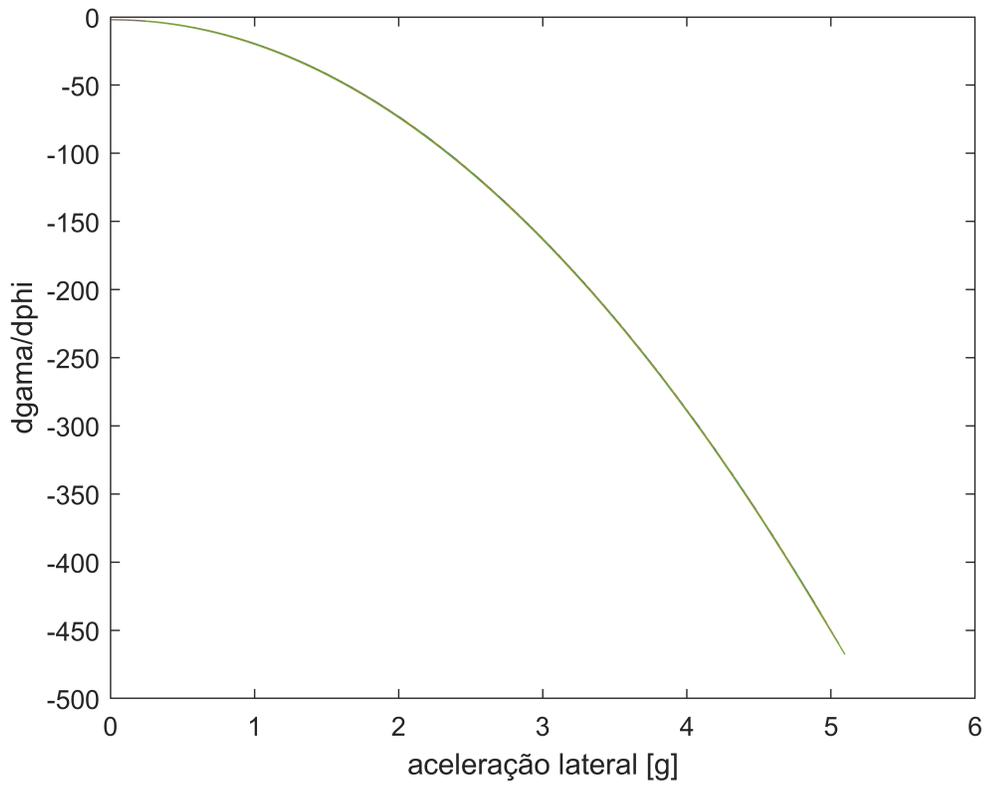
```
ylabel('Kcamber [graus/g]')
```



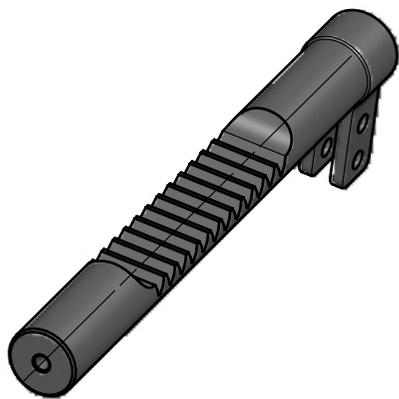
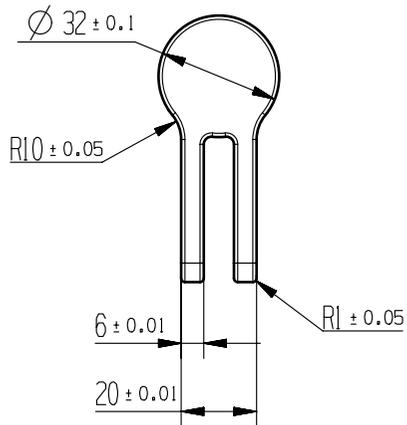
```
plot(ay,dgama_dphi)
```

```
xlabel('aceleração lateral [g]')
```

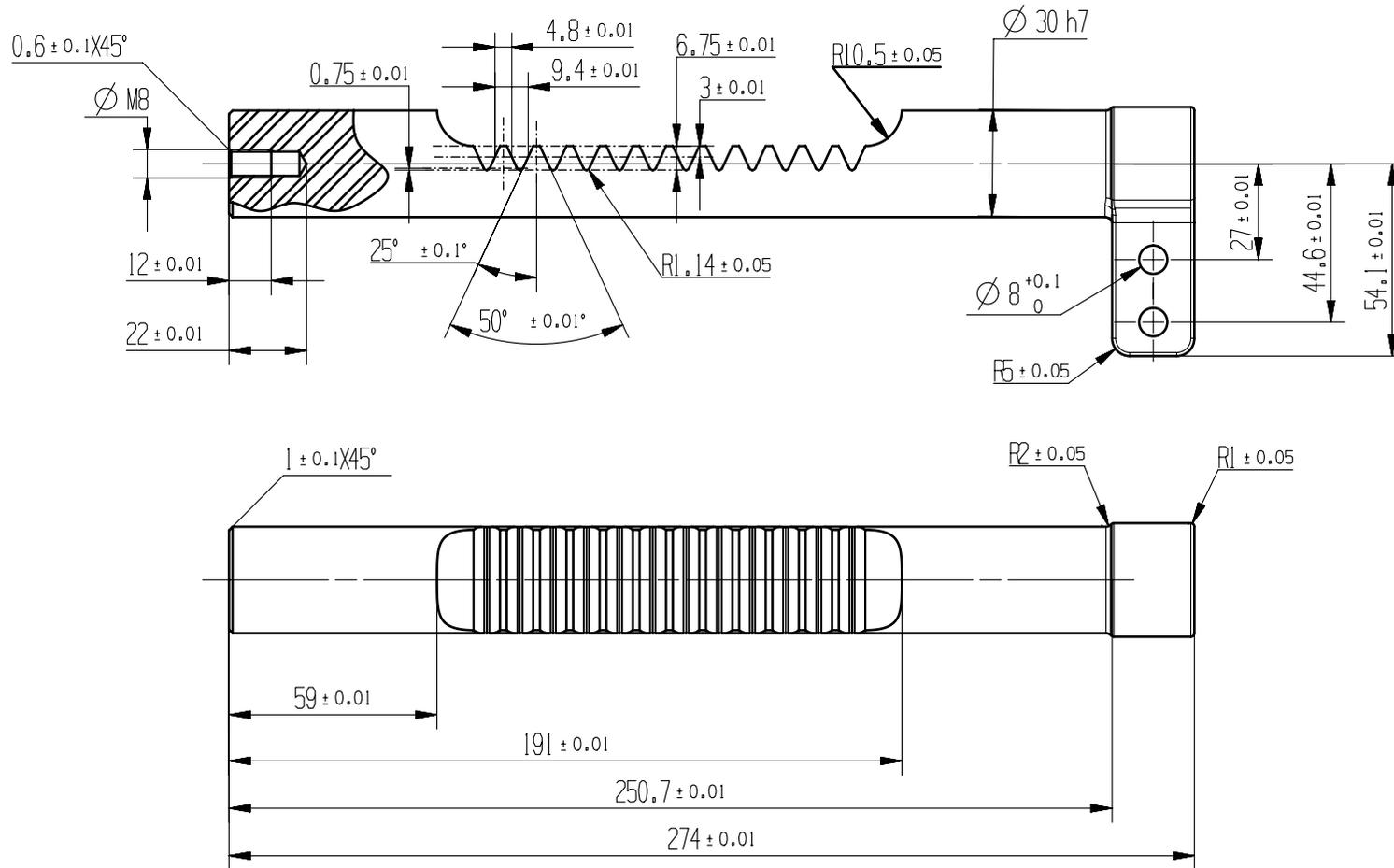
```
ylabel('dgama/dphi')
```



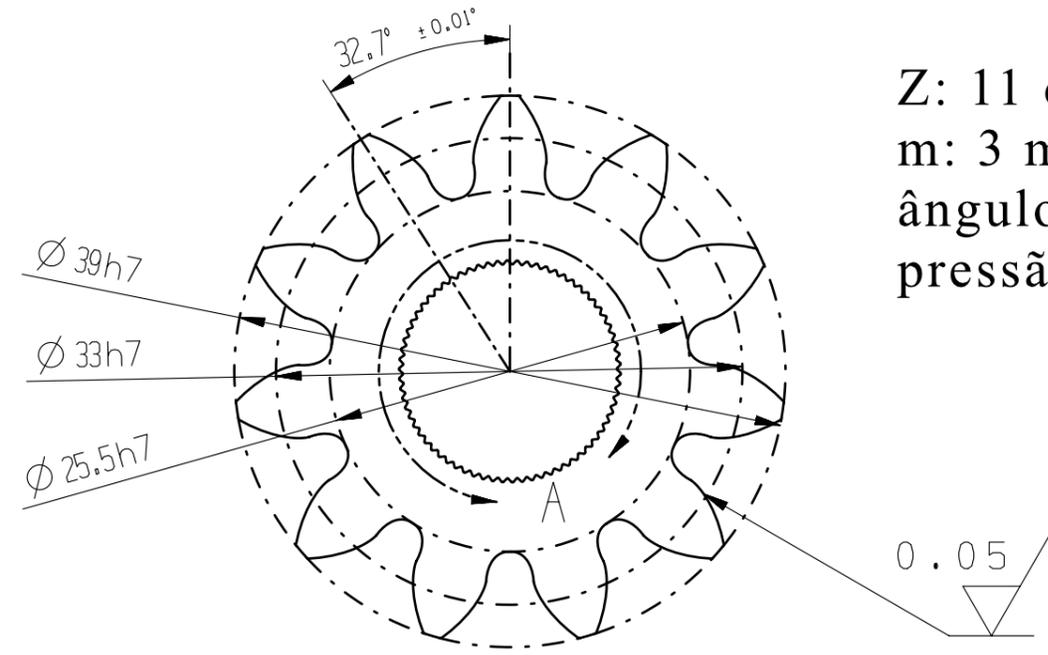
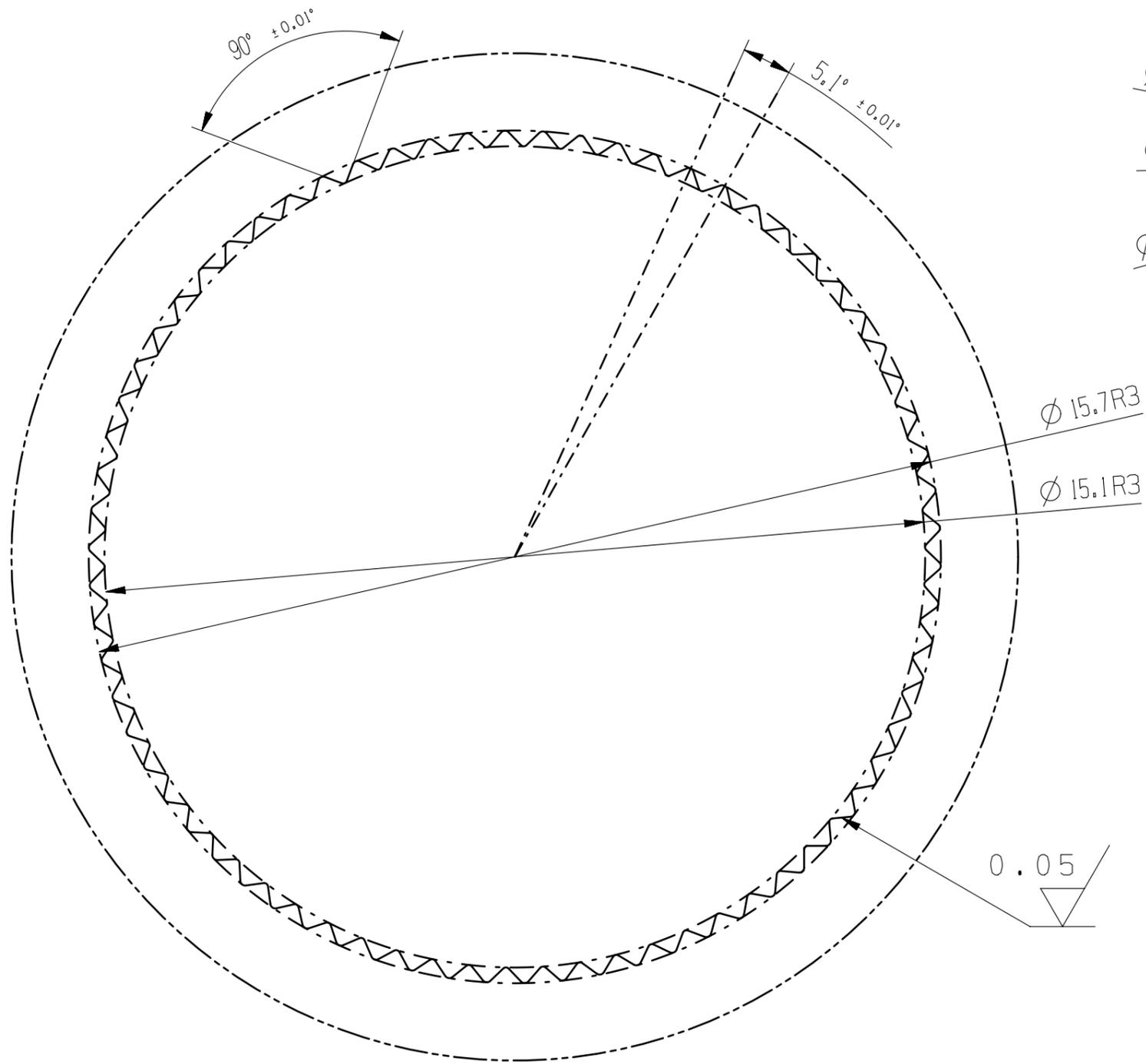
APÊNDICE I - DESENHOS TÉCNICOS



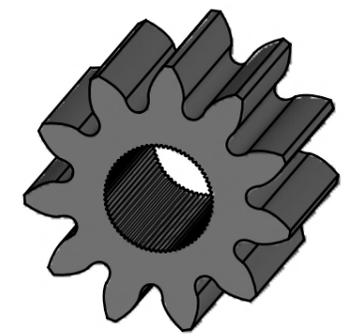
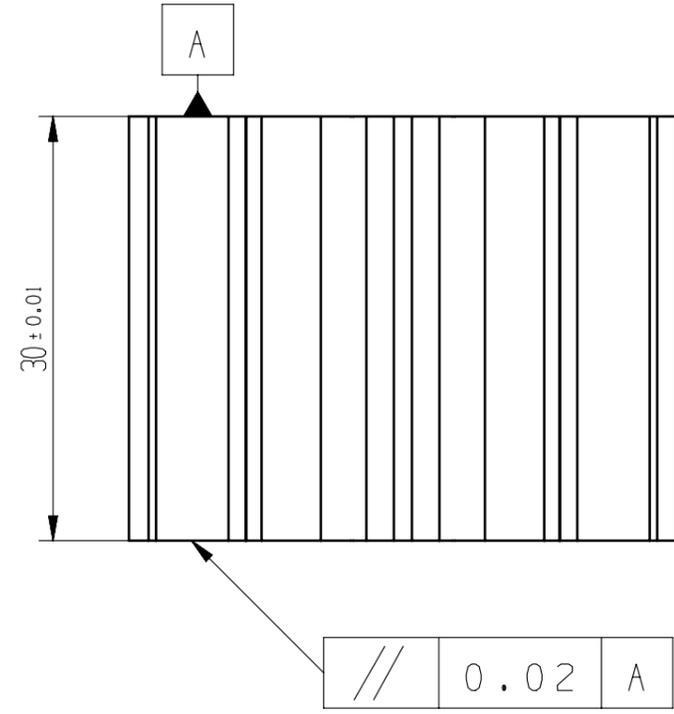
SEM ESCALA



		Disciplina:	Trabalho de Conclusão de Curso II	NMC420
		Prof. Orientador:	Carlos Rodrigues dos Santos Neto	
Grupo:	Amorph	Componente:	Cremalheira	
Escala:	1 : 2	Material:	Aço SAE 4320	
	Fabricação:	Usinagem, Torno e Fresamento CNC		
	Quantidade:	2		
	Unidade:	mm		
		Formato:	A4	



