



Desenvolvimento de ferramenta de análise e cálculo para sistemas de suspensão em veículo superdesportivo

DIOGO RAFAEL QUEIRÓS LOPES

julho de 2025

**Desenvolvimento de ferramenta de análise e
cálculo para sistemas de suspensão em veículo
superdesportivo**

Diogo Rafael Queirós Lopes

**Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica, Área de Especialização em
Construções Mecânicas**

**Orientador: Fernando José Ferreira, Instituto Superior de Engenharia do Porto
Frederico Ribeiro, Adamastor**

Júri:

Presidente:

Jorge Manuel Costa da Fonseca Justo, Doutor, Instituto Superior de Engenharia do Porto

Vogais:

Fernando José Ferreira, Doutor, Instituto Superior de Engenharia do Porto

Rui Miranda Guedes, Doutor, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Porto, Junho 2025

Agradecimentos

Quero agradecer ao meu orientador Prof. Fernando José Ferreira por toda a ajuda e disponibilidade prestada no auxílio do desenvolvimento da presente dissertação.

Agradeço à Adamastor e a toda a equipa que me acolheu e ajudou no desenvolvimento tanto da dissertação como desenvolvimento pessoal. Ao Eng. Frederico Ribeiro um agradecimento por me ter proporcionado a oportunidade de realizar a dissertação na Adamastor e por toda a ajuda e aconselhamento prestado na orientação da dissertação.

Um especial agradecimento aos meus pais e à minha irmã, que acompanharam diariamente o processo todo e lidaram com os bons e maus momentos com que me deparei, da melhor forma que conseguiram e por me proporcionarem as melhores condições possíveis para a realização da dissertação com êxito.

Resumo

O sistema de suspensão é um sistema complexo e de elevada importância em um veículo quer seja para uso rodoviário ou em circuito. A compreensão do seu funcionamento a nível cinemático e dinâmico bem como a distribuição de esforços é fundamental para o correto projeto de componentes ou de um sistema de raiz. A presente dissertação tem como finalidade expor o desenvolvimento de uma folha de cálculo de auxílio ao projeto de um sistema de suspensão, onde demonstra graficamente os parâmetros cinemáticos mais relevantes de um sistema de suspensão e a sua evolução ao longo do curso do amortecedor, e ainda permite determinar a distribuição dos esforços segundo casos de carga definidos pelo utilizador. Embora o cálculo da cinemática apresente um grau de confiabilidade elevado ao ser comparado com softwares comerciais como o *Canopy*[®], na distribuição de esforços não se verifica o mesmo, com um erro de cerca 10% no eixo frontal e 30% no eixo traseiro, erros associados a simplificações utilizadas para resolver o sistema hiperestático. No entanto, para uma primeira abordagem ao problema, a folha de cálculo desenvolvida revela-se muito útil. A presente dissertação ainda expõe uma proposta de desenho para uma manga de eixo e um braço de suspensão inferior, desenhos fundamentados por MEF (Método de Elementos Finitos) para os diversos casos de carga utilizados na folha de cálculo. Por fim, como complemento à dissertação foi realizado um estudo de análise experimental de tensões recorrendo a extensometria elétrica, como forma de perceber a distribuição de esforços no braço inferior e na *push-rod* quer do eixo frontal quer do eixo traseiro, e também como forma de validação da folha de cálculo desenvolvida.

Palavras-chave: Cinemática de Suspensão, Dinâmica de Veículos, Método de Elementos Finitos, Análise Experimental de Tensões

Abstract

The suspension system is a complex and important system in a vehicle, whether for road or race use. Understanding how it works at a kinematic and dynamic level, as well as the distribution of forces, is fundamental for the correct design of components or even a system from scratch. The purpose of this dissertation is to present the development of a spreadsheet to aid the design of a suspension system, which graphically demonstrates the most relevant kinematic parameters of a suspension system and their evolution along the stroke of the shock absorber, as well as determining the distribution of forces according to load cases defined by the user. Although the calculation of the kinematics shows a high degree of reliability when compared to commercial software, the same is not true of the distribution of forces, with an error of around 10% on the front axle and 30% on the rear axle, associated with the simplifications used to solve the hyper-static system. However, for a first approach to the problem, the spreadsheet developed is particularly useful. This dissertation also presents a design proposal for a suspension upright and a lower wishbone, designs based on FEM (Finite Element Method) for the various load cases used in the spreadsheet. Finally, as a complement to the dissertation, an experimental stress analysis study was carried out using electrical extensometer, as a way of understanding the distribution of stresses in the lower wishbone and upright of both the front and rear axles, and as a way of validating the spreadsheet developed.

KEYWORDS: Suspension Kinematics, Vehicle Dynamics, Finite Element Method, Experimental Stress Analysis

Índice

Lista de Figuras.....	xiii
Lista de Tabelas.....	xxiii
Acrónimos e Símbolos.....	xxv
1. Introdução.....	1
1.1. Contextualização.....	1
1.2. Objetivos.....	1
1.3. Metodologia.....	1
1.4. Estrutura da dissertação.....	2
1.5. Empresa de Acolhimento.....	2
2. Revisão Bibliográfica.....	3
2.1. Princípios fundamentais.....	3
2.1.1. Massa suspensa e massa não suspensa.....	3
2.1.2. Elemento Elástico (Mola).....	4
2.1.3. Elemento Amortecedor.....	5
2.1.4. Graus de liberdade.....	6
2.1.5. Pneumáticos.....	7
2.1.6. Diagrama g-g.....	9
2.2. Revisão histórica dos triângulos sobrepostos.....	10
2.3. Geometria de Suspensão.....	13
2.3.1. Centro instantâneo de rotação da roda na vista frontal.....	13
2.3.2. Centro instantâneo de rotação da roda na vista Lateral.....	14
2.3.3. Centro de rolamento e eixo de rolamento.....	16
2.3.4. Razão de Deslocamento.....	16
2.3.5. Ângulo de Sopé.....	18
2.3.6. Ângulo do eixo de direção (geometria da direção).....	19
2.3.7. Convergência/divergência.....	20
2.4. Dinâmica Longitudinal.....	21
2.4.1. Transferência de carga longitudinal.....	21
2.4.2. Características/geometrias de correção.....	21

2.5. Dinâmica Lateral.....	24
2.5.1. Transferência de carga devido ao rolamento	24
2.5.2. Comportamento em curva	25
2.6. Desenvolvimento de Produto.....	26
2.6.1. Engenharia Inversa.....	27
2.6.2. Análise Estrutural Numérica.....	28
2.6.3. Otimização Topológica	29
2.6.4. Análise Experimental.....	31
2.6.5. Fabrico Subtrativo e Aditivo.....	33
3. Desenvolvimento da ferramenta de cálculo da geometria de suspensão.....	37
3.1. Condições iniciais.....	37
3.2. Modelação dos pneumáticos	42
3.3. Cálculo da cinemática da suspensão	44
3.4. Dinâmica e distribuição de forças	52
4. Análise experimental de tensões	59
4.1. Instrumentação	59
4.2. Verificação e validação dos cabos	63
4.3. Ensaio estático.....	67
5. Modelação e Simulação	79
5.1. Braço de suspensão inferior	79
5.1.1. Desenho do braço – solução 1	80
5.1.2. Simulação numérica para travagem máxima e convergência de malha.....	82
5.1.3. Desenho do braço – solução 2	88
5.1.4. Simulação numérica – Solução 2.....	89
5.2. Manga de Eixo	95
5.2.1. Desenho da manga de eixo – Solução 1.....	95
5.2.2. Simulação numérica para travagem máxima e convergência de malha.....	96
5.2.3. Desenho da manga de eixo – solução 2	106
6. Conclusões e trabalhos futuros.....	113
6.1. Conclusão	113
6.2. Trabalhos futuros	115
6.3. Apreciação global	115
Referências	117
Declaração de Integridade	121
Apêndice A	123
Apêndice B.....	127
Apêndice C.....	129

Apêndice D	133
Apêndice E.....	151
Apêndice F.....	177

Lista de Figuras

Figura 1 - Adamastor Furia [1]	2
Figura 2 – Representação esquemática do veículo como sistema massa-mola-amortecedor (adaptado de [2])	4
Figura 3 – Representação esquemática do diagrama corpo livre de uma mola helicoidal [2]	5
Figura 4 – Comparação da resposta do sistema para vários tipos de amortecimento. (adaptado de [8])	6
Figura 5 – Convenção do sistema de eixos e graus de liberdade (adaptado de [6])	7
Figura 6 – Comportamento dos pneumáticos na análise quase estática [11]	8
Figura 7 – Exemplificação de um diagrama g-g (adaptado de [15])	9
Figura 8 – Eixo posterior Ferrari Dino 166 F2 68' (adaptado de [17])	10
Figura 9 – Suspensão traseira de um Ferrari Testarossa [18]	11
Figura 10 – Sistema de suspensão dianteira de um McLaren F1 (adaptado de [19])	11
Figura 11 – Suspensão traseira de um Lamborghini Aventador 2011 [20]	12
Figura 12 – Eixo traseiro de um Mercedes Project One (adaptado de [21])	12
Figura 13 – Sistema de suspensão McLaren W1 [22]	13
Figura 14 – Representação do centro instantâneo de rotação na vista frontal (adaptado de [6])	13
Figura 15 – Representação simplificada da determinação do centro instantâneo de rotação na vista lateral	14
Figura 16 – Determinação geometricamente do CIR na vista lateral (adaptado de [6])	15
Figura 17 – Representação esquemática da determinação geométrica do centro de rolamento [6]	16
Figura 18 – Representação esquemática do eixo de rolamento [9]	16
Figura 19 – Representação esquemática de um sistema de suspensão simplificado [6]	17
Figura 20 – Representação esquemática de um sistema de amplificação da razão de deslocamento	17
Figura 21 – Representação esquemática do ângulo de sopé (adaptado de [2])	18
Figura 22 – Representação esquemática da influência do rolamento no ângulo de sopé (adaptado de [15])	18
Figura 23 – Geometria do eixo da direção (adaptado de [9])	19
Figura 24 – Geometria Ackermann ao descrever uma curva (adaptado de [9])	20
Figura 25 – Representação esquemática da convergência e divergência (adaptado de [2])	20

Figura 26 – Representação esquemática da transferência de carga longitudinal devido a uma desaceleração.....	21
Figura 27 – Geometria de correção anti mergulho.....	22
Figura 28 – Geometria de correção anti levantamento da traseira.....	23
Figura 29 – Geometria de correção anti levantamento da frente.....	23
Figura 30 – Geometria de correção anti agachamento da traseira.....	24
Figura 31 – Diagrama de corpo livre durante o rolamento (adaptado de [29]).....	25
Figura 32 – Alteração do ângulo de direção em função da velocidade para os diferentes comportamentos em curva (adaptado de [9]).....	26
Figura 33 – Representação esquemática e simplificada das fases do processo de desenvolvimento de produto (adaptado de [31]).....	26
Figura 34 – Fluxograma simplificado do processo de engenharia inversa (adaptado de [32])..	27
Figura 35 – Modelo de elementos finitos (adaptado de [31]).....	28
Figura 36 – Comparação ilustrativa da otimização de tamanho, forma e topológica (adaptado de [46]).....	29
Figura 37 – Otimização topológica de um suporte para industria aeroespacial (adaptado de [50]).....	30
Figura 38 – Otimização topológica de uma manga de eixo: a) volume de desenho e condições de fronteira; b) peça final obtida por fabrico aditivo [51].....	30
Figura 39 – Extensómetro de grelha (adaptado de [52]).....	31
Figura 40 – Representação da ponte de Wheatstone [52].....	31
Figura 41 – Roseta de extensómetros (adaptado de [53]).....	33
Figura 42 – Representação esquemática do Fabrico Subtrativo FS e do Fabrico Aditivo FA (adaptado de [56]).....	34
Figura 43 – Peças obtidas por fabrico aditivo: a) permutador de calor [58]; b) propulsores refrigerados para foguetes [59].....	34
Figura 44 – Fabrico Aditivo de Metais; a) <i>Powder Bed Fusion</i> [60]; b) <i>Direct Energy Deposition</i> [60].....	35
Figura 45 – Direção do FA dos provetes e direção do esforço de tração: (a) 0°, (b) 30°, (c) 60° e (d) 90° (adaptado de [62]).....	35
Figura 46 – Gráfico ggv do veículo (velocidade em km/h).....	38
Figura 47 – Folha de cálculo da geometria de suspensão criada pelo autor, tabelas de entrada de dados.....	39
Figura 48 – Geometria de suspensão vista frontal, eixo frontal.....	40
Figura 49 – Geometria de suspensão vista frontal, eixo traseiro.....	40
Figura 50 – Geometria de suspensão vista superior, eixo frontal.....	41
Figura 51 – Geometria de suspensão vista superior, eixo traseiro.....	41
Figura 52 – Geometria de suspensão vista lateral, eixo frontal.....	42
Figura 53 – Geometria de suspensão vista lateral, eixo traseiro.....	42
Figura 54 – Curva da força longitudinal em função da razão de escorregamento dos pneumáticos.....	43
Figura 55 – Curva da força lateral em função do ângulo de escorregamento dos pneumáticos.....	43

Figura 56 – Representação esquemática simples do movimento no espaço de três barras.....	44
Figura 57 – Representação esquemática do movimento no espaço de seis barras	45
Figura 58 – Representação da geometria de suspensão frontal para $\pm 30\text{mm}$ de curso de amortecedor	46
Figura 59 – Representação da geometria de suspensão traseira para $\pm 30\text{mm}$ de curso de amortecedor	46
Figura 60 – Variação de convergência em função do curso de amortecedor de $\pm 30\text{mm}$ para o eixo frontal e traseiro	47
Figura 61 – Variação de ângulo de sopé em função do curso de amortecedor de $\pm 30\text{mm}$ para o eixo frontal e traseiro	47
Figura 62 – Alteração da posição do centro de rolamento (em altura em relação ao centro da roda) em função do curso de amortecedor de $\pm 30\text{mm}$ para o eixo frontal e traseiro	48
Figura 63 – Variação de largura de via em função do curso de amortecedor de $\pm 30\text{mm}$ para o eixo frontal e traseiro	48
Figura 64 – Variação das características de correção em função do curso de amortecedor de $\pm 30\text{mm}$ para o eixo frontal e traseiro	49
Figura 65 – Representação esquemática do movimento de corpo rígido segundo um eixo	49
Figura 66 – Comparação esquemática da suspensão frontal antes do rolamento (traço interrompido) e após o rolamento de 3° (traço contínuo).....	50
Figura 67 – Comparação esquemática da suspensão traseira antes do rolamento (traço interrompido) e após o rolamento de 3° (traço contínuo).....	51
Figura 68 – Variação de ângulo de sopé em função do rolamento de 3° para cada roda.....	51
Figura 69 – Variação da convergência em função do rolamento de 3° para cada roda.....	52
Figura 70 – Variação da largura de via em função do rolamento de 3° para cada roda.....	52
Figura 71 – Folha de cálculo da distribuição de esforços, entrada da razão de escorregamento e ângulo de escorregamento, distribuição de carga nas rodas	53
Figura 72 – Folha de cálculo, tabela da distribuição de esforços para a travagem máxima no eixo frontal e traseiro	53
Figura 73 – Representação esquemática de um sistema de suspensão simples para o cálculo de esforços.....	54
Figura 74 – Sistema matricial para o cálculo das forças a atuar na suspensão	55
Figura 75 – Tabela resumo dos principais esforços a ocorrer na suspensão frontal/traseira para cada caso de carga	56
Figura 76 – Representação esquemática da comparação de reações nos apoios de dois desenhos de um braço de suspensão	57
Figura 77 – Suspensão frontal instrumentada e legenda dos pontos de análise	59
Figura 78 – Preparação da superfície para aplicação de extensómetros	60
Figura 79 – Extensómetros aplicados na superfície a analisar e estanhados para aplicação dos cabos de ligação	60
Figura 80 – Aplicação dos cabos de ligação do extensómetro aos terminais para ligação ao cabo de aquisição de dados.....	61
Figura 81 – Configuração da ligação da ponte completa às fichas de 15 pinos para ligação ao equipamento de aquisição [65]	61

Lista de Figuras

Figura 82 - Esquema de ligação dentro da ficha de ligação com as resistências para completar a ponte	62
Figura 83 – Montagem das resistências e cabos na ficha de ligação ao equipamento de aquisição	62
Figura 84 – Interior da ficha com as resistências bobinadas.....	63
Figura 85 – Aplicação dos cabos de dados aos extensómetros nas peças a estudar.....	63
Figura 86 – Barra de aço instrumentada com ponte completa para estudo de flexão	64
Figura 87 – Leitura de deformação na ligação do cabo aos dois extensómetros superiores – <i>Micro Measurements P3</i>	64
Figura 88 – Verificação da anulação do efeito de flexão na ligação do cabo a um extensómetro superior e um inferior – <i>Micro Measurements P3</i>	65
Figura 89 – Validação da leitura de deformação de dois extensómetros submetidos à tração com o HBM <i>Spider 8</i>	66
Figura 90 – Validação da anulação do efeito de flexão com o HBM <i>Spider 8</i>	66
Figura 91 – Ligação dos cabos ao equipamento de aquisição de dados.....	67
Figura 92 - Preparação do equipamento para o ensaio (cintas e célula de carga 10kN).....	68
Figura 93 - Ensaio 1 tração dos eixos – Deformação vs Tempo	69
Figura 94 - Ensaio 1 tração dos eixos – Força vs Tempo	70
Figura 95 - Ensaio 4 carga vertical, peso do veículo – Força vs Tempo.....	72
Figura 96 - Ensaio 6 carga vertical, adição massa de 80kg na frente – Força vs Tempo.....	74
Figura 97 - Ensaio 8 carga vertical, adição massa de 80kg na traseira – Força vs Tempo	76
Figura 98 – Conjunto braço inferior, manga de eixo, pinça e disco	79
Figura 99 – Detalhe da ligação do braço inferior à manga de eixo	80
Figura 100 - Construção geométrica da posição das rótulas esféricas do braço inferior	81
Figura 101 – Primeira solução do braço de suspensão inferior	81
Figura 102 – Corpo do braço de suspensão inferior com detalhe das secções	82
Figura 103 – Caixa de rótula do braço inferior.....	82
Figura 104 – Condições de fronteira do braço inferior - solução 1.....	83
Figura 105 – Condições de carregamento do braço inferior - solução 1	83
Figura 106 – Malha padrão do <i>Ansys</i> obtida para o braço inferior - solução 1	84
Figura 107 – Resultado obtido para a solução 1 com malha recomendada do <i>Ansys</i> - Escala da deformada 1.4x	84
Figura 108 – Posição dos sensores para convergência de malha para o braço inferior - solução 1	85
Figura 109 – Gráficos convergência de malha tensão dos quatro sensores em função do número de elementos.....	86
Figura 110 – Resultado obtido para a malha número 15 do estudo de convergência vista de cima, escala da deformada 1.4x.....	87
Figura 111 – Resultado obtido para a malha número 15 do estudo de convergência vista de baixo, escala da deformada 1.4x.....	87
Figura 112 – Segunda solução do braço de suspensão inferior	88
Figura 113 – Corpo do braço de suspensão inferior com detalhe da zona A, segunda solução	89
Figura 114 – Malha do braço de suspensão inferior, segunda solução	89

Figura 115 – Resultado obtido para a segunda solução no caso de carga de travagem máxima, escala da deformada 3x	91
Figura 116 – Detalhe da zona de maior concentração de tensões para a segunda solução no caso de carga de travagem máxima – vista superior, escala da deformada 3x.....	91
Figura 117 – Detalhe 2 da zona de maior concentração de tensões para a segunda solução no caso de carga de travagem máxima – vista inferior, escala da deformada 3x.....	92
Figura 118 – Detalhe da zona de maior concentração de tensões para a segunda solução no caso de carga de aceleração máxima – vista de cima, escala da deformada 3x.....	92
Figura 119 – Detalhe da zona de maior concentração de tensões para a segunda solução no caso de carga de aceleração máxima – vista inferior, escala da deformada 3x	93
Figura 120 – Deslocamento no caso de carga Aceleração a Alta Velocidade, escala da deformada 3x.....	93
Figura 121 – Detalhe da zona de maior concentração de tensões para a segunda solução no caso de carga curva a alta velocidade com travagem – vista inferior, escala da deformada 3x ..	94
Figura 122 – Detalhe da zona de maior concentração de tensões para a segunda solução no caso de carga curva a alta velocidade com travagem 2 – vista inferior, escala da deformada 3x	94
Figura 123 – Conjunto da manga de eixo, pinça de travão e disco – solução 1	95
Figura 124 – Detalhe da manga de eixo – solução 1.....	96
Figura 125 – Condições de fronteira para a simulação da manga de eixo	97
Figura 126 – Condições de fronteira para a simulação da manga de eixo	98
Figura 127 – Malha de 22,5mm recomendada pelo <i>Ansys</i> para o desenho da manga de eixo	99
Figura 128 – Resultado da simulação numérica para a solução 1 da manga de eixo com malha de 22,5mm para o caso de carga de travagem máxima – vista 1, escala da deformada 10x	100
Figura 129 – Resultado da simulação numérica para a solução 1 da manga de eixo com malha de 22,5mm para o caso de carga de travagem máxima – vista 2, escala da deformada 10x	100
Figura 130 – Detalhe da concentração de tensões da primeira solução da manga de eixo para a malha de 22,5mm para o caso de travagem máxima, escala da deformada 10x.....	101
Figura 131 – Localização dos Sensores para convergência de malha.....	102
Figura 132 – Tensão em função do número de elementos para os quatro sensores utilizados para a convergência de malha da manga de eixo.....	103
Figura 133 – Resultado da simulação numérica para a solução 1 da manga de eixo com malha de 5mm para o caso de travagem máxima, vista 1, escala da deformada 10x	104
Figura 134 – Resultado da simulação numérica para a solução 1 da manga de eixo com malha de 5mm para o caso de travagem máxima, vista 2, escala da deformada 10x	104
Figura 135 – Detalhe da concentração de tensões da primeira solução da manga de eixo para a malha de 22,5mm para o caso de travagem máxima, escala 10x	105
Figura 136 – Vista 1 conjunto da manga de eixo, pinça de travão e disco – solução 2	106
Figura 137 – Vista 2 conjunto da manga de eixo, pinça de travão e disco – solução 2	107
Figura 138 – Manga de eixo vista lado interno – solução 2.....	108
Figura 139 – Manga de eixo vista lado do cubo de roda – solução 2	109

Lista de Figuras

Figura 140 – Detalhe da concentração de tensões da segunda solução da manga de eixo para a malha de 5mm para o caso de curva a alta velocidade com travagem, escala da deformada 10x.....	111
Figura 141 – Detalhe da concentração de tensões da segunda solução da manga de eixo para a malha de 5mm para o caso de curva a alta velocidade com travagem 2, escala da deformada 10x.....	112
Figura 142 – Forças e momentos a atuar no eixo de rolamento (adaptado de [29])	127
Figura 143 - Ensaio 1 tração dos eixos – Deformação vs Tempo	133
Figura 144 - Ensaio 1 tração dos eixos – Força vs Tempo	134
Figura 145 - Ensaio 2 tração dos eixos – Deformação vs Tempo	135
Figura 146 - Ensaio 2 tração dos eixos – Força vs Tempo	136
Figura 147 - Ensaio 3 tração dos eixos – Deformação vs Tempo	137
Figura 148 - Ensaio 3 tração dos eixos – Força vs Tempo	138
Figura 149 - Ensaio 4 carga vertical (peso do veículo) – Deformação vs Tempo	139
Figura 150 - Ensaio 4 carga vertical (peso do veículo) – Força vs Tempo	140
Figura 151 - Ensaio 5 carga vertical (peso do veículo) – Deformação vs Tempo	141
Figura 152 - Ensaio 5 carga vertical (peso do veículo) – Força vs Tempo	142
Figura 153 - Ensaio 6 carga vertical (massa 80kg na frente) – Deformação vs Tempo.....	143
Figura 154 - Ensaio 6 carga vertical (massa 80kg na frente) – Força vs Tempo.....	144
Figura 155 - Ensaio 7 carga vertical (massa 80kg na frente) – Deformação vs Tempo.....	145
Figura 156 - Ensaio 7 carga vertical (massa 80kg na frente) – Deformação vs Tempo.....	146
Figura 157 - Ensaio 8 carga vertical (massa 80kg na traseira) – Deformação vs Tempo	147
Figura 158 - Ensaio 8 carga vertical (massa 80kg na frente) – Deformação vs Tempo.....	148
Figura 159 - Ensaio 9 carga vertical (massa 80kg na traseira) – Deformação vs Tempo	149
Figura 160 - Ensaio 9 carga vertical (massa 80kg na frente) – Deformação vs Tempo.....	150
Figura 161 – Distribuição das tensões braço inferior - Travagem Máxima, escala da deformada 3x.....	151
Figura 162 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe concentração de tensões vista de cima - Travagem Máxima, escala da deformada 3x.....	151
Figura 163 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe concentração de tensões vista de baixo- Travagem Máxima, escala da deformada 3x.....	152
Figura 164 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe 2 concentração de tensões vista de baixo- Travagem Máxima, escala da deformada 3x.....	152
Figura 165 – Deslocamentos do braço inferior- Travagem Máxima, escala da deformada 3x	153
Figura 166 – Distribuição das tensões braço inferior – Aceleração Máxima, escala da deformada 3x.....	154
Figura 167 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe concentração de tensões vista de superior - Aceleração Máxima, escala da deformada 3x	154
Figura 168 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe concentração de tensões vista de superior - Aceleração Máxima, escala da deformada 3x	155
Figura 169 – Deslocamentos braço inferior - Aceleração Máxima, escala da deformada 3x ..	155
Figura 170 – Distribuição das tensões braço inferior – Travagem a Média Velocidade, escala da deformada 3x	156

Figura 171 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe vista superior– Travagem a Média Velocidade, escala da deformada 3x	156
Figura 172 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe vista inferior – Travagem a Média Velocidade, escala da deformada 3x	157
Figura 173 – Deslocamentos braço inferior – Travagem a Média Velocidade, escala da deformada 3x.....	157
Figura 174 – Distribuição das tensões braço inferior – Aceleração Alta Velocidade, escala da deformada 3x.....	158
Figura 175 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe vista superior– Aceleração Alta Velocidade, escala da deformada 3x	158
Figura 176 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe vista inferior – Aceleração Alta Velocidade, escala da deformada 3x	159
Figura 177 – Deslocamentos braço inferior – Aceleração Alta Velocidade, escala da deformada 3x.....	159
Figura 178 – Distribuição das tensões braço inferior– Aceleração a Média velocidade, escala da deformada 3x.....	160
Figura 179 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe vista superior– Aceleração a Média velocidade, escala da deformada 3x.....	160
Figura 180 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe vista inferior– Aceleração a Média velocidade, escala da deformada 3x.....	161
Figura 181 – Deslocamentos braço inferior– Aceleração a Média velocidade, escala da deformada 3x.....	161
Figura 182 – Distribuição das tensões braço inferior – Aceleração Lateral Máxima, escala da deformada 3x.....	162
Figura 183 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe vista superior– Aceleração Lateral Máxima, escala da deformada 3x	162
Figura 184 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe vista inferior – Aceleração Lateral Máxima, escala da deformada 3x	163
Figura 185 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe vista inferior 2– Aceleração Lateral Máxima, escala da deformada 3x	163
Figura 186 – Deslocamentos braço inferior– Aceleração Lateral Máxima, escala da deformada 3x.....	164
Figura 187 – Distribuição das tensões braço inferior – Curva a Velocidade Média, escala da deformada 3x.....	165
Figura 188 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe vista superior – Curva a Velocidade Média, escala da deformada 3x.....	165
Figura 189 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe vista inferior– Curva a Velocidade Média, escala da deformada 3x.....	166
Figura 190 – Deslocamentos braço inferior– Curva a Velocidade Média, escala da deformada 3x	166
Figura 191 – Distribuição das tensões braço inferior – Curva a Alta Velocidade com travagem, escala da deformada 3x	167

Lista de Figuras

Figura 192 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe vista superior – Curva a Alta Velocidade com travagem, escala da deformada 3x	167
Figura 193 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe vista inferior – Curva a Alta Velocidade com travagem, escala da deformada 3x	168
Figura 194 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe 2 vista inferior – Curva a Alta Velocidade com travagem, escala da deformada 3x	168
Figura 195 – Deslocamentos braço inferior – Curva a Alta Velocidade com travagem, escala da deformada 3x	169
Figura 196 – Distribuição das tensões braço inferior – Curva a Alta Velocidade com travagem 2, escala da deformada 3x	170
Figura 197 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe vista superior – Curva a Alta Velocidade com travagem 2, escala da deformada 3x	170
Figura 198 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe vista inferior – Curva a Alta Velocidade com travagem 2, escala da deformada 3x	171
Figura 199 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe 2 vista inferior – Curva a Alta Velocidade com travagem 2, escala da deformada 3x	171
Figura 200 – Deslocamentos braço inferior – Curva a Alta Velocidade com travagem 2, escala da deformada 3x	172
Figura 201 – Distribuição das tensões braço inferior – Saída de Curva a Alta Velocidade, escala da deformada 3x	173
Figura 202 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe vista superior – Saída de Curva a Alta Velocidade, escala da deformada 3x	173
Figura 203 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe vista inferior – Saída de Curva a Alta Velocidade, escala da deformada 3x.....	174
Figura 204 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe 2 vista inferior – Saída de Curva a Alta Velocidade, escala da deformada 3x	174
Figura 205 – Deslocamentos braço inferior – Saída de Curva a Alta Velocidade, escala da deformada 3x	175
Figura 206 – Distribuição das tensões na manga de eixo vista de dentro – Travagem Máxima escala da deformada 10x	177
Figura 207 – Distribuição das tensões na manga de eixo vista de fora – Travagem Máxima escala da deformada 10x	178
Figura 208 – Tensão máxima instalada no furo de articulação ao braço inferior – Travagem Máxima escala da deformada 10x	179
Figura 209 – Concentração de tensões no furo de ligação ao braço superior – Travagem Máxima escala da deformada 10x	180
Figura 210 – Deslocamentos da manga de eixo – Travagem Máxima escala da deformada 10x	181
Figura 211 – Distribuição das tensões na manga de eixo vista de dentro – Aceleração Máxima escala da deformada 10x	182
Figura 212 – Distribuição das tensões na manga de eixo vista de fora – Aceleração Máxima escala da deformada 10x	183

Figura 213 – Tensão máxima instalada no furo de articulação ao braço inferior – Aceleração Máxima escala da deformada 10x	184
Figura 214 – Deslocamentos da manga de eixo – Aceleração Máxima escala da deformada 10x	184
Figura 215 – Distribuição das tensões na manga de eixo vista de dentro – Travagem a Média Velocidade escala da deformada 10x	185
Figura 216 – Distribuição das tensões na manga de eixo vista de fora – Travagem a Média Velocidade escala da deformada 10x	186
Figura 217 – Tensão máxima instalada no furo de articulação ao braço inferior – Travagem a Média Velocidade escala da deformada 10x	187
Figura 218 – Concentração de tensões instaladas no furo de articulação ao braço superior – Travagem a Média Velocidade escala da deformada 10x	188
Figura 219 – Deslocamentos da manga de eixo – Travagem a Média Velocidade escala da deformada 10x.....	189
Figura 220 – Distribuição das tensões na manga de eixo vista de dentro – Aceleração a Alta Velocidade escala da deformada 10x	190
Figura 221 – Distribuição das tensões na manga de eixo vista de fora – Aceleração a Alta Velocidade escala da deformada 10x	191
Figura 222 – Tensão máxima instalada no furo de articulação ao braço inferior – Aceleração a Alta Velocidade escala da deformada 10x.....	192
Figura 223 – Deslocamentos da manga de eixo – Aceleração a Alta Velocidade escala da deformada 10x.....	193
Figura 224 – Distribuição das tensões na manga de eixo vista de dentro – Aceleração a Média Velocidade escala da deformada 10x	194
Figura 225 – Distribuição das tensões na manga de eixo vista de fora – Aceleração a Média Velocidade escala da deformada 10x	195
Figura 226 – Tensão máxima instalada no furo de articulação ao braço inferior – Aceleração a Média Velocidade escala da deformada 10x	196
Figura 227 – Deslocamentos na manga de eixo – Aceleração a Média Velocidade escala da deformada 10x.....	197
Figura 228 – Distribuição das tensões na manga de eixo vista de dentro – Aceleração Lateral Máxima escala da deformada 10x	198
Figura 229 – Distribuição das tensões na manga de eixo vista de fora– Aceleração Lateral Máxima escala da deformada 10x	199
Figura 230 – Tensão máxima instalada no furo de articulação ao braço inferior – Aceleração Lateral Máxima escala da deformada 10x	200
Figura 231 – Deslocamentos da manga de eixo vista de dentro – Aceleração Lateral Máxima escala da deformada 10x	201
Figura 232 – Deslocamentos da manga de eixo vista de fora – Aceleração Lateral Máxima escala da deformada 10x.....	202
Figura 233 – Distribuição das tensões na manga de eixo vista de dentro – Curva a Velocidade Média escala da deformada 10x.....	203