Z: 11 dentes
 m: 3 mm
 ângulo de
 pressão: 25°

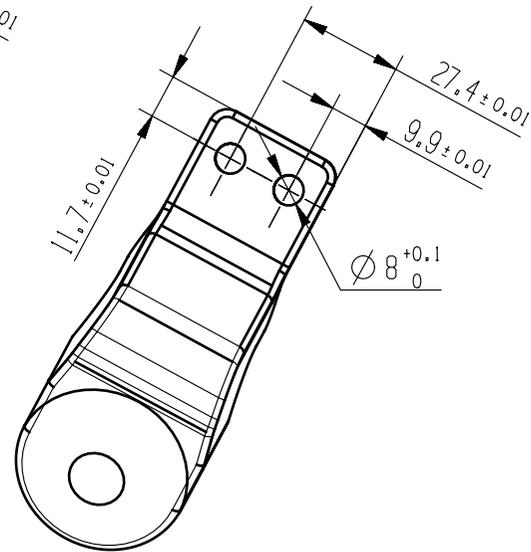
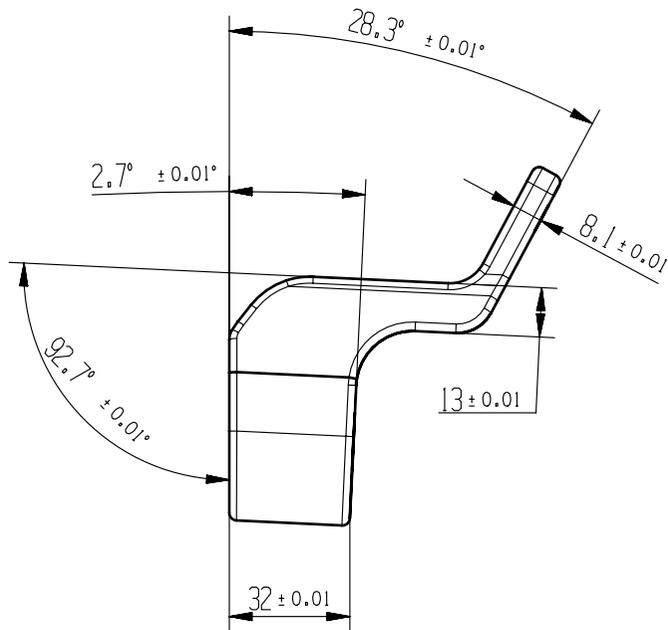
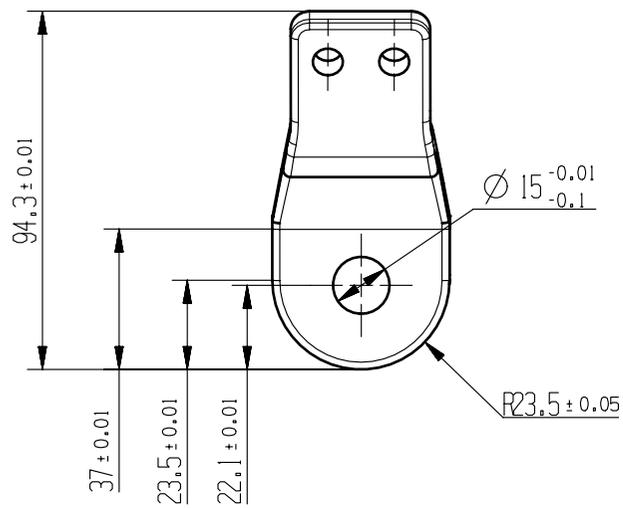


SEM ESCALA

DETALHE A
 ESCALA 10 : 1

 centro universitário		Disciplina:	Trabalho de Conclusão de Curso II	NMC420
		Prof. Orientador:	Carlos Rodrigues dos Santos Neto	
Grupo:	Amorph	Componente:	Pinhão	
Escala:	2 : 1	Material:	Aço SAE 4320	
		Fabricação:	Brochamento e Erosão a Fio	
		Quantidade:	2	
		Unidade:	mm	
		Formato:	A3	

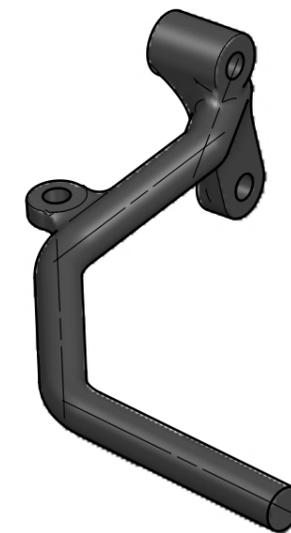
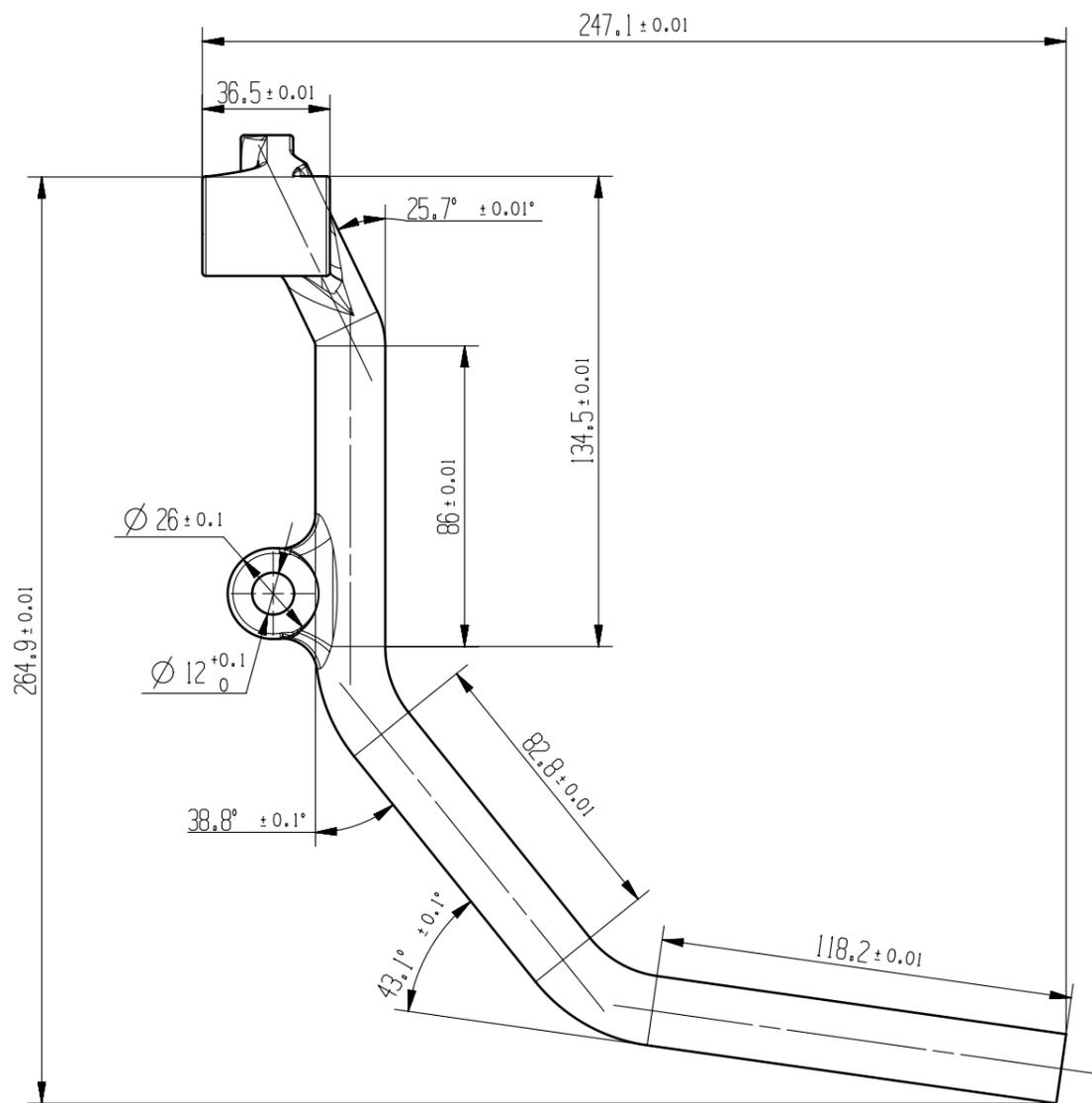
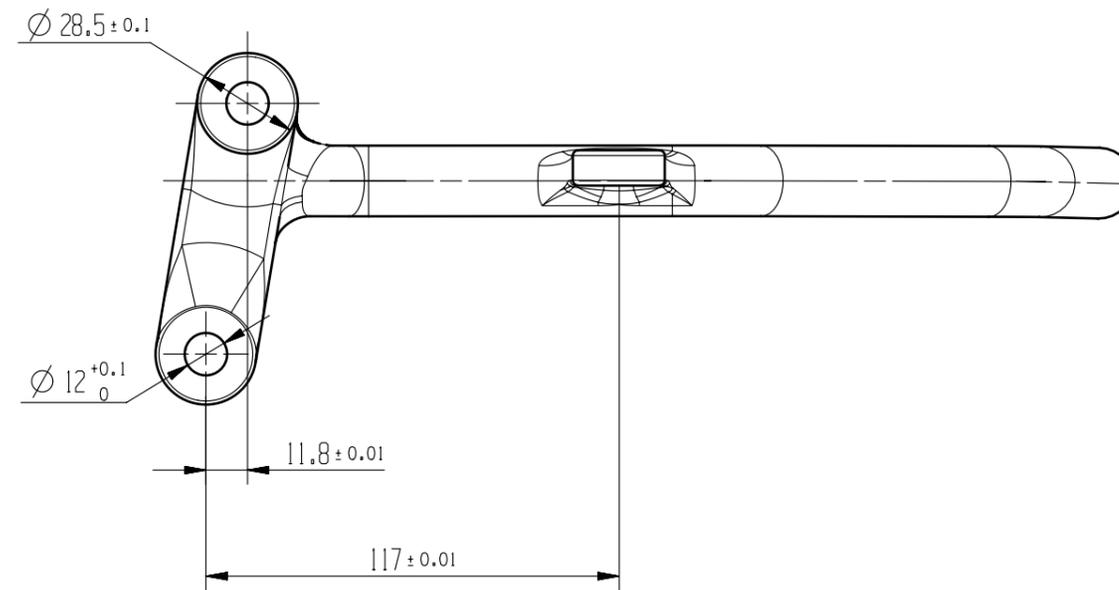
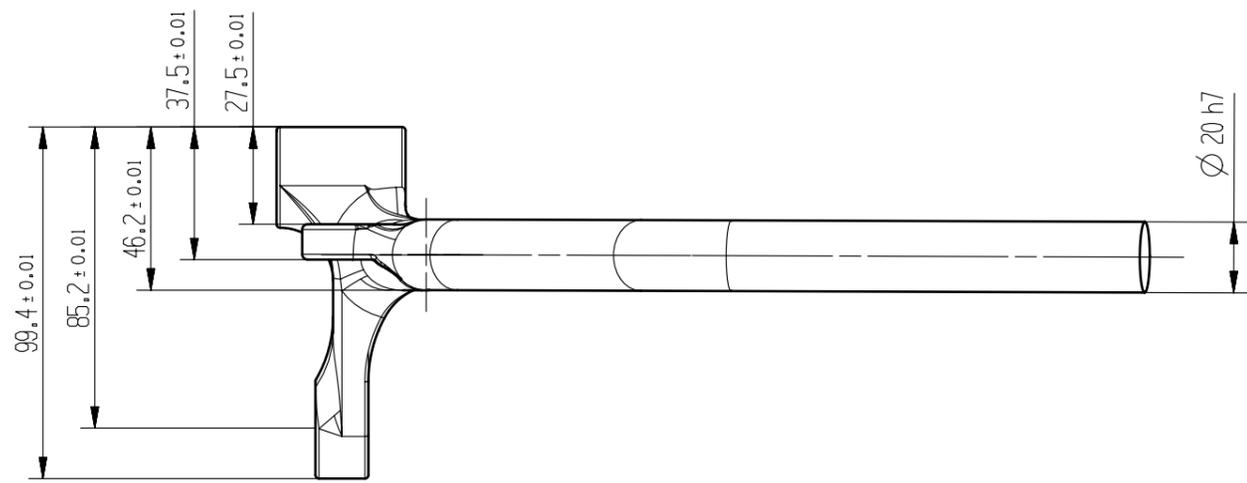




SEM ESCALA

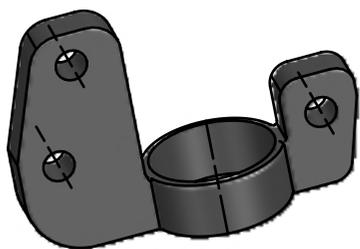
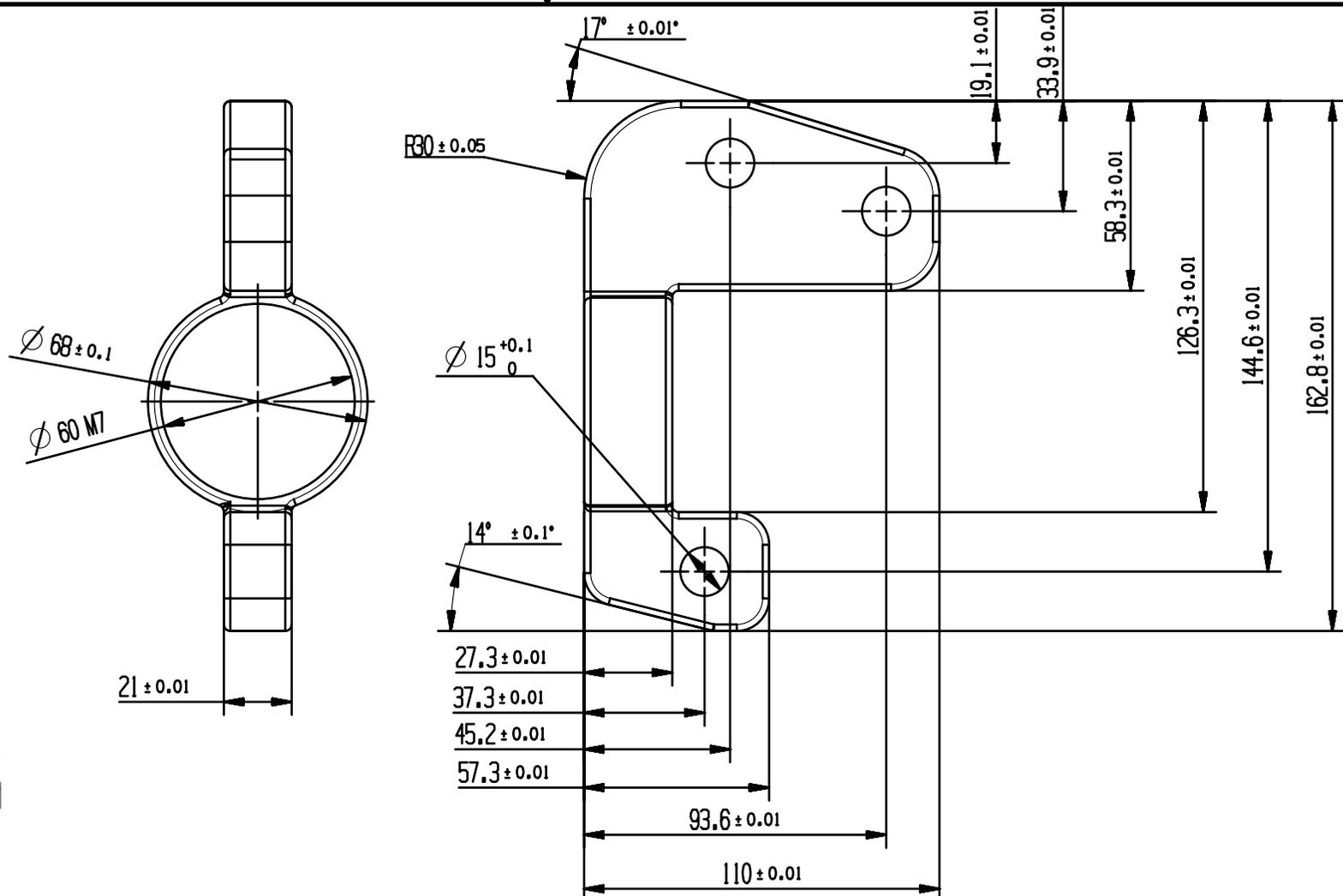
		Disciplina:	Trabalho de Conclusão de Curso II	NMC420
		Prof. Orientador:	Carlos Rodrigues dos Santos Neto	
Grupo:	Amorph	Componente:	Pivô	
Escala:	1 : 2	Material:	Aço	
		Fabricação:	Fundição e Usinagem	
		Quantidade:	2	
		Unidade:	mm	
		Formato:	A4	





SEM ESCALA

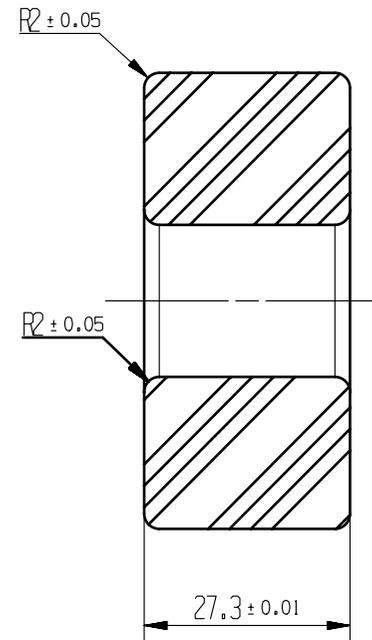
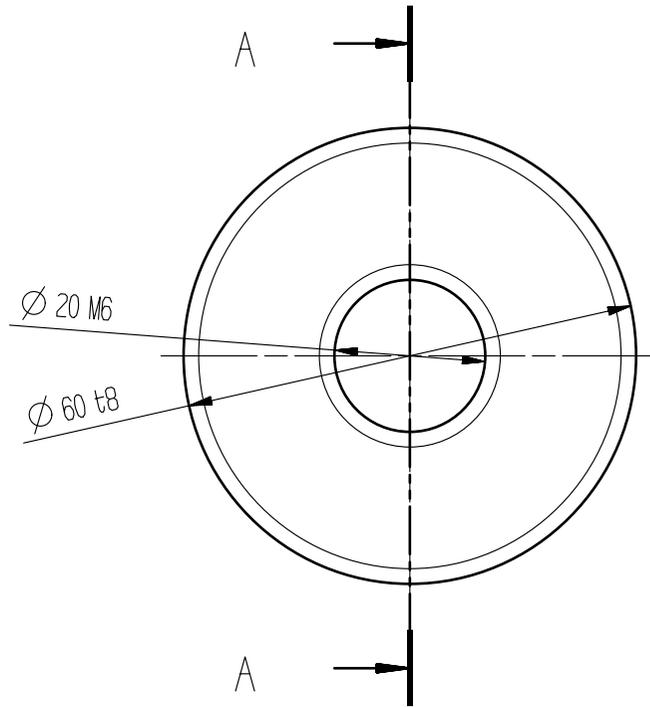
		Disciplina:	Trabalho de Conclusão de Curso II	NMC420
		Prof. Orientador:	Carlos Rodrigues dos Santos Neto	
Grupo:	Amorph	Componente:	Tirante de Suspensão Lado Esquerdo	
Escala:	1 : 2	Material:	Aço SAE 4340	
		Fabricação:	Fundição e Usinagem	
		Quantidade:	1 + 1 Lado Direito Espelhado	
		Unidade:	mm	
		Formato:	A3	



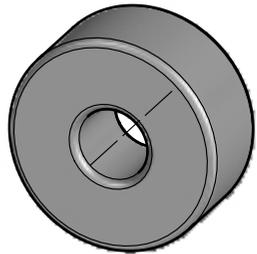
SEM ESCALA

		Disciplina:	Trabalho de Conclusão de Curso II	NMC420
		Prof. Orientador:	Carlos Rodrigues dos Santos Neto	
Grupo:	Amorph	Componente:	Suporte do Tirante Lado Esquerdo	
Escala:	1 : 2	Material:	Aço	
		Fabricação:	-	
		Quantidade:	1 + 1 Lado Direito Espelhado	
		Unidade:	mm	
		Formato:	A4	



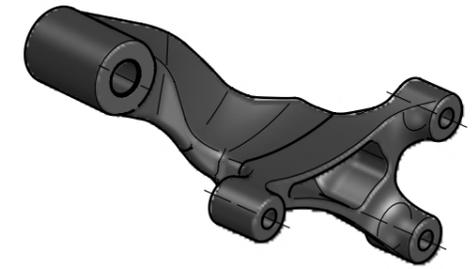
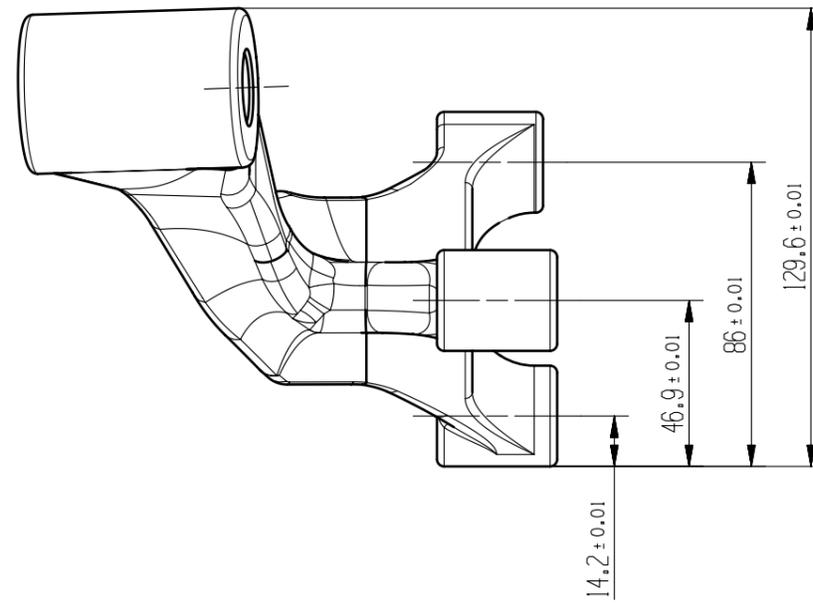
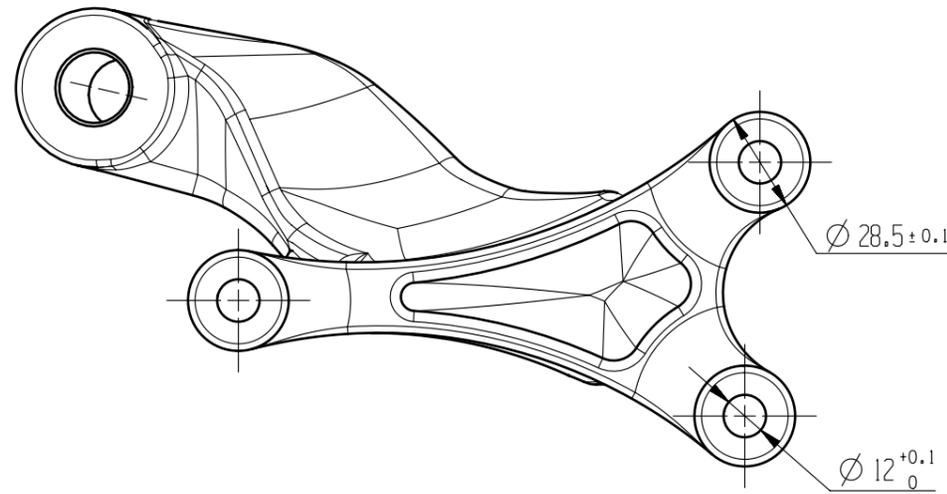


CORTE A - A

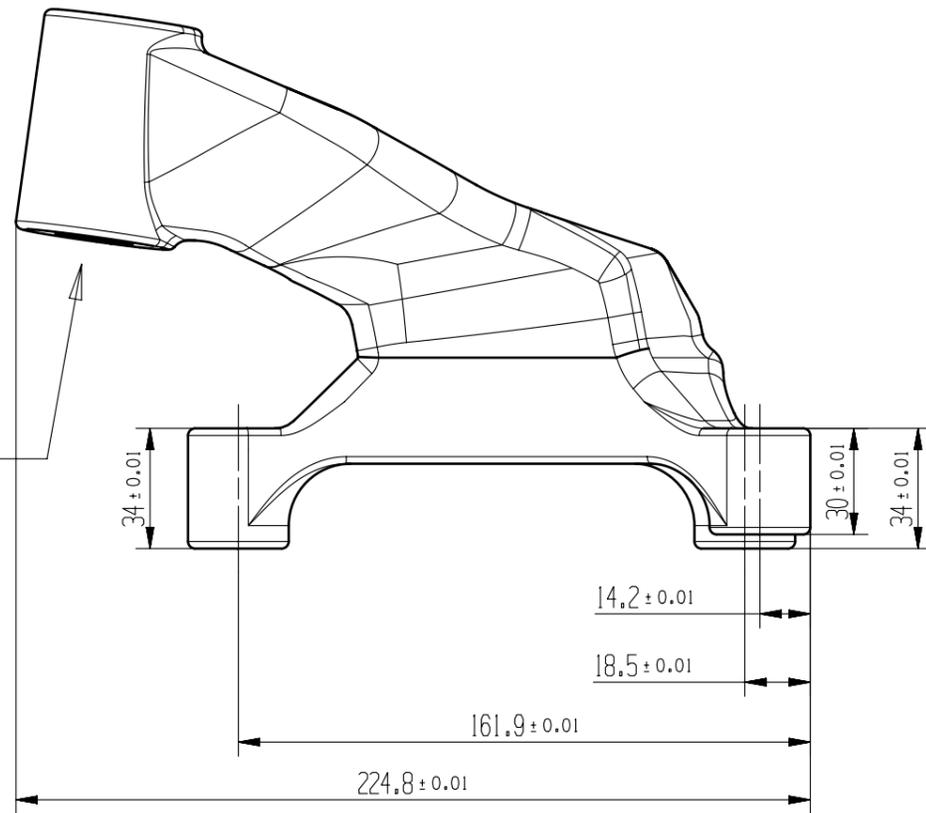


SEM ESCALA

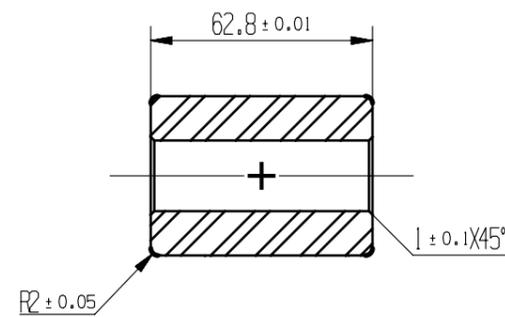
		Disciplina:	Trabalho de Conclusão de Curso II	NMC420
		Prof. Orientador:	Carlos Rodrigues dos Santos Neto	
Grupo:	Amorph	Componente:	Buch do Suporte do Tirante	
Escala:	1 : 1	Material:	-	
		Fabricação:	-	
		Quantidade:	2	
		Unidade:	mm	
		Formato:	A4	



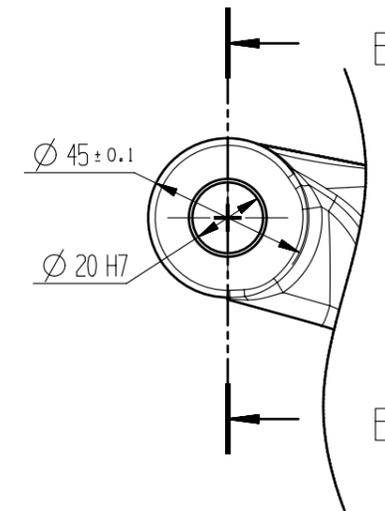
SEM ESCALA



VISTA AUXILIAR A



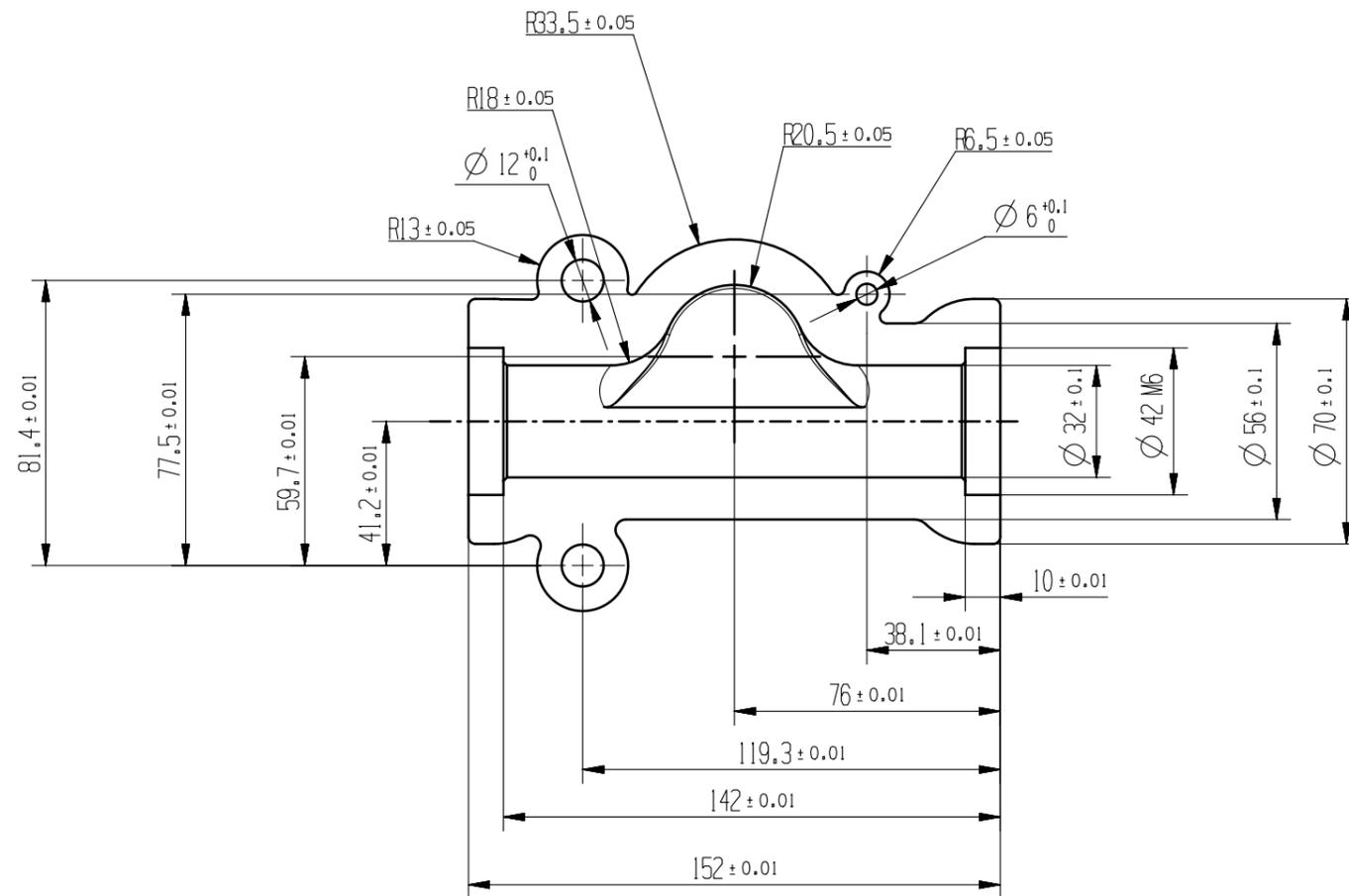
CORTE B - B



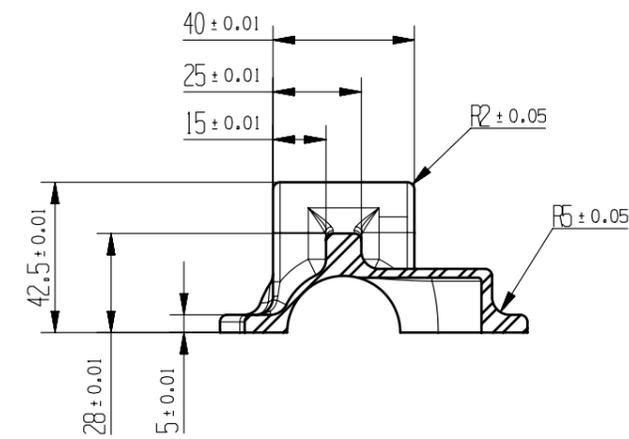
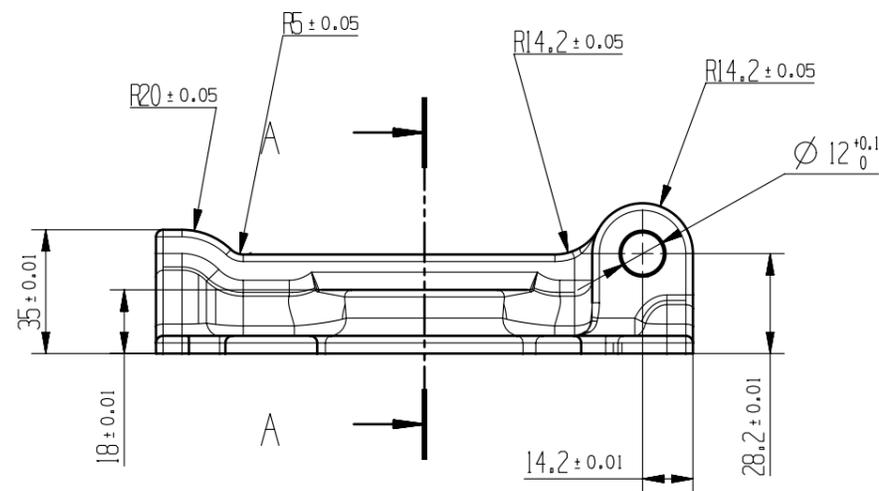
VISTA AUXILIAR A