Figura 234 – Distribuição das tensões na manga de eixo vista de Fora – Curva a Velocidade Média escala da deformada 10x	204
Figura 235 – Tensão máxima instalada no furo de articulação ao braço inferior – Curva a Velocidade Média escala da deformada 10x	205
Figura 236 – Deslocamentos da manga de eixo vista de dentro – Curva a Velocidade Média escala da deformada 10x	206
Figura 237 – Deslocamentos da manga de eixo vista de fora – Curva a Velocidade Média escala da deformada 10x	207
Figura 238 – Distribuição das tensões na manga de eixo vista de dentro – Curva a Alta Velocidade com Travagem, escala da deformada 10x.....	208
Figura 239 – Distribuição das tensões na manga de eixo vista de Fora – Curva a Alta Velocidade com Travagem, escala da deformada 10x.....	209
Figura 240 – Tensão máxima instalada no furo de articulação ao braço inferior – Curva a Alta Velocidade com Travagem, escala da deformada 10x.....	210
Figura 241 – Deslocamentos da manga de eixo vista de fora – Curva a Alta Velocidade com Travagem, escala da deformada 10x	211
Figura 242 – Deslocamentos da manga de eixo vista de dentro – Curva a Alta Velocidade com Travagem, escala da deformada 10x	212
Figura 243 – Distribuição das tensões na manga de eixo vista de dentro – Curva a Alta Velocidade com Travagem 2, escala da deformada 10x.....	213
Figura 244 – Distribuição das tensões na manga de eixo vista de Fora – Curva a Alta Velocidade com Travagem 2, escala da deformada 10x.....	214
Figura 245 – Tensão máxima instalada no braço de ligação ao braço superior– Curva a Alta Velocidade com Travagem 2, escala da deformada 10x.....	215
Figura 246 – Deslocamentos da manga de eixo vista de fora – Curva a Alta Velocidade com Travagem 2, escala da deformada 10x.....	216
Figura 247 – Deslocamentos da manga de eixo vista de dentro – Curva a Alta Velocidade com Travagem 2, escala da deformada 10x.....	217
Figura 248 – Distribuição das tensões na manga de eixo vista de dentro – Saída de Curva a Alta Velocidade, escala da deformada 10x.....	218
Figura 249 – Distribuição das tensões na manga de eixo vista de Fora – Saída de Curva a Alta Velocidade, escala da deformada 10x.....	219
Figura 250 – Tensão máxima instalada no furo de articulação ao braço inferior – Saída de Curva a Alta Velocidade, escala da deformada 10x	220
Figura 251 – Deslocamentos da manga de eixo vista de dentro – Saída de Curva a Alta Velocidade, escala da deformada 10x.....	221
Figura 252 – Deslocamentos da manga de eixo vista de fora – Saída de Curva a Alta Velocidade, escala da deformada 10x	222

Lista de Tabelas

Tabela 1 – Tipos de montagem da ponte de Wheatstone (adaptado de [52]).....	32
Tabela 2 – Casos de Carga selecionados a partir do gráfico ggv.....	39
Tabela 3 – Identificação dos canais utilizados no ensaio estático	67
Tabela 4 – Comparação dos resultados do ensaio estático 1, 2 e 3	71
Tabela 5 – Tabela de erros e desvios dos resultados do ensaio estático 1, 2 e 3.....	71
Tabela 6 – Comparação dos resultados do ensaio estático 4 e 5	73
Tabela 7 - Tabela erros e desvios dos resultados dos ensaios 4 e 5	73
Tabela 8 – Comparação dos resultados do ensaio estático 6 e 7	75
Tabela 9 - Tabela erros e desvios dos resultados dos ensaios 6 e 7	75
Tabela 10 – Comparação dos resultados do ensaio estático 8 e 9	75
Tabela 11 - Tabela erros e desvios dos resultados dos ensaios 8 e 9	76
Tabela 12 – Forças a atuar na rótula de ligação manga de eixo/braço inferior caso de carga travagem máxima	82
Tabela 13 – Resultados obtidos para a convergência de malha, braço inferior - Solução 1	85
Tabela 14 – Resultado para as diferentes condições de carregamento	90
Tabela 15 – Resultado da convergência de malha para a manga de eixo	102
Tabela 16 – Resultado da convergência de malha para a manga de eixo	110

Acrónimos e Símbolos

Lista de Acrónimos

AEF	Análise de Elementos Finitos
CAM	<i>Computer-aided Manufacturing</i>
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
CG	Centro de Gravidade
CIR	Centro Instantâneo de Rotação
CR	Centro de Rolamento
DAC	Desenho Assistido por Computador
DCL	Diagrama Corpo Livre
DED	<i>Direct Energy Deposition</i>
EI	Engenharia Inversa
FA	Fabrico Aditivo
FS	Fabrico Subtrativo
HBM	<i>Hottinger Brüel & Kjær</i>
IC	<i>Instant Center</i>
MAC	Manufatura Auxiliada por Computador
MEF	Método de Elementos Finitos
PBF	<i>Powder Bed Fusion</i>
RC	<i>Roll Center</i>
VBA	<i>Visual Basic for Applications</i>

Lista de Símbolos

a	Distancia do ponto P ao ponto de fixação da mola ao braço de suspensão	m
a	Rácio entre R1 e R2	-
a_x	Aceleração longitudinal	m/s ²
b	Distancia do ponto P ao centro do cubo de roda	m
dR/R	Diferencial de resistência elétrica	-
$g(x)$	Restrições de desigualdade	-
$h(x)$	Restrições de igualdade	-
k	Constante de Rigidez do Elemento Elástico	N/mm
m	Massa	kg
m, p	Número total de restrições de desigualdade e igualdade	-
n	Número total de variáveis	-
t	Tempo	s
t	Largura de via	m
x	Deformação do Elemento Elástico	m
\dot{x}_0	Valor da primeira derivada de x para $t=0$	m/s
x_0	Valor de x para $t = 0$	m
x_k	Variável do projeto	-
$x_k^l; x_k^u$	Limite inferior e superior da k^a variável do projeto x_k	-
x, y, z	Coordenadas cartesianas, deslocamentos	m
A	Ponto de articulação do tirante de acionamento ao balanceiro	-
A_y, a_y	Aceleração lateral	m/s ²
B	Fator de rigidez	-
B	Ponto de articulação da mola ao balanceiro	-
C	Fator de forma	rad
$C_{\alpha F}^{eixo}$	Coefficiente de rigidez em curva dos pneumáticos do eixo anterior	N/°
$C_{\alpha R}^{eixo}$	Coefficiente de rigidez em curva dos pneumáticos do eixo posterior	N/°
D	Diâmetro nominal da mola helicoidal	m
E	Fator de pico	-
E	Modulo de elasticidade	GPa
F	Força exercida pela mola	N
F_F	Força vertical a atuar no eixo anterior	N
F_{FIz}	Força vertical do pneumático interior à curva do eixo anterior	N

F_{FOZ}	Força vertical do pneumático exterior à curva do eixo anterior	N
F_{FSZ}	Força vertical estática a atuar em cada pneumático do eixo anterior	N
F_R	Força vertical a atuar no eixo posterior	N
F_{RIz}	Força vertical do pneumático interior à curva do eixo posterior	N
F_{ROZ}	Força vertical do pneumático exterior à curva do eixo posterior	N
F_{RSZ}	Força vertical estática a atuar em cada pneumático do eixo posterior	N
F_{TF}	Força de travagem frontal	N
F_{TR}	Força de travagem traseira	N
F_x	Força atrito pneumático/solo longitudinal	N
F_y	Força atrito pneumático/solo lateral	N
K	Coefficiente de Subviragem	-
K _{Tf}	Rigidez torsional frontal	N/°
K _{Tr}	Rigidez torsional traseira	N/°
L	Distancia entre eixos	m
M_z	Momento de autoalinhamento do pneumático	Nm
P	Ponto de articulação do braço de suspensão inferior à carroçaria	-
PCX1	Fator de forma C _{fx} para a força longitudinal	-
PCY1	Fator de forma C _{fy} para a força lateral	-
PDX1	Atrito longitudinal M _{ux} para a F _{znom}	-
PDX2	Variação do atrito M _{ux} com a carga	-
PDX3	Variação do atrito M _{ux} com o camber	-
PDY1	Atrito lateral M _{uy}	-
PDY2	Variação do atrito M _{uy} com a carga	-
PDY3	Variação do atrito M _{uy} com o camber ao quadrado	-
PEX1	Curvatura longitudinal E _{fx} para F _{znom}	-
PEX2	Variação da curvatura E _{fx} com a carga	-
PEX3	Variação da curvatura E _{fx} com a carga ao quadrado	-
PEX4	Fator de curvatura E _{fx} enquanto conduz	-
PEY1	Curvatura lateral E _{fy} para F _{znom}	-
PEY2	Variação da curvatura E _{fy} com a carga	-
PEY3	Dependência da curvatura de ordem zero E _{fy}	-
PEY4	Variação da curvatura E _{fy} com o camber	-
PHX1	Deslocamento horizontal Sh _x para F _{znom}	-
PHX2	Variação do deslocamento horizontal Sh _x com a carga	-

Acrónimos e Símbolos

PHY1	Deslocamento horizontal Shy at Fznom	-
PHY2	Variação do Deslocamento Shy com a carga	-
PHY3	Variação do Deslocamento Shy com o camber	-
PKX1	Rigidez de escorregamento longitudinal Kfx/Fz para Fznom	-
PKX2	Variação da rigidez de escorregamento Kfx/Fz com carga	-
PKX3	Expoente da rigidez de escorregamento Kfx/Fz com carga	-
PKY1	Valor máximo da rigidez Kfy/Fznom	-
PKY2	Carga à qual Kfy atinge o valor máximo	-
PKY3	Variação de Kfy/Fznom com o camber	-
PVX1	Deslocamento vertical Sv _x /Fz para Fznom	-
PVX2	Variação do deslocamento Sv _x /Fz com a carga	-
PVY1	Variação do deslocamento Shy com a curvatura	-
PVY2	Variação do deslocamento Sv _y /Fz com a carga	-
PVY3	Variação do deslocamento Sv _y /Fz com o camber	-
PVY4	Variação do deslocamento Sv _y /Fz com o camber e a carga	-
Q	Ponto de articulação do balanceiro à carroçaria	-
R	Distancia do centro da curva ao centro de gravidade	m
RCH	Distancia do centro de rolamento ao solo	m
R _i	Resistências da ponte de Wheatstone com i=1, 2, 3 e 4	Ohm
S	Força de reação da mola à força W	N
S _H	Desvio horizontal	rad ⁻¹
S _V	Desvio vertical	N
T	Momento Torsor na secção transversal da mola helicoidal	Nm
W	Força vertical aplicada no pneumático	N
α	Ângulo de escorregamento	°
γ	Deformação de corte	-
δ	Ângulo de direção	°
ΔF_{FzL}	Transferência de carga no eixo anterior devido à ação da força lateral	N
ΔF_{FzM}	Transferência de carga no eixo anterior devido ao momento de rolamento	N
ΔF_{RzL}	Transferência de carga no eixo posterior devido à ação da força lateral	N
ΔF_{RzM}	Transferência de carga no eixo posterior devido ao momento de rolamento	N
ΔF_z	Variação da carga vertical no eixo	N

δ_i	Ângulo de direção do pneumático interior à curva	°
Δ_M	Deslocamento da mola	m
δ_o	Ângulo de direção do pneumático exterior à curva	°
Δ_R	Deslocamento vertical da roda	m
ΔV	Diferencial de tensão	Volt
θ_i	Ângulo do entre o eixo do extensómetro e o eixo do referencial com i=A, B e C	°
ε	Deformação	-
ζ	Fator de Amortecimento	-
θ	Ângulo de mergulho	rad
κ	Escorregamento longitudinal	%
ν	Coefficiente de poisson	-
σ	Tensão	MPa
τ	Tensão de corte	MPa
ϕ	Ângulo de Rolamento	rad
ψ	Ângulo de guinada	rad
ω_d	Frequência de Vibração Amortecida	rad/s
ω_n	Frequência Natural de Vibração	rad/s

Acrónimos e Símbolos

1. Introdução

A presente dissertação é centrada no desenvolvimento de uma ferramenta de auxílio ao projeto de um sistema de suspensão e a sua validação através de análise experimental de tensões. Ainda é apresentada uma proposta de manga de eixo e braço inferior.

1.1. Contextualização

O Adamastor Furia é um superdesportivo de fabrico português que se encontra em fase de testes, e um dos fatores cruciais para um desempenho digno de um veículo desta categoria é o sistema de suspensão que influencia toda a dinâmica do veículo. O sistema de suspensão para além de ser crucial para a dinâmica do veículo é um sistema complexo com diversas variáveis envolvidas, pelo que o seu correto dimensionamento é crucial.

1.2. Objetivos

Uma vez que o sistema de suspensão desempenha um papel crucial na dinâmica e segurança do veículo e seus ocupantes, esta dissertação tem como objetivo desenvolver uma folha de cálculo de cinemática de suspensão e dinâmica, relacionando as acelerações do veículo com os esforços na suspensão, e validar a folha de cálculo recorrendo a ensaios estáticos e dinâmicos com extensometria elétrica. Ainda, tem como objetivo propor um novo desenho de braço inferior de suspensão e manga de eixo, tendo como base os esforços determinados na folha de cálculo e fundamentada com simulações numéricas.

1.3. Metodologia

A elaboração da presente dissertação seguiu um procedimento de recolha de informação na literatura existente sobre sistemas de suspensão, dinâmica de veículos e desenvolvimento de produto, de forma a auxiliar o desenvolvimento da folha de cálculo, realizada em Excel com incorporação de código *Python* e *Visual Basic for Applications* (VBA). O desenho do braço de suspensão inferior e da manga de eixo foi realizado na ferramenta de modelação 3D *Solidworks* e as simulações numéricas realizadas em *Ansys*. A validação da folha de cálculo com o recurso a extensometria elétrica foi realizada na empresa em ensaios estáticos recorrendo ao equipamento da HBM (*Hottinger Brüel & Kjær*) *Spider 8*.

1.4. Estrutura da dissertação

A presente dissertação está dividida em seis capítulos, incluindo este primeiro capítulo de introdução ao tema. No segundo capítulo é feita uma revisão bibliográfica dos conceitos envolvidos no projeto de um sistema de suspensão, desde a geometria de suspensão, dinâmica do veículo e teoria de pneumáticos, também é realizada uma sucinta revisão histórica da evolução do sistema de suspensão de triângulos sobrepostos e por fim é abordado de forma resumida as etapas de desenvolvimento de produto. No terceiro capítulo é exposto o desenvolvimento da folha de cálculo da geometria de suspensão e a correlação das acelerações com os esforços na suspensão, demonstrando graficamente e com o recurso a tabelas os resultados obtidos para as coordenadas da suspensão e valores iniciais fornecidos pela empresa. No quarto capítulo é apresentado o processo, e os resultados obtidos na análise experimental de tensões recorrendo a extensometria elétrica de forma a correlacionar os esforços observados no ensaio com os obtidos pela folha de cálculo. No quinto capítulo são demonstradas as soluções propostas para um braço de suspensão e manga de eixo, fundamentada por simulações numéricas dos vários casos de carga. Por último no sexto capítulo são apresentadas as principais conclusões retiradas de todo o trabalho realizado, bem como as propostas de trabalhos futuros.

1.5. Empresa de Acolhimento

A Adamastor surge em 2010 no distrito do Porto com um objetivo de envolver o mundo académico e empresarial em volta de um elo em comum, o veículo automóvel. No decorrer dos anos várias soluções para um protótipo foram sugeridas, porém só em 2017 surge o modelo P003, modelo que permitiu adquirir o saber-fazer à equipa e impulsionou o projeto do recém apresentado modelo Fúria. Um modelo de supercarro em fase de testes, cuja marca tem a ambição de produzir um modelo de estrada e outro de competição e este último de o fazer chegar às provas de resistência.



Figura 1 - Adamastor Fúria [1]

2. Revisão Bibliográfica

O sistema de suspensão desde os primórdios da indústria automóvel desempenha um papel crucial na dinâmica do veículo e no conforto dos passageiros, onde realiza a interligação entre a superfície de rolamento e a carroçaria do veículo.

O sistema de suspensão é responsável por absorver choques e amortecer as irregularidades da superfície de rolamento, isolando a carroçaria, passageiros e carga destas irregularidades. Também é responsável por promover mobilidade impondo uma distância suficiente do fundo da carroçaria ao solo, permitindo assim ao veículo ultrapassar obstáculos [2]. O sistema de suspensão reage com as forças longitudinais e laterais transmitidas pelo contacto pneumático/solo, contrariando estas forças e mantendo os pneumáticos em contacto com o solo [2] [3]. As forças geradas no contacto são transmitidas à massa suspensa através do sistema de suspensão tendo consequências na dinâmica do veículo [4].

2.1. Princípios fundamentais

Previamente neste subcapítulo são expostos alguns princípios e elementos transversais as várias variantes do sistema de suspensão.

2.1.1. Massa suspensa e massa não suspensa

Na literatura, a massa do veículo que é suportada pela mola do sistema de suspensão, é designada por massa suspensa, ou seja, quadro, motor, caixa de velocidades e respetivos elementos, passageiros, carga e uma porção da massa dos elementos de suspensão ligados em simultâneo à carroçaria e à massa não suspensa [5]. A massa não suspensa é a fração da massa total do veículo que não é suportada pela mola do sistema de suspensão. Os pneumáticos devido ao principal material de fabrico ser um elastômero, tem uma rigidez e amortecimento inerente, logo são modelados como um sistema mola amortecedor separado, como se pode observar na Figura 2.

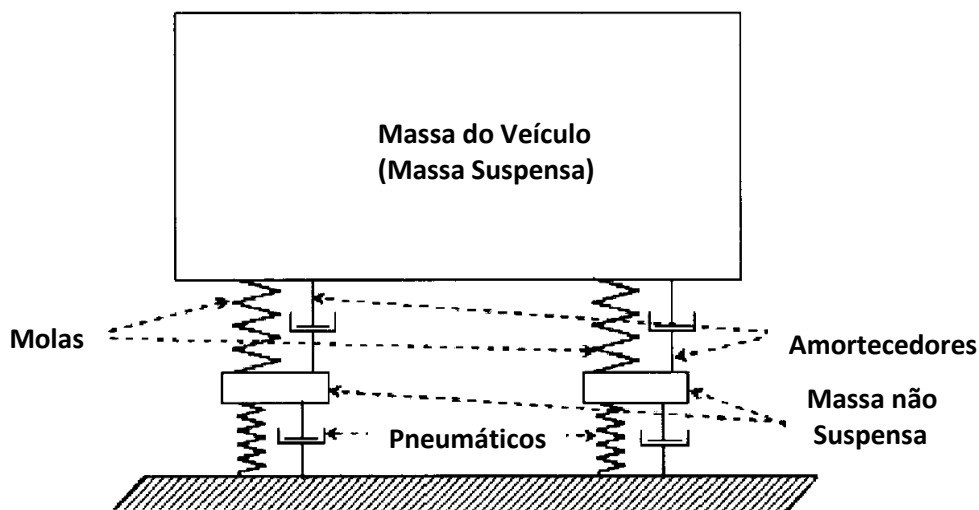


Figura 2 – Representação esquemática do veículo como sistema massa-mola-amortecedor (adaptado de[2])

Se for considerado o sistema não amortecido, a frequência natural de vibração de uma única roda, ω_n , massa não suspensa, é dada pela seguinte expressão [6]:

$$\omega_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{k/m} \quad (1)$$

Onde k é a rigidez da mola equivalente do sistema de suspensão e m é o valor da massa não suspensa.

2.1.2. Elemento Elástico (Mola)

O elemento elástico do sistema de suspensão, mola, tem como função ligar a massa suspensa de forma elástica à massa não suspensa, desta forma promove que as irregularidades do piso sejam filtradas. O elemento elástico armazena energia potencial que resulta das irregularidades, que atuam segundo um par ação-reação, e liberta a energia no momento que é ultrapassada a irregularidade, garantindo que os pneumáticos permanecem em contacto com o solo [2] [7].

A força desenvolvida pelo elemento elástico é proporcional ao deslocamento, sendo dada por

$$F = k \cdot x \quad (2)$$

onde,

F é a força exercida pela mola em Newtons (N);

k é a constante de rigidez da mola dada em Newtons por milímetro (N/mm);

x é o deslocamento do elemento elástico, dado em milímetros (mm).

Um sistema de um grau de liberdade cujo fator de amortecimento e a força externa aplicada são nulos, é designado como sistema em regime livre não amortecido [8]. Sendo a sua resposta periódica no tempo e representada tipicamente sobre a forma gráfica semelhante à curva cujo fator de amortecimento, ζ , é igual a zero na Figura 4 [8].

Na indústria automóvel é comum a utilização de vários tipos de soluções para elementos elásticos do sistema de suspensão, na maioria dos veículos são usadas molas de aço com formato helicoidal. Este tipo de mola é fabricado através do enrolamento em espiral de um varão de secção circular de aço com elevada resistência (aço de mola). Quando uma mola helicoidal é sujeita a uma força axial, esta causa esforços de corte na secção reta da mola. No diagrama de corpo livre DCL, da Figura 3 podemos observar através do equilíbrio estático, que a secção reta é sujeita a uma sobreposição de esforços de corte, devido à ação direta da força e ao momento tórsor causado pelo desvio do ponto de aplicação da força para com a secção reta da mola [2].

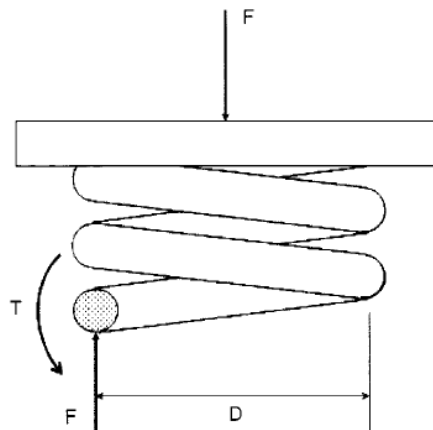


Figura 3 – Representação esquemática do diagrama corpo livre de uma mola helicoidal [2]

2.1.3. Elemento Amortecedor

Uma vez que o elemento elástico armazenou energia potencial esta deve ser dissipada de forma a que o sistema retorne à sua posição de repouso sem oscilações, aumentando a segurança e o conforto do veículo [7]. Portanto, a existência de um elemento responsável pela dissipação da energia, amortecedor, é importante para a previsão precisa da resposta vibratória de um sistema [8]. Na Figura 4 podemos observar a comparação dos vários tipos de resposta para um sistema sem amortecimento, e com amortecimento, em que com amortecimento podemos ter 3 categorias, sistema sub-amortecido quando o fator de amortecimento ζ é inferior a 1, criticamente amortecido quando ζ é igual a 1 e por fim sobre-amortecido quando ζ é superior a 1 [8].

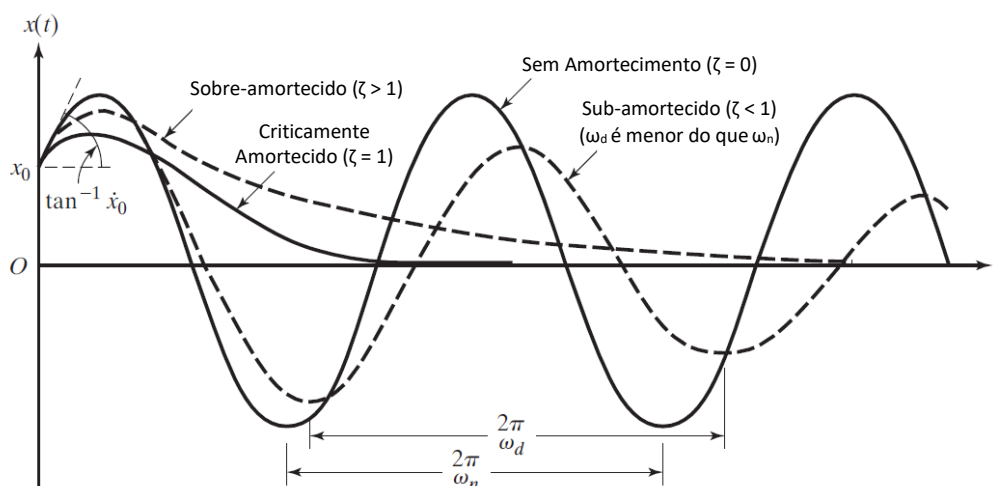


Figura 4 – Comparação da resposta do sistema para vários tipos de amortecimento. (adaptado de [8])

Na análise de um sistema com amortecimento, o amortecedor é caracterizado por ter massa e elasticidade nula, e a força de amortecimento só se forma se existir velocidade relativa entre os dois terminais do amortecedor [8].

Existem vários tipos de sistemas de amortecimento, mas na prática podem ser resumidos a três, amortecimento viscoso, amortecimento por atrito seco ou Coulomb e por fim, amortecimento estrutural.

O amortecimento viscoso é o mecanismo mais utilizado e o seu funcionamento resume-se ao facto de quando o sistema vibra num meio cujo fluido oferece resistência ao corpo em movimento, causa dissipação de energia [8]. Neste mecanismo a força de amortecimento é proporcional ao quadrado da velocidade relativa entre as peças moveis do sistema, mas também depende da geometria dos corpos que contactam com o fluido, e da própria viscosidade do fluido que resulta no atrito entre as partes inerentes ao amortecimento [8].

2.1.4. Graus de liberdade

Um corpo em movimento relativamente a outro corpo, pode ser definido no espaço através de três componentes de movimento linear e três componentes de movimento rotacional [6]. Num sistema de suspensão quer do eixo posterior quer do eixo anterior, a roda segue uma trajetória bem definida pelo tipo de suspensão adotado e pelo projetista, tendo determinados graus de liberdade impedidos e outros condicionados. No caso do eixo direcional a roda deve ter três graus condicionados, sendo estes a rotação sobre o seu eixo de forma a garantir o rolamento, rotação sobre o eixo vertical de forma a permitir direccionalidade e translação vertical para garantir o funcionamento da suspensão. Neste eixo deve ser impedido o movimento de translação e rotação segundo o eixo longitudinal do veículo (Figura 5 eixo x) e translação segundo o eixo lateral do veículo (Figura 5 eixo y).

Já no eixo não direcional apenas dois movimentos são condicionados, a rotação sobre o seu eixo para permitir o rolamento e translação vertical para o funcionamento da suspensão. Sendo que os restantes movimentos, já identificados para o eixo direcional, neste eixo são impedidos.

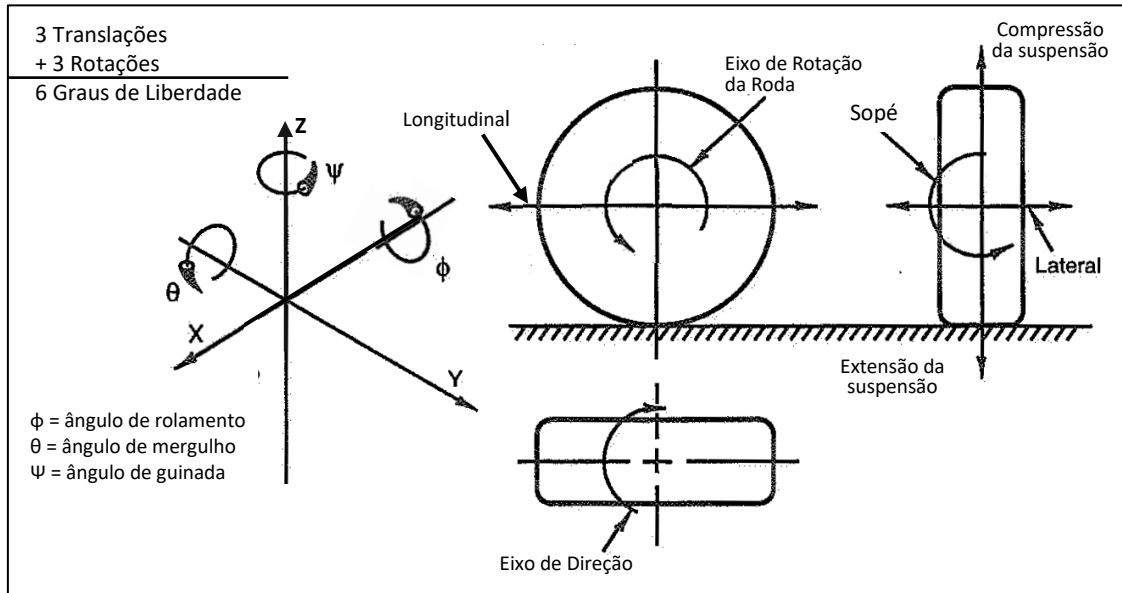


Figura 5 – Convenção do sistema de eixos e graus de liberdade (adaptado de [6])

2.1.5. Pneumáticos

Os pneumáticos são dos componentes de um veículo mais difíceis de prever o seu comportamento, devido à grande quantidade de parâmetros que influenciam o seu comportamento.

Nos pneumáticos existe sensivelmente dois mecanismos responsáveis pela geração de fricção entre a borracha do pneumático e o piso, a histerese e a adesão [9]. A adesão resulta das ligações intermoleculares entre o agregado do piso e a borracha, já a histerese representa a perda de energia na borracha à medida que esta se deforma ao deslocar-se sobre o agregado da estrada [9].

À medida que são geradas forças longitudinais, em aceleração e desaceleração, o pneumático deforma-se de modo a desenvolver e sustentar a força de atrito entre o pneumático e o solo, observando-se escorregamento entre as superfícies [9]. Este escorregamento na área de contacto leva a que ocorra um diferencial entre a velocidade de rolamento e a velocidade de deslocação, e é através deste diferencial que é determinada a razão de escorregamento [9].

Quando um veículo descreve uma curva são geradas forças laterais e o pneumático deforma-se, e gera um ângulo entre a direção do deslocamento e a direção prevista, este ângulo designa-se por ângulo de escorregamento lateral [9]. A produção e controlo do ângulo de escorregamento lateral do pneumático é um fator predominante para a estabilidade do veículo[10].

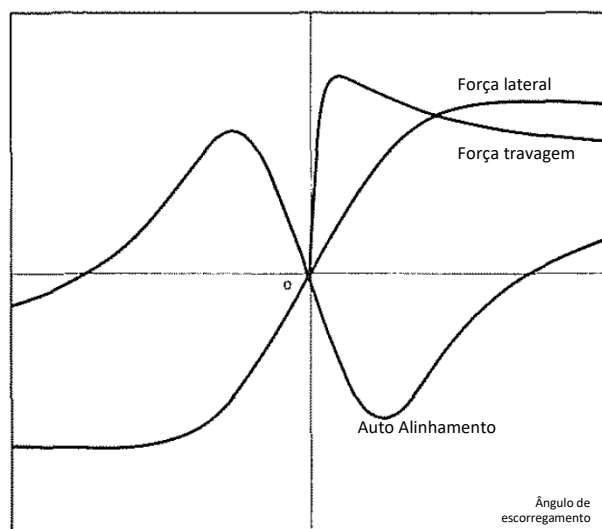


Figura 6 – Comportamento dos pneumáticos na análise quase estática [11]

A força lateral na área de contacto aumenta, até atingir o máximo, com o aumento do ângulo de escorregamento, refletindo-se num aumento da aceleração lateral [10]. Após atingir o máximo, a força lateral diminui com o aumento do ângulo de escorregamento.