		Disciplina:	Trabalho de Conclusão de Curso II	NMC420
		Prof. Orientador:	Carlos Rodrigues dos Santos Neto	
Grupo:	Amorph	Componente:	Braço de Suspensão Lado Esquerdo	
Escala:	1 : 2	Material:	Aço SAE 4340	
		Fabricação:	Fundição e Usinagem	
		Quantidade:	1 + 1 Lado Direito Espelhado	
		Unidade:	mm	
		Formato:	A3	



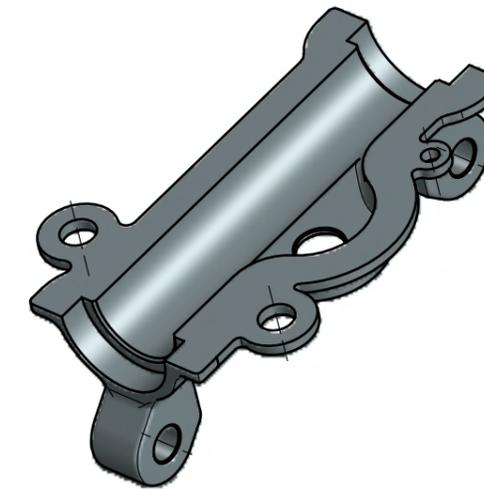
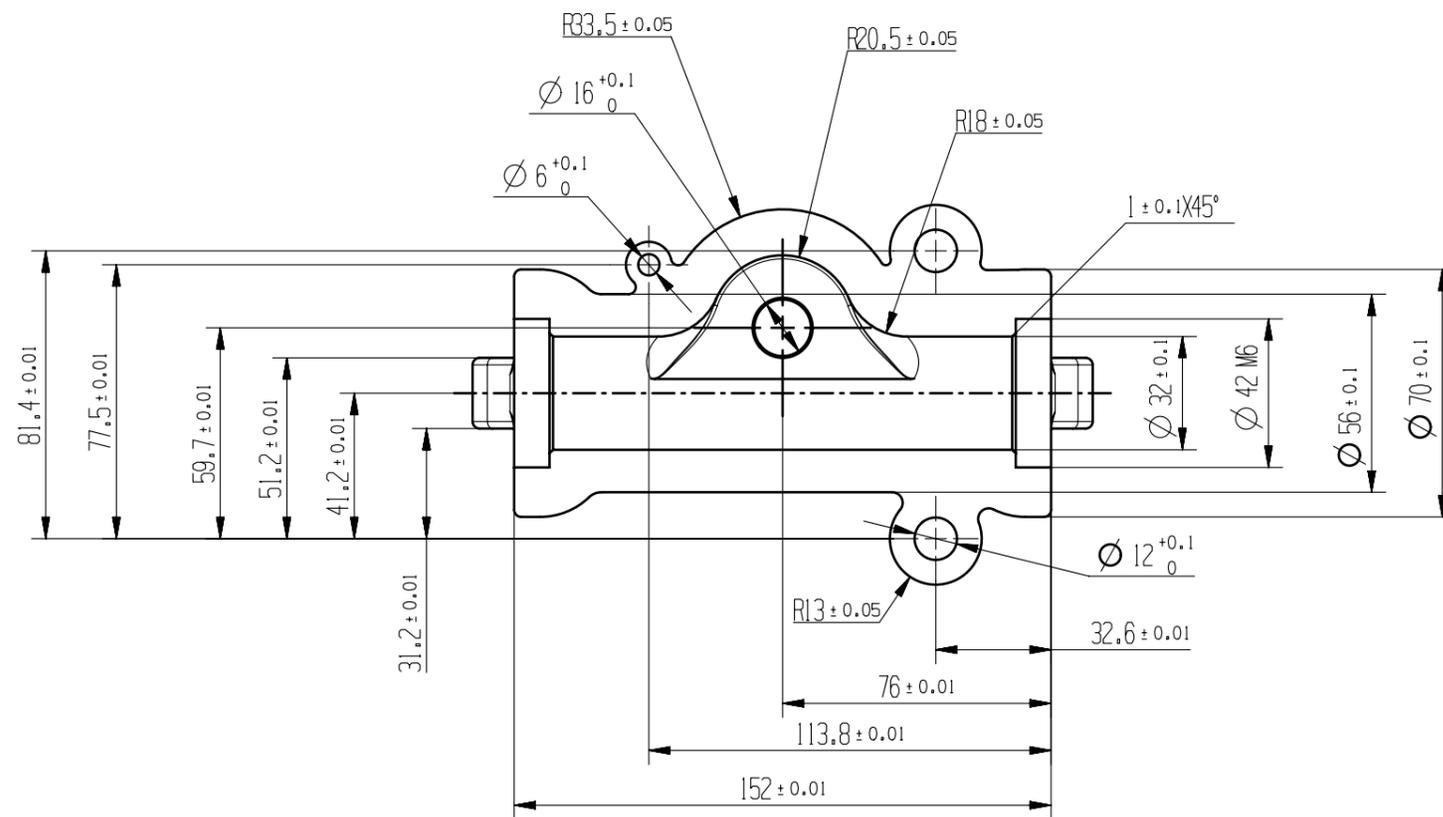


SEM ESCALA

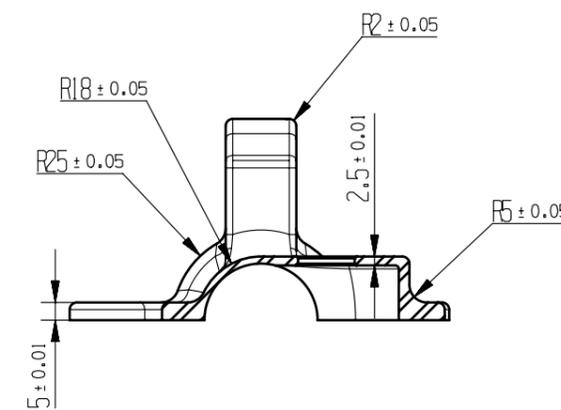
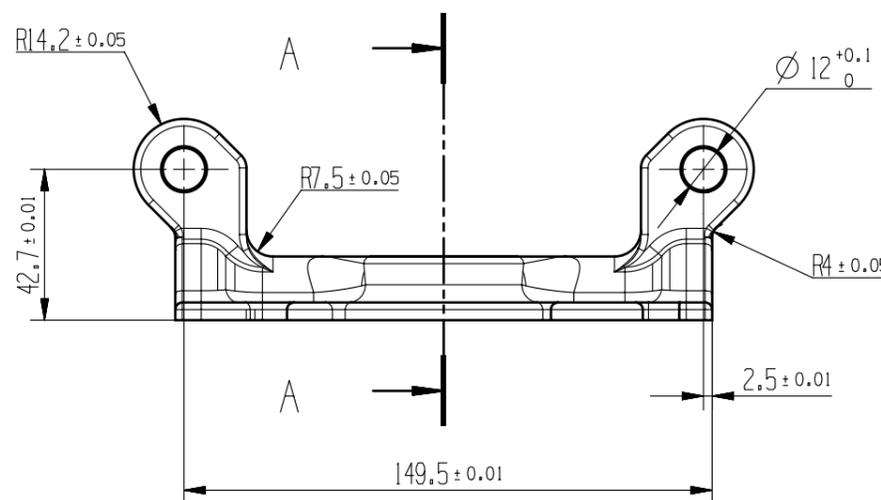


CORTE A - A

		Disciplina:	Trabalho de Conclusão de Curso II	NMC420
		Prof. Orientador:	Carlos Rodrigues dos Santos Neto	
Grupo:	Amorph	Componente:	Carcaça Superior Lado Esquerdo	
Escala:	1 : 2	Material:	Aço SAE 1045	
		Fabricação:	Fundição e Usinagem	
		Quantidade:	1 + 1 Lado Direito Espelhado	
		Unidade:	mm	
		Formato:	A3	

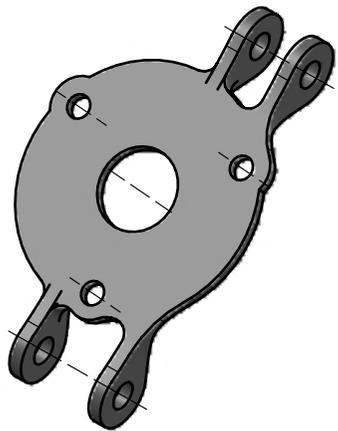
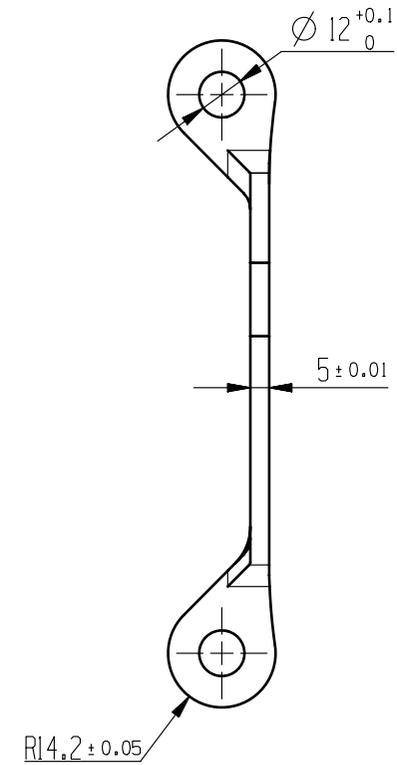
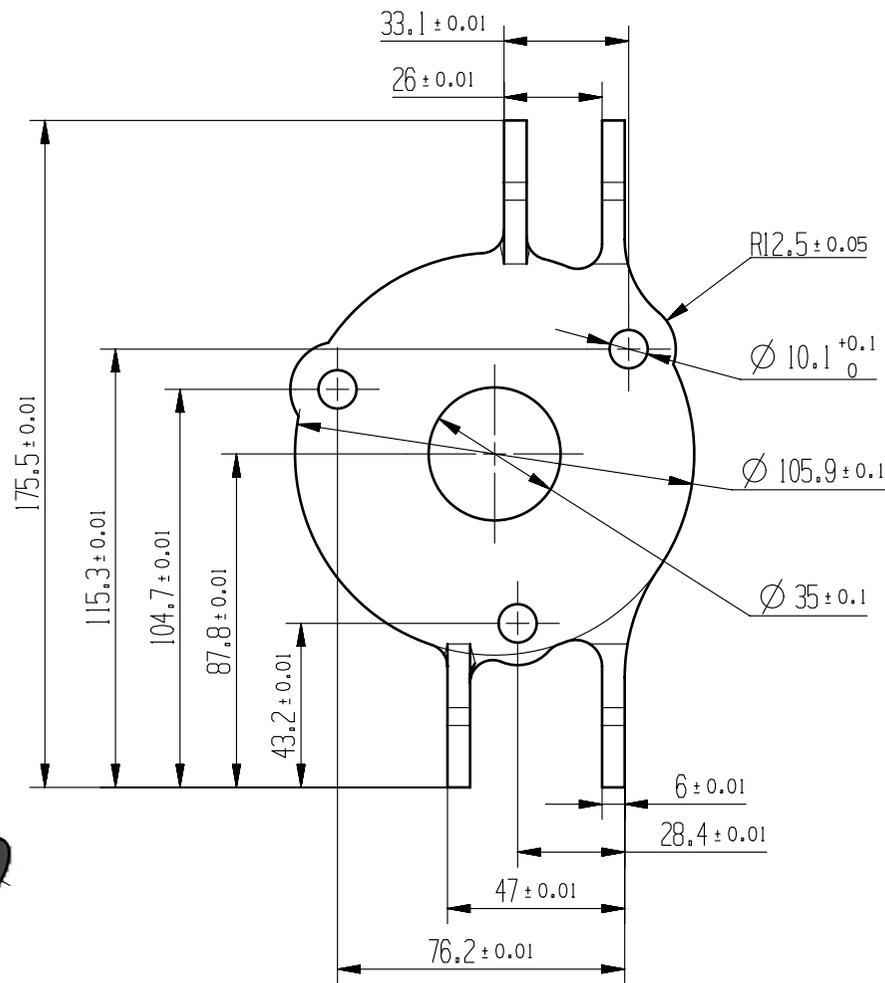


SEM ESCALA



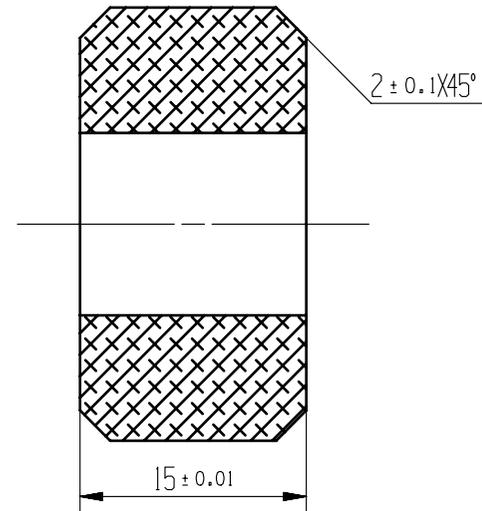
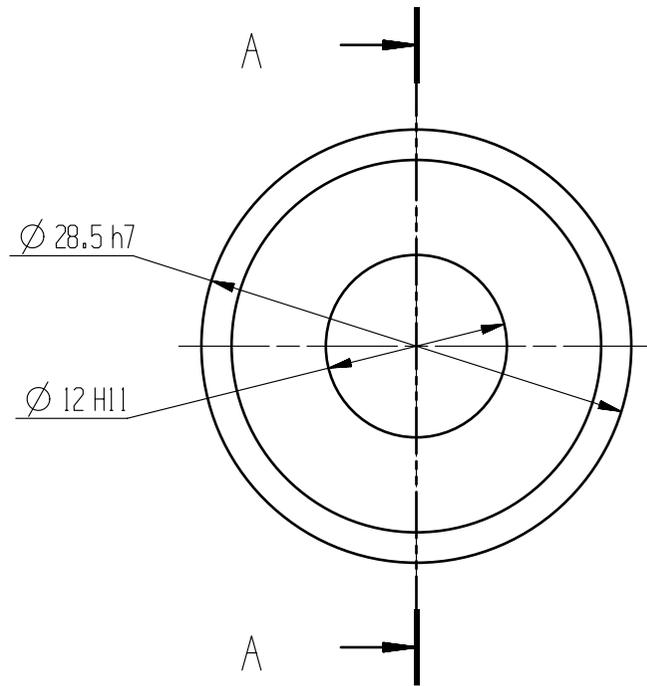
CORTE A - A

		Disciplina:	Trabalho de Conclusão de Curso II	NMC420
		Prof. Orientador:	Carlos Rodrigues dos Santos Neto	
Grupo:	Amorph	Componente:	Carcaça Inferior Lado Esquerdo	
Escala:	1 : 2	Material:	Aço SAE 1045	
		Fabricação:	Fundição e Usinagem	
		Quantidade:	1 + 1 Lado Direito Espelhado	
		Unidade:	mm	
		Formato:	A3	

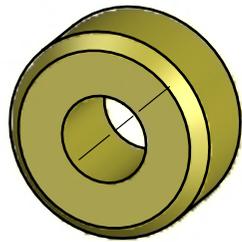


SEM ESCALA

		Disciplina:	Trabalho de Conclusão de Curso II	NMC420
		Prof. Orientador:	Carlos Rodrigues dos Santos Neto	
Grupo:	Amorph	Componente:	Prato de Fixação do Motor Lado Esquerdo	
Escala:	1 : 2	Material:	Aço SAE 4340	
	Fabricação:	Usinagem		
	Quantidade:	1 + 1 Lado Direito Espelhado		
	Unidade:	mm		
		Formato:	A4	

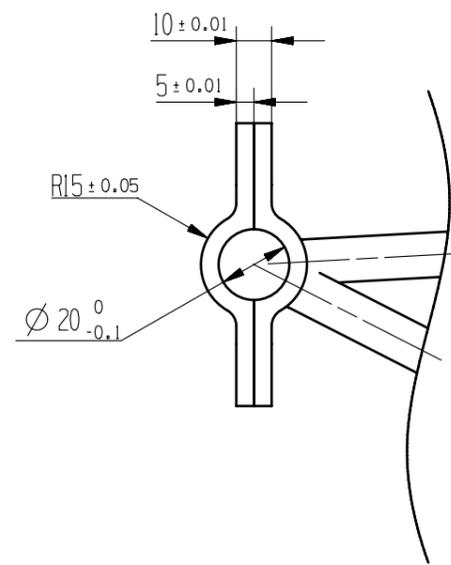
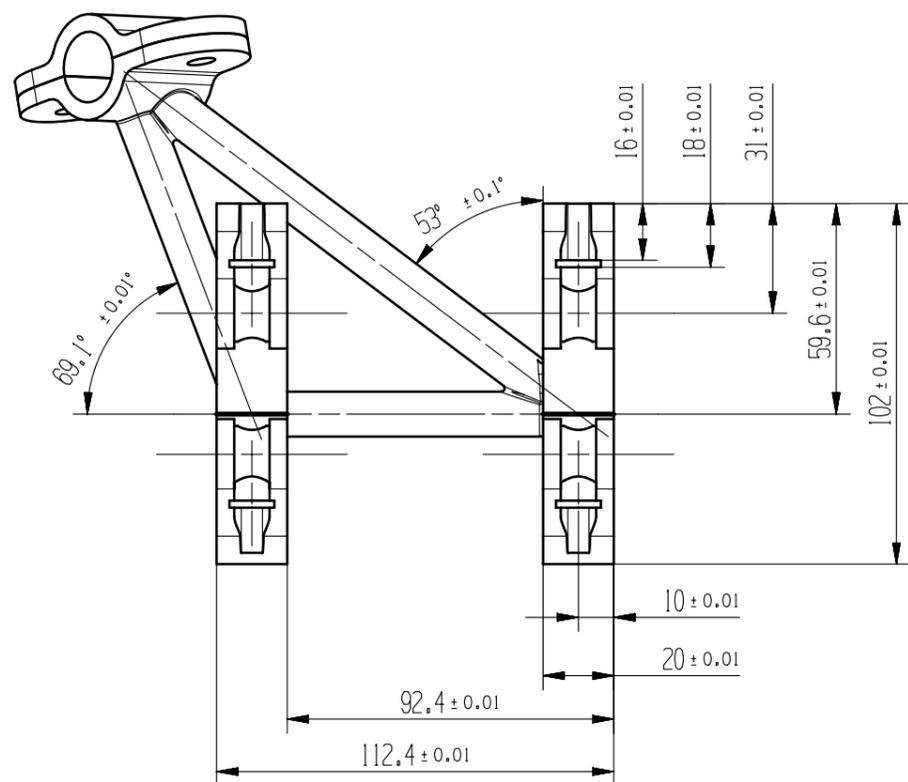


CORTE A - A

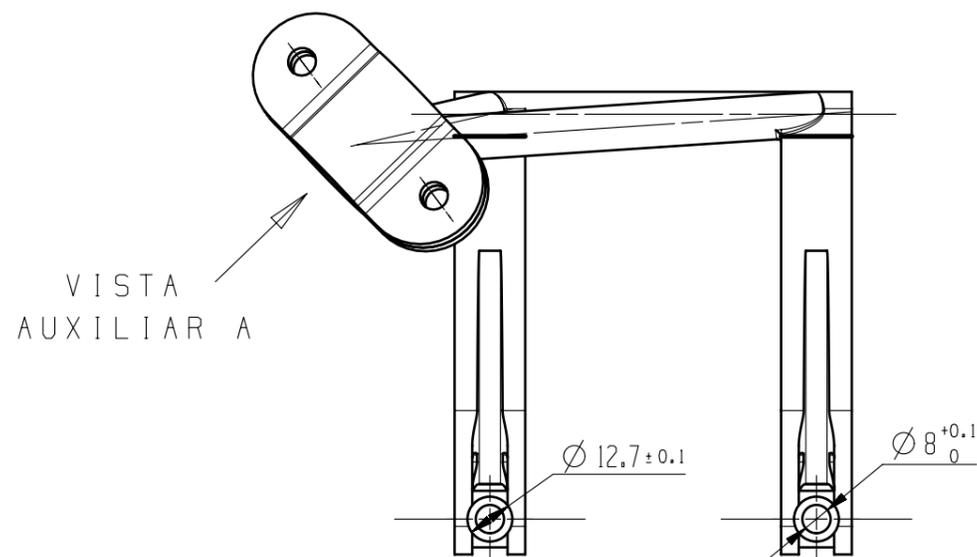
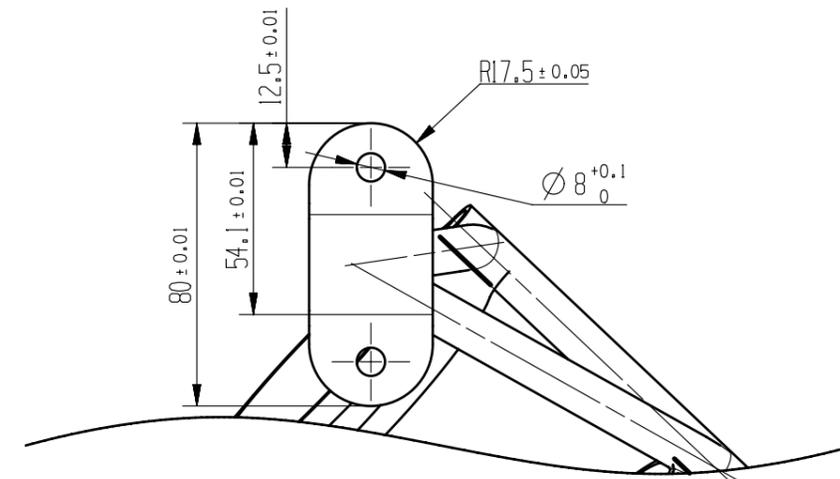


SEM ESCALA

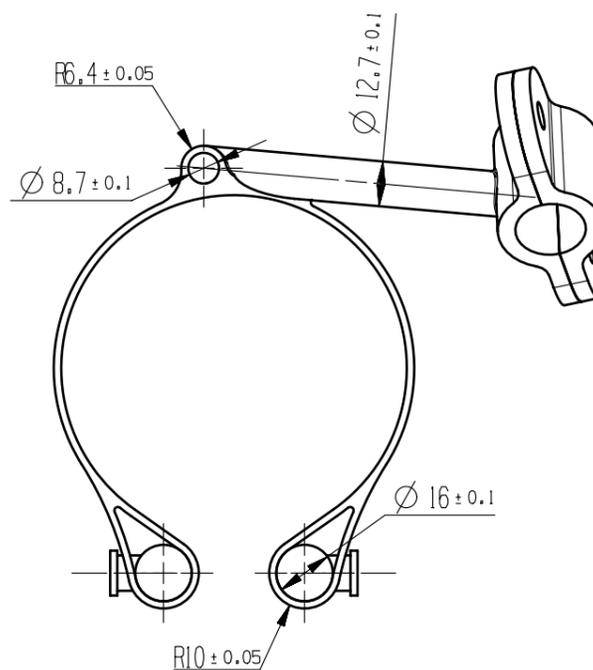
		Disciplina:	Trabalho de Conclusão de Curso II	NMC420
		Prof. Orientador:	Carlos Rodrigues dos Santos Neto	
Grupo:	Amorph	Componente:	Bucha Espaçadora	
Escala:	2 : 1	Material:	Alumínio serie 6000	
	Fabricação:	Torno		
	Quantidade:	2		
	Unidade:	mm		
		Formato:	A4	



VISTA
AUXILIAR A

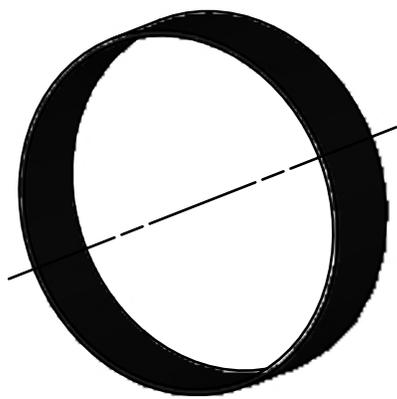


VISTA
AUXILIAR A

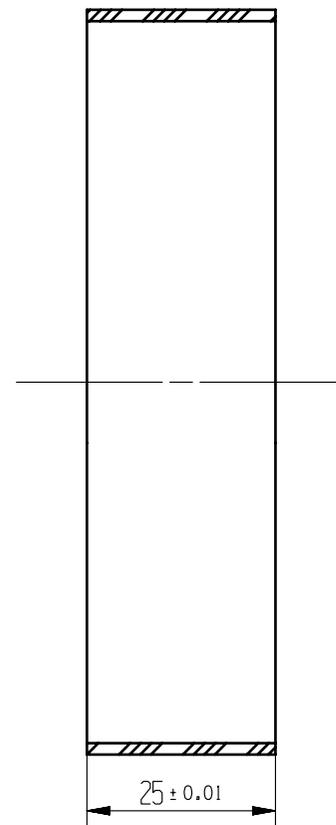
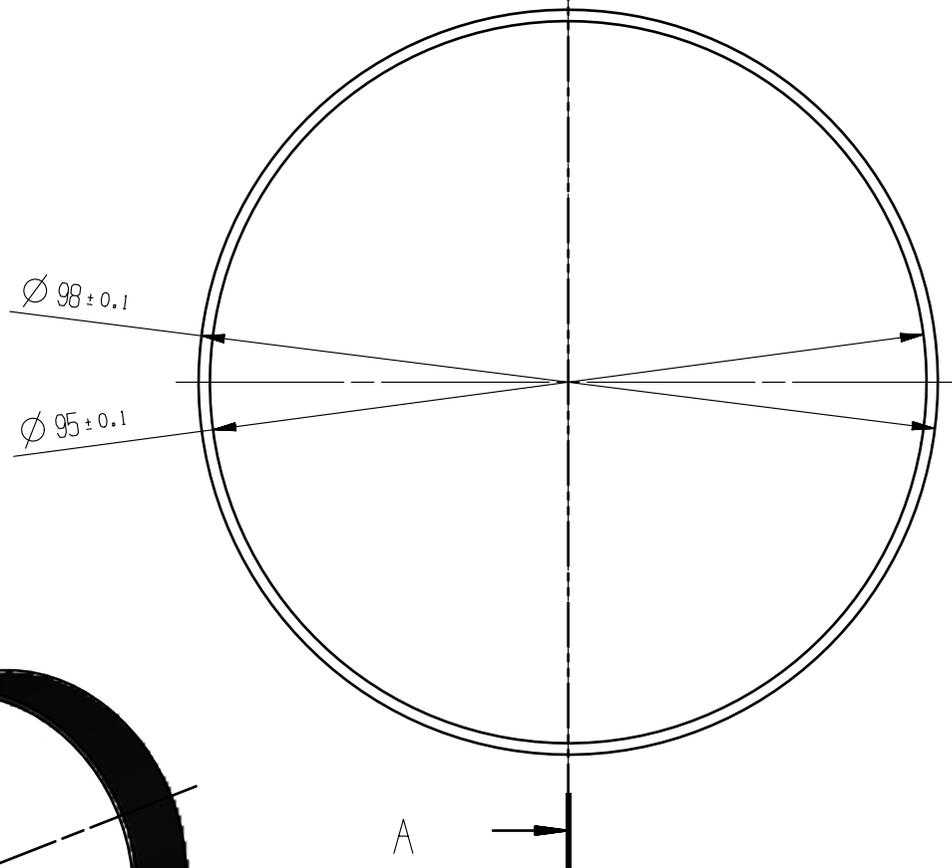


SEM ESCALA

		Disciplina:	Trabalho de Conclusão de Curso II	NMC420
		Prof. Orientador:	Carlos Rodrigues dos Santos Neto	
Grupo:	Amorph	Componente:	Braçadeira do Motor Lado Esquerdo	
Escala:	1 : 2	Material:	Aço Inox	
		Fabricação:	Usinagem e Soldagem	
		Quantidade:	1 + 1 Lado Direito Espelhado	
		Unidade:	mm	
		Formato:	A3	

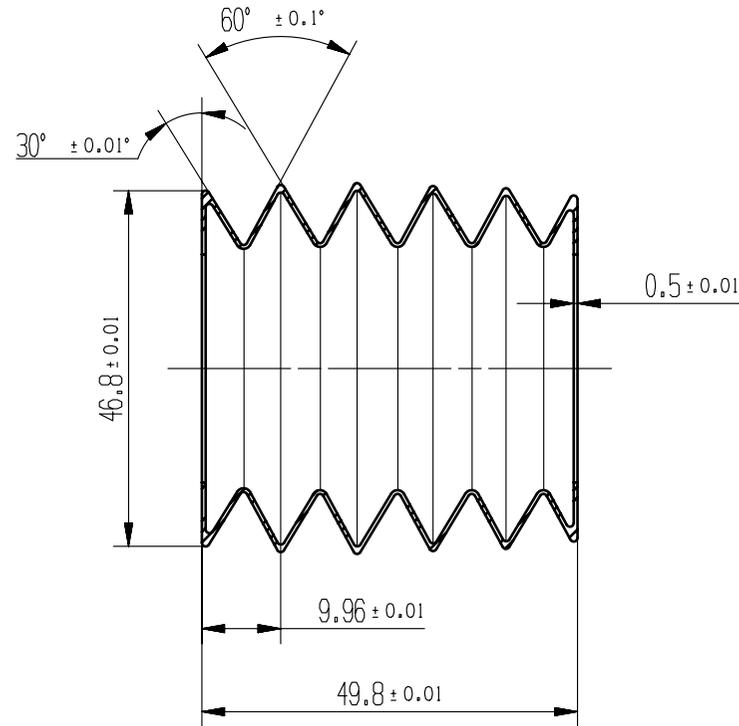
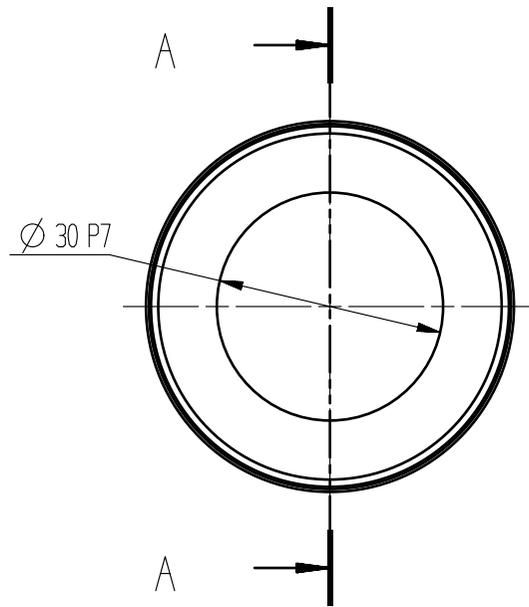


SEM ESCALA



CORTE A - A

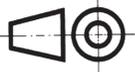
		Disciplina:	Trabalho de Conclusão de Curso II	NMC420
		Prof. Orientador:	Carlos Rodrigues dos Santos Neto	
Grupo:	Amorph	Componente:	Borracha do Motor	
Escala:	1 : 1	Material:	-	
		Fabricação:	-	
		Quantidade:	4	
		Unidade:	mm	
		Formato:	A4	

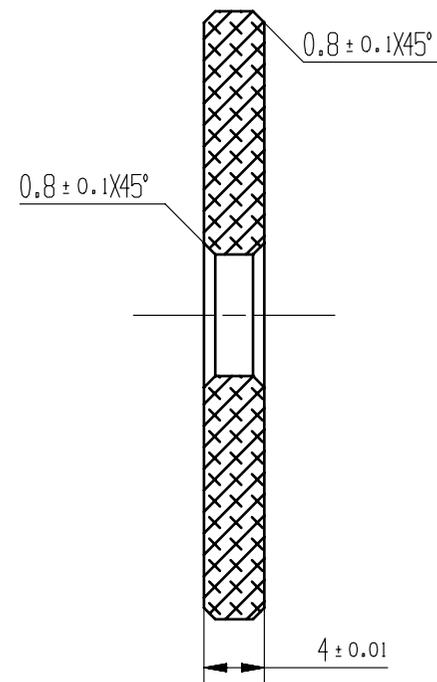
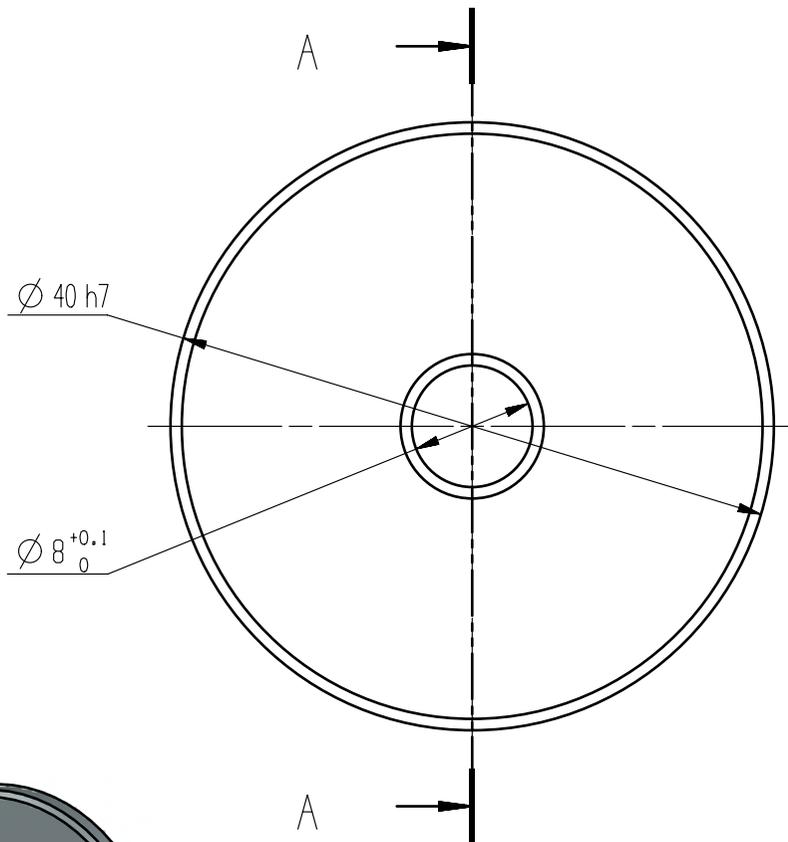