Na década de 80 Pacejka propôs um modelo empírico para calcular as forças e momentos nos pneumáticos num sistema quase estático [12]. Este modelo tem a designação de Fórmula Mágica de Pacejka, e é a equação (3) onde utiliza coeficientes que descrevem as características dos pneumáticos e aproximam empiricamente as quantidades a calcular com os dados reais previamente medidos [11].

$$y = D \cdot \sin(C \cdot \arctan(Bx - E(Bx - \arctan(Bx)))) \quad (3)$$

Com

$$Y(X) = y(x) + S_V \quad (4)$$

$$x = X + S_H \quad (5)$$

Onde

Y: é a variável de saída, Força longitudinal F_x , lateral F_y , ou momento M_z ;

X: é as variáveis de entrada referentes às quantidades de escorregamento $\tan(\alpha)$ ou κ ;

B é o fator de rigidez;

C é o fator de forma;

E é o fator de pico;

S_H é o desvio horizontal;

S_V é o desvio vertical.

O procedimento de cálculo para determinar as quantidades referidas anteriormente pode ser visto no Apêndice A. Ao longo dos anos foram realizados diversos estudos na área dos pneumáticos e na sua modelação para o uso em procedimentos de cálculo de dinâmica de veículos. Pacejka em 2010 propôs uma melhoria do modelo empírico previamente apresentado, onde contempla melhorias na descrição do ângulo de sopé e inclui o efeito da alteração da pressão interna [13].

2.1.6. Diagrama g-g

O diagrama g-g tem como princípio o círculo ou elipse de fricção do pneumático, este círculo de fricção relaciona a força longitudinal com a lateral para diferentes valores de ângulos e razões de escorregamento [6]. O diagrama g-g estabelece a relação entre a aceleração resultante em uma determinada condição e a aceleração longitudinal e a lateral. A fronteira do diagrama g-g corresponde ao limite de aderência do contacto pneu/solo, ou seja, à máxima aceleração resultante que o veículo pode ser sujeito sem perder estabilidade [14]. Teoricamente um pneumático consegue desenvolver as mesmas forças de atrito para qualquer direção. Porém quando o veículo sofre combinação de efeitos, por exemplo ao descrever uma curva enquanto sofre forças de tração, a capacidade longitudinal e lateral do pneumático é limitada pela resultante da força F^T , que indica a máxima força de atrito que pode ser gerada (Figura 7).

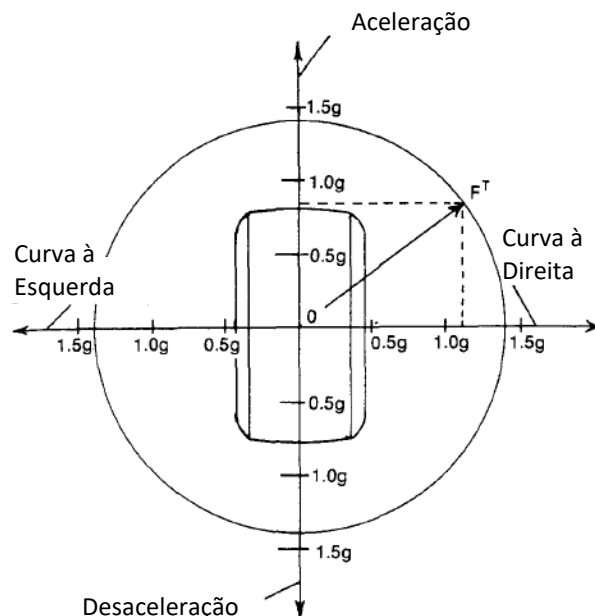


Figura 7 – Exemplificação de um diagrama g-g (adaptado de [15])

Ao descrever uma curva as forças de tração do eixo motor de um veículo cujo diferencial esta trancado podem ser de magnitude diferentes o que promove um momento de guinada que afeta o comportamento direcional [16].

2.2. Revisão histórica dos triângulos sobrepostos

Na década de 60 surgiu uma solução que foi a precursora da geometria de triângulos sobrepostos e *multi-link* que na verdade era constituída por um único braço triangular inferior com apoios duplos na manga de eixo e um apoio único no quadro do veículo, e um conjunto de tirantes, como podemos observar no Ferrari Dino 166 F2. O braço triangular inferior impede a translação lateral da roda pelo que em conjunto com o tirante superior impedem a rotação segundo o eixo longitudinal e vertical. Os dois tirantes longitudinais impedem o movimento longitudinal da roda e também contribuem para o bloqueio da rotação da manga de eixo segundo o seu eixo.

Os vários tirantes utilizados nesta solução permitem ajustar o seu comprimento, o que permite afinar os diversos parâmetros da geometria de suspensão.

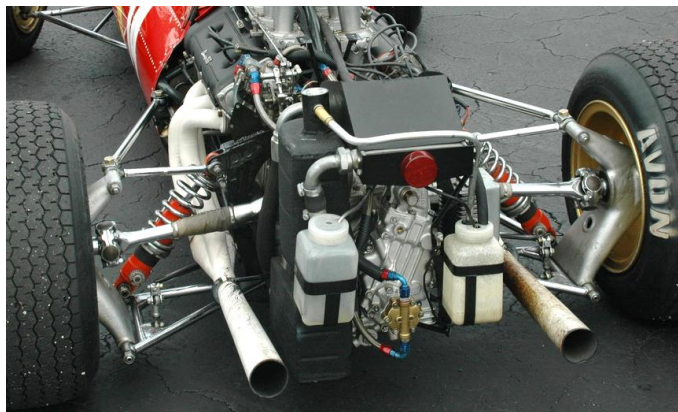


Figura 8 – Eixo posterior Ferrari Dino 166 F2 68' (adaptado de [17])

Mais tarde na década de 80 a Ferrari apresenta uma solução para o eixo não direcional do modelo Testarossa que consiste em dois trapézios sobrepostos, semelhante à solução de triângulos sobrepostos, estes dois trapézios bloqueiam todos os graus de liberdade não desejados, permitindo apenas o movimento vertical da roda. Nesta solução são montados dois conjuntos mola-amortecedor. A fixação à manga de eixo e ao quadro do veículo é feita através de casquilhos elastoméricos.

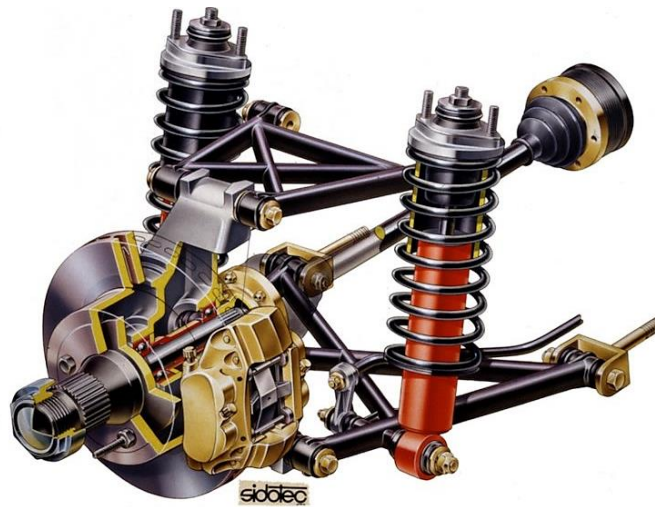


Figura 9 – Suspensão traseira de um Ferrari Testarossa [18]

A marca britânica McLaren na década de 90 apresentou o seu novo modelo de superdesportivo, o McLaren F1, onde a suspensão anterior é constituída por um braço de suspensão inferior e superior (triângulos sobrepostos), onde o braço superior tem um desenho que permite acionar o conjunto mola amortecedor na horizontal e com uma razão de deslocamento melhorada.



Figura 10 – Sistema de suspensão dianteira de um McLaren F1 (adaptado de [19])

Já a Lamborghini em 2011 apresenta o seu novo modelo o Aventador, com um sistema de suspensão traseiro de triângulos sobrepostos e acionamento do conjunto mola amortecedor através de um tirante "Push-Rod" e um balanceiro "Rocker". Este sistema permite obter uma razão de deslocamento superior em comparação ao sistema com acionamento direto pelo braço de suspensão, e permite tornar o sistema mais compacto.



Figura 11 – Suspensão traseira de um Lamborghini Aventador 2011 [20]

Em 2017 a Mercedes-Benz apresenta o seu novo modelo de hiper desportivo, onde a suspensão tem um desenho de braços múltiplos ou na terminologia inglesa “*multi-link*” e o acionamento do conjunto mola amortecedor é por um tirante. Este sistema tem a particularidade de ter apenas um conjunto mola-amortecedor para as duas rodas do mesmo eixo, este está localizado na figura na posição horizontal, além disto, este sistema não contém barra anti rolamento, em vez do sistema tradicional, tem um conjunto mola amortecedor ligado às duas rodas onde este trabalha quando as duas rodas se deslocam verticalmente em sentidos opostos, a mola comprime e contraria o efeito de rolamento da carroçaria. Da figura também podemos observar que os braços de suspensão inferiores têm um perfil ovalizado, em comparação aos restantes tirantes, uma vez que são sujeitos a um fluxo de ar e o seu efeito aerodinâmico pode ser relevante.

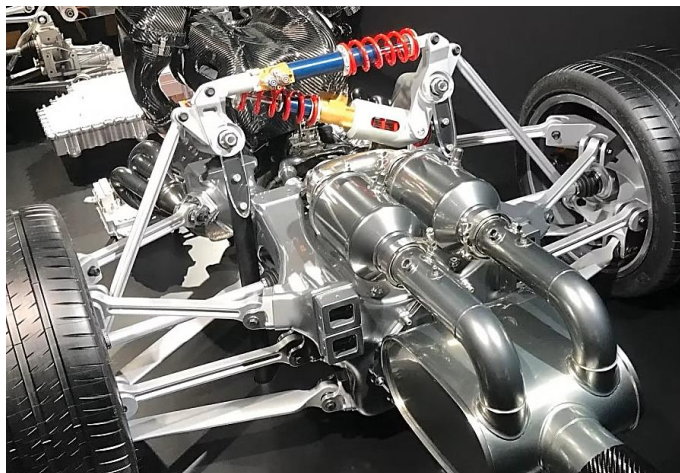


Figura 12 – Eixo traseiro de um Mercedes Project One (adaptado de [21])

Em 2024 a McLaren apresentou o seu novo modelo o McLaren W1, onde a geometria de suspensão é de triângulos sobrepostos e o acionamento do conjunto mola-amortecedor é feito através de um tirante e balanceiro. Este modelo tem a particularidade de os componentes do sistema de suspensão terem sido desenvolvidos em parceria com a *Divergent*, resultando em um desenho orgânico obtido por meios de otimização topológica e fabrico aditivo.

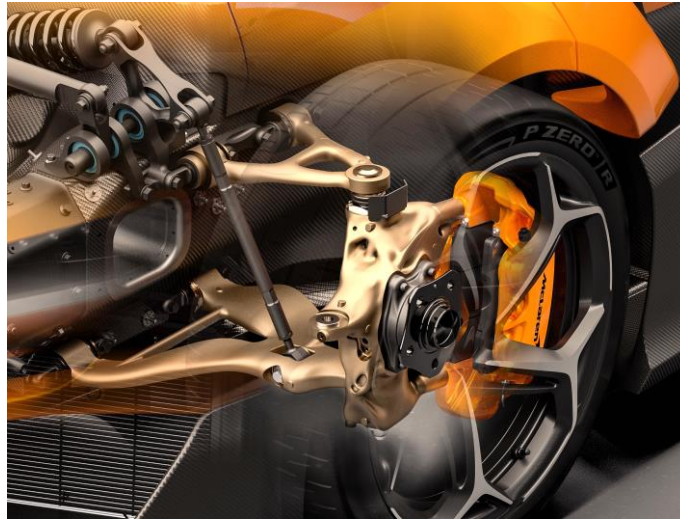


Figura 13 – Sistema de suspensão McLaren W1 [22]

2.3. Geometria de Suspensão

Este capítulo tem como princípio expor os fundamentos da geometria de suspensão, como parâmetros, dimensões e características, de forma a familiarizar o leitor com os princípios para a elaboração de um sistema de suspensão.

2.3.1. Centro instantâneo de rotação da roda na vista frontal

O Centro Instantâneo de Rotação (CIR), ou na terminologia Inglesa *Instant Center* (IC), na vista frontal é o lugar geométrico no espaço dado pela interceção de duas retas que definem o braço de suspensão inferior e superior. Na Figura 14 pode ser observado o método geométrico para a determinação do CIR, na realidade, para um determinado instante, os dois braços de suspensão podem ser substituídos por um tirante que liga o CIR à roda [6].

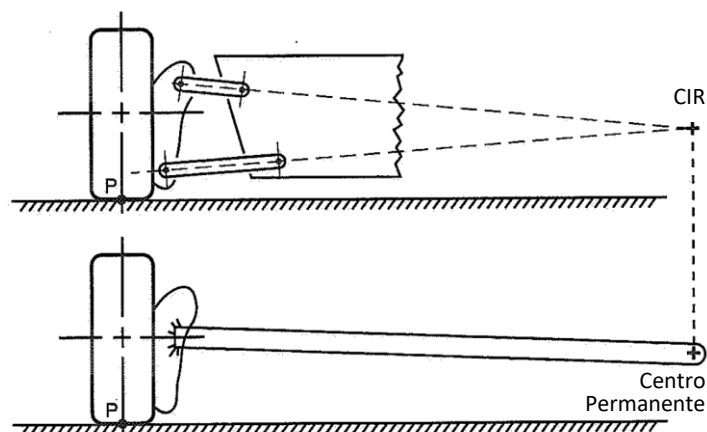


Figura 14 – Representação do centro instantâneo de rotação na vista frontal (adaptado de [6])

À medida que os braços de suspensão se movem o CIR altera-se. Para pequenos deslocamentos o CIR permanece quase imóvel, mas visto que o sistema é não linear, para um movimento qualquer da roda o CIR move-se.

2.3.2. Centro instantâneo de rotação da roda na vista Lateral

O Centro Instantâneo de Rotação (CIR) na vista lateral, é o lugar geométrico no espaço dado pela interceção de duas retas que definem os pontos de ancoragem do braço de suspensão inferior e superior ao quadro do veículo. Na Figura 15 pode ser observada uma forma simplificada de determinação do CIR na vista lateral.

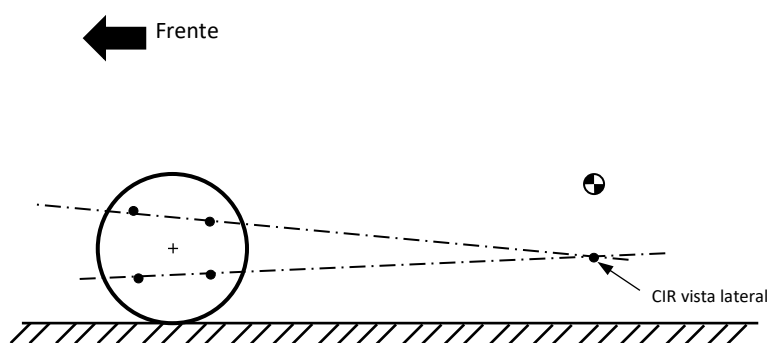


Figura 15 – Representação simplificada da determinação do centro instantâneo de rotação na vista lateral

Na realidade a geometria apresentada anteriormente para determinar o CIR é uma simplificação, pois o CIR deve ser obtido pelo procedimento exemplificado na Figura 16. Onde os pontos 1 e 2 representam os pontos pivô do braço de suspensão superior no veículo, os pontos 3 e 4 os pontos pivô do braço inferior no veículo e os pontos 5 e 6 representam as rótulas de ligação do braço de suspensão superior e inferior à manga de eixo respetivamente. Inicialmente devem ser traçados segmentos de reta que incluem os pontos 1 e 5, 2 e 5, 3 e 6, 4 e 6, estes segmentos de reta devem ser traçados nas vistas frontal e superior e prolongados até intercectar o eixo da roda. A interceção dos segmentos de reta com o eixo da roda é assinalada com os pontos 7, 8, 9 e 10. Estes pontos devem ser projetados para a vista lateral, e a interceção dos segmentos de reta formados pelos pontos 7, 8 e 9, 10, é o ponto correspondente ao CIR.

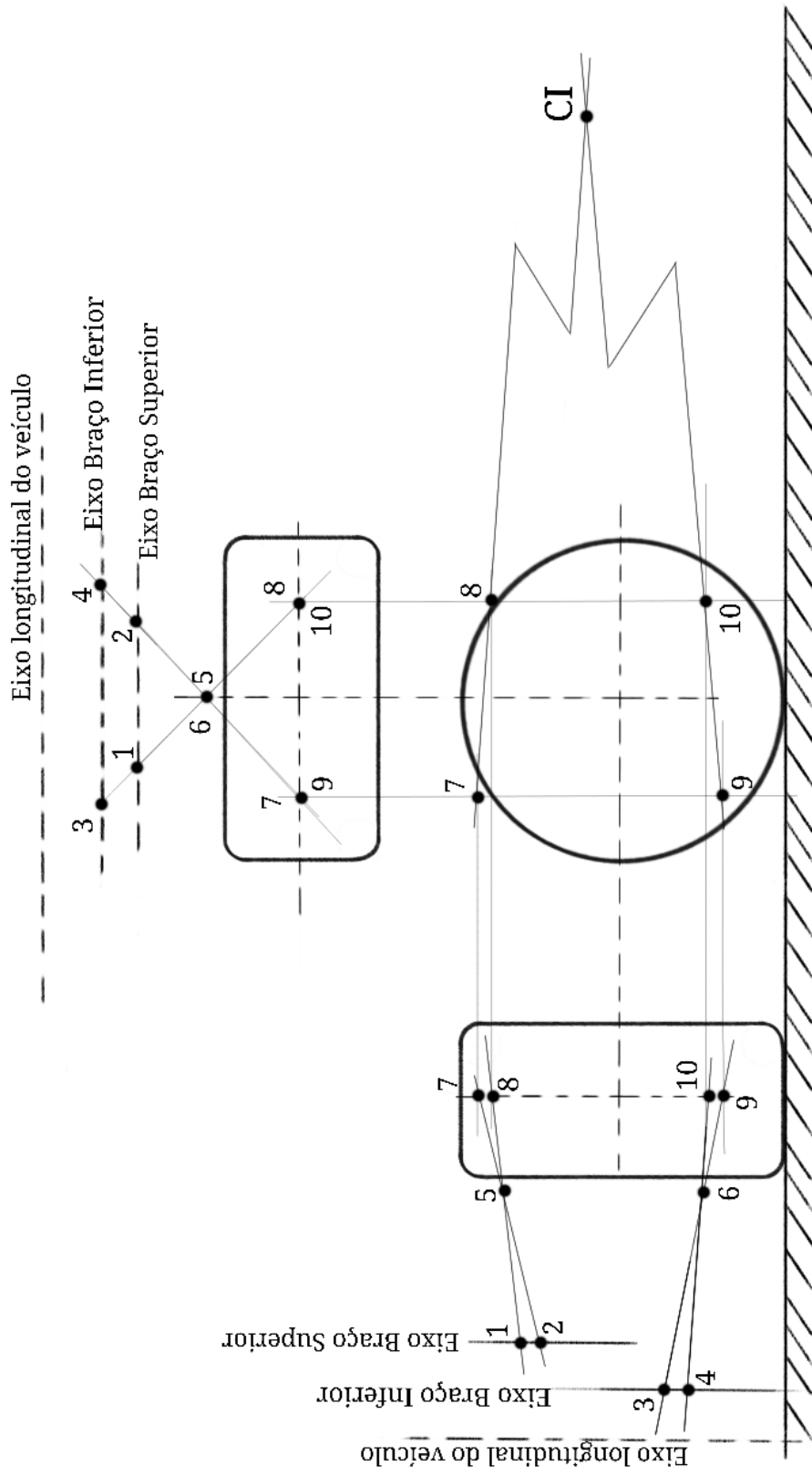


Figura 16 – Determinação geométrica do CIR na vista lateral (adaptado de [6])

2.3.3. Centro de rolamento e eixo de rolamento

O Centro de Rolamento (CR) ou na terminologia inglesa *Roll Center* (RC) é o lugar geométrico no espaço obtido pela interseção das retas que ligam cada centro de contacto pneu-solo com o respectivo CIR na vista frontal, do sistema de suspensão de cada lado do veículo, direito e esquerdo [6]. Quando o veículo descreve uma curva, o Centro de Gravidade (CG) é sujeito a forças laterais e dependendo da distância do CG ao CR, é gerado um momento sobre a carroçaria, que a tende a rodar sobre o CR, esta rotação é contrariada pelos elementos elásticos da suspensão [23].

Tal como o CIR, este ponto varia com o movimento da suspensão.

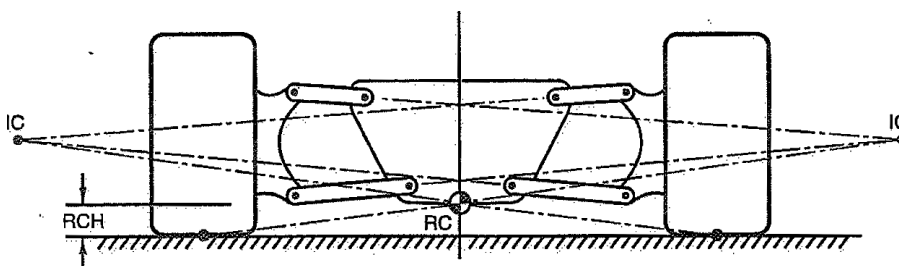


Figura 17 – Representação esquemática da determinação geométrica do centro de rolamento [6]

A distância do CR ao solo (Figura 17 – RCH) e as forças laterais atuantes nos pneumáticos são relacionadas com um “efeito de levantamento” ou na terminologia inglesa “*Jacking Effect*”, ou seja, quando atua uma força lateral no pneumático, é gerado um momento no CR, este momento quando o CR se encontra acima do solo tende a empurrar a roda contra o solo e para de baixo da carroçaria, elevando a massa suspensa [6].

O eixo de rolamento é definido pela linha de intersecção dos centros de rolamento do sistema de suspensão anterior e traseiro. Este é o eixo pelo qual a massa suspensa tem tendência a rodar quando o CG é sujeito a uma força lateral.

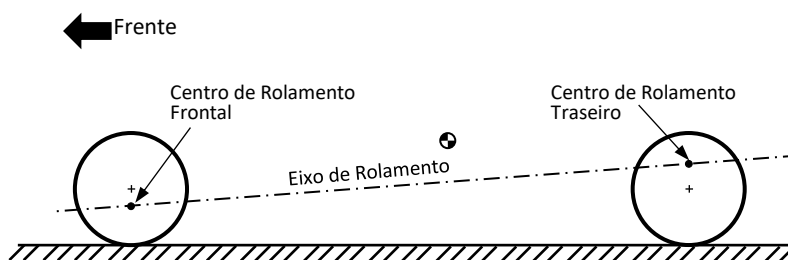


Figura 18 – Representação esquemática do eixo de rolamento [9]

2.3.4. Razão de Deslocamento

A razão de deslocamento é um conceito geométrico que relaciona o deslocamento de um elemento amortecedor ou mola (ou o conjunto dos dois), com o deslocamento vertical da roda [6][24]. Idealmente a razão de deslocamento deve ser próxima de 1 (ou mesmo superior), ou

seja, o deslocamento sofrido pelo conjunto mola-amortecedor é igual ao deslocamento da roda. A razão de deslocamento deve proporcionar a utilização completa do curso de amortecedor, de modo que o deslocamento máximo da roda implique o deslocamento máximo do amortecedor [25].

Na Figura 19 podemos observar um sistema de suspensão simplificado, onde um braço de suspensão é articulado no chassis no ponto P. A mola atua sobre o braço a uma distância “a” ao longo do braço desde o ponto P. O centro da roda encontra-se a uma distancia “b” desde o ponto P. Considerando que “b” tem o dobro do comprimento de “a”, se a roda se deslocar na vertical uma quantidade Δ_R a mola vai sofrer uma deformação Δ_M que é metade da quantidade Δ_R , devido à relação de alavanca [6]. No que diz respeito às forças de reação, se a roda sofrer uma força W, a mola vai exercer uma força S com o dobro da magnitude da força W.

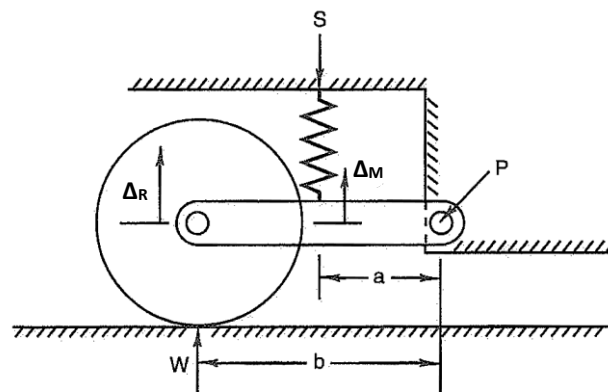


Figura 19 – Representação esquemática de um sistema de suspensão simplificado [6]

A utilização de um balanceiro (*rocker*) e um tirante de acionamento (*push-rod*) em algumas soluções permite aumentar a razão de deslocamento. O uso de razões de deslocamento superiores a 1 também permite proporcionar uma melhor dissipação de energia (aumentar o amortecimento) devido ao aumento da velocidade de acionamento do amortecedor em relação à velocidade de acionamento do balanceiro uma vez que a força de amortecimento num sistema de amortecimento viscoso, é proporcional à velocidade do deslocamento [8].

Na Figura 20 podemos observar a representação esquemática de um sistema de alavancas onde a razão de deslocamento é amplificada devido à existência de um balanceiro, cuja diferença de distâncias entre o ponto pivô à fixação do tirante (QA) e do ponto pivô ao ponto de fixação da mola (QB) que é maior, permite amplificar o deslocamento recebido pelo tirante.

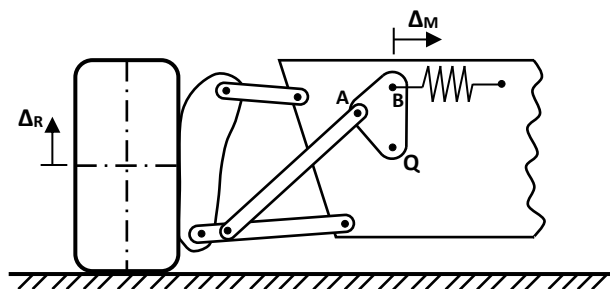


Figura 20 – Representação esquemática de um sistema de amplificação da razão de deslocamento

2.3.5. Ângulo de Sopé

O ângulo de Sopé ou na terminologia inglesa *Camber*, é o ângulo que o plano vertical da roda perfaz em relação ao eixo vertical perpendicular ao solo. Na vista frontal, o ângulo de sopé positivo é definido quando a parte superior da roda afasta-se da carroçaria, sendo que o contrário é definido como ângulo de sopé negativo, ou seja, quando a parte superior da roda aproxima-se da carroçaria [2][23].

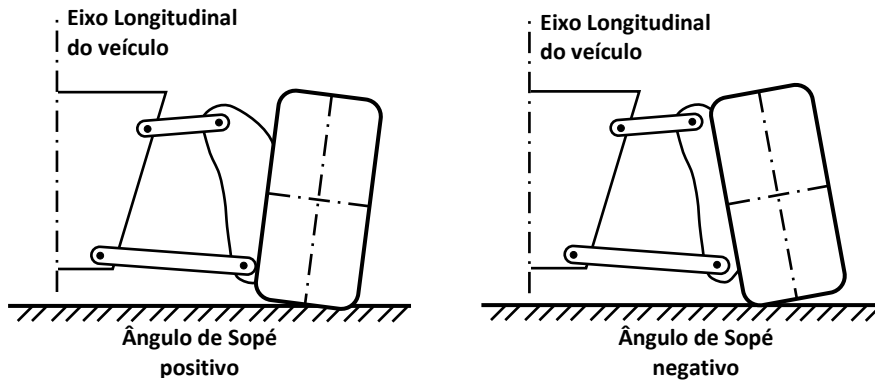


Figura 21 – Representação esquemática do ângulo de sopé (adaptado de [2])

Quando a massa suspensa rola sobre o eixo de rolamento os pontos de articulação dos braços de suspensão à carroçaria reposicionam-se devido ao rolamento, o que altera a geometria da suspensão quando comparada à geometria do veículo em repouso. Na Figura 22 podemos observar que quando o veículo descreve uma curva para a direita a massa suspensa rola sobre o CR instantâneo para o lado oposto à curva, provocando assim um aumento do ângulo de sopé na roda exterior à curva e um ângulo negativo na roda interior [15].

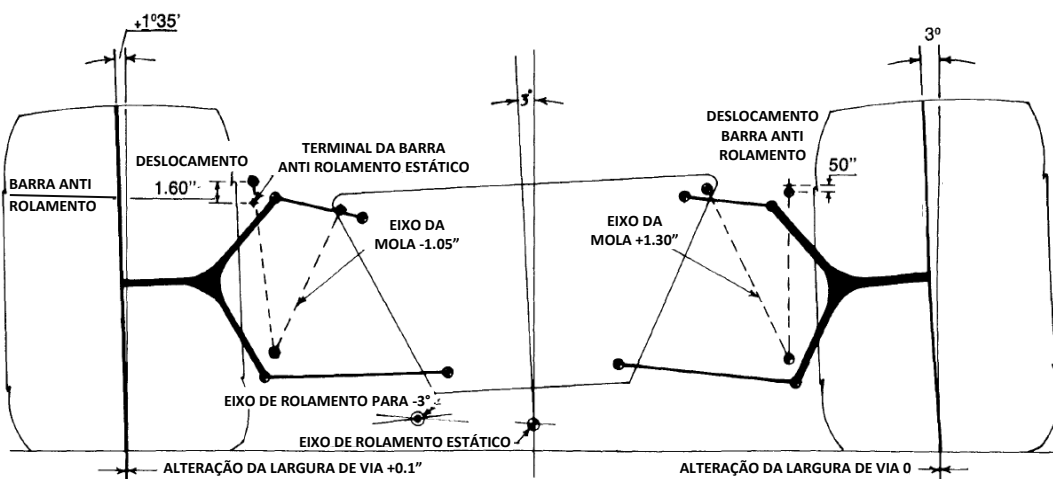


Figura 22 – Representação esquemática da influência do rolamento no ângulo de sopé (adaptado de [15])

É desejável uma certa quantidade de ganho de ângulo de sopé de forma a promover uma área de contacto pneu/solo constante, desenvolvendo assim forças laterais de magnitude superior em comparação a uma área de contacto não uniforme [26].

2.3.6. Ângulo do eixo de direção (geometria da direção)

O ângulo do eixo de direção (ângulo de saída) ou “*kingpin Inclination*” é formado por duas componentes, um ângulo no plano OYZ, ângulo de inclinação do eixo de direção, e outro ângulo no plano OXZ, ângulo de avanço [3].

A intercessão do eixo de rotação da direção no solo em relação ao centro de contacto do pneumático está diretamente relacionado com o esforço que o condutor deve fazer para direcionar as rodas aquando de uma curva a baixa velocidade [2]. Quanto maior o raio de arrastamento, maior é o raio que a roda deve descrever para rodar no seu eixo de rotação, ou seja, o momento gerado também é maior [2]. Para além do esforço por parte do condutor, este parâmetro também se relaciona com o desgaste dos pneumáticos.

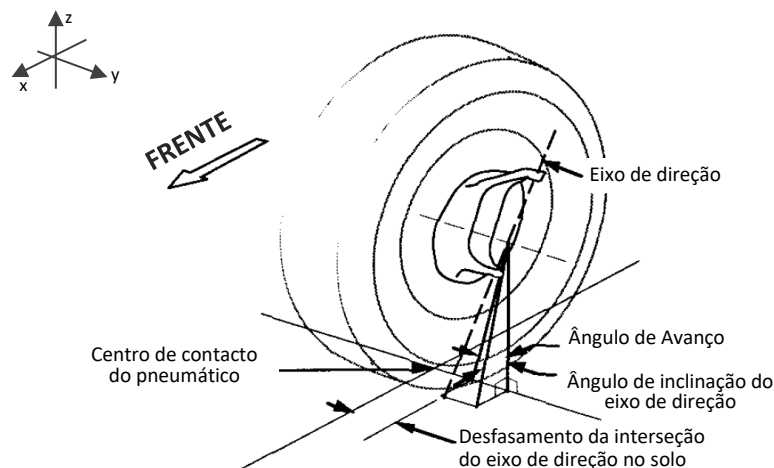


Figura 23 – Geometria do eixo da direção (adaptado de [9])

Devido ao ângulo de saída e ao raio de arrastamento, a rotação da roda faz com que a frente do veículo seja levantada [2].

O ângulo de avanço é definido como positivo quando no plano OXZ, o eixo de direção inclina-se para a retaguarda do veículo [2]. Quando em curva, as forças laterais atuam perpendiculares ao eixo da roda e através da área de contacto, criando um momento sobre o eixo de direção que contribui para o alinhamento da direção [2]. O ângulo de avanço e o raio de arrastamento do eixo de direção contribuem para o auto alinhamento da direção.

Quando um veículo descreve uma curva, para não ocorrer escorregamento, todas as rodas devem ter o mesmo centro de rotação, para isso as rodas devem ter ângulos de direção distintos. Esta anti simetria do ângulo de direção pode ser obtida através da geometria da direção *Ackermann* [9].

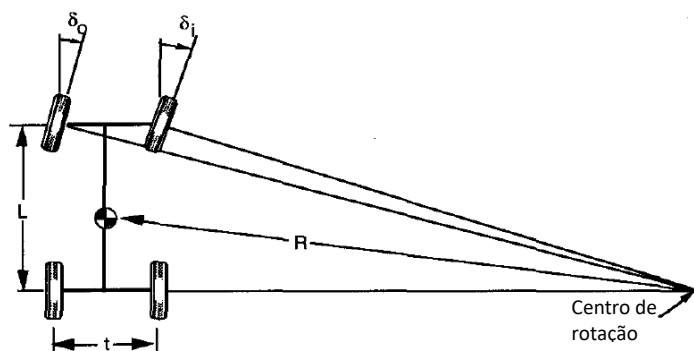


Figura 24 – Geometria Ackermann ao descrever uma curva (adaptado de [9])

2.3.7. Convergência/divergência

O ângulo de convergência/divergência, é o ângulo definido pelo plano médio longitudinal do veículo com o plano médio da roda [27][28]. Numa vista de cima, quando a extremidade dianteira da roda está mais próximo do plano médio longitudinal da massa não suspensa do que a extremidade traseira, designa-se por convergência, o contrario designa-se por divergência [2].

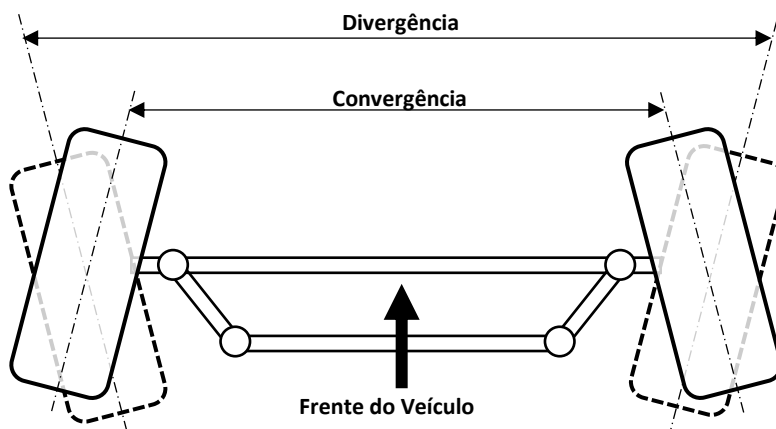


Figura 25 – Representação esquemática da convergência e divergência (adaptado de [2])

Em um veículo cujo eixo motriz não é o direcional, a resistência ao rolamento produz uma força através da área de contacto do pneumático perpendicular ao eixo de rolamento, e devido ao raio de arrastamento, é produzido um momento em torno do eixo de direção que promove a divergência [2]. Pelo que neste tipo de veículo uma imposição de um ângulo de convergência promove o alinhamento das rodas direcionais com o eixo longitudinal do veículo. Em um veículo cujo eixo motriz é direcional verifica-se o contrario, a força de tração promove a convergência [2].

2.4. Dinâmica Longitudinal

A dinâmica longitudinal retrata todos os efeitos dinâmicos no veículo na sua trajetória longitudinal, ou seja, sem descrever curvas. É neste subcapítulo que são tratadas as forças e efeitos provenientes das travagens e acelerações sem considerar os efeitos transientes em curva.

2.4.1. Transferência de carga longitudinal

Quando um veículo se encontra em aceleração (forças de tração) ou em desaceleração (forças de travagem), é gerada uma força de inércia na massa não suspensa e uma força de atrito no contacto pneu/solo. Estas forças são responsáveis por transferir carga da frente para a retaguarda quando em aceleração e o contrário quando em travagem. Na Figura 26 podemos observar o diagrama corpo livre pelo princípio de D'Alémbert, onde devido a uma força de travagem frontal F_{TF} e traseira F_{TR} é gerada uma desaceleração de magnitude a_x que provoca um aumento da força de reação no eixo anterior de $+\Delta Fz$ e uma redução da força de reação no eixo posterior de $-\Delta Fz$.

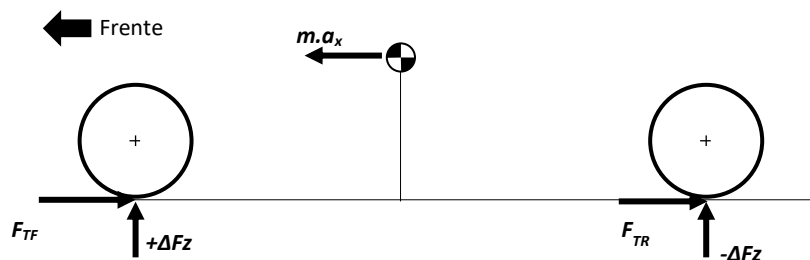


Figura 26 – Representação esquemática da transferência de carga longitudinal devido a uma desaceleração

Devido à transferência de carga na direção longitudinal, na maioria dos desenhos de sistemas de suspensão, a altura ao solo varia, e com ela a altura do centro de gravidade. Por este motivo, quando são verificadas grandes alterações da distância ao solo, deve ser utilizada uma altura de centro de gravidade dinâmica, de forma a corrigir a transferência de carga em função da alteração da distância ao solo. As alterações dinâmicas da distância ao solo podem ser corrigidas ou minimizadas utilizando geometrias de suspensão que tendem a contrariar estas alterações.

2.4.2. Características/geometrias de correção

As características de correção têm como finalidade contrariar a alteração da distância ao solo aquando de uma aceleração ou travagem. Na vista lateral a configuração dos braços de suspensão podem contrariar uma parte da força proveniente da transferência de carga, ou seja, durante a aceleração ou travagem, uma parte da força de reação para com a transferência de carga é distribuída pelos braços da suspensão e não pelas molas, o que origina uma menor flexão das molas. Se a suspensão contrariar 100% de algo significa que toda a transferência de

carga é suportada pelos braços de suspensão e não existe flexão da mola, já o contrário, se a suspensão contraria 0%, significa que toda a transferência de carga é suportada pela mola.

Quando o veículo trava a inércia provoca mergulho da frente do veículo e levantamento da traseira, pelo que são aplicadas geometrias anti-mergulho e anti-levantamento no eixo anterior e posterior respetivamente, de forma a contrariar estes efeitos [6]. Já em aceleração a inércia tende a afundar a traseira do veículo no caso de o eixo motriz ser o posterior e levantamento da frente no caso do eixo motriz ser o anterior, pelo que são aplicadas geometrias anti agachamento e levantamento no eixo anterior e posterior respetivamente [6].

O anti mergulho é uma característica que contraria a transferência de carga quando de uma desaceleração pelo que está presente na geometria de suspensão frontal. Esta quantidade pode ser determinada recorrendo a uma abordagem geométrica e depende da percentagem de força de travagem que o sistema de travagem frontal desempenha e de algumas quantidades geométricas.

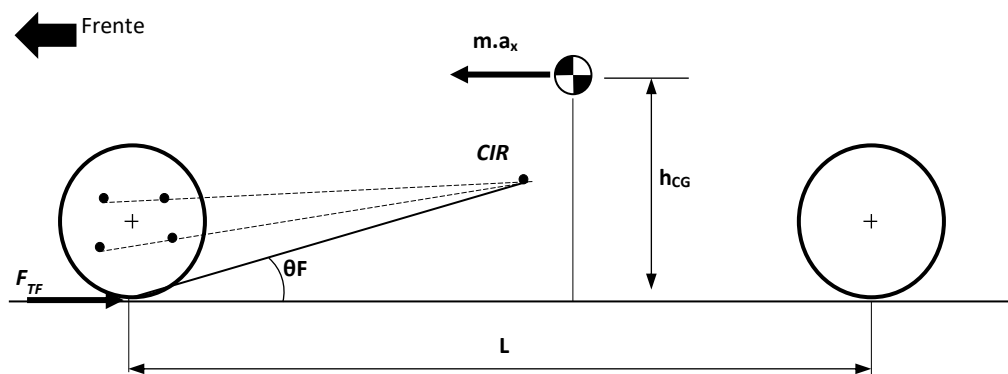


Figura 27 – Geometria de correção anti-mergulho

$$\% \text{ anti - mergulho} = \frac{(\% \text{travagem frontal}) * \tan(\theta_F) * L}{h_{CG}} \quad (6)$$

O anti levantamento pode ser aplicado na suspensão posterior quando se pretende contrariar o levantamento em travagem do eixo traseiro, sendo que esta quantidade pode ser determinada usando uma abordagem semelhante à usada anteriormente para o anti-mergulho, diferindo que no caso do eixo posterior são utilizadas as quantidades geométricas relativas a este eixo, bem como a percentagem de travagem que este eixo desempenha.

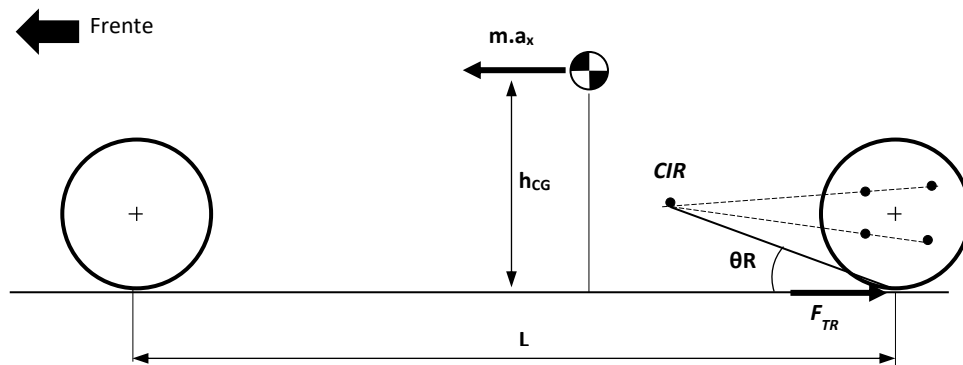


Figura 28 – Geometria de correção anti levantamento da traseira

$$\% \text{ anti - levantamento da traseira} = \frac{(1 - \% \text{ travagem frontal}) * \tan(\theta_R) * L}{h_{CG}} \quad (7)$$

No caso de um veículo em aceleração cujo eixo motriz seja o anterior, é desejável que não ocorra levantamento da frente do veículo pois reflete em alterações da posição do centro de gravidade e pode culminar em perda de aderência.

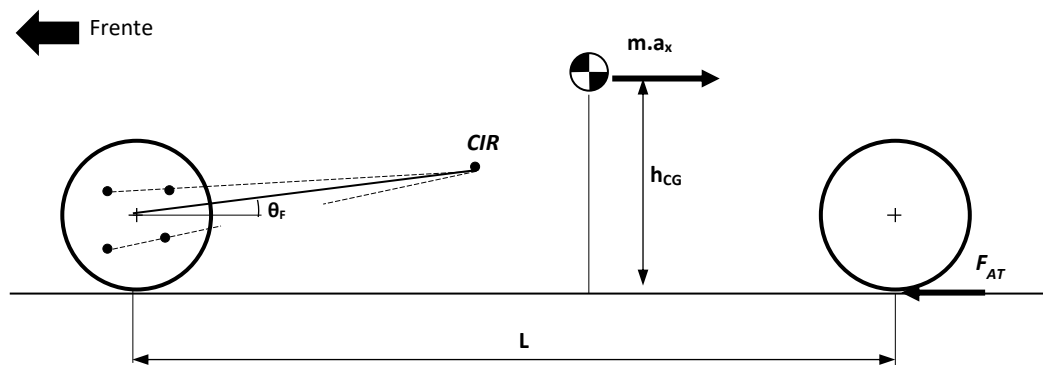


Figura 29 – Geometria de correção anti levantamento da frente

$$\% \text{ anti - levantamento da Frente} = \frac{\tan(\theta_F) * L}{h_{CG}} \quad (8)$$

A geometria anti agachamento é utilizada em veículos cujo eixo motriz é o anterior e se pretende em aceleração contrariar o agachamento da traseira devido às forças de inércia.

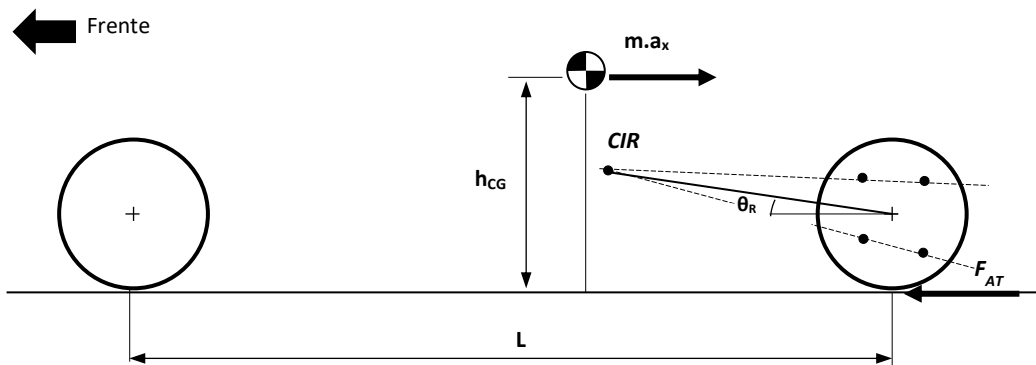


Figura 30 – Geometria de correção anti agachamento da traseira

$$\% \text{ anti - agachamento da traseira} = \frac{\tan(\theta_R) * L}{h_{CG}} \quad (9)$$

É de destacar que o centro instantâneo de rotação na vista lateral deve ser determinado segundo a Figura 16.

2.5. Dinâmica Lateral

A dinâmica lateral de um veículo relaciona-se diretamente com as forças geradas no contacto pneu/solo no sentido lateral [4]. O momento de guinada que promove o veículo a curvar está diretamente relacionado com a distribuição de carga nos pneumáticos, ou seja, a capacidade que o veículo apresente a descrever uma curva está fortemente relacionada com a transferência de carga vertical e o coeficiente de atrito pneu/solo [4].

2.5.1. Transferência de carga devido ao rolamento

Quando o veículo descreve uma curva é gerada uma força centrífuga que atua sobre toda a massa do veículo e tende a fazê-lo rolar sobre o seu eixo de rolamento, transferindo carga das rodas internas, para as rodas externas à curva. Devido aos diferentes parâmetros como largura de via, altura do centro de gravidade, posição do eixo de rolamento e rigidez da suspensão, a transferência de carga para a roda exterior traseira pode não ser igual à transferência de carga para a roda exterior frontal [29]. Este é um problema hiperestático cuja resolução depende do conhecimento de todos os parâmetros em especial da rigidez de suspensão. Embora o autor da referência [29] apresente o DCL da Figura 35 é importante notar que ele sobrepôs o diagrama cinético e o DCL sem ter atenção à direção das forças. Além disso, a aceleração lateral A_y não está associada a uma massa, que deveria ser a massa não suspensa. O autor também utiliza uma seta dupla para indicar a direção da força inercial, no entanto este tipo de simbologia é utilizado como forma de representar um momento e não uma força.

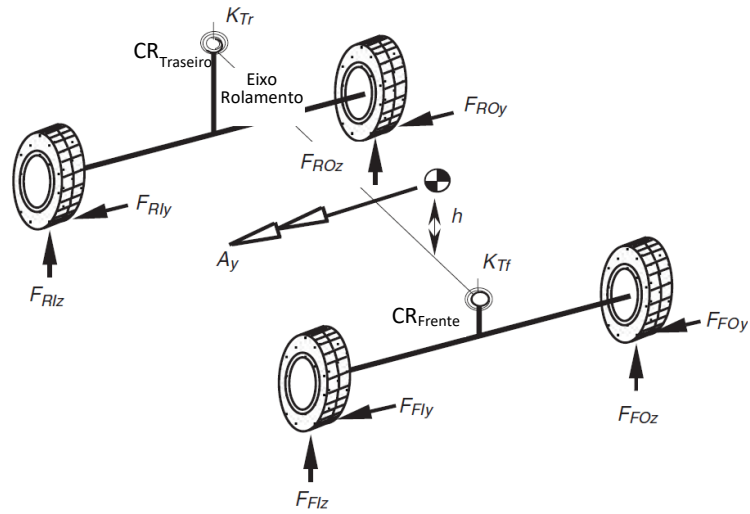


Figura 31 – Diagrama de corpo livre durante o rolamento (adaptado de [29])

As forças verticais em cada pneumático são dadas pelas seguintes equações.

$$F_{FIZ} = F_{FSZ} - \Delta F_{FzM} - \Delta F_{FzL} \quad (10)$$

$$F_{FOZ} = F_{FSZ} + \Delta F_{FzM} + \Delta F_{FzL} \quad (11)$$

$$F_{RIZ} = F_{RSZ} - \Delta F_{RzM} - \Delta F_{RzL} \quad (12)$$

$$F_{ROZ} = F_{RSZ} + \Delta F_{RzM} + \Delta F_{RzL} \quad (13)$$

Onde F_{FSz} e F_{RSz} são as forças verticais quase estáticas a atuar em cada roda do eixo anterior e posterior respetivamente. ΔF_{FzM} e ΔF_{RzM} são as transferências de carga no eixo anterior e posterior respetivamente, devido ao momento de rolamento e por fim ΔF_{FzL} e ΔF_{RzL} são as transferências de carga no eixo anterior e posterior, respetivamente, devido à ação da força lateral [29]. O procedimento de cálculo destas quantidades pode ser visto no Apêndice B.

2.5.2. Comportamento em curva

O coeficiente de subviragem, K , relaciona o ângulo de viragem das rodas diretoras δ , e a trajetória do veículo em curva em função da aceleração lateral a_y [14].

$$\delta = 57 \frac{L}{R} + K \cdot a_y \quad (14)$$

$$K = \left(\frac{F_F}{C_{\alpha F}^{\text{eixo}}} - \frac{F_R}{C_{\alpha R}^{\text{eixo}}} \right) / g \quad (15)$$

Onde, L é a distância entre eixos e R o raio da curva a descrever; F_F e F_R são respetivamente as cargas atuantes no eixo anterior e traseiro, e $C_{\alpha F}^{eixo}$ e $C_{\alpha R}^{eixo}$ são respetivamente os coeficientes de rigidez em curva dos pneus dianteiros e traseiros.

Um veículo com comportamento neutro ($K=0$) demonstra uma proporcionalidade entre a taxa de variação do ângulo de direção e a taxa de variação da trajetória à medida que a aceleração lateral varia [14]. Já num veículo com comportamento subvirador ($K>0$) a taxa de variação do ângulo de direção é superior à taxa de variação da trajetória à medida que a aceleração lateral aumenta, já o comportamento sobrevirador ($K<0$) apresenta o inverso [14].

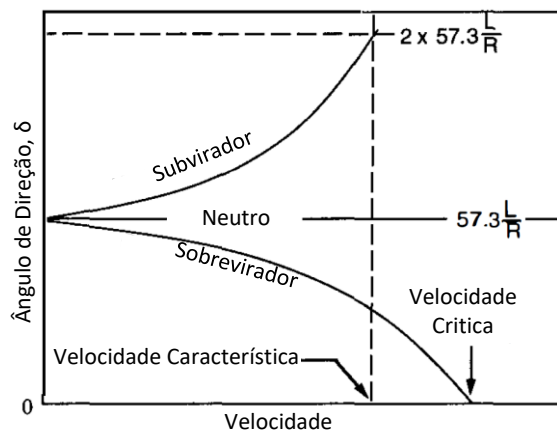


Figura 32 – Alteração do ângulo de direção em função da velocidade para os diferentes comportamentos em curva (adaptado de [9])

É frequente o uso de elementos elásticos (molas em aço, transversais) com a finalidade de ajustar o comportamento em curva, que é o caso das barras anti rolamento [30].

2.6. Desenvolvimento de Produto

O desenvolvimento de produto é um processo iterativo com diversas fases interrelacionadas. O processo de desenvolvimento de produto inicia-se com a identificação de uma necessidade seguida com a definição do problema, passando por diversas iterações e culminando num produto ou conceito de resolução do problema inicial [31].

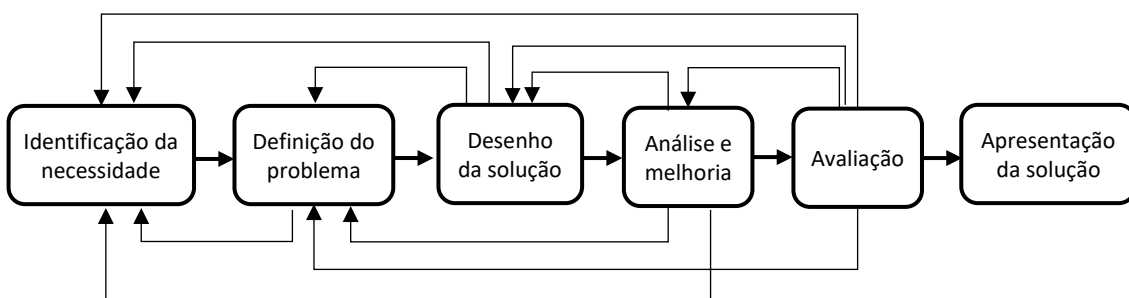


Figura 33 – Representação esquemática e simplificada das fases do processo de desenvolvimento de produto (adaptado de [31])

2.6.1. Engenharia Inversa

A Engenharia Inversa EI, integra o processo criativo de desenvolvimento de produto, extraíndo informação técnica de um produto físico [32]. O processo de EI inicia-se a partir de um conjunto de medições e avaliações de funcionamento de um produto físico de forma a obter um modelo geométrico [33].

O uso do processo de EI pode ter diversas finalidades, em muitas indústrias é utilizada EI para desenhar um modelo computacional de um novo produto que foi obtido através de modelos reais de teste que sofreram alterações no seu processo de desenvolvimento [32]. Ou mesmo, depois de se iniciar o fabrico do produto, são realizadas alterações no chão de fábrica para cumprir padrões de qualidade ou para facilitar o fabrico que não constam no Desenho Assistido por Computador (DAC ou CAD – *Computer Aided Design*) original [34].

Na Figura 34 pode ser observado um fluxograma das etapas do processo de EI desde a recolha de pontos geométricos até à aplicação a que se destina o modelo. As etapas são apresentadas de forma sequencial, mas na realidade é um processo iterativo até chegar ao modelo DAC [32]. Os métodos de recolha de informação geométrica podem ser divididos em duas categorias, métodos sem contacto e com contacto, nos métodos sem contacto são utilizados lasers, interferometria e padrões de luz para obter as coordenadas no espaço dos pontos que representam a superfície da peça [35]. Já nos métodos com contacto é utilizada uma sonda que pode ser percorrida na peça manualmente ou com um braço robótico e regista as coordenadas ponto a ponto através de uma máquina de medição de coordenadas [35].

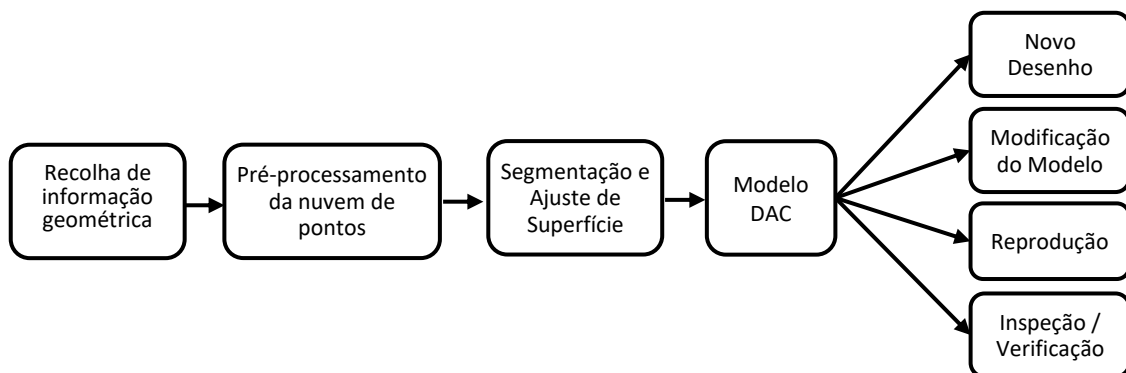


Figura 34 – Fluxograma simplificado do processo de engenharia inversa (adaptado de [32])

O uso de EI pode ser justificado devido à perda total ou parcial de informação relevante do desenho original do produto, inexistência de desenho DAC do produto físico e também pode ser utilizada tecnologia da EI como procedimento de controlo de qualidade, onde é extraída a informação dimensional da peça e comparada com o modelo DAC [32][36].

Na indústria automóvel para além dos usos mencionados acima, é usual utilizar a tecnologia da EI, para recolher a informação geométrica das peças fundidas de forma que os programas computacionais de auxílio à manufatura (MAC – Manufatura Auxiliada por Computador ou em inglês CAM – *Computer-aided Manufacturing*) consigam reduzir os tempos de maquinagem por otimização do ficheiro STL obtido a partir dos dados da peça real a maquinar [37].

Na medicina tem sido utilizada a EI como forma de reconstruir estruturas anatômicas e no desenho de implantes e próteses reduzindo o tempo de desenvolvimento e conseqüentemente o custo das próteses [38][39]. É ainda usada EI como forma de digitalizar estruturas anatômicas de forma a simular e planejar cirurgias complexas como o caso da neurocirurgia [40] e na vertente de tratamento com radioterapia, a digitalização dos órgãos a tratar permite que a radiação seja minimizada nos tecidos circundantes [41].

2.6.2. Análise Estrutural Numérica

Componentes mecânicos como barras e vigas podem ser analisadas quanto às suas tensões e deformações para um determinado carregamento de forma relativamente simples, utilizando a formulação da mecânica clássica. Porém quando os componentes apresentam geometrias complexas, são necessários modelos numéricos para alcançar uma solução de forma eficiente e precisa. O método numérico mais usado é o Método de Elementos Finitos (MEF) , neste método o algoritmo faz a discretização da estrutura em subestruturas (elementos) pequenas mas finitas, bem definidas e elásticas [31]. São utilizadas funções polinomiais e operações matriciais para determinar o comportamento elástico de cada elemento em função das propriedades materiais e geométricas do elemento [31].

Dependendo da finalidade da análise numérica, o elemento pode ser de vários tipos (barra, viga, solido, placa, etc.), e dependendo do tipo de elemento, este pode ter dois, três, quatro, seis ou oito nós. Os nós são aos pontos onde os vários elementos se ligam entre si e partilham deslocamentos, também são nos nós onde são estabelecidas as condições de fronteira. Na Figura 35 é representada uma estrutura discretizada em elementos triangulares com as condições de fronteira (carga e fixação) estabelecidas nos nós.

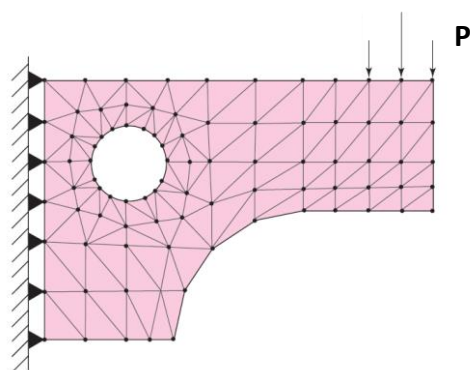


Figura 35 – Modelo de elementos finitos (adaptado de [31])

A rede de elementos e nós que definem uma região é designada por malha, a qualidade dela e a sua densidade estão diretamente relacionadas com a precisão do resultado [42].

A análise de convergência de malha estabelece a relação entre o número de elementos e a precisão dos resultados, ou seja, é refinada a malha de forma a que a cada refinamento o resultado convirja para um valor único e estável [42].

A simulação numérica permite validar soluções sem os custos inerentes a protótipos e testes reais, facilitando a alteração da geometria e dos materiais como no caso de estudo [43] onde são avaliados diferentes materiais para o fabrico de uma biela de um motor de combustão interna. A simulação numérica também permite analisar a distribuição de tensões na interação de vários componentes sem ter mais uma vez que desenvolver um protótipo real, como no caso de estudo [5] onde é realizada uma análise numérica para verificar a distribuição de esforços num sistema de suspensão frontal para um *Formula Student*, e redesenhar um sistema novo com correções. Na dissertação de mestrado [44] o autor utilizou a simulação numérica para validar o desenho de um braço de suspensão fabricado em compósito

2.6.3. Otimização Topológica

Os métodos de otimização procuram melhorar o desenho de um determinado produto, ajustando os valores das variáveis de projeto de modo a atingir objetivos definidos relacionados normalmente com a massa ou o desempenho estrutural da peça, sem comprometer as restrições [45].

Existe sensivelmente três tipos de otimização, otimização de tamanho, forma e topológica [45]. A otimização de tamanho procura encontrar as melhores dimensões como comprimento, largura e altura, para aquele caso de estudo, já a otimização de forma como o nome indica procura encontrar a melhor forma do caso de estudo, como furos e extrusões, por fim, a otimização topológica procura melhorar toda a geometria incluindo o tamanho e a forma, da peça em estudo, através de uma rotina de cálculo que altera a distribuição do material ao longo da peça até atingir as condições desejadas [46].

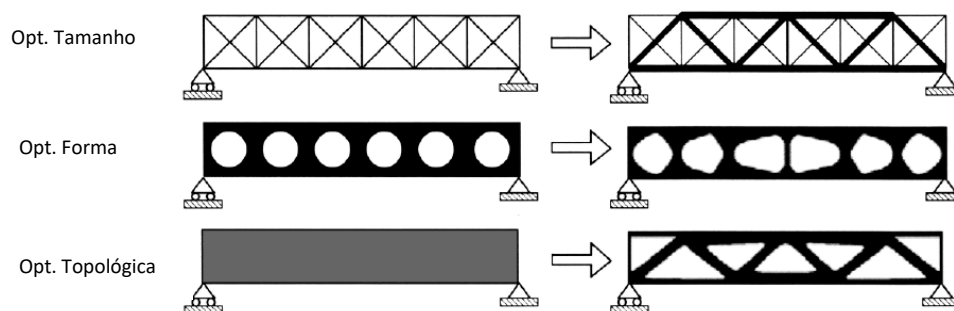


Figura 36 – Comparação ilustrativa da otimização de tamanho, forma e topológica (adaptado de [46])

A otimização topológica é um processo iterativo no qual o algoritmo remove o volume da peça que não contribui para o suporte das cargas aplicadas e que não sofre deformações significativas, resultando por vezes em estruturas orgânicas que imitam as estruturas naturais [47][48].