CORTE A - A

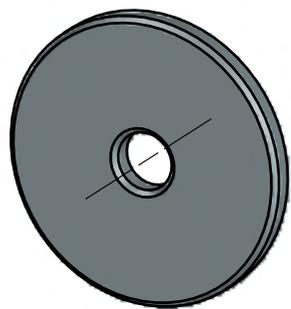


SEM ESCALA

		Disciplina:	Trabalho de Conclusão de Curso II	NMC420
		Prof. Orientador:	Carlos Rodrigues dos Santos Neto	
Grupo:	Amorph	Componente:	Coifa da Cremalheira	
Escala:	1 : 1	Material:	-	
		Fabricação:	-	
		Quantidade:	4	
		Unidade:	mm	
		Formato:	A4	

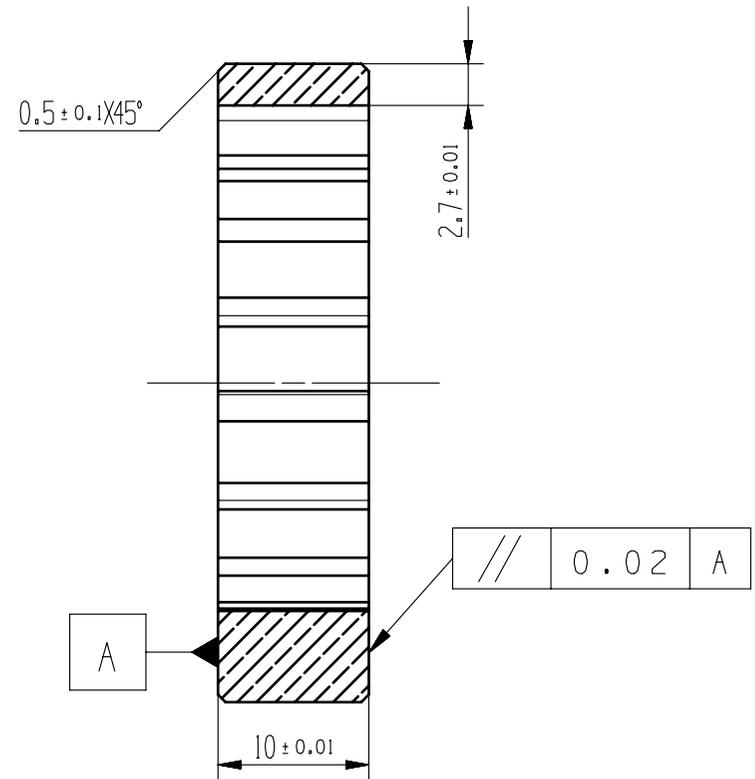
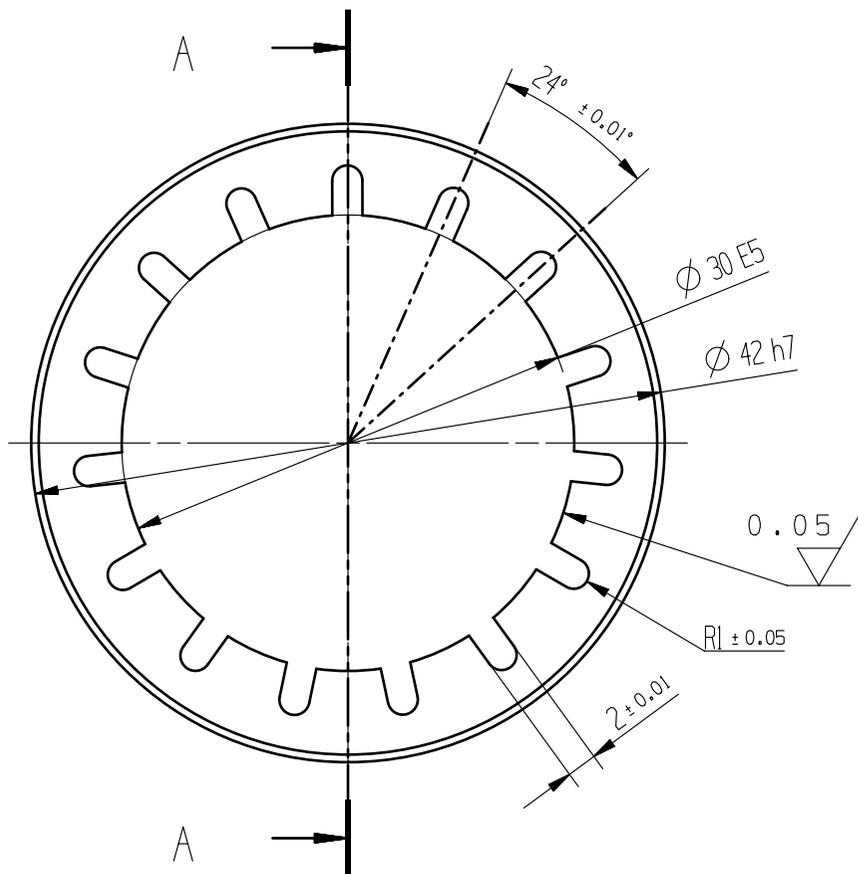


CORTE A - A

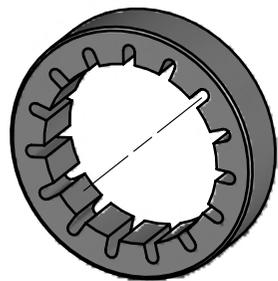


SEM ESCALA

		Disciplina:	Trabalho de Conclusão de Curso II	NMC420
		Prof. Orientador:	Carlos Rodrigues dos Santos Neto	
Grupo:	Amorph	Componente:	Tampa da Coifa	
Escala:	2 : 1	Material:	Alumínio serie 6000	
	Fabricação:	Estampagem		
	Quantidade:	2		
	Unidade:	mm		
		Formato:	A4	

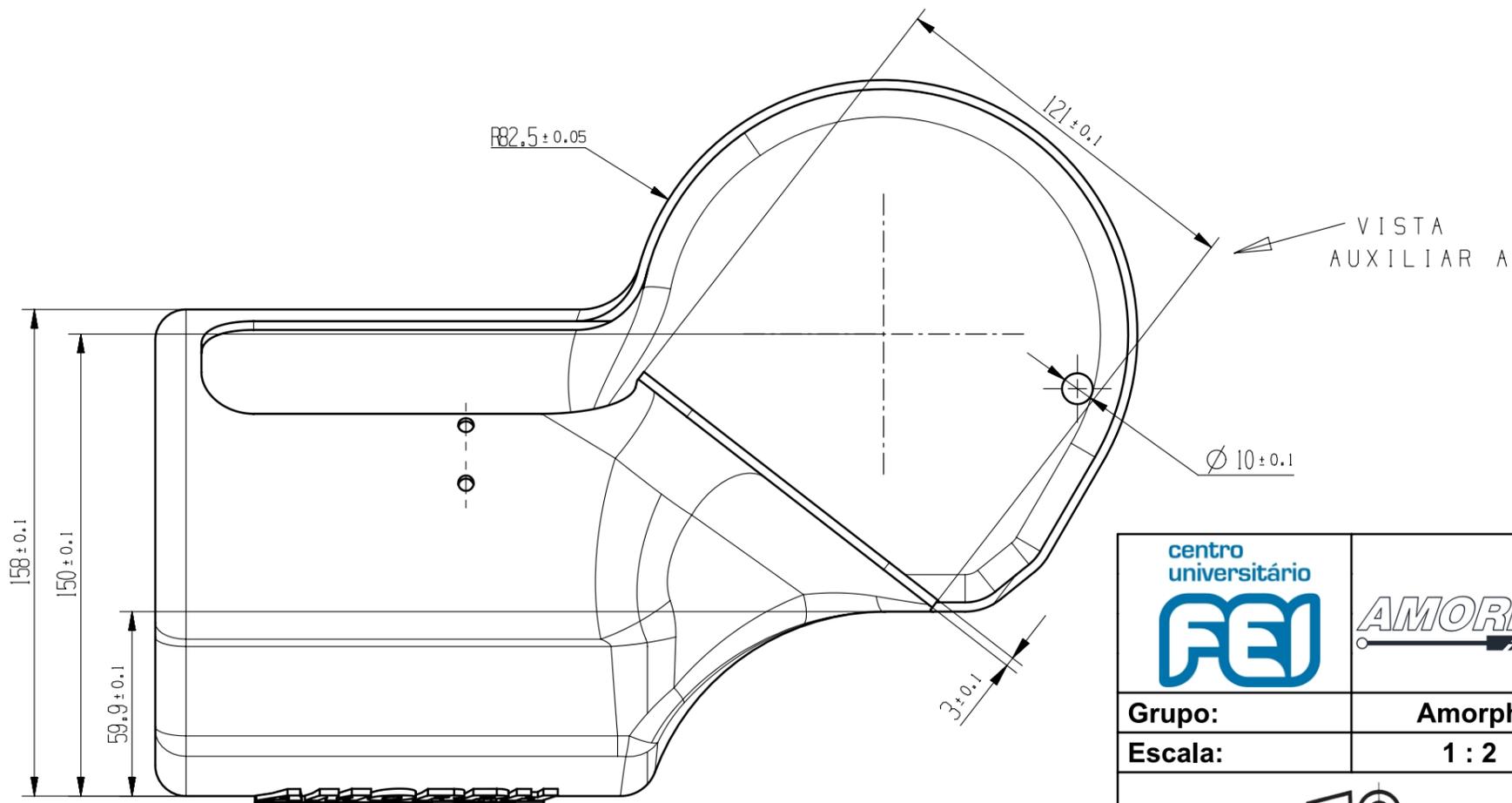
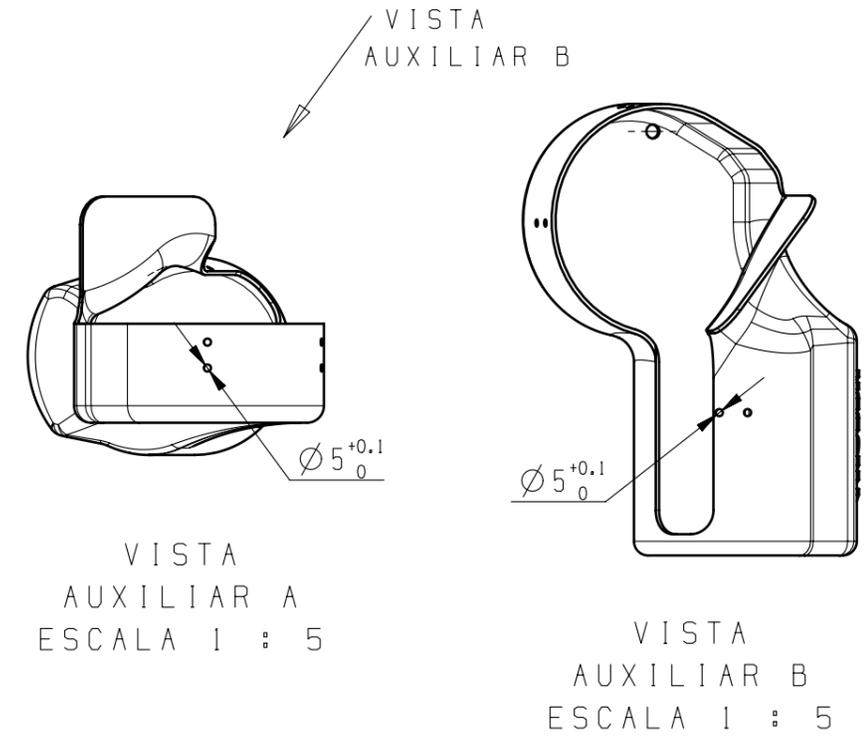
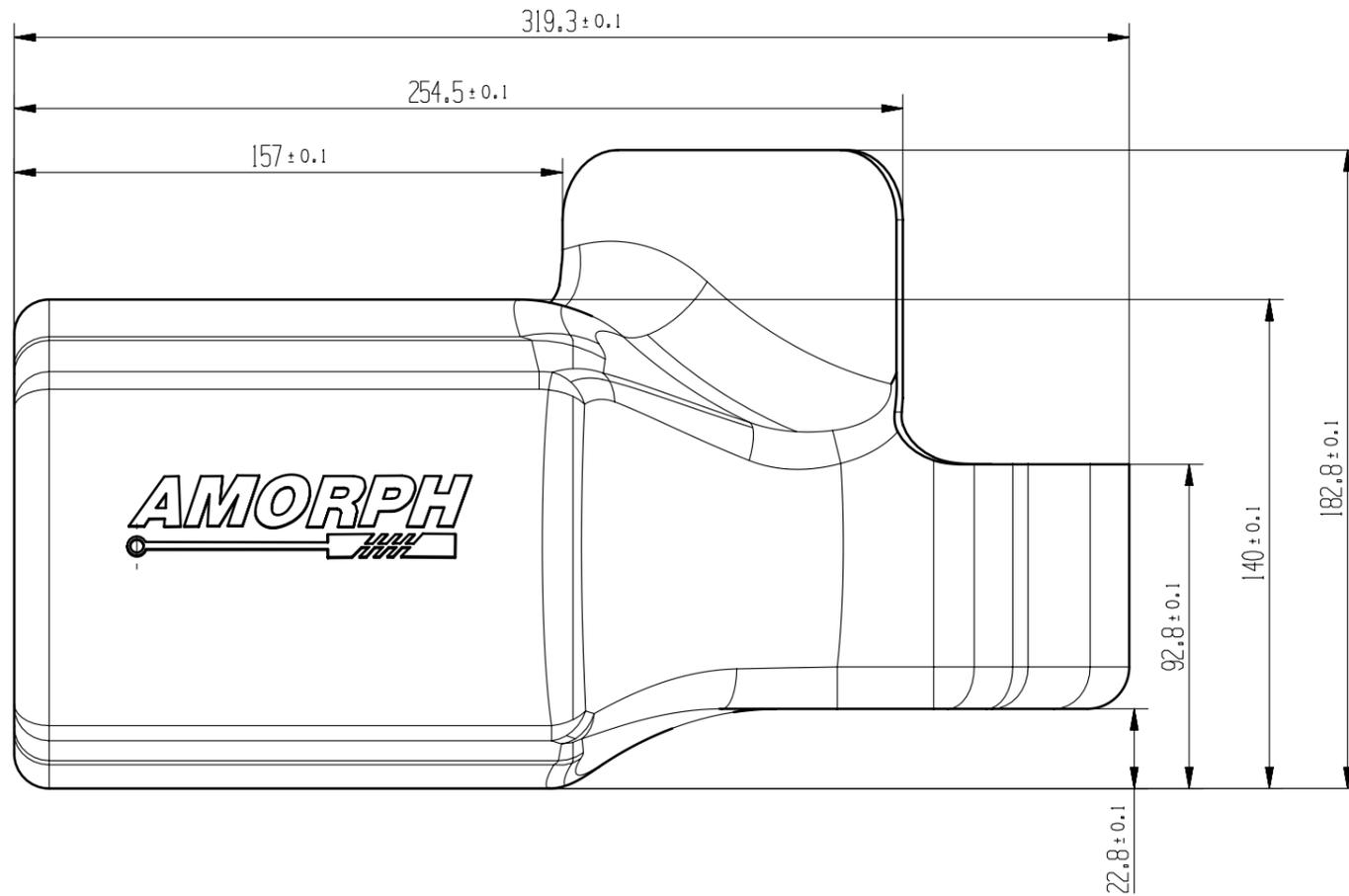