Do ponto de vista matemático, o problema de otimização pode ser formulado da seguinte forma [46][49]:

$$\begin{aligned}
 & \text{Minimizar: } f(x) \\
 & \text{Sujeito a: } g_i(x) \leq 0, \quad i = 1, m \\
 & \quad \quad \quad h_j(x) = 0, \quad j = 1, p \\
 & \quad \quad \quad x_k^l \leq x_k \leq x_k^u, \quad k = 1, n
 \end{aligned} \tag{16}$$

Onde $f(x)$ é a função objetivo que se pretende minimizar (ou maximizar), enquanto $g(x)$ e $h(x)$ são as restrições de desigualdade e de igualdade respetivamente, com m e p o número total de restrições; x é o vetor de variáveis do projeto; n é o número total de variáveis; e x_k^l e x_k^u são os limites inferior e superior da k^a variável do projeto x_k , respetivamente [49].

A otimização topológica é utilizada em diversas áreas, tal como a militar, aeroespacial e automóvel. Na Figura 37 podemos observar um caso de otimização topológica de um suporte para fins aeroespaciais, onde a partir de uma geometria inicial, para um determinado caso de carga, foi obtida uma geometria com uma redução de 18% da massa face ao desenho inicial, satisfazendo todos os requisitos impostos [50].

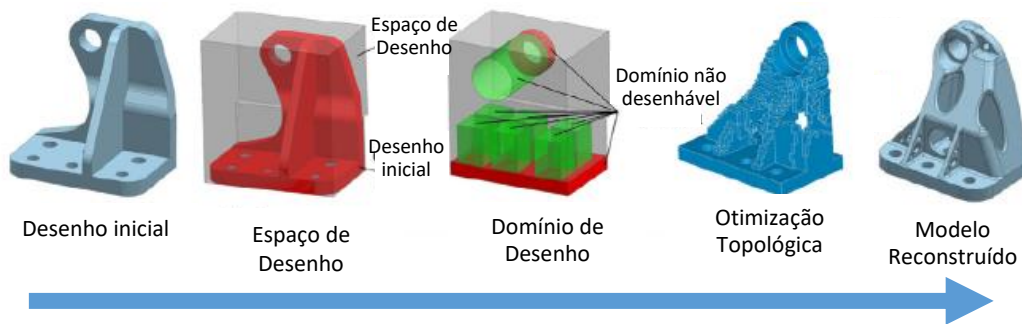


Figura 37 – Otimização topológica de um suporte para industria aeroespacial (adaptado de [50])

Na Figura 38 podemos observar outro caso de estudo, desta vez no setor automóvel, onde foi realizada a otimização topológica de uma manga de eixo de um *Formula Student*. A geometria final fabricada em liga de titânio apresentou uma redução de massa em cerca de 36% face ao desenho inicial em liga de Alumínio, porém o custo de fabrico da geometria otimizada através de um processo de fabrico aditivo, apresentou um aumento de 772% face ao custo do processo de fabrico original que é subtrativo (maquinagem) [51].

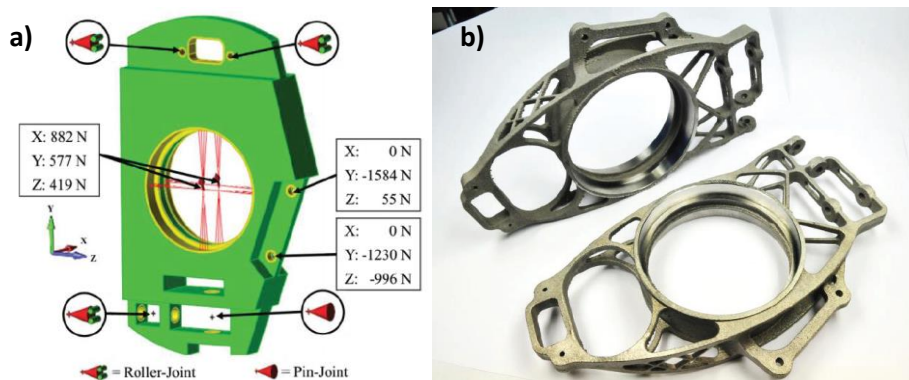


Figura 38 – Otimização topológica de uma manga de eixo: a) volume de desenho e condições de fronteira; b) peça final obtida por fabrico aditivo [51]

2.6.4. Análise Experimental

Apesar da popularidade das ferramentas computacionais de cálculo numérico, como o MEF, o uso de ferramentas experimentais para a validação dos modelos numéricos mantém elevada relevância, devido a retratar o estado real de tensões em um ou vários pontos da estrutura.

Existe várias técnicas para determinar o estado de tensão de uma estrutura, algumas técnicas qualitativas como os vernizes frágeis e outras quantitativas como a extensometria elétrica e a fotoelasticidade.

O método de extensometria elétrica baseia-se no diferencial de resistência elétrica (dR/R) da grelha do extensômetro, resultante da deformação da estrutura em análise transmitida à grelha. Uma vez que a variação de resistência é muito baixa, a amplificação e processamento do sinal é realizada utilizando equipamentos específicos [52].

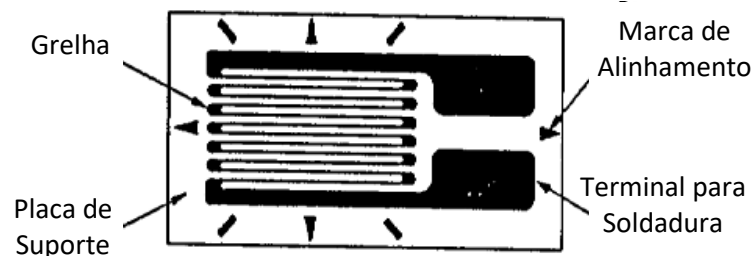


Figura 39 – Extensômetro de grelha (adaptado de [52])

Em extensometria elétrica é frequentemente utilizado o circuito em ponte de Wheatstone, este circuito é constituído por quatro resistências R_1 , R_2 , R_3 e R_4 , dispostas segundo o circuito da Figura 40. a ponte é alimentada nos vértices A e C, quando o diferencial medido nos vértices B e D é nulo, diz-se que a ponte está em equilíbrio, o que significa que qualquer variação da resistência de qualquer um dos braços da ponte será medido a partir do zero [52]. A sensibilidade da ponte é dada por $a/(1+a)$ sendo que a depende da relação $a=R_2/R_1$, ou seja, a eficiência do circuito será tanto maior quanto maior for o valor de a [52].

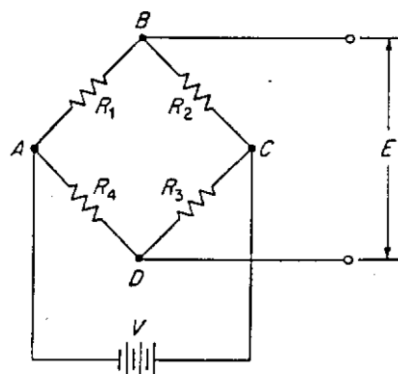
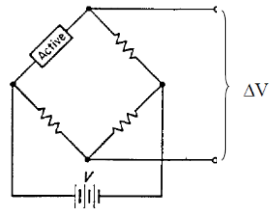
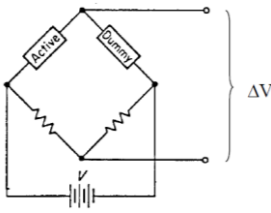
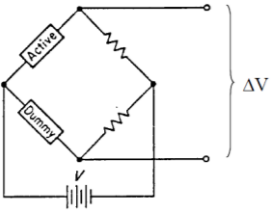
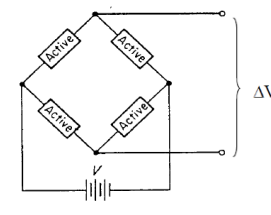


Figura 40 – Representação da ponte de Wheatstone [52]

Existe quatro formas convencionais de conectar os extensómetros na ponte de Wheatstone, montagem em quarto de ponte, meia ponte (R1, R2), meia ponte (R1, R4) e ponte completa, podendo ser observada estas montagens na Tabela 1.

Tabela 1 – Tipos de montagem da ponte de Wheatstone (adaptado de [52])

Tipo de montagem	Configuração	Descrição
Um Quarto de Ponte		<p>Apenas é utilizado um extensómetro ativo e é frequente utilizado em aplicações estáticas ou dinâmicas quando o efeito da temperatura é negligenciável.</p>
Meia ponte (R1, R2)		<p>Montagem utilizada para realizar a compensação da temperatura, colocando um extensómetro ativo em R1 e um compensador de temperatura em R2 o qual não sofre deformação pela carga aplicada na estrutura. R2/R1=1 o que significa que a eficiência é de 50%.</p>
Meia Ponte (R1, R4)		<p>Montagem utilizada para realizar a compensação da temperatura, com um extensómetro ativo em R1 e um compensador de temperatura em R4, o qual não sofre deformação pela carga aplicada na estrutura. Dependendo da relação R2/R1, a eficiência pode ser superior à configuração anterior.</p>
Ponte Completa		<p>Montagem com quatro extensómetros ativos. A compensação da temperatura é assegurada e a eficiência é cerca do dobro da correspondente à montagem em quarto de ponte e quatro vezes a eficiência da montagem em meia ponte.</p>

Uma vez que o equipamento processou a informação da leitura do diferencial de tensão da ponte, é necessário recorrer à transformação da deformação em tensão, e para isto recorre-se à teoria de elasticidade e à sua relação com as deformações. Para definir um estado plano de tensão são necessários 3 extensómetros dispostos em uma configuração conhecida, semelhante à da Figura 41.

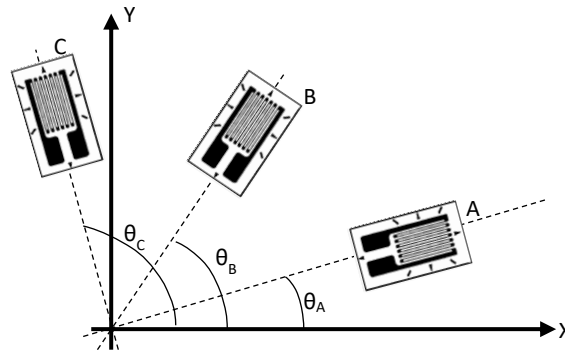


Figura 41 – Roseta de extensômetros (adaptado de [53])

O seguinte sistema de equações transforma as deformações do sistema de coordenadas do extensômetro (ε_A , ε_B , ε_C) para o sistema de coordenadas cartesianas (ε_x , ε_y , γ_{xy}).

$$\begin{cases} \varepsilon_A = \varepsilon_x \cos^2 \theta_A + \varepsilon_y \sin^2 \theta_A + \gamma_{xy} \sin \theta_A \cos \theta_A \\ \varepsilon_B = \varepsilon_x \cos^2 \theta_B + \varepsilon_y \sin^2 \theta_B + \gamma_{xy} \sin \theta_B \cos \theta_B \\ \varepsilon_C = \varepsilon_x \cos^2 \theta_C + \varepsilon_y \sin^2 \theta_C + \gamma_{xy} \sin \theta_C \cos \theta_C \end{cases} \quad (17)$$

Uma vez determinadas as componentes da deformação no sistema de coordenadas cartesiano, as tensões para um estado plano de tensão podem ser obtidas da seguinte forma.

$$\begin{cases} \sigma_x = \frac{E}{1 - \nu^2} (\varepsilon_x - \nu \varepsilon_y) \\ \sigma_y = \frac{E}{1 - \nu^2} (\varepsilon_y - \nu \varepsilon_x) \\ \tau_{xy} = \frac{E \gamma_{xy}}{2(1 + \nu)} \end{cases} \quad (18)$$

2.6.5. Fabrico Subtrativo e Aditivo

Embora existam diversos métodos de fabrico, quando se fala em séries reduzidas a escolha na grande maioria dos projetos recai para a maquinagem, ou seja, um processo de fabrico subtrativo (FS), onde um conjunto de fresas e outras ferramentas retira material a partir de um bloco maciço.

Nas últimas décadas o uso de fabrico aditivo (FA) teve um aumento substancial face ao fabrico subtrativo para prototipagem rápida, devido ao custo reduzido em comparação ao fabrico de uma única peça não estrutural obtida por processo subtrativo, pois embora o custo do equipamento seja superior, o consumo de energia, tempo e material é inferior [54].

No processo de fabrico aditivo, o programa computacional fatia segundo um plano o modelo tridimensional em camadas de espessura constante, onde posteriormente, o equipamento de

fabrico, dependendo da técnica, recria camada a camada o modelo, no material selecionado [55].

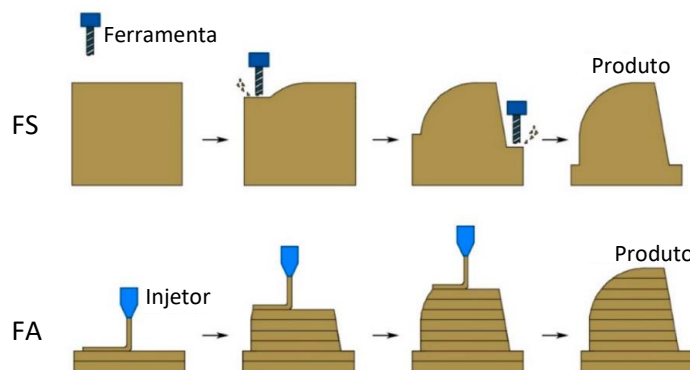


Figura 42 – Representação esquemática do Fabrico Subtrativo FS e do Fabrico Aditivo FA (adaptado de [56])

A utilização desta técnica de FA permite obter peças com geometrias complexas, especialmente no interior das peças como permutadores de calor e propulsores refrigerados para foguetes, bem como consolidar múltiplos componentes em uma peça única [57].

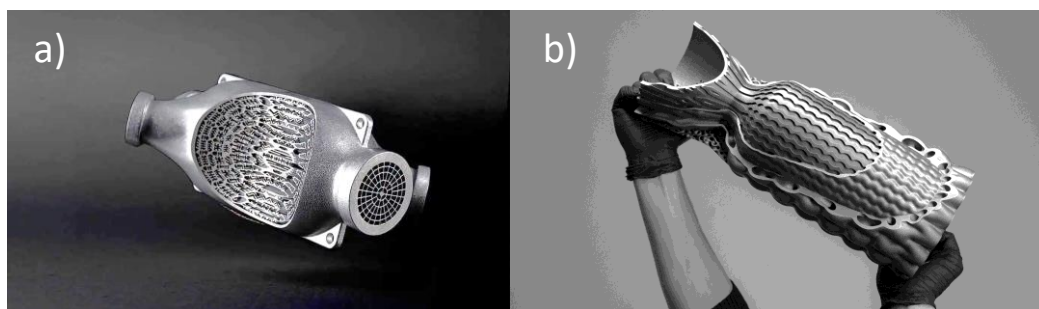


Figura 43 – Peças obtidas por fabrico aditivo: a) permutador de calor [58]; b) propulsores refrigerados para foguetes [59]

O fabrico aditivo de metais resume-se a duas categorias principais, Fusão de Leito de Pó (*Powder Bed Fusion-PBF*) e Deposição por Energia Direcionada (*Direct Energy Deposition-DED*). No processo PBF é aplicado pó metálico em uma plataforma que tem movimento vertical, e um feixe de energia percorre uma trajetória bem definida fundindo o metal à medida que avança, de forma a criar a camada com uma espessura específica, assim que a trajetória é concluída a plataforma desce e é aplicada uma camada de pó metálico em cima da camada anterior e o processo repete-se até a o modelo estar concluído (Figura 44 – a) [60]. No processo DED um sistema de alimentação deposita metal em pó ou em fio que é fundido na peça através de um feixe de energia localizado, criando camada a camada a geometria desejada (Figura 44 – b) [60].

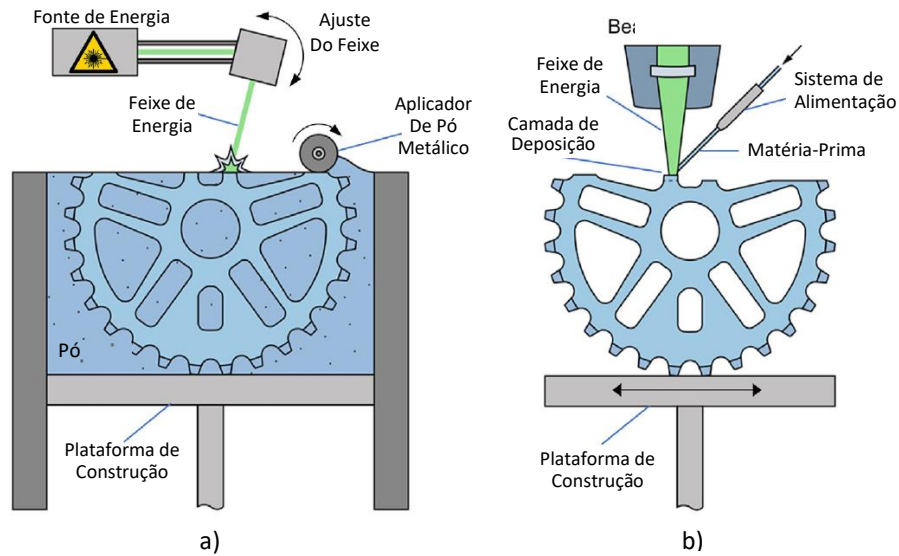


Figura 44 – Fabrico Aditivo de Metais; a) *Powder Bed Fusion* [60]; b) *Direct Energy Deposition* [60]

Como já referido anteriormente o FA é frequentemente relacionado com a otimização topológica devido à grande liberdade geométrica do processo de fabrico o que permite fabricar componentes altamente otimizados sem as restrições impostas por processos de fabrico convencionais [48].

O projeto de componentes com objetivo a serem fabricados por um processo de FA deve ter alguns fatores em consideração. Uma vez que o material é depositado em camadas, o componente tende a apresentar uma certa anisotropia [61]. Por isso, a direção dos esforços deve, preferencialmente, coincidir com a direção de deposição do material (Figura 45 – a) [61]. No estudo [62] os autores debruçaram-se sobre o estudo das propriedades mecânicas de provetes fabricados em FA com diferentes direções de deposição de material. Os autores concluíram que, para as quatro direções analisadas (0°, 30°, 60° e 90°), não existiu diferença significativa na tensão de cedência, no entanto, entre os quatro tipos de provete em estudo, aquele fabricado com a direção de 0° apresentou a maior tensão de cedência [62].

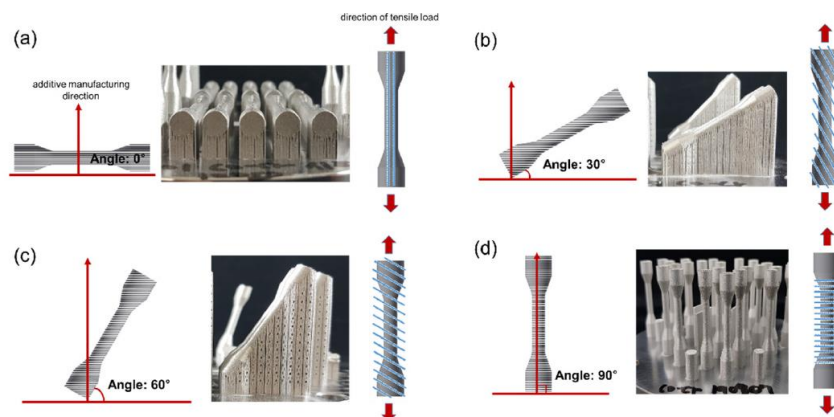


Figura 45 – Direção do FA dos provetes e direção do esforço de tração: (a) 0°, (b) 30°, (c) 60° e (d) 90° (adaptado de [62])

A falha de componentes fabricados em FA geralmente tende a ser devido a anomalias associadas a defeitos de construção, tal como porosidades devido ao excesso de potência de fusão ou à falta dela [63][64]. Também pode surgir fissuração e delaminação devido a tensões residuais derivadas ao ciclo de aquecimento inerente ao processo e ainda à perda de elementos de liga por evaporação e alteração da microestrutura [63]. Os defeitos mencionados podem ser minimizados ou até eliminados por meio de uma calibração rigorosa do equipamento e do aperfeiçoamento dos parâmetros de fabrico, além disso, a qualidade do material utilizado está diretamente relacionada com a ocorrência de anomalias [64].

3. Desenvolvimento da ferramenta de cálculo da geometria de suspensão

O sistema de suspensão é um sistema complexo em um veículo automóvel onde qualquer alteração dos parâmetros de suspensão tem influência na dinâmica do veículo. Perceber qual a implicação na dinâmica de veículo com as alterações na geometria de suspensão é fundamental para um bom projeto de sistemas de suspensão.

Desta forma foi sentida a necessidade de desenvolver uma folha de cálculo onde relaciona as alterações dos parâmetros da geometria de suspensão com o curso de amortecedor, tanto em *bump/rebund* como para o rolamento. Ainda relaciona os esforços envolvidos no sistema de suspensão com as acelerações longitudinais e laterais para casos de carga definidos. A folha de cálculo desenvolvida apenas é válida para sistemas de suspensão semelhantes ao usado pelo Adamastor Furia.

3.1. Condições iniciais

De forma a prosseguir com a definição da geometria de suspensão foi necessário definir valores e condições geométricas iniciais que se consideram fixas, no entanto podem ser alteradas devido a fatores externos, como alteração do desenho da carroçaria e seus componentes que tem influência direta na posição do centro de gravidade e na massa não suspensa.

De seguida são apresentados os dados iniciais considerados para o desenvolvimento do projeto.

- O veículo foi considerado com uma massa de 1100kg e uma distância entre eixos de 2800mm;
- O centro de gravidade encontra-se a uma altura ao solo de 0.37m e a uma distância ao eixo frontal de 1.5m, já o centro de pressão aerodinâmico foi considerado que se encontra na mesma posição que o centro de gravidade;
- Em relação à força aerodinâmica vertical e à força de resistência ao avanço, foram considerados os valores do coeficiente aerodinâmico multiplicado pela área, de 6.1 para a de força vertical e 1.5 para a resistência ao avanço;
- O sistema de suspensão foi modelado como o existente. Sendo o acionamento do conjunto mola amortecedor realizado por um tirante e balanceiro. É utilizado um

sistema por eixo que utiliza um conjunto mola/amortecedor para controlar a altura ao solo e um segundo conjunto mola/amortecedor que controla o rolamento.

- No que diz respeito às molas de suspensão, foram considerados valores meramente indicativos para a rigidez das molas. Foi considerada uma mola de 120 N/mm para o sistema que controla a altura ao solo e uma mola de 15 N/mm para o sistema que controla o rolamento;
- Foi ainda considerado que o curso do amortecedor de controlo da altura ao solo é de 100mm até atingir o batente;
- No que diz respeito aos pneumáticos o eixo traseiro é equipado com pneumáticos Pirelli 265/645 – R18x9 e o eixo frontal com pneus Pirelli 245/645 – R18x9.

Foi ainda fornecido pela empresa um conjunto de coordenadas manipuladas (não correspondem às reais) que correspondem aos pontos de fixação dos elementos da suspensão, e um gráfico ggv que representa a aceleração longitudinal e lateral em função da velocidade, onde a partir deste gráfico foram retirados vários casos de carga de forma a ser possível realizar um estudo da distribuição de forças em diversos casos.

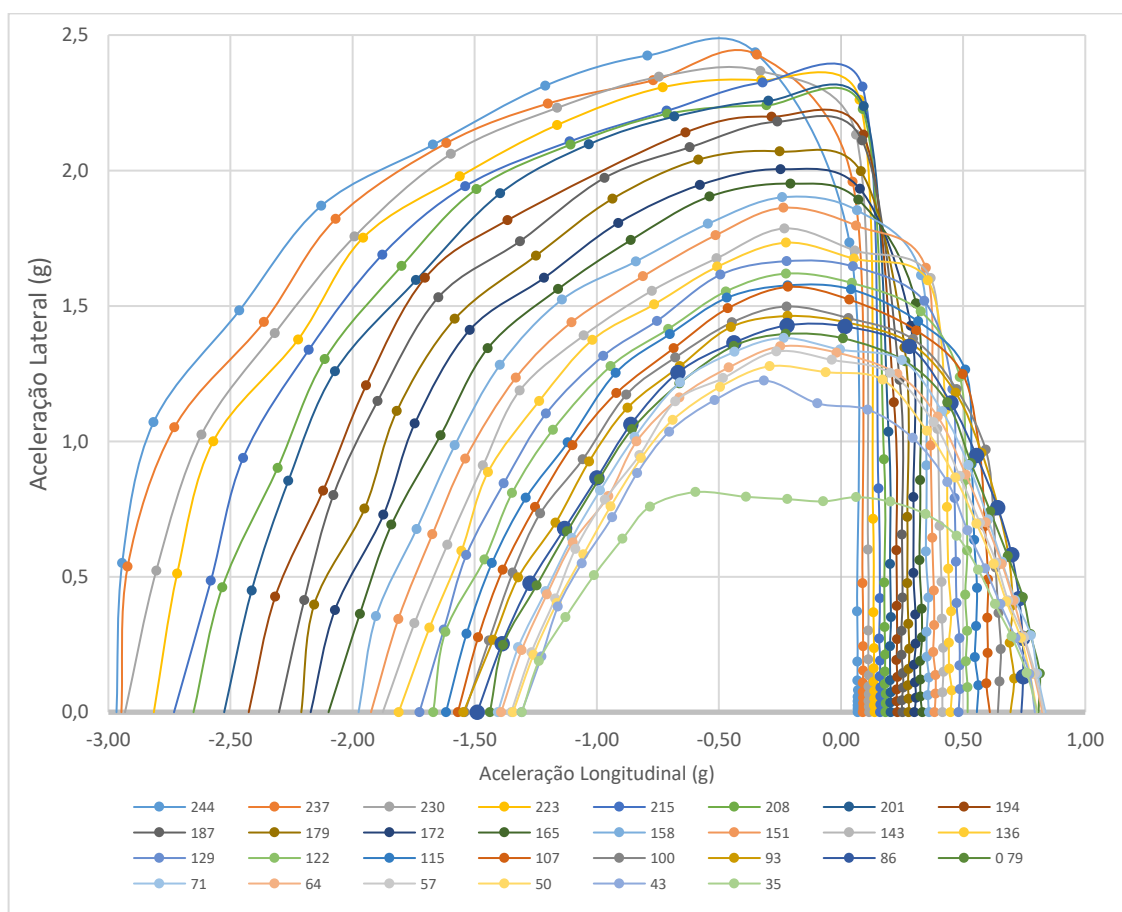


Figura 46 – Gráfico ggv do veículo (velocidade em km/h)

Tabela 2 – Casos de Carga selecionados a partir do gráfico ggv

Caso de Carga	Gxx	Gyy	Velocidade (km/h)
Travagem Máxima	-2,97	0	244
Aceleração Máxima	0,84	0	71
Aceleração a Média Velocidade	0,48	0	129
Aceleração a Alta Velocidade	0,07	0	244
Saída de Curva a Alta Velocidade	0,51	1,26	115
Aceleração lateral Máxima	0	2,4	215
Curva a Alta Velocidade com Travagem	-0,5	2,49	244
Curva a Alta Velocidade com Travagem 2	-1,21	2,31	244
Curva a Velocidade Media	0	1,75	136
Travagem a Média Velocidade	-1,92	0	151

Os valores expostos anteriormente bem como as coordenadas do sistema de suspensão frontal e traseiro são introduzidos na folha de cálculo em uma tabela como a da Figura 47. Nesta primeira zona de introdução de dados podemos observar algumas informações, tais como a carga vertical estática a atuar em cada roda, a rigidez de rolamento, a relação de alavancagem do balancete (*Rocker*) e ainda a razão de deslocamento (*motion ratio*).

POINT	Front Left			Front Right			Rear Left			Rear Right		
	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)
A	Upper wishbone - front pivot	-	-	-	#VALOR!	-	-	-	-	-	#VALOR!	-
B	Upper wishbone - rear pivot	-	-	-	#VALOR!	-	-	-	-	-	#VALOR!	-
D	Upper wishbone - outer ball joint	-	-	-	#VALOR!	-	-	-	-	-	#VALOR!	-
E	Lower wishbone - front pivot	-	-	-	#VALOR!	-	-	-	-	-	#VALOR!	-
F	Lower wishbone - rear pivot	-	-	-	#VALOR!	-	-	-	-	-	#VALOR!	-
G	Lower wishbone - outer ball joint	-	-	-	#VALOR!	-	-	-	-	-	#VALOR!	-
C	Push rod - wishbone end	-	-	-	#VALOR!	-	-	-	-	-	#VALOR!	-
I	Push rod - rocker end	-	-	-	#VALOR!	-	-	-	-	-	#VALOR!	-
H	Steering rod - outer ball joint	-	-	-	#VALOR!	-	-	-	-	-	#VALOR!	-
J	Steering rod - inner ball joint	-	-	-	#VALOR!	-	-	-	-	-	#VALOR!	-
P	Wheel-Ground contact point	-	-	-	#VALOR!	-	-	-	-	-	#VALOR!	-
K	Wheel - spindle point	-	-	-	#VALOR!	-	-	-	-	-	#VALOR!	-
L	Wheel - center point	-	-	-	#VALOR!	-	-	-	-	-	#VALOR!	-
M1	Rocker axis - front point	-	-	-	#VALOR!	-	-	-	-	-	#VALOR!	-
M2	Rocker axis - rear point	-	-	-	#VALOR!	-	-	-	-	-	#VALOR!	-
Q	Damper - rocker point	-	-	-	#VALOR!	-	-	-	-	-	#VALOR!	-
N	Damper - body point	#VALOR!	#VALOR!	#VALOR!	#VALOR!	#VALOR!	#VALOR!	#VALOR!	#VALOR!	#VALOR!	#VALOR!	#VALOR!
O	Roll Damper - rocker point	-	-	-	#VALOR!	-	-	-	-	-	#VALOR!	-
R	Roll Damper - body point	#VALOR!	#VALOR!	#VALOR!	#VALOR!	#VALOR!	#VALOR!	#VALOR!	#VALOR!	#VALOR!	#VALOR!	#VALOR!

O centro da rodada é definido como o centro do referencial local do eixo frontal e traseiro no plano Oxz

Guardar Valores Última Iteração

carro		Roll Spring Stiffness		Distribuição das forças Fz estatico			
WB =	2800 mm	Front	15000 N/m	FL	2556	2556	FR
h CG	0.352 m	Rear	15000 N/m	RL	2840	2840	RR
L CG	1.4737 m						
h CP	0.352 m						
LCP	1.4737 m						
massa	1100 kg						
Δf	1.8 m ²						
rho	1.28 kg/m ³						
SCL	-6.1						
SCD	1						
brake distr	0.7						
Bump	100 mm						

Roll Stiffness		Rocker			
Front K _r	#VALOR! Nm/rad	front	d1	#VALOR! left	#VALOR!
Rear K _r	#VALOR! Nm/rad	rear	d2	#VALOR! right	#VALOR!
			d1	#VALOR! left	#VALOR!
			d2	#VALOR! right	#VALOR!

bump spring stiffness		Motion Ratio	
Front	120000 N/m	Front	0,586
Rear	120000 N/m	Rear	0,895

ultimo

Figura 47 – Folha de cálculo da geometria de suspensão criada pelo autor, tabelas de entrada de dados

O sistema de suspensão em questão é do tipo triângulos sobrepostos, com o acionamento do conjunto mola/amortecedor realizado através de um tirante e balanceiro. O sistema foi projetado de forma que o controlo da altura ao solo seja realizado por apenas um conjunto mola/amortecedor e o controlo do rolamento é realizado por um segundo conjunto de mola/amortecedor.

A folha de cálculo está preparada para fazer a demonstração gráfica da geometria de suspensão nas 3 vistas principais, frente, cima e de lado, tanto para o eixo frontal como para o traseiro. A Figura 48 e Figura 49 representa a vista frontal da representação gráfica das coordenadas introduzidas para o eixo frontal e traseiro respetivamente, a Figura 50 e Figura 51 representa a vista de cima da representação gráfica das coordenadas introduzidas para o eixo frontal e traseiro respetivamente e por fim, a Figura 52 e Figura 53 representa a vista lateral respetivamente para as coordenadas do eixo frontal e traseiro.