CORTE A - A

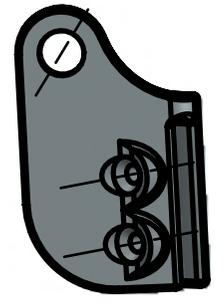
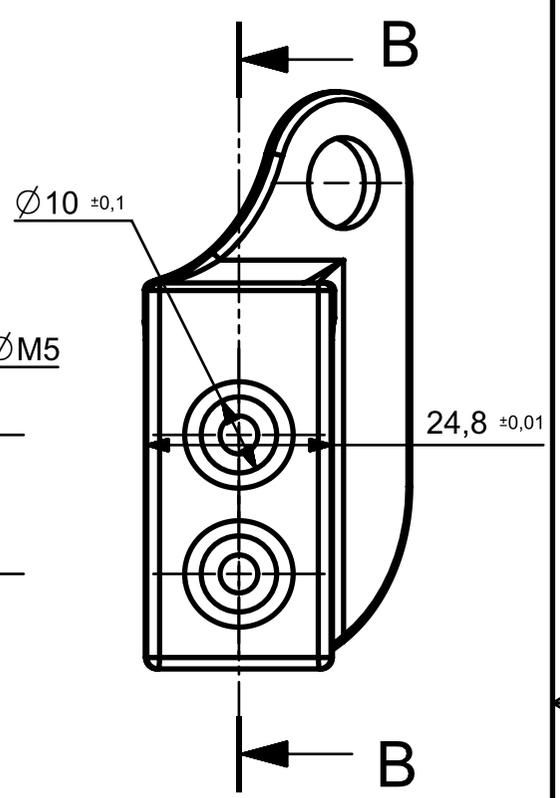
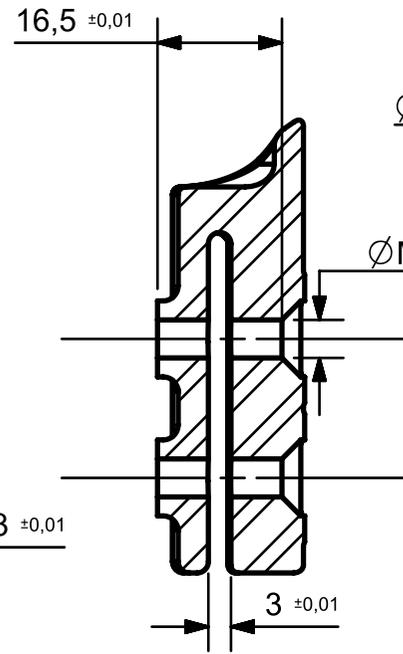
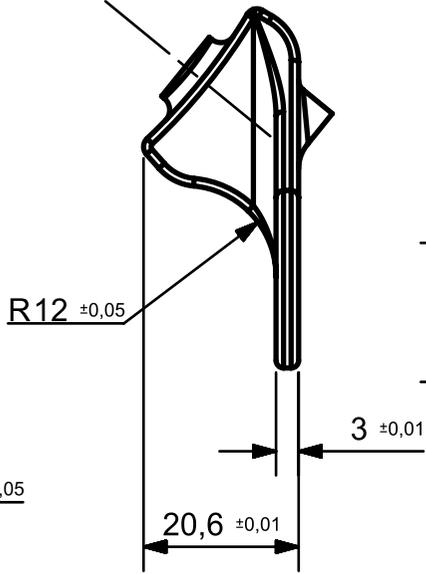
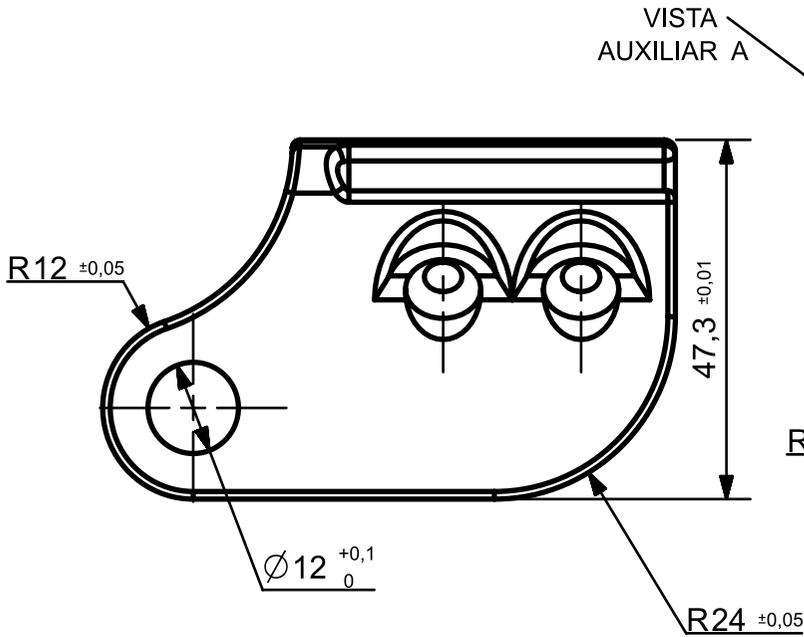


SEM ESCALA

		Disciplina:	Trabalho de Conclusão de Curso II	NMC420
		Prof. Orientador:	Carlos Rodrigues dos Santos Neto	
Grupo:	Amorph	Componente:	Bucha Deslizante	
Escala:	2 : 1	Material:	Bronze	
		Fabricação:	Torneamento e Fresamento	
		Quantidade:	4	
		Unidade:	mm	
		Formato:	A4	



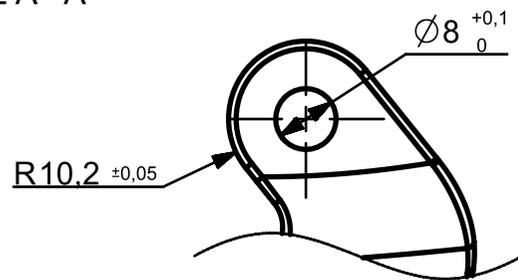
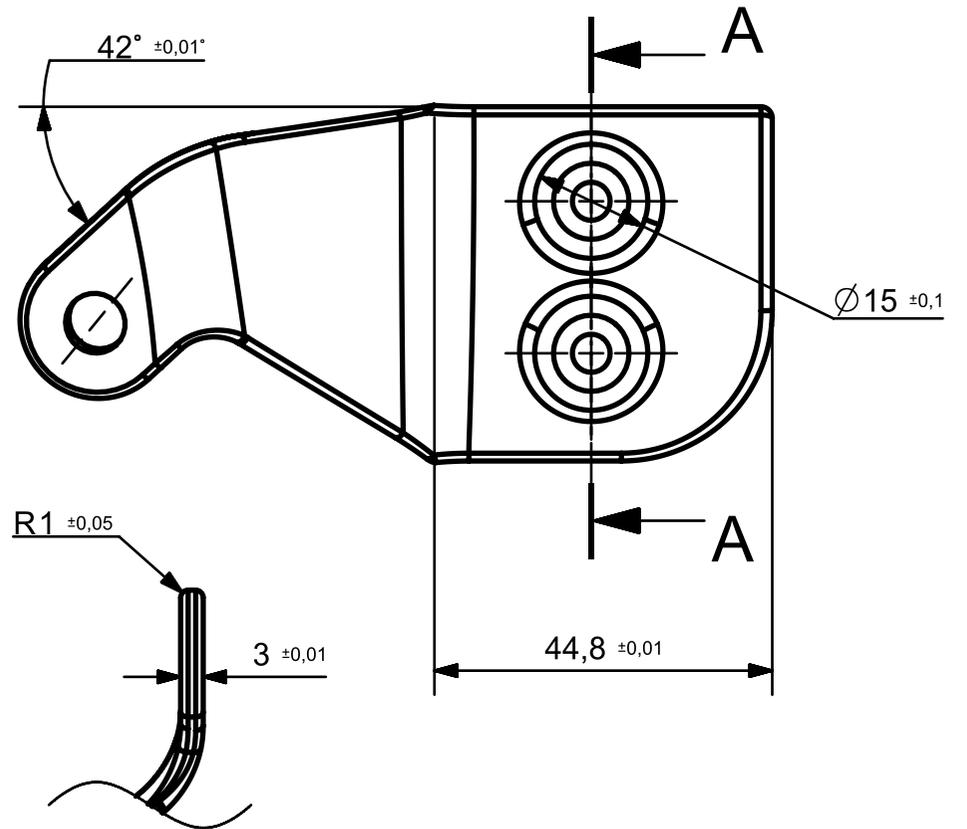
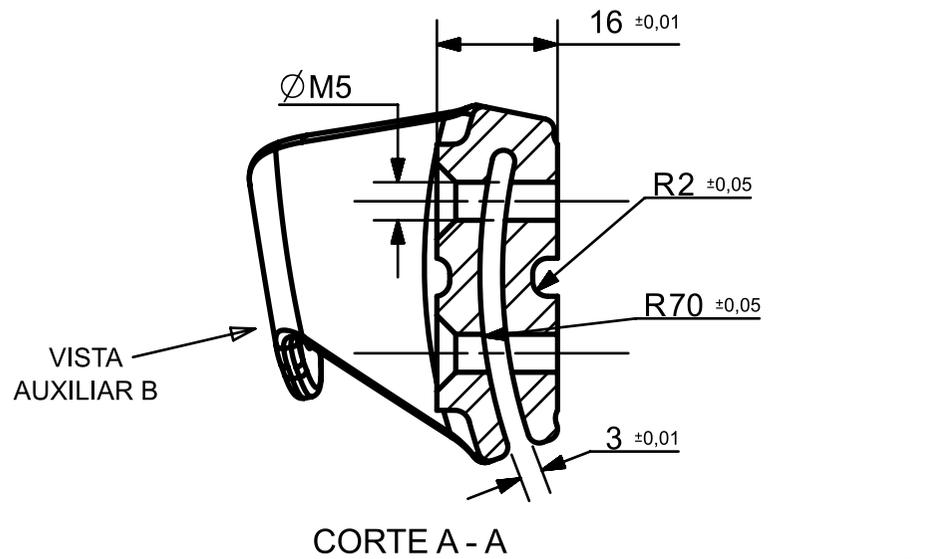
		Disciplina:	Trabalho de Conclusão de Curso II	NMC420
		Prof. Orientador:	Carlos Rodrigues dos Santos Neto	
Grupo:	Amorph	Componente:	Capa de Proteção Lado Esquerdo	
Escala:	1 : 2	Material:	-	
		Fabricação:	-	
		Quantidade:	1 + 1 Lado Direito Espelhado	
		Unidade:	mm	
		Formato:	A3	



SEM ESCALA

		Disciplina:	Trabalho de Conclusão de Curso II	NMC420
		Prof. Orientador:	Carlos Rodrigues dos Santos Neto	
Grupo:	Amorph	Componente:	Fixação da Capa no Braço	
Escala:	1 : 1	Material:	Aço	
		Fabricação:	Usinagem	
		Quantidade:	2 + 2 Espelhados	
		Unidade:	mm	
		Formato:	A4	





VISTA
AUXILIAR B

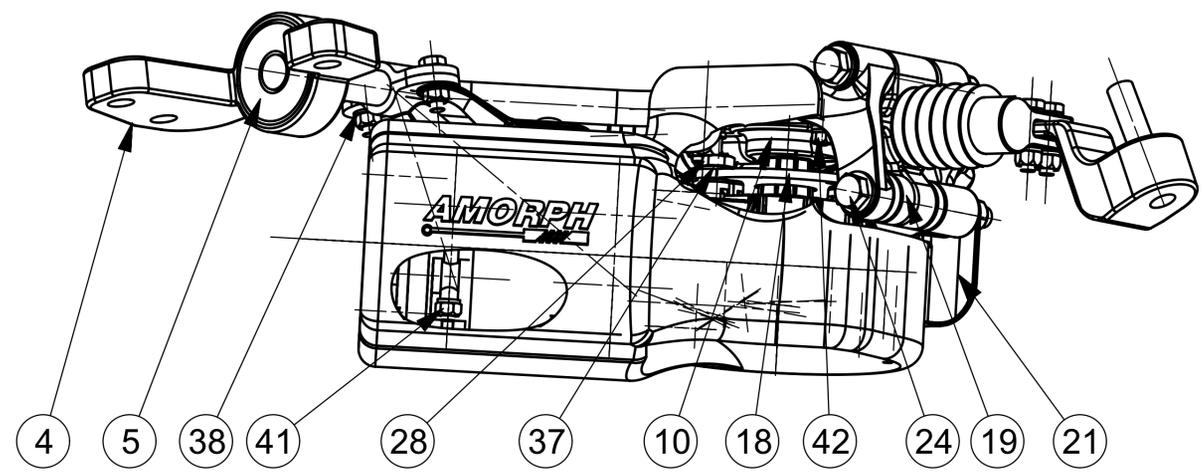
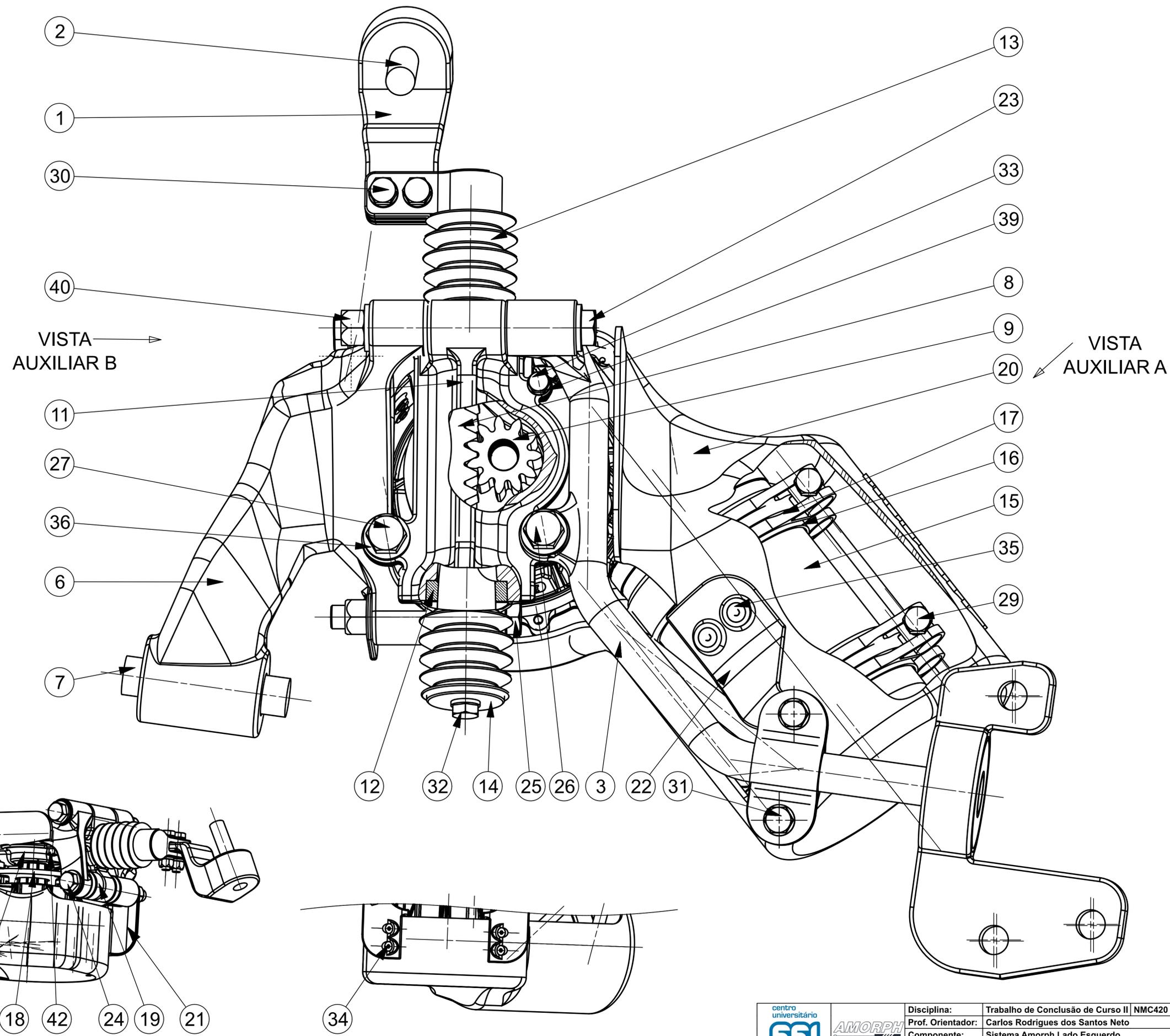


SEM ESCALA

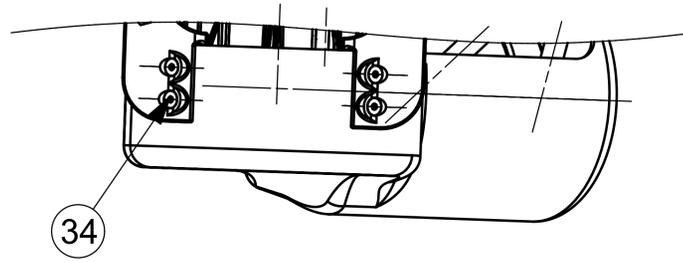
		Disciplina:	Trabalho de Conclusão de Curso II	NMC420
		Prof. Orientador:	Carlos Rodrigues dos Santos Neto	
Grupo:	Amorph	Componente:	Fixação da Capa no Tirante	
Escala:	1 : 1	Material:	Aço	
		Fabricação:	Usinagem	
		Quantidade:	2	
		Unidade:	mm	
		Formato:	A4	



42	Porca M6 DIN 980	1
41	Porca M8 DIN 980	6
40	Porca M12 DIN 980	5
39	Arruela M6 DIN 28738	2
38	Arruela M8 DIN 28738	8
37	Arruela M10 DIN 28738	3
36	Arruela M12 DIN 28738	8
35	Parafuso DIN 7991 M5x16	2
34	Parafuso DIN 7991 M5x20	4
33	Parafuso DIN 4018 M6x20	1
32	Parafuso DIN 4018 M8x16	1
31	Parafuso DIN 4018 M8x25	2
30	Parafuso DIN 4018 M8x35	2
29	Parafuso DIN 4018 M8x80	2
28	Parafuso DIN 4018 M10x25	3
27	Parafuso DIN 4018 M12x30	1
26	Parafuso DIN 4018 M12x40	1
25	Parafuso DIN 4018 M12x90	1
24	Parafuso DIN 4018 M12x120	1
23	Parafuso DIN 4018 M12x130	1
22	Fixação da Capa no Tirante	1
21	Fixação da Capa no Braço	2
20	Capa de Proteção	1
19	Bucha Espaçadora	1
18	Prato de Fixação	1
17	Braçadeira do Motor	1
16	Borracha do Motor	2
15	Motor Bosch	1
14	Tampa da Coifa	1
13	Coifa da Cremalheira	2
12	Bucha Deslizante	2
11	Carcaça da Cremalheira parte Superior	1
10	Carcaça da Cremalheira parte Inferior	1
9	Pinhão	1
8	Cremalheira	1
7	Pino de Fixação no Chassi	1
6	Braço Inferior	1
5	Bucha do Tirante	1
4	Suporte do Tirante	1
3	Tirante	1
2	Ball Joint	1
1	Pivô	1
Item	Designação	QTD



VISTA AUXILIAR A
ESCALA 1 : 2



VISTA AUXILIAR B
ESCALA 1 : 2

centro universitário FEI	AMORPH	Disciplina:	Trabalho de Conclusão de Curso II NMC420
		Prof. Orientador:	Carlos Rodrigues dos Santos Neto
Grupo:	Amorph	Componente:	Sistema Amorph Lado Esquerdo
Escala:	1 : 1	Material:	-
		Fabricação:	-
		Quantidade:	1 + 1 Lado Direito Espelhado
		Unidade:	mm
		Formato:	A1

ANEXO A - CATÁLOGO DO MOTOR ELÉTRICO

EDP

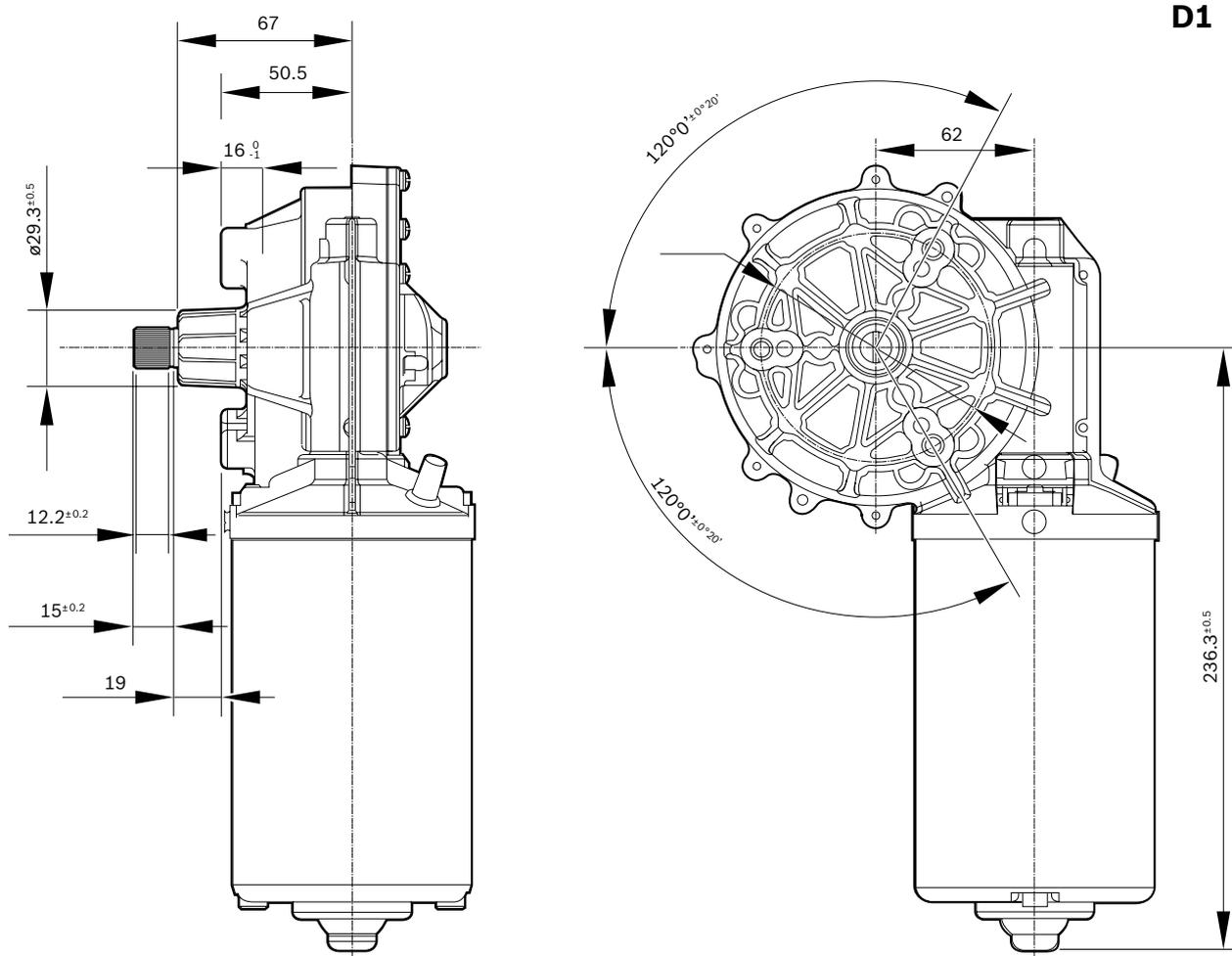


Family features:

- ▶ Powerful 2-speed motor
- ▶ Degree of protection: IP 23
- ▶ Operating mode: S1
- ▶ Direction of rotation: CCW

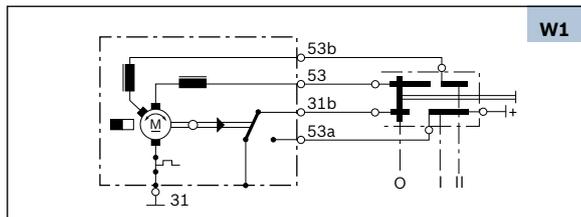
	Part number	P _n (Nominal power) W	I _n (Nominal current) A	n _n (Nominal speed) rpm	M _n (Nominal torque) Nm	M _a (Stall torque) Nm	Gear ratio	Direction of rotation	Signal	Side*	Dimensional drawing (D)	Wiring diagram (W)	Drive end (S)	Connector (C)	Performance curve (P)
24 V	0 986 337 451	19.3 ; 33.5	3.5 ; 6	23 ; 40	8	120 ; 76	96:2	CCW	No	L	D1	W1	S1	C1	P1

*Gear housing left: L, gear housing right: R

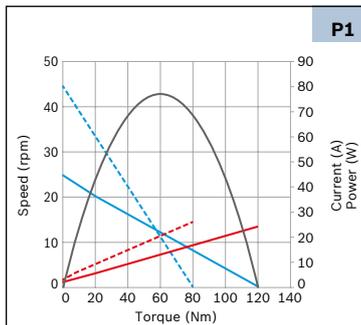


EDP

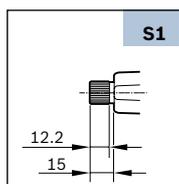
Wiring diagram (W)



Performance curve (P)



Drive end (S)



Mating connector (C)



ANEXO B - CATÁLOGO DO ALTERNADOR

AAK

compact



Applications

- Agricultural and construction machinery (Mid-range),
- Gen-sets,
- Commercial vehicles,
- Passengers cars,
- Special applications (completely sealed version available).

Design

- 3-phase 6-pole pairs synchronous generator with integrated rectifier and voltage regulator,
- Double insulated (G2) copper wire of temperature class over 200°C for stator and rotor windings,
- Rectifier with power press-fit type Zener diodes with operating temperature $T_j=215^\circ\text{C}$ max,
- Mono-Function Regulator (14V, 28V):
 - Self-Excitation Supply (D+, diode trio),
 - Microelectronic,
- Multi-Function Regulator (14V, 28V):
 - Direct Excitation Supply (B+),
 - Microelectronic,
- Metal-graphite brushes and smaller diameter copper slip rings for higher brushes life,
- Two internal fans for CW or CCW rotation,
- Special roller type sealed bearings.

Features

- Compact design,
- Dust-proof,
- CW or CCW rotation fans,
- Multi-function regulator with additional functions,
- Pulleys and mounting brackets available according to customer's requirements
- High specific output power,
- Over-voltage protection,
- Higher protection against accidental contact,
- Lower noise level,
- Long life operation,
- EMC approved and certified.

Main technical data

Type	AAK	
Rated Voltage (V)	14	28
Rated Current (A)	70 - 120	40 - 60
Stator Diameter (mm)	125	
Cooling	Air cooling / Two internal fans (CW or CCW)	
Weight ¹ (kg)	~ 5.3	
Max Permanent / Short time Rotational Speed (RPM)	13.000 / 15.000	
Voltage Regulator	Mono-Function (14V / 28V) / Multi-Function (14V/28V)	
Power diodes Type	Press-fit Zener (35A, 50A (14V) / 50A (28V))	
Over-voltage Protection	YES	
Zener Voltage (V)	19-25 (14V) / 34-40 (28V)	
Electrical terminals Mono/ Multi-function regulator	(B+, D+, W, B-) / (B+, L, W, B-, DFM), (B+, L, W, B-, DFM, 15, S) ³	
Drive end bearing / Rear bearing dimension	17X47X14, 17x52X17 / 17x35x10	
Protection of the Slip rings and Brushes Compartment	IP 54	
Operating (Storage) Temperatures	- 40°C to + 110°C (+ 130°C)	
EMC	Approved (Regulative ECE-R10 Rev.3: 2008-08)	

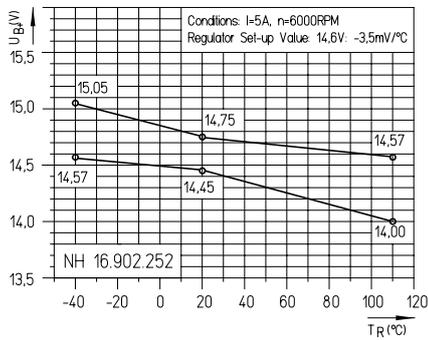
¹ without pulley ³ Multi-function 28V

Options

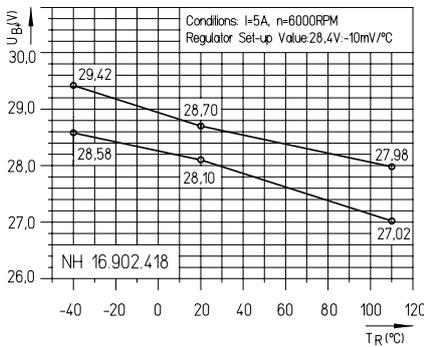
Insulated ground (return).
Marine versions available.

Regulator characteristics (Voltage settings - typical)

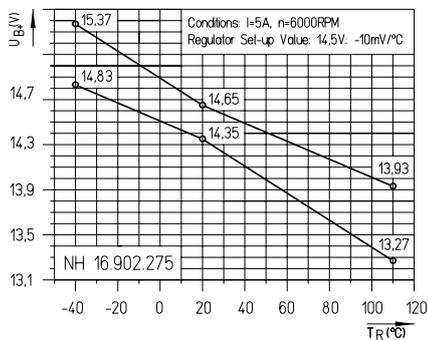
Mono-Function 14V



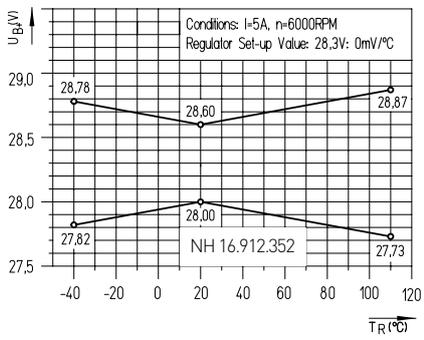
Mono-Function 28V



Multi-Function 14V

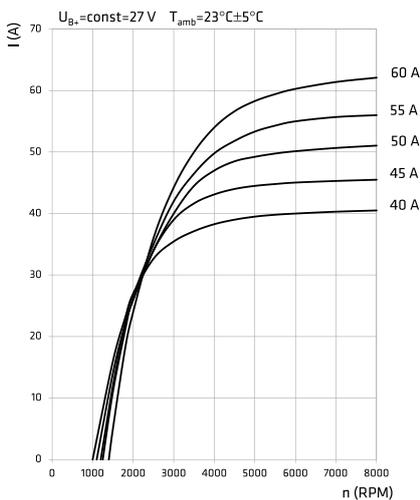
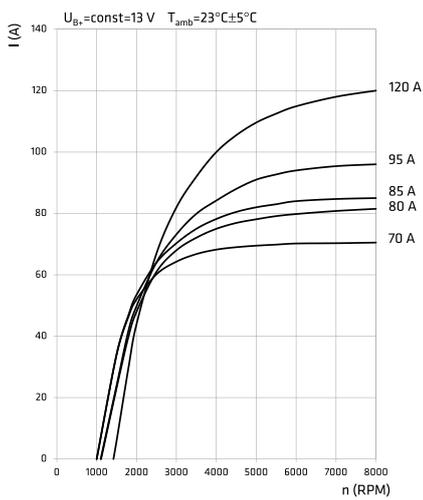


Multi-Function 28V



Performance curves

Test methods and conditions are based on standard ISO 8854.

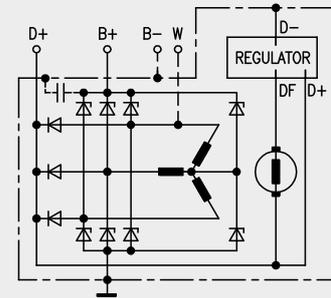


Type	n ₀ (RPM)	I (A) at 1800 RPM	I (A) at 6000 RPM
14V 70A	1000	47	70
14V 80A	1100	40	80
14V 85A	1000	47	84
14V 95A	1100	42	94
14V 120A	1400	30	115

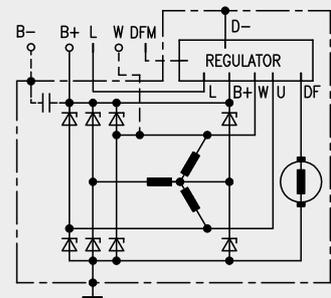
Type	n ₀ (RPM)	I (A) at 1800 RPM	I (A) at 6000 RPM
28V 40A	1000	23	40
28V 45A	1100	22	45
28V 50A	1200	22	50
28V 55A	1250	21	55
28V 60A	1400	18	60

Note: Alternator thermal stabilized at 3000 RPM, I= Imax at UB₁ = 13V (27V), Tamb= 23°C ± 5°C. Performance curves at higher ambient temperatures available.

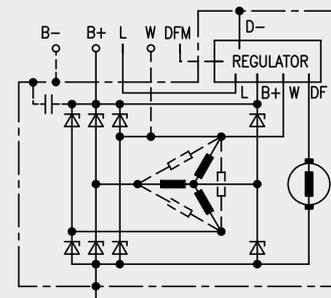
Connection diagrams



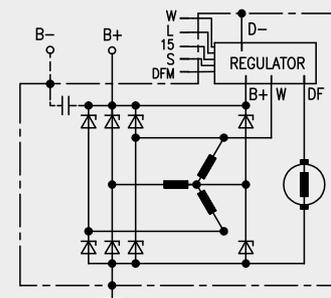
Mono-Function 14V, 28V



Multi-Function 14V (Type 1)



Multi-Function 14V (Type 2)



Multi-Function 28V