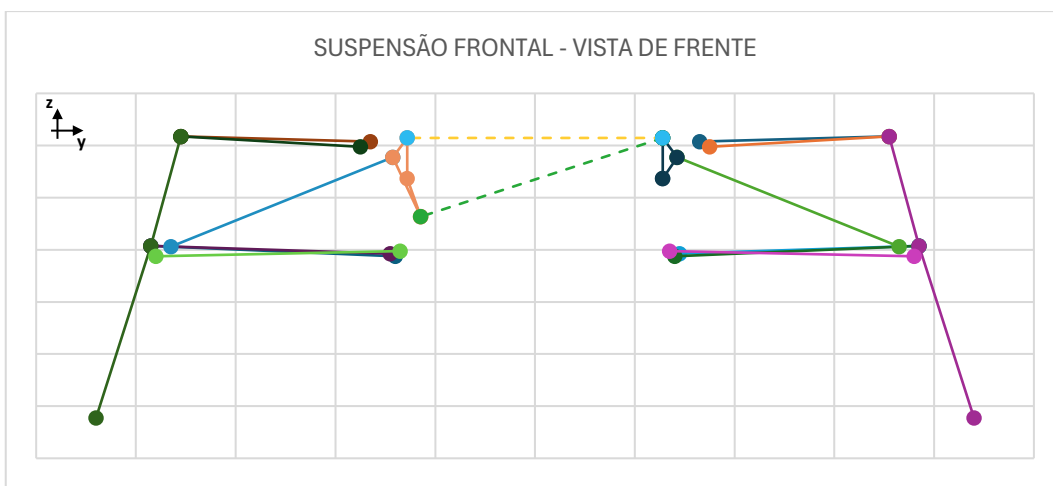


Figura 48 – Geometria de suspensão vista frontal, eixo frontal

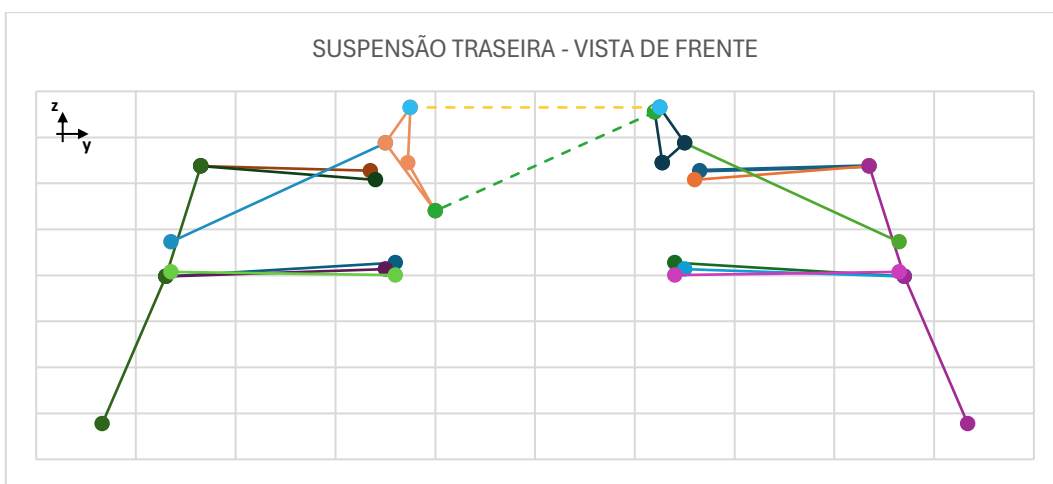


Figura 49 – Geometria de suspensão vista frontal, eixo traseiro

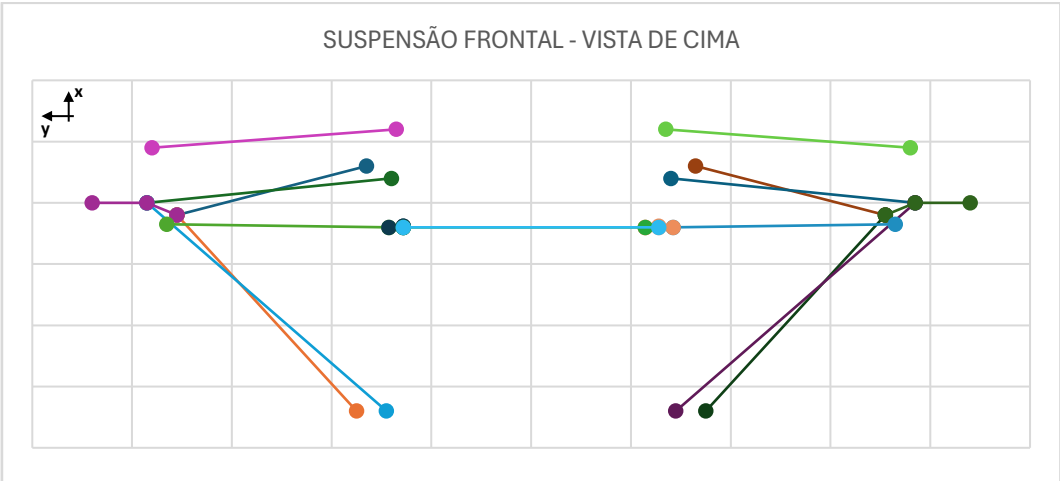


Figura 50 – Geometria de suspensão vista superior, eixo frontal

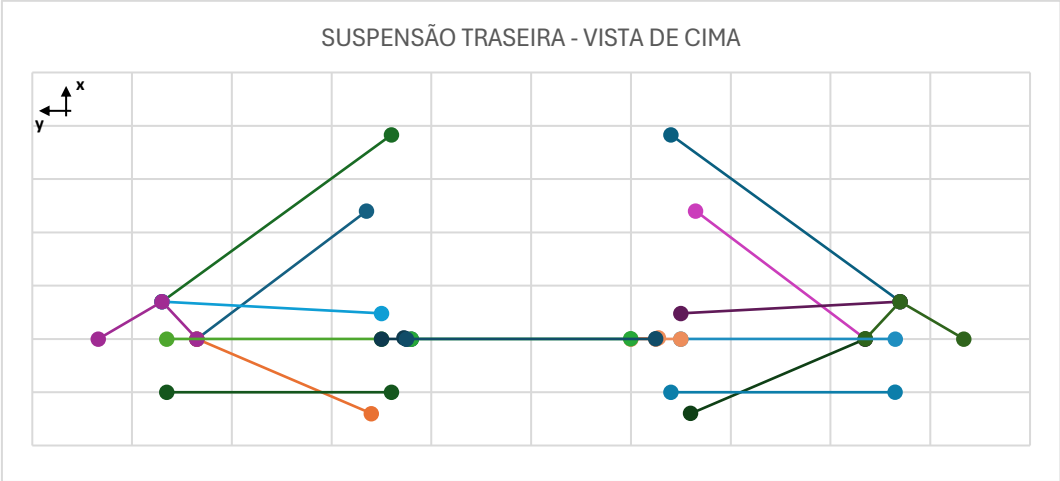


Figura 51 – Geometria de suspensão vista superior, eixo traseiro

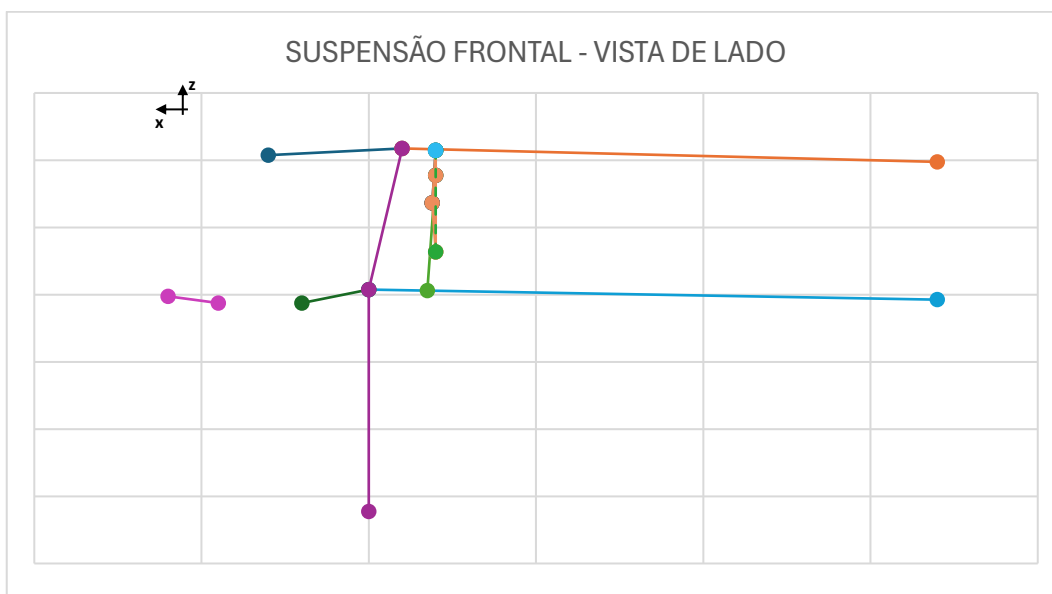


Figura 52 – Geometria de suspensão vista lateral, eixo frontal

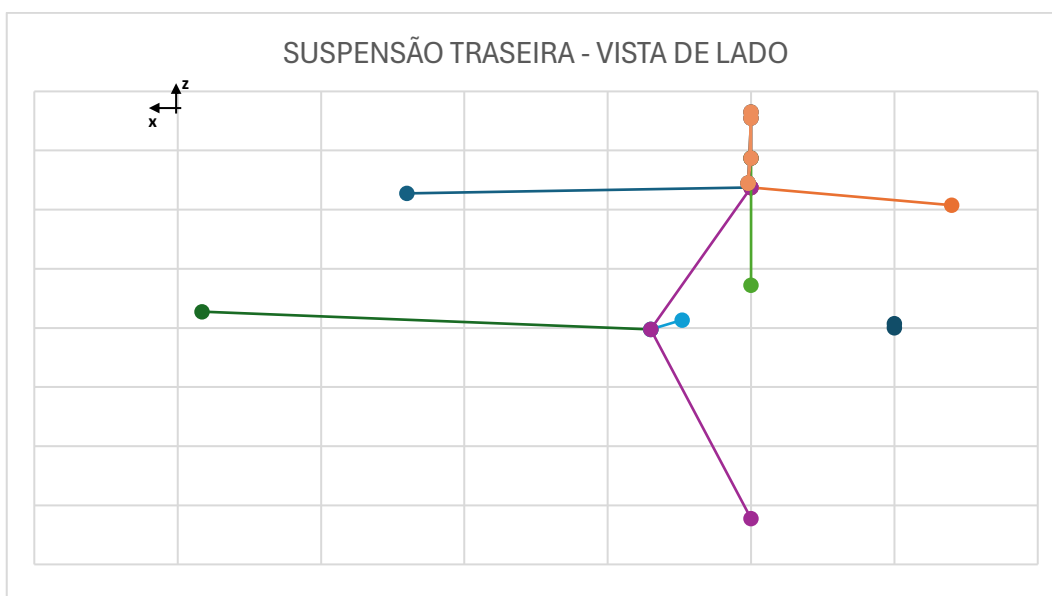


Figura 53 – Geometria de suspensão vista lateral, eixo traseiro

3.2. Modelação dos pneumáticos

Como já referido no capítulo anterior os pneumáticos são de elevada relevância no comportamento dinâmico do veículo, uma vez que as forças que se geram na interface pneu/solo são responsáveis pela estabilidade dinâmica do veículo.

Utilizando o modelo de Pacejka apresentado anteriormente e presente no Apêndice A, foram modeladas as curvas que relacionam o ângulo de escorregamento com a força lateral e a razão de escorregamento com a força longitudinal, para os pneumáticos do eixo frontal e traseiro respetivamente Pirelli 245/645 – R18x9 e Pirelli 265/645 – R18x9.

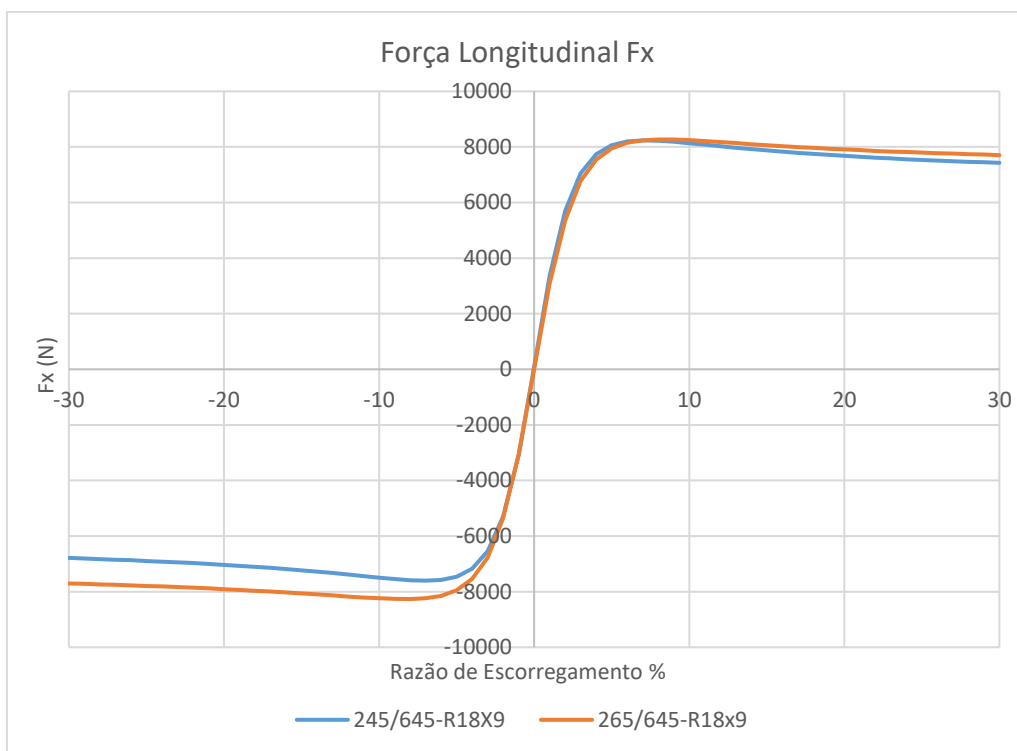


Figura 54 – Curva da força longitudinal em função da razão de escorregamento dos pneumáticos

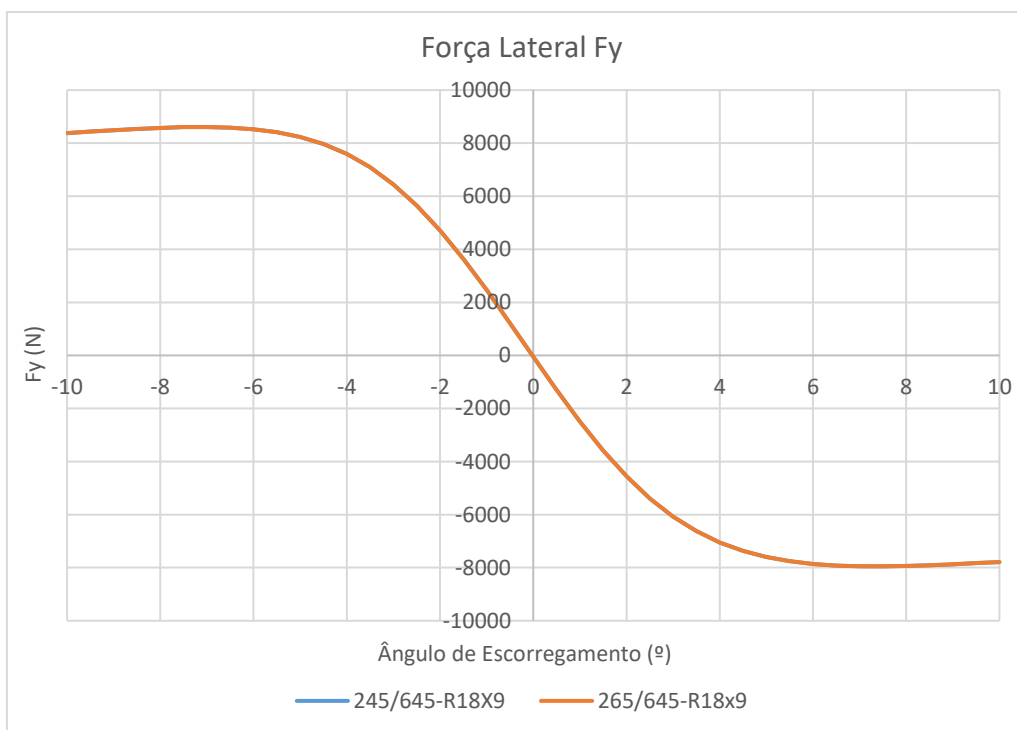


Figura 55 – Curva da força lateral em função do ângulo de escorregamento dos pneumáticos

Dependendo dos casos de carga, a transferência de carga longitudinal e lateral é diferente para cada um, o que implica realizar o modelo de Pacejka individualmente para cada caso de carga, na análise de distribuição de forças.

3.3. Cálculo da cinemática da suspensão

De forma a calcular a cinemática da suspensão em compressão e extensão pura, bem como em rolamento puro, foi definido um intervalo de movimento de $\pm 30\text{mm}$ de deslocamento do amortecedor para o estudo da suspensão em compressão/extensão e de $\pm 3^\circ$ para o estudo de rolamento puro.

No estudo da extensão/compressão pura, a geometria da suspensão ao longo do curso do amortecedor de $\pm 30\text{mm}$ foi determinada através de pequenos incrementos de 1mm até perfazer os 30mm de curso, ou seja, para cada incremento de 1mm a folha de cálculo determina a nova posição das coordenadas da suspensão. Para determinar as novas coordenadas da suspensão foi utilizado um sistema de equações que define a geometria de suspensão no espaço, onde pela alteração da distância entre dois pontos (conjunto de pontos que define o amortecedor) é possível determinar as coordenadas de todo o sistema uma vez estabelecidas as relações geométricas entre diferentes corpos.

No exemplo seguinte da Figura 56 pode ser observado um conjunto de segmentos de reta AB, CB e DB que se unem no ponto B, sendo conhecidas as coordenadas iniciais de cada ponto, é conhecido também os comprimentos de cada um dos segmentos. Se o segmento de reta AB sofrer um aumento do seu comprimento, enquanto os segmentos CB e DB preservam o seu comprimento o ponto B desloca-se para o ponto B', e as coordenadas desta nova posição do ponto B' pode ser determinado pelo sistema de equações (27), com 3 equações e 3 incógnitas B'x, B'y e B'z.

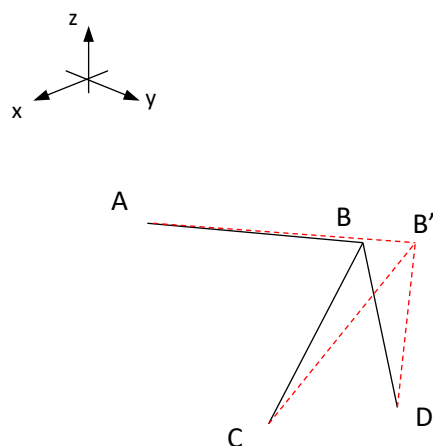


Figura 56 – Representação esquemática simples do movimento no espaço de três barras

$$\begin{cases} (B'_x - A_x)^2 + (B'_y - A_y)^2 + (B'_z - A_z)^2 = (\overline{AB'})^2 \\ (B'_x - C_x)^2 + (B'_y - C_y)^2 + (B'_z - C_z)^2 = (\overline{CB'})^2 \\ (B'_x - D_x)^2 + (B'_y - D_y)^2 + (B'_z - D_z)^2 = (\overline{DB'})^2 \end{cases} \quad (19)$$

Se o ponto B for a origem de um outro segmento de reta por exemplo BG, onde G é a união de outros segmentos de reta Figura 57, o ponto G pode ser determinado pelo mesmo princípio, o que resulta em um sistema agora com 6 equações e 6 incógnitas.

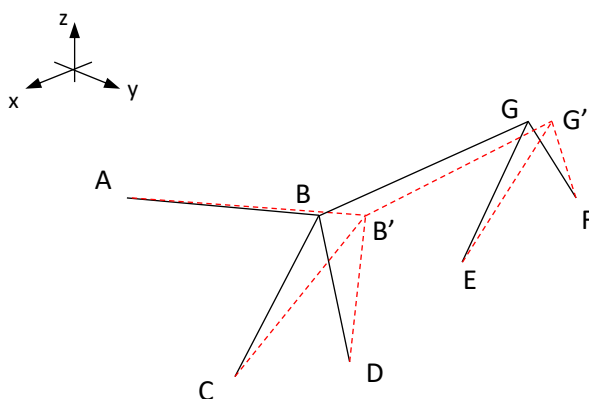


Figura 57 – Representação esquemática do movimento no espaço de seis barras

$$\begin{cases} (B'_x - A_x)^2 + (B'_y - A_y)^2 + (B'_z - A_z)^2 = (\overline{AB'})^2 \\ (B'_x - C_x)^2 + (B'_y - C_y)^2 + (B'_z - C_z)^2 = (\overline{CB'})^2 \\ (B'_x - D_x)^2 + (B'_y - D_y)^2 + (B'_z - D_z)^2 = (\overline{DB'})^2 \\ (G'_x - B_x)^2 + (G'_y - B_y)^2 + (G'_z - B_z)^2 = (\overline{BG'})^2 \\ (G'_x - E_x)^2 + (G'_y - E_y)^2 + (G'_z - E_z)^2 = (\overline{EG'})^2 \\ (G'_x - F_x)^2 + (G'_y - F_y)^2 + (G'_z - F_z)^2 = (\overline{FG'})^2 \end{cases} \quad (20)$$

No caso do sistema de suspensão em questão, origina um sistema com 27 equações e 27 incógnitas, que é resolvido utilizando código *Python* que está interligado com o Excel através de uma biblioteca específica (*Xlwings*), o código *Python* lê as entradas das coordenadas da suspensão no Excel bem como as distâncias entre os diferentes pontos da suspensão, guarda em uma matriz, e resolve o sistema de equações para incrementos/decrementos de 1mm à distância que representa a extensão/compressão do amortecedor. Parte do código *Python* realizado pode ser analisada no Apêndice C. O resultado para cada incremento é guardado em uma matriz e no final do ciclo o código escreve as coordenadas novas de cada ponto para cada variação do comprimento do amortecedor em uma tabela em uma folha específica do Excel para posteriormente ser realizado o cálculo dos parâmetros da geometria de suspensão (ganho de ângulo de sopé, alteração do centro de rolamento, etc.) que devido à simplicidade destes, são resolvidos utilizando código *VBA*.

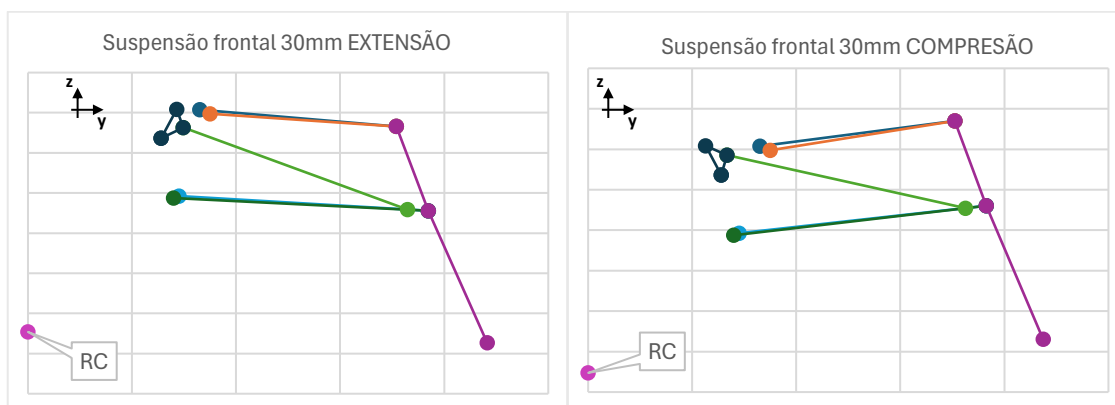


Figura 58 – Representação da geometria de suspensão frontal para ± 30 mm de curso de amortecedor

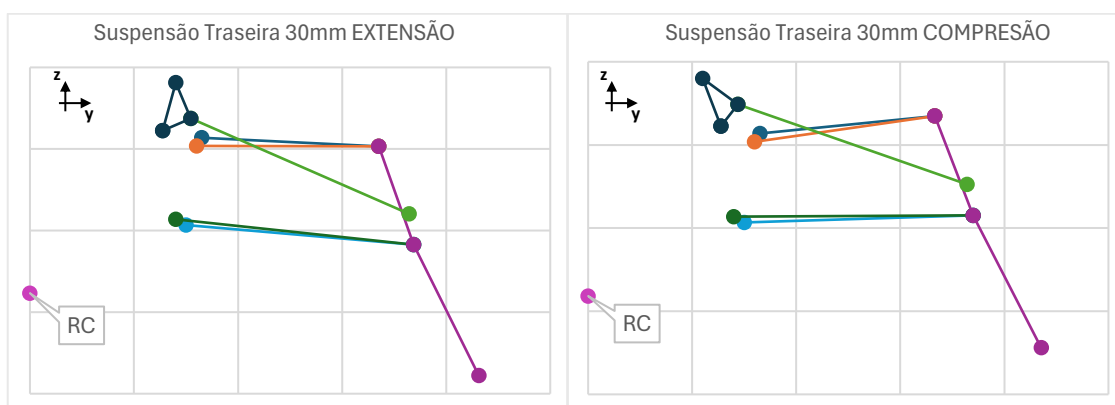


Figura 59 – Representação da geometria de suspensão traseira para ± 30 mm de curso de amortecedor

O código foi programado de forma que ao carregar em um botão na folha do Excel, este aciona o código que resolve o sistema de equações para determinar a geometria de suspensão do eixo frontal e traseiro em extensão/compressão do amortecedor, e logo de seguida faz o cálculo dos parâmetros da geometria de suspensão. Na Figura 60 pode ser observado a Variação de Convergência do eixo frontal (*front*) e traseiro (*rear*), onde se conclui que no eixo traseiro a variação de convergência é muito reduzida, atingindo um máximo de cerca 0.6° para um curso de amortecedor de 30mm, já no eixo frontal o efeito é mais pronunciado, atingindo um máximo de cerca -2.4° para um curso de amortecedor de 30mm. Este valor é relativamente elevado pelo que seria necessário analisar a geometria e melhorar este parâmetro, é ainda de salientar que os valores foram obtidos para as coordenadas fornecidas pela empresa que não correspondem em pleno à realidade.

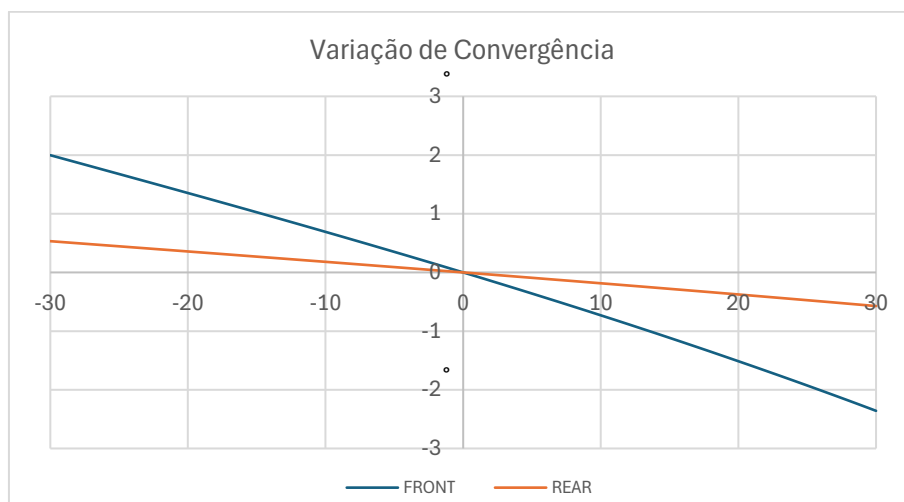


Figura 60 – Variação de convergência em função do curso de amortecedor de ± 30 mm para o eixo frontal e traseiro

No que diz respeito à variação de ângulo de sopé, no eixo frontal é praticamente nulo uma vez que o valor máximo foi de 0.5° para uma extensão de amortecedor de 30mm, já no eixo traseiro a variação é mais pronunciada, atingindo um valor máximo de cerca 0.7° para uma compressão do amortecedor de 30mm.

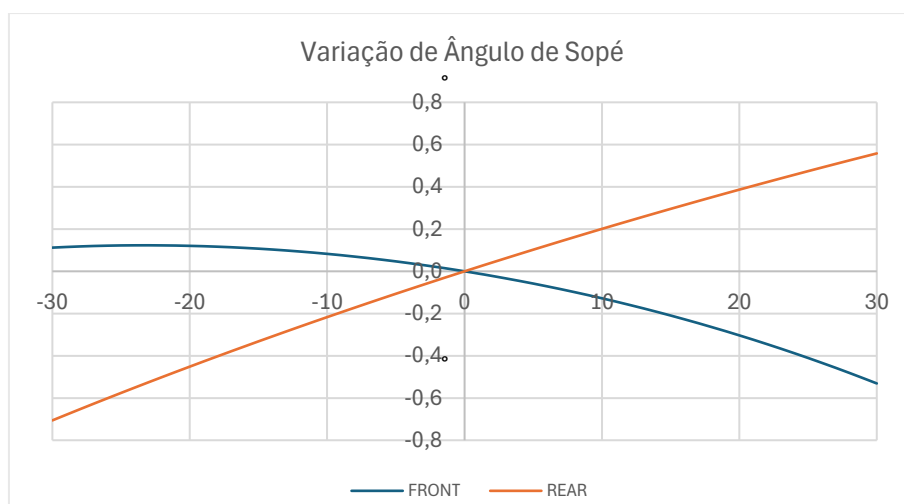


Figura 61 – Variação de ângulo de sopé em função do curso de amortecedor de ± 30 mm para o eixo frontal e traseiro

No que diz respeito à variação em altura do centro de rolamento, no eixo frontal verificou-se uma variação de 6.6mm da posição do centro de rolamento no curso de 60mm do amortecedor, já no eixo traseiro verificou-se uma variação de 18mm. Em regime estático, o eixo frontal apresenta um centro de rolamento de 348.1mm abaixo do centro da roda (ou 25.6mm abaixo do solo) e o eixo traseiro apresenta um centro de rolamento de 163.2mm abaixo do centro da roda (ou 159.3mm acima do solo). Importa lembrar que as coordenadas utilizadas não

correspondem à realidade, pelo que o centro de rolamento localizado abaixo do solo não é o real.

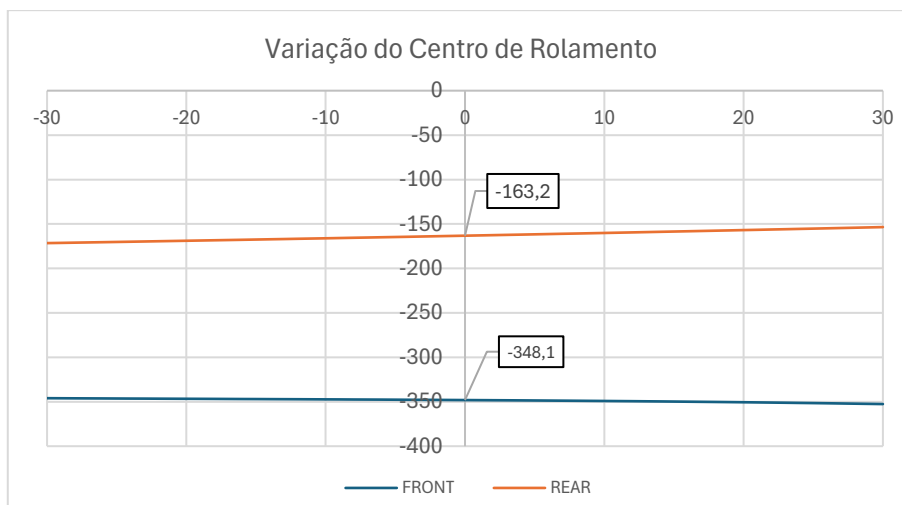


Figura 62 – Alteração da posição do centro de rolamento (em altura em relação ao centro da roda) em função do curso de amortecedor de ± 30 mm para o eixo frontal e traseiro

A largura de via também sofre alterações no movimento de suspensão, no entanto esta variação é na ordem dos 8mm no curso de amortecedor de 60mm.

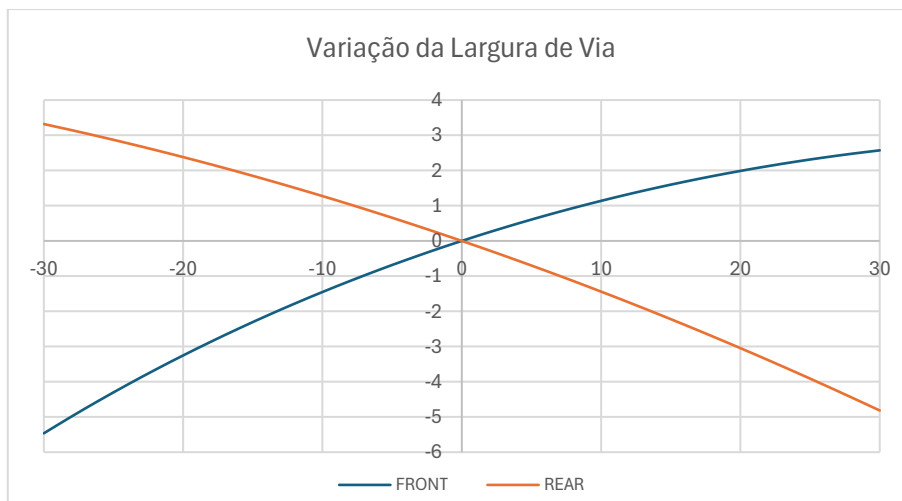


Figura 63 – Variação de largura de via em função do curso de amortecedor de ± 30 mm para o eixo frontal e traseiro

Para o anti mergulho da frente verificou-se uma variação de cerca de 26% no curso de 60mm de amortecedor, sendo que em estático a geometria apresenta 41% de anti mergulho da frente. No caso do anti agachamento a variação no curso de 60mm de amortecedor foi de 13.6% sendo que tem 31.8% de anti agachamento em estático. O anti levantamento da traseira sofreu uma variação no curso total de amortecedor de 7.5%, apresentando em regime estático um valor de 6.2% de anti levantamento da traseira.

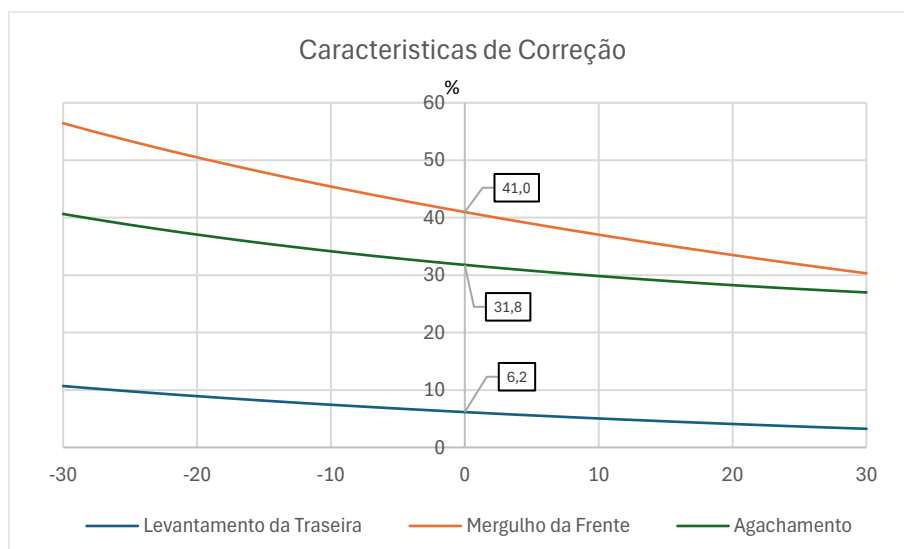


Figura 64 – Variação das características de correção em função do curso de amortecedor de ± 30 mm para o eixo frontal e traseiro

Passando para a parte de rolamento puro, foi considerado que a carroçaria do carro é infinitamente rígida e esta rola segundo um eixo formado pelos centros de rolamento frontal e traseiro (eixo de rolamento) obtidos anteriormente. O exemplo seguinte é simplificado, mas traduz o processo utilizado para calcular as coordenadas dos pontos de fixação da suspensão à carroçaria após uma rotação da mesma. A matriz de rotação para um ângulo θ é determinada recorrendo à equação (21), onde I é a matriz identidade, uu^T é o produto externo do vetor unitário do eixo e $[u]_x$ é a matriz antissimétrica associada ao produto vetorial.

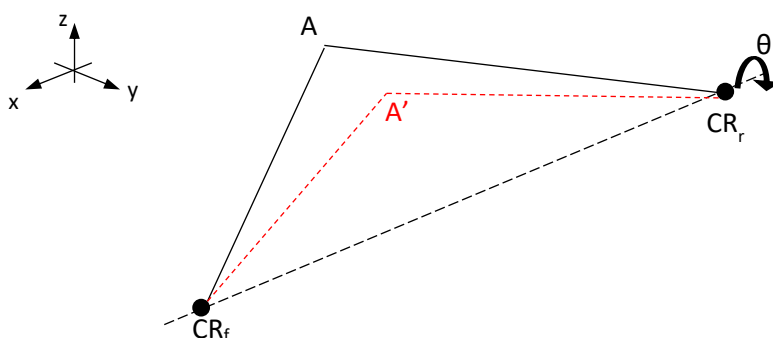


Figura 65 – Representação esquemática do movimento de corpo rígido segundo um eixo

$$R = I \cos \theta + (1 - \cos \theta)(uu^T) + \sin \theta [u]_x \quad (21)$$

Com a matriz de rotação R definida é possível determinar as coordenadas do ponto A' após a rotação de uma quantidade θ , para isso é necessário transformar o referencial para que o ponto CR_f seja a origem do referencial, aplicar a matriz de rotação e por fim transformar de volta ao referencial original, em suma pode ser feito da seguinte forma, onde é necessário aplicar a

transposta ao vetor que define as coordenadas do ponto A transformado para o referencial local, de modo a ser obtido um vetor 3x1.

$$A' = R \times (A - CR_f)^T + CR_f \quad (22)$$

Assim que todas as coordenadas dos pontos de fixação da suspensão ao chassis foram determinadas após rolar uma quantidade θ , pode-se prosseguir ao cálculo das coordenadas da geometria de suspensão. Para isto seguiu-se um procedimento idêntico ao abordado anteriormente para o estudo da compressão/extensão pura, sendo que foi fixa uma coordenada que corresponde ao ponto de contacto pneu/solo no eixo vertical z.

Estabelecidas todas as relações geométricas entre os diversos pontos da suspensão, originou um sistema de 26 equações e 26 incógnitas para cada uma das rodas, ou seja, cada eixo apresenta um sistema de 52 equações e 52 incógnitas o que perfaz um total de 104 equações e 104 incógnitas para determinar toda a geometria de suspensão após o rolamento. Uma vez que é um sistema complexo, foi utilizado código *Python* com uma biblioteca de comunicação com o Excel de forma a resolver os sistemas de equações para cada uma das rodas. Parte do código realizado pode ser visto no Apêndice C.

Na Figura 66 e Figura 67 pode ser observado o sistema de suspensão frontal e traseiro respetivamente após o rolamento de 3° em comparação com a posição inicial do sistema, ainda pode ser observada a posição do centro de rolamento inicial e após o rolamento.

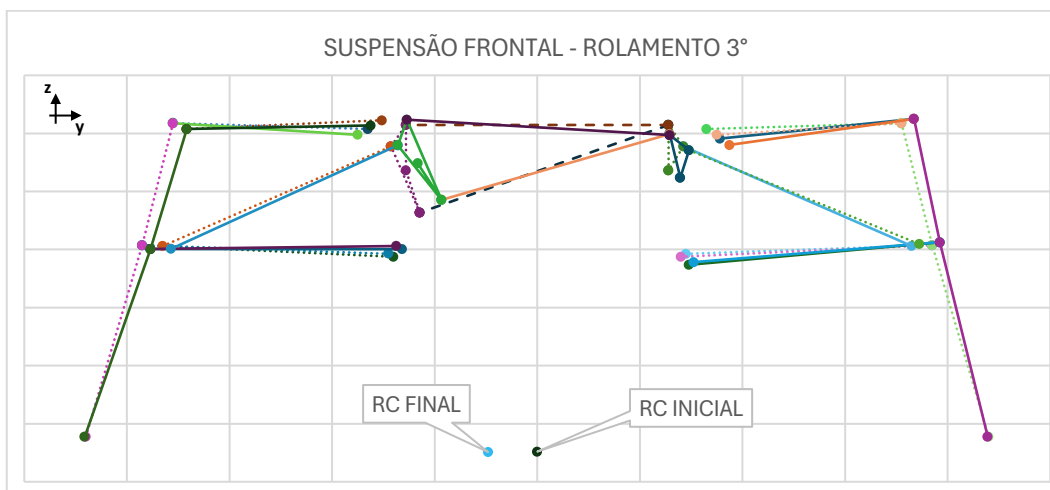


Figura 66 – Comparação esquemática da suspensão frontal antes do rolamento (traço interrompido) e após o rolamento de 3° (traço contínuo)

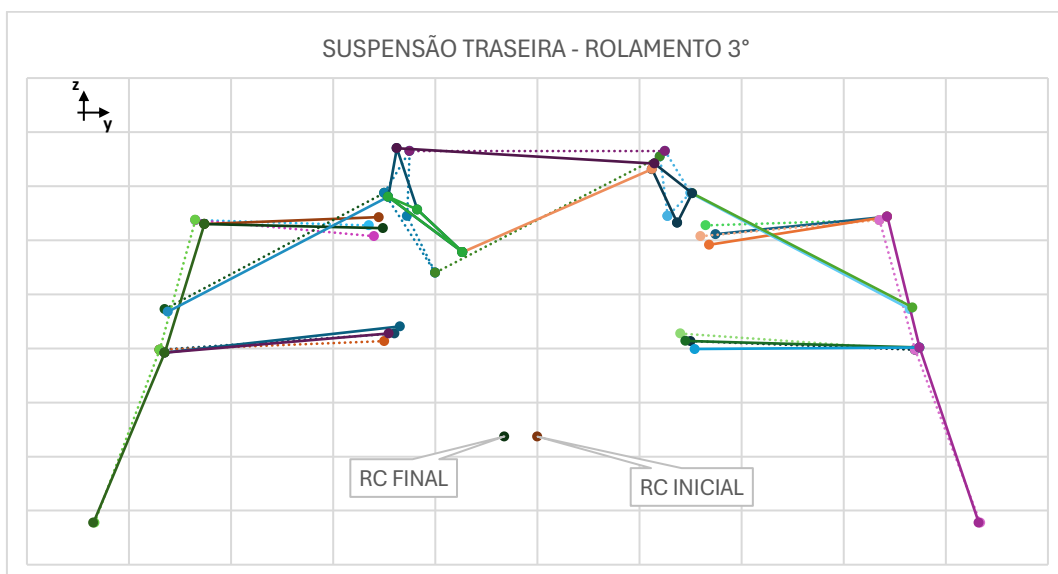


Figura 67 – Comparação esquemática da suspensão traseira antes do rolamento (traço interrompido) e após o rolamento de 3° (traço contínuo)

À semelhança do código efetuado para a compressão/extensão pura, o código está feito de forma que logo de seguida às coordenadas serem obtidas, são calculados os parâmetros geométricos do sistema de suspensão. De seguida na Figura 68 é apresentado a variação do ângulo de sopé para cada uma das rodas durante o rolamento de 3°.

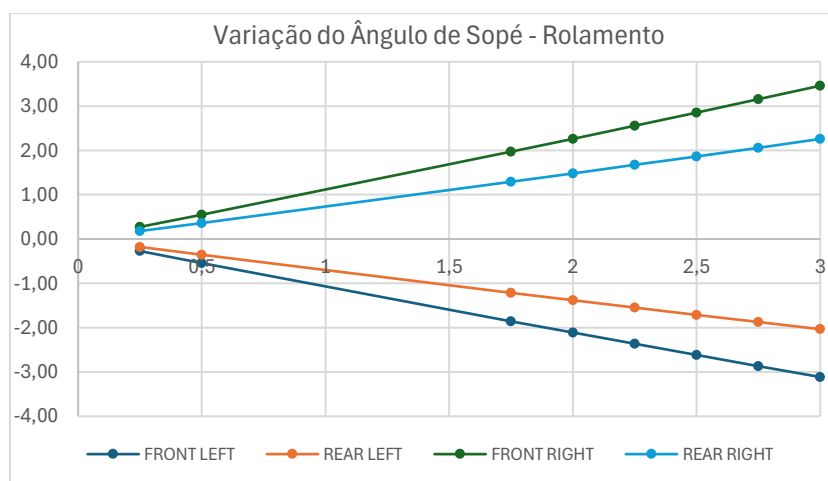


Figura 68 – Variação de ângulo de sopé em função do rolamento de 3° para cada roda

A variação de convergência para cada uma das rodas para o rolamento é demonstrado na Figura 69.

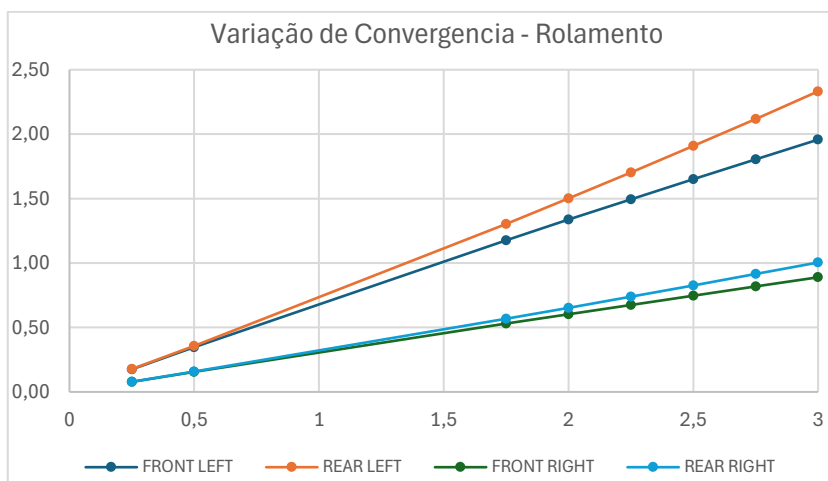


Figura 69 – Variação da convergência em função do rolamento de 3° para cada roda

A largura de via também é alterada com o rolamento e a sua variação pode ser observada na Figura 70.

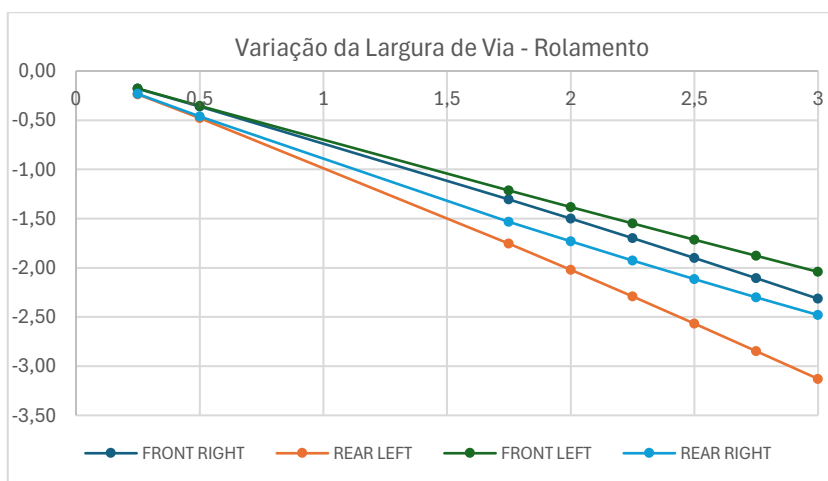


Figura 70 – Variação da largura de via em função do rolamento de 3° para cada roda

3.4. Dinâmica e distribuição de forças

Para o cálculo da distribuição de forças, existe uma secção da folha de cálculo (Figura 71) onde é possível introduzir os casos de carga e variar tanto a razão de escorregamento (*slip ratio*) como o ângulo de escorregamento (*Slip Angle*), estas alterações influenciam a transferência de carga para cada uma das rodas que altera por consequência as forças longitudinais e laterais a atuar nos pneumáticos bem como o ângulo de rolamento e compressão do amortecedor.

As alterações das coordenadas da geometria de suspensão ou dos casos de carga causam com que os resultados não sejam válidos e o programa necessite de ser corrido novamente através do botão “Dynamics – max braking” ou outro correspondente ao caso de carga, e faz com que uma mensagem de “Run Solver” seja mostrada a vermelho na zona onde agora se lê “solver Complete”, na Figura 71. O código começa por determinar a geometria da suspensão final após

a transferência de carga, primeiro determina a geometria após a compressão do amortecedor devido à transferência de carga longitudinal segundo o procedimento descrito no subcapítulo anterior. Com a geometria de suspensão após a transferência de carga longitudinal, o código calcula a geometria após o rolamento a partir da geometria já determinada, no caso de existir transferência de carga lateral, também pelo procedimento já abordado.

Dynamics - max braking				ROLL	0,00°
Solver Complete				Bumper compress	
				Front	72,5 mm
				Rear	50,1 mm
Aceleração			Speed	Distribuição das forças Fz	
Gx	Gy	Gz	(km/h)	FL	8633 8633 FR
-2,97	0	0	244	RL	5730 5730 RR
Slip ratio				Distribuição das forças Fx	
FL	8,0	8,0	FR	FL	-9638 -9638 FR
RL	8,0	8,0	RR	RL	-7998 -7998 RR
Slip Angle				Distribuição das forças Fy	
FL	0,0	0,0	FR	FL	-168 -168 FR
RL	0,0	0,0	RR	RL	-169 -169 RR

Figura 71 – Folha de cálculo da distribuição de esforços, entrada da razão de escorregamento e ângulo de escorregamento, distribuição de carga nas rodas

As distribuições das forças em cada corpo são apresentadas em uma tabela semelhante à seguinte, onde é mostrada a magnitude da força a atuar no ponto e as suas componentes em x, y e z, ainda é indicado em determinados casos se a força causa compressão ou tração.

FRONT LEFT	Top Wishbone			Lower Wishbone			Toe rod		Rocker			Bumper	Roll bumper	Push Rod	
	Front Pivot	Rear Pivot	Upright Ball Joint	Front Pivot	Rear Pivot	Upright Ball Joint	Outer Ball Joint	Inner Ball Joint	Bump Ball Joint	Roll Bumper ball joint	Push Rod Ball Joint	Rocker Ball Joint	Rocker Ball Joint	Lower wishbone Ball Joint	Rocker Ball Joint
Fx	-14504,7	-590,4	15095,1	23678,4	778,0	-24702,5	-30,9	30,9	0,0	0,0	-246,1	0,0	0,0	-246,1	246,1
Fy	17302,5	-13179,6	-4122,9	-50433,0	26785,0	3426,8	528,0	-528,0	15054,8	39,4	-20221,2	-15054,8	-39,4	-20221,2	20221,2
Fz	3063,5	-2744,8	-318,7	-9133,9	5555,0	8890,2	61,6	-61,6	0,0	12,7	5311,3	0,0	-12,7	5311,3	-5311,3
Magnitude	22785	13475	15651	96459	27366	26476	532	532	15055	41	20909	15055	41	20909	20909
Trac/comp	Comp	Tração	-	Tração	Comp	-	Tração	Tração	-	-	-	Comp	Comp	-	Comp

REAR LEFT	Top Wishbone			Lower Wishbone			Toe rod		Rocker Ball Joint			Bumper	Roll bumper	Push Rod	
	Front Pivot	Rear Pivot	Upright Ball Joint	Front Pivot	Rear Pivot	Upright Ball Joint	Outer Ball Joint	Inner Ball Joint	Bump Ball Joint	Roll Bumper ball joint	Push Rod Ball Joint	Rocker Ball Joint	Rocker Ball Joint	Upright	Rocker Ball Joint
Fx	-10696,3	319,1	10377,2	17396,2	1007,1	-18403,4	-7,7	7,7	0,0	0,0	36,2	0,0	0,0	36,2	-36,2
Fy	9057,0	-9451,8	394,7	-25759,5	17188,5	8593,5	3197,7	-3197,7	7116,6	12,1	-12377,3	-7116,6	-12,1	-12377,3	12377,3
Fz	774,3	-1337,9	563,6	137,8	456,1	-603,9	240,9	-240,9	-117,6	6,2	5539,1	117,6	-6,2	5539,1	-5539,1
Magnitude	14037	9551	10400	31084	17224	20320	3207	3207	7118	14	13560	7118	14	13560	13560
Trac/comp	Comp	Tração	-	Tração	Comp	-	Tração	Tração	-	-	-	Comp	Comp	-	Comp

Figura 72 – Folha de cálculo, tabela da distribuição de esforços para a travagem máxima no eixo frontal e traseiro

Para a determinação das forças e as suas reações a atuar nos diferentes corpos do sistema de suspensão foi utilizada uma abordagem onde foram estabelecidas as equações de equilíbrio estático dos diferentes corpos, tendo sido separada a transferência de carga longitudinal da lateral, ou seja, é calculada a distribuição de forças de forma independente para a transferência de carga longitudinal e lateral e no fim são somados os resultados individuais. No entanto o sistema em questão é hiperestático com 37 incógnitas e apenas 24 equações de equilíbrio estático (para a análise longitudinal e lateral). De forma a ultrapassar esta questão foram assumidas algumas simplificações, tal como o uso de apenas uma incógnita para descrever a força interna das barras submetidas à tração/compressão como a *push-rod*, a barra de direção

e os conjuntos mola/amortecedor, caindo assim o número de incógnitas para 27, ainda assim foi necessário definir 3 equações adicionais para tornar o sistema possível de resolver. Estas equações definem que um dos dois apoios dos corpos que rodam segundo um eixo não suporta esforço na direção do eixo de rotação, esta simplificação não retrata a realidade, no entanto é uma simplificação válida para o estudo em questão.

De seguida é apresentado um sistema simplificado do utilizado para modelar o sistema de suspensão em questão, mas o princípio é o mesmo. Na Figura 73 podemos observar um braço de suspensão ABCD e uma barra EC que liga ao braço de suspensão tal como uma *push-rod* e ainda as forças F_x e F_z a atuar na direção longitudinal e vertical respetivamente.

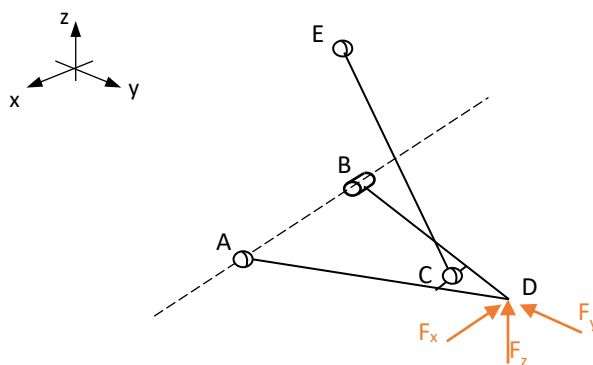


Figura 73 – Representação esquemática de um sistema de suspensão simples para o cálculo de esforços

A barra EC uma vez que tem ligações rotuladas nos dois extremos, apenas sofre forças de compressão ou tração, ou seja, pelas equações de equilíbrio da barra EC as reações no ponto E são o negativo das reações em C:

$$\vec{F}_E = -\vec{F}_C \quad (23)$$

Uma vez que sabemos que a força de reação em C atua ao longo do eixo da barra EC, podemos definir a força em C como:

$$\vec{F}_C = f_1 \vec{R}_{EC} \quad (24)$$

Onde, \vec{R}_{EC} é o versor EC e f_1 é a magnitude de \vec{F}_C .

No exemplo em questão vamos considerar que o apoio B não suporta esforços ao longo do eixo AB, de forma a reduzir o número de incógnitas, ou seja, o apoio A é responsável por suportar este esforço, do ponto de vista matemático esta consideração é representada da seguinte forma:

$$\vec{F}_B \cdot \vec{R}_{AB} = 0 \quad (25)$$

	Max Braking		Max Acceleration		Mid Speed Braking		Acceleration High Speed		Acceleration Mid Speed		Max Corner Acceleration		Mid Speed Corner		High Speed Corner Braking		High Speed Corner Brake 2		High Speed Corner Exit		
	Front Pivot	Rear Pivot	Front Pivot	Rear Pivot	Front Pivot	Rear Pivot	Front Pivot	Rear Pivot	Front Pivot	Rear Pivot	Front Pivot	Rear Pivot	Front Pivot	Rear Pivot	Front Pivot	Rear Pivot	Front Pivot	Rear Pivot	Front Pivot	Rear Pivot	
FRONT	Top Wishbone	22785	13475	6697	5312	17516	10875	15168	13096	9451	7526	9780	2246	7828	2050	15254	17065	15384	17140	9762	11068
	Comp	Tracção	Tracção	Comp	Comp	Tracção	Tracção	Tracção	Comp	Tracção	Comp	Tracção	Tracção	Tracção	Tracção	Comp	Tracção	Tracção	Tracção	Comp	Tracção
	Lower Wishbone	56459	27366	9704	12835	41047	22519	20448	32361	13622	18187	4607	2880	5524	1375	36286	29881	37081	29907	20592	20263
	Tracção	Comp	Comp	Tracção	Comp	Tracção	Comp	Comp	Tracção	Comp	Tracção	Comp	Tracção	Comp	Tracção	Tracção	Comp	Tracção	Comp	Tracção	Comp
REAR	Push Rod	20909		6865		13207		24298		9995		24508		16967		26649		27534		12299	
	Comp	Comp	Comp	Comp	Comp	Comp	Comp	Comp	Comp	Comp	Comp	Comp	Comp	Comp	Comp	Comp	Comp	Comp	Comp	Comp	Comp
	Top Wishbone	14037	9551	10439	6715	9146	6271	14468	9059	12065	7784	4790	8455	3985	7060	17096	21605	16715	21167	12402	15988
Comp	Tracção	Tracção	Comp	Comp	Comp	Tracção	Tracção	Comp	Tracção	Comp	Tracção	Tracção	Tracção	Tracção	Tracção	Comp	Tracção	Comp	Tracção	Comp	Tracção
Lower Wishbone	31084	17224	21845	21084	20250	11640	30144	29516	25239	24528	69	3572	230	4750	42034	35028	41053	34872	30386	28086	
	Tracção	Comp	Comp	Tracção	Comp	Tracção	Comp	Comp	Tracção	Comp	Tracção	Comp	Comp	Comp	Comp	Tracção	Comp	Tracção	Comp	Tracção	Comp
Push Rod	13560			8066		8209		12876		9542		18658		12253		21745		20220		11723	
	Comp	Comp	Comp	Comp	Comp	Comp	Comp	Comp	Comp	Comp	Comp	Comp	Comp	Comp	Comp	Comp	Comp	Comp	Comp	Comp	Comp

Figura 75 – Tabela resumo dos principais esforços a ocorrer na suspensão frente/traseira para cada caso de carga

A folha de cálculo da distribuição dos esforços foi validada recorrendo à comparação dos resultados com os resultados obtidos através de um software comercial utilizado pela empresa (*Canopy*), e para os valores reais do carro quer de coordenadas da geometria de suspensão quer de casos de carga. Foi obtido um erro máximo para os resultados do eixo frontal inferior a 10%, no entanto nos resultados obtidos na folha de cálculo para o eixo traseiro os resultados apresentavam um erro em entono dos 30%.

Estes erros estão diretamente associados à geometria dos braços de suspensão e balanceiro onde foi aplicada a simplificação para redução do grau de hiperstaticidade, substituindo uma das rótulas por um apoio deslizando.

No esquema 1 simplificado da Figura 76 quando nenhum dos braços está alinhado com a horizontal, as reações nos apoios B e C têm componentes em x e y ao receber uma força horizontal e vertical no ponto A, logo, se considerarmos que o apoio C é uma rótula deslizando, ou seja, a componente em y é nula, a reação vertical em B, R_{By} , tem de ser igual à força F_{Ay} para o corpo estar em equilíbrio estático. Já no caso da geometria 2, como o braço AC esta alinhado com a horizontal a reação no apoio C tem apenas componente em x, logo neste tipo de geometria considerar que o apoio C é do tipo apoio deslizando não influencia no resultado das reações ao contrário da geometria 1.

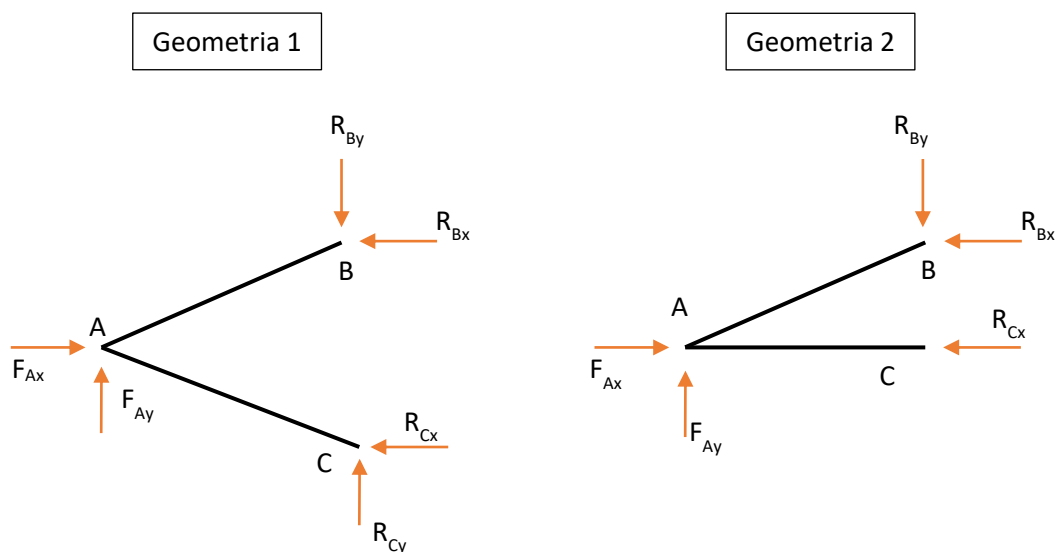


Figura 76 – Representação esquemática da comparação de reações nos apoios de dois desenhos de um braço de suspensão

A finalidade da folha de cálculo criada é apresentar resultados de forma rápida embora com pouca precisão, em prol de auxiliar no processo de tomada de decisão da geometria de suspensão, com as magnitudes das forças e a sua direção, sendo sempre necessário em uma fase avançada recorrer a softwares comerciais para validar a geometria desenvolvida.

4. Análise experimental de tensões

As aplicações informáticas de simulação dinâmica de veículos dão uma aproximação do comportamento do veículo em pista e as forças envolvidas, no entanto estes softwares por muito avançados que sejam não conseguem modelar todos os parâmetros e variáveis presentes em um teste real. De forma a perceber quais as forças efetivamente envolvidas na suspensão devem ser usadas técnicas experimentais que possibilitam aferir estas forças, tal como a extensometria elétrica.

4.1. Instrumentação

O Sistema de suspensão atual do veículo foi instrumentado com extensómetros de forma a permitir comparar os valores de forças obtidos experimentalmente, com o software comercial de dinâmica de veículos bem como com a folha de cálculo desenvolvida no âmbito da dissertação. Através de uma análise da tabela da Figura 75 e tendo em consideração o número de canais disponíveis no equipamento de aquisição de dados HBM *Spider 8*, são 8, mas foram utilizados 6, foi possível concluir que os componentes com maior relevância em analisar é o braço inferior e a *push-rod* quer do eixo posterior quer do eixo anterior. Posto isto e tendo em atenção à geometria dos componentes, a *push-rod* foi analisada em um único ponto enquanto o braço foi analisado em dois pontos, e em cada ponto de análise foram utilizados dois extensómetros ativos, que trabalham em simultâneo à tração ou à compressão, sendo necessário montar a ponte completa de forma a anular o efeito da flexão.



Figura 77 – Suspensão frontal instrumentada e legenda dos pontos de análise

O processo de instrumentação iniciou-se por retirar o revestimento que cobria as peças de forma a ser possível aplicar os extensómetros no metal. Uma vez a zona de instrumentação livre de revestimento, foi traçado uma linha longitudinal coincidente com o eixo neutro da peça em análise de forma a permitir orientar o extensómetro no momento da colagem.



Figura 78 – Preparação da superfície para aplicação de extensómetros

Após garantir que a superfície estava limpa e desengordurada foram colados os extensómetros e os terminais de soldadura que fazem uma ponte entre o extensómetro e o cabo de ligação ao equipamento de leitura. Estes terminais permitem evitar que o extensómetro sofra diretamente esforços vindos do cabo e permite uma maior facilidade de soldadura do cabo.

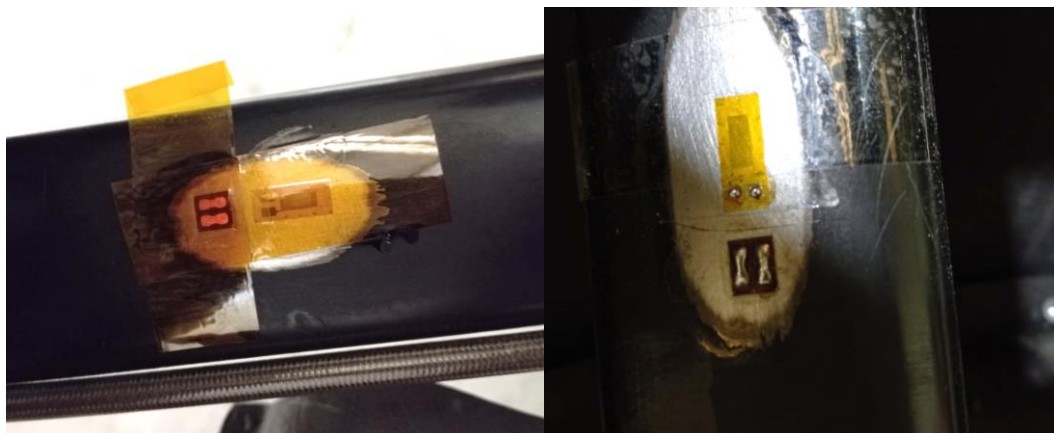


Figura 79 – Extensómetros aplicados na superfície a analisar e estanhados para aplicação dos cabos de ligação

De forma a facilitar a aplicação e manutenção do cabo de ligação ao equipamento de aquisição, foi aplicado um par de terminais na parte superior dos braços e *push-rod*, estes terminais ligam através de um par de fios ao extensómetro que se localiza na face oposta.

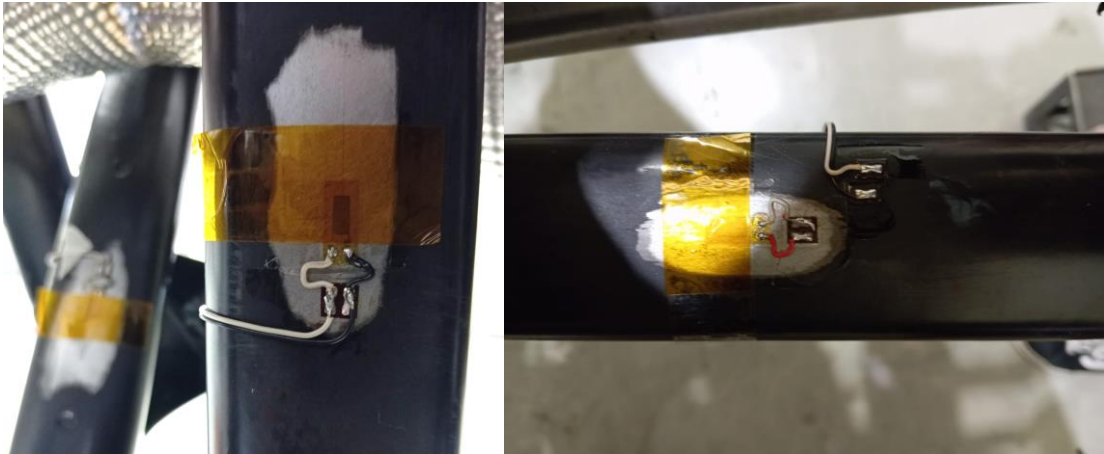


Figura 80 – Aplicação dos cabos de ligação do extensómetro aos terminais para ligação ao cabo de aquisição de dados

Uma vez as peças instrumentadas, prosseguiu-se para a montagem do cabo e da ficha de ligação ao HBM *Spider 8*. Como referido anteriormente, cada ponto em estudo é composto por dois extensómetros ativos, no entanto são necessários 4 para formar a ponte completa de *Wheatstone*, deste modo utilizou-se duas resistências bobinadas de 350 Ohm para completar a ponte.

Consultando o manual do HBM *Spider 8*, a configuração da ponte completa deve ser ligada da forma apresentada na Figura 81. Com a excitação da ponte a ser feita nos terminais 5 e 6, a leitura do desequilíbrio da ponte nos terminais 8 e 15, e ainda a HBM indica que a ligação da medição da tensão de excitação da ponte é feita nos terminais 13 e 12.

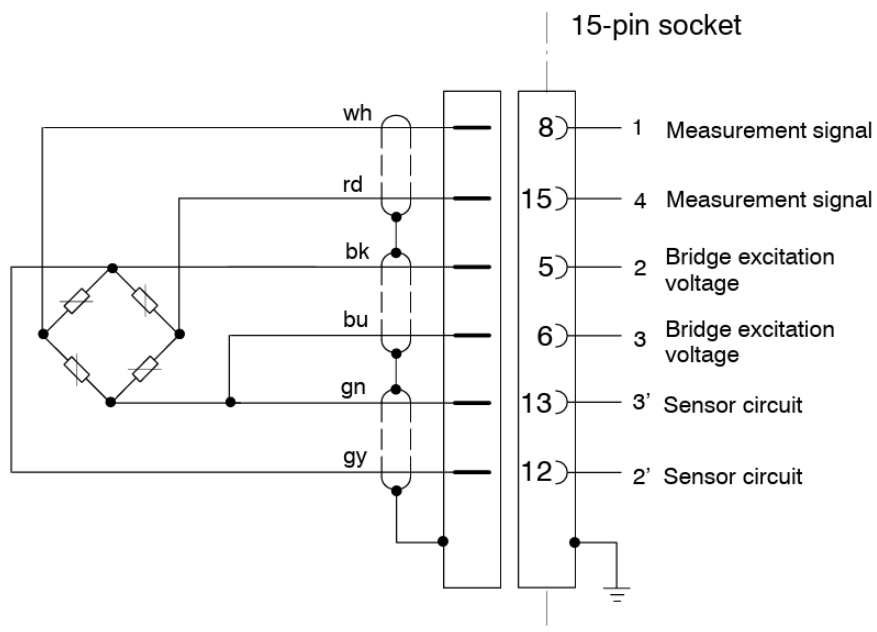


Figura 81 – Configuração da ligação da ponte completa às fichas de 15 pinos para ligação ao equipamento de aquisição [65]

Tendo em consideração a distância curta do cabo de ligação, foi desprezado o efeito da sua resistência interna, pelo que se fez a ponte completa e a leitura de excitação dentro da ficha de ligação, de forma esquemática, está apresentada na Figura 82 a ligação realizada.

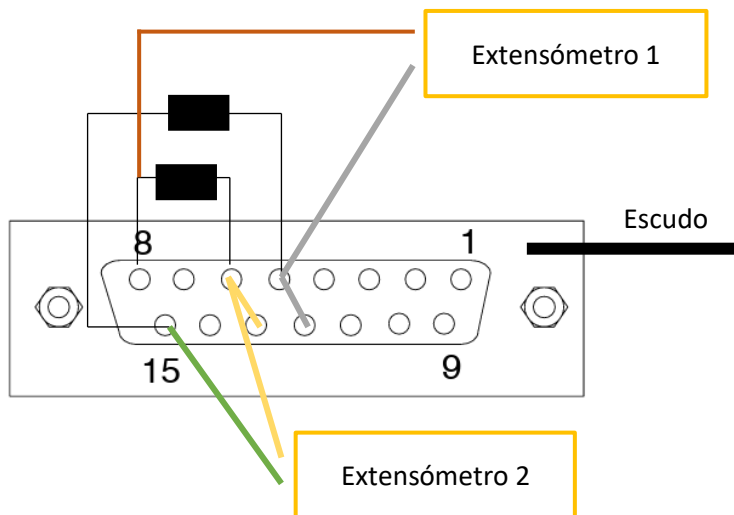


Figura 82 - Esquema de ligação dentro da ficha de ligação com as resistências para completar a ponte



Figura 83 – Montagem das resistências e cabos na ficha de ligação ao equipamento de aquisição

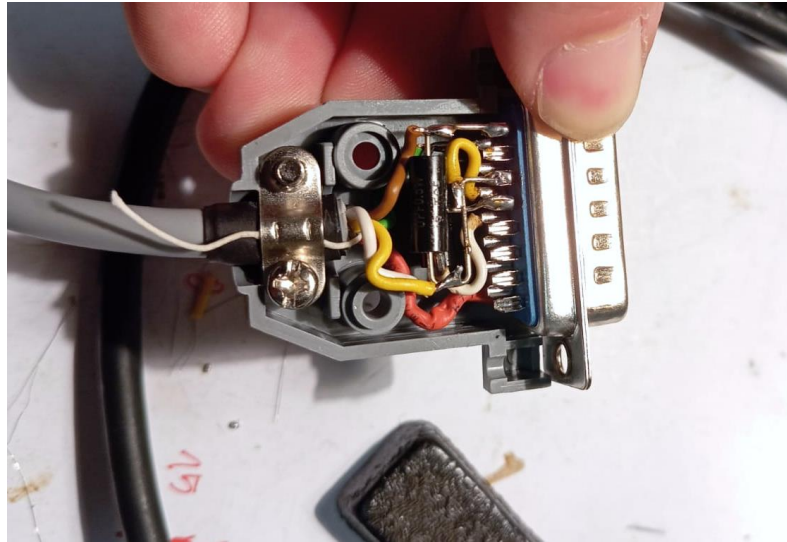


Figura 84 – Interior da ficha com as resistências bobinadas

Apos os cabos verificados e validados em ambiente laboratorial, procedimento abordado no subcapítulo seguinte, foi realizada a montagem dos mesmos nos extensómetros previamente aplicados na suspensão.



Figura 85 – Aplicação dos cabos de dados aos extensómetros nas peças a estudar

4.2. Verificação e validação dos cabos

Uma vez os cabos de ligação fabricados, foi sentida a necessidade de validar os mesmos individualmente de forma a garantir confiabilidade no ensaio a realizar. A ponte de *Wheatstone* foi montada com dois extensómetros ativos e ambos a trabalharem no mesmo sentido em lados opostos, logo o efeito da flexão é anulado e apenas são lidas as deformações devido à tração ou compressão.

De forma a verificar a leitura apenas do efeito da compressão/tração foram ensaiados os cabos em uma barra de aço de secção retangular instrumentada com quatro extensómetros, submetida à flexão. A barra apresenta uma instrumentação com o código de cores da Figura 86 onde os cabos branco, preto, vermelho e azul, estão ligados aos extensómetros superiores da

barra onde uma vez esta carregada, estes dois extensómetros são submetidos à tração. Os cabos amarelo, verde, cinzento e laranja estão ligados aos extensómetros da parte inferior da barra que são submetidos à compressão quando a barra é carregada.

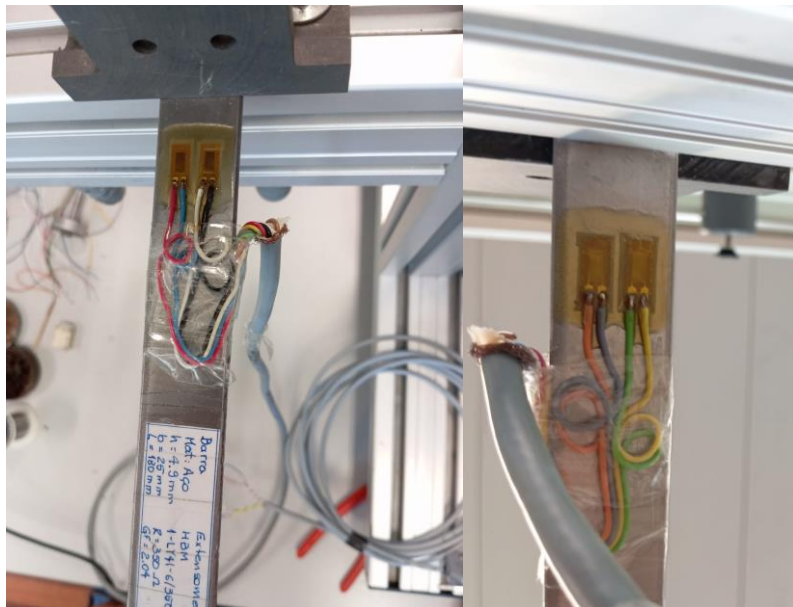


Figura 86 – Barra de aço instrumentada com ponte completa para estudo de flexão

Se for realizada a ligação do cabo fabricado aos extensómetros localizados na parte superior da barra, o equipamento tem de ler deformação quando a barra é carregada. Utilizando o equipamento de leitura estático P3 da *Micro Measurements* e um adaptador fabricado para ligar ao cabo de ligação, foi realizado o ensaio e validada a leitura de deformação quando é realizada a ligação a dois extensómetros submetidos a esforços no mesmo sentido.

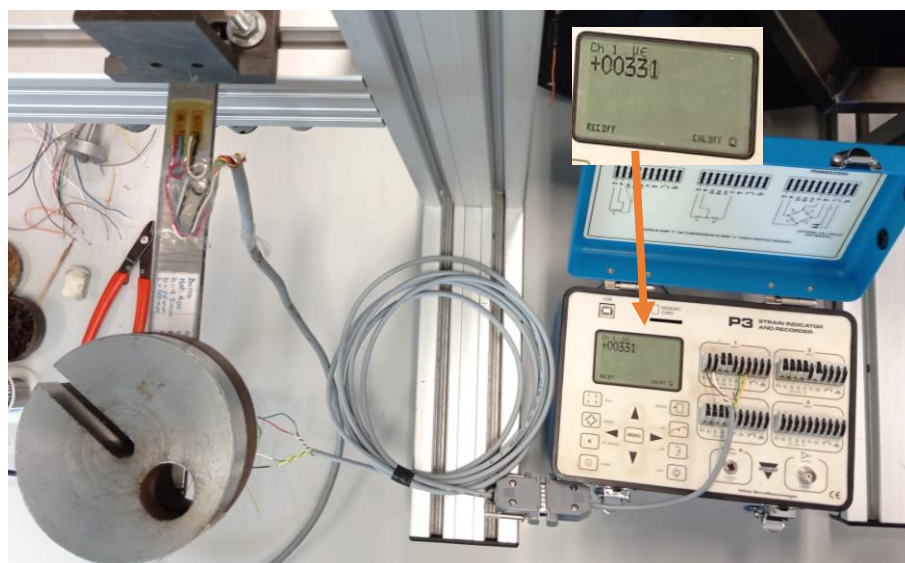


Figura 87 – Leitura de deformação na ligação do cabo aos dois extensómetros superiores – *Micro Measurements P3*

Quando realizada a ligação em dois extensómetros em faces opostas, um vai trabalhar à compressão enquanto o outro vai trabalhar à tração quando a barra é carregada. Este efeito de flexão é anulado pela ponte de *wheatstone* sendo que a leitura no equipamento deve ser nula ou muito próxima de zero, que foi o que se verificou no ensaio da Figura 88.

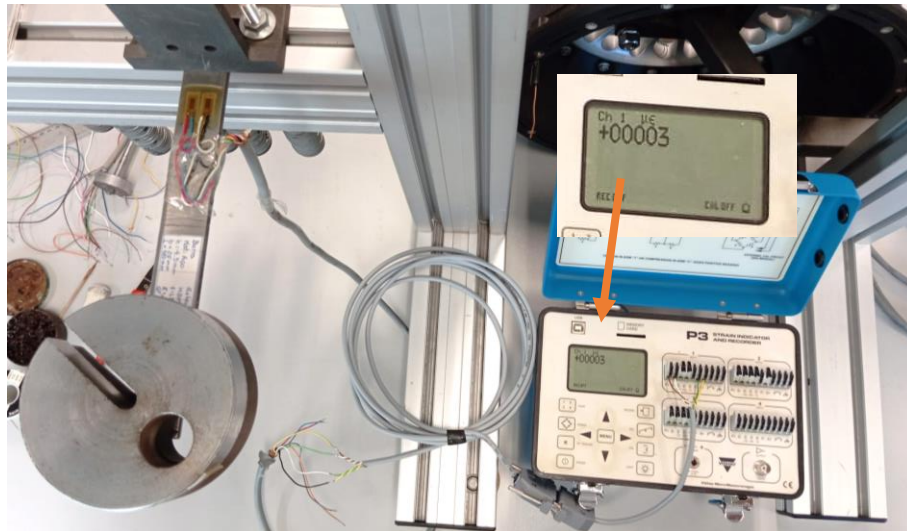


Figura 88 – Verificação da anulação do efeito de flexão na ligação do cabo a um extensómetro superior e um inferior – *Micro Measurements P3*

Uma vez validados todos os cabos no equipamento de análise estática P3, foram validados os cabos de forma individual no equipamento HBM *Spider 8* que vai ser utilizado para o ensaio programado. A ligação foi semelhante à utilizada na validação anterior, verificou-se a leitura de deformação com dois extensómetros ativos no mesmo sentido Figura 89 e verificou-se a anulação do efeito da flexão na ligação de dois extensómetros ativos com sentido de esforços opostos Figura 90.

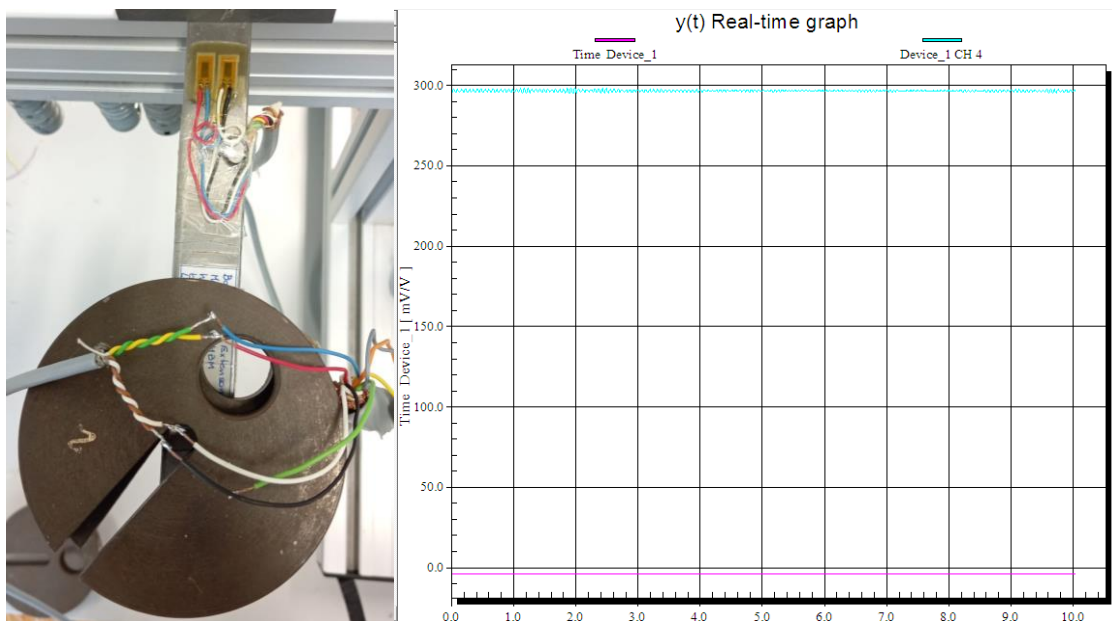


Figura 89 – Validação da leitura de deformação de dois extensómetros submetidos à tração com o HBM Spider 8

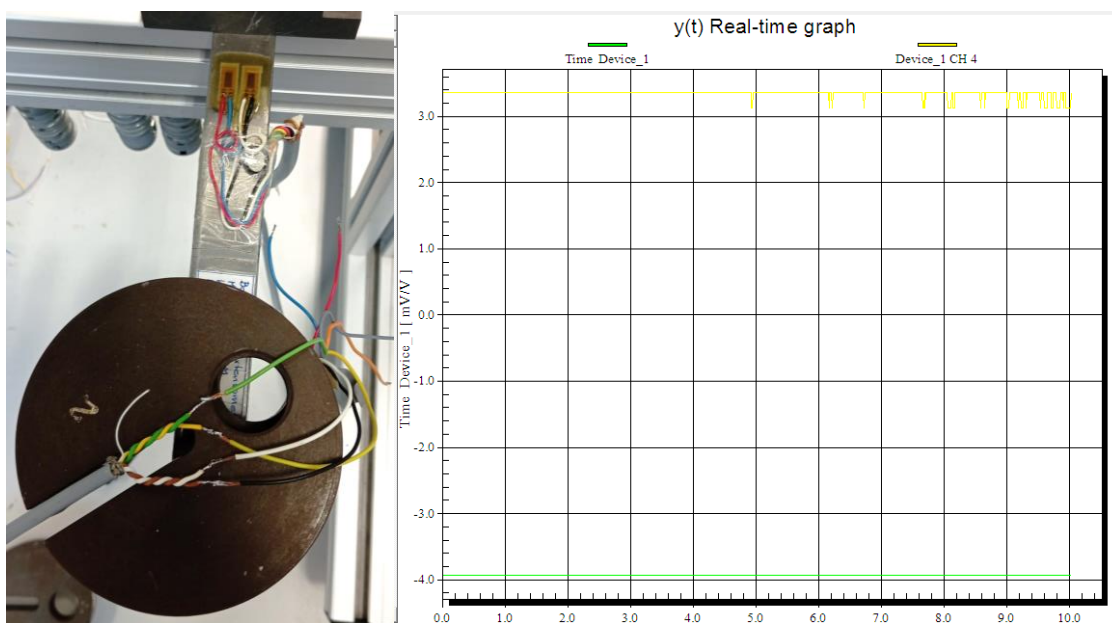


Figura 90 – Validação da anulação do efeito de flexão com o HBM Spider 8

Todos os cabos foram assim validados e é de destacar os valores muito próximos de leitura no equipamento P3 e Spider 8, quando se ensaiou os extensómetros ativos com esforços no mesmo sentido, a diferença deve-se à falta de rigor na colocação do peso na barra.

4.3. Ensaio estático

Antes da realização do ensaio dinâmico é necessário realizar um ensaio estático de forma a validar a instrumentação bem como de forma a validar a folha de cálculo criada. De forma a simular travagem no eixo frontal e aceleração no eixo traseiro foram tracionados os eixos recorrendo a cintas. Foi utilizado o peso do carro como carga vertical e uma massa de 80kg em ensaios isolados. O método utilizado para determinar as forças resume-se a determinar as deformações nas peças em análise e através da lei de Hooke generalizada determina-se as tensões locais e através da secção das peças podemos aferir as forças envolvidas. Este método não é o ideal uma vez que existe variáveis envolvidas que influenciam o resultado como a precisão de colagem no eixo neutro dos extensómetros e a área de secção correta de cada peça, que devido ao processo de fabrico pode ocorrer pequenos desvios. O método correto seria calibrar individualmente as peças instrumentadas em um equipamento de ensaios de tração, sendo que uma vez calibradas atuariam como células de carga.

Iniciou-se por configurar o *Spider 8* com a célula de carga de 10kN e todos os canais a ler com uma frequência de 100Hz, a frequência é elevada para o teste estático, mas ideal para o dinâmico.

Tabela 3 – Identificação dos canais utilizados no ensaio estático

Canal	Equipamento
CH0	Célula de Carga
CH1	<i>Push-rod</i> frontal
CH2	Braço inferior frontal ponto 1
CH3	Braço inferior frontal ponto 2
CH4	<i>Push-rod</i> traseira
CH5	Braço inferior traseiro ponto 1
CH6	Braço inferior traseiro ponto 2



Figura 91 – Ligação dos cabos ao equipamento de aquisição de dados

Com o *Spider 8* configurado procedeu-se à preparação do ensaio, o carro foi suspenso recorrendo a gruas, os travões foram fixos para o suporte não rodar em carga bem como a direção foi trancada para esta também não trabalhar quando se aplica a carga do ensaio. Foram aplicadas duas cintas com uma célula de carga no meio destas e cada uma fixa aos suportes das rodas.

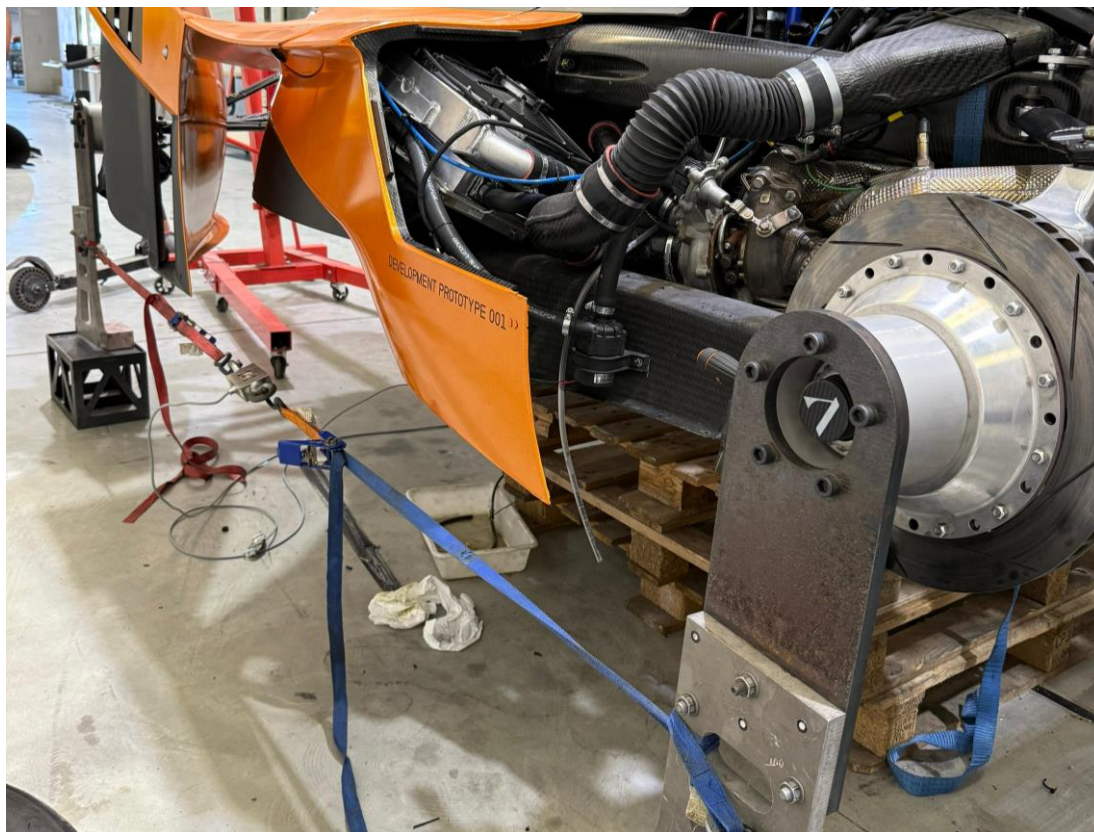


Figura 92 - Preparação do equipamento para o ensaio (cintas e célula de carga 10kN)

Foram feitos três ensaios de tração dos dois eixos, dois ensaios de carga vertical com o peso do veículo, dois ensaios com a adição de uma massa de 80kg ao eixo frontal e depois dois ensaios ao eixo traseiro com adição de 80kg. Na Figura 93 podemos observar os gráficos da deformação para cada ponto de análise em função do tempo de ensaio e na Figura 94 os gráficos de força em função do tempo. Devido ao material das cintas utilizadas para tracionar os eixos, verifica-se em uma fase final do ensaio, após atingir o máximo, que ocorre uma diminuição do esforço devido à relaxação das cintas.

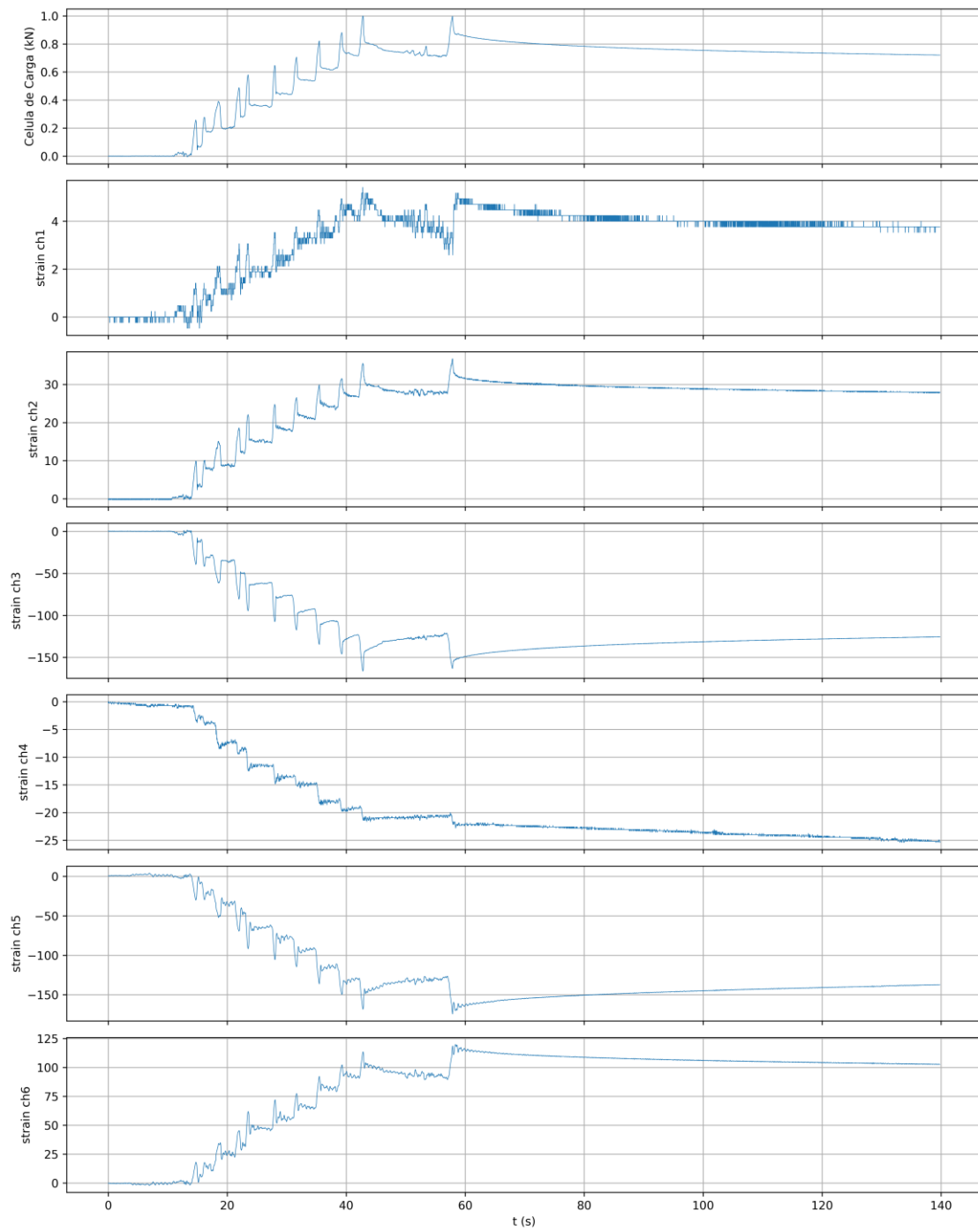


Figura 93 - Ensaio 1 tração dos eixos – Deformação vs Tempo

Análise Experimental de Tensões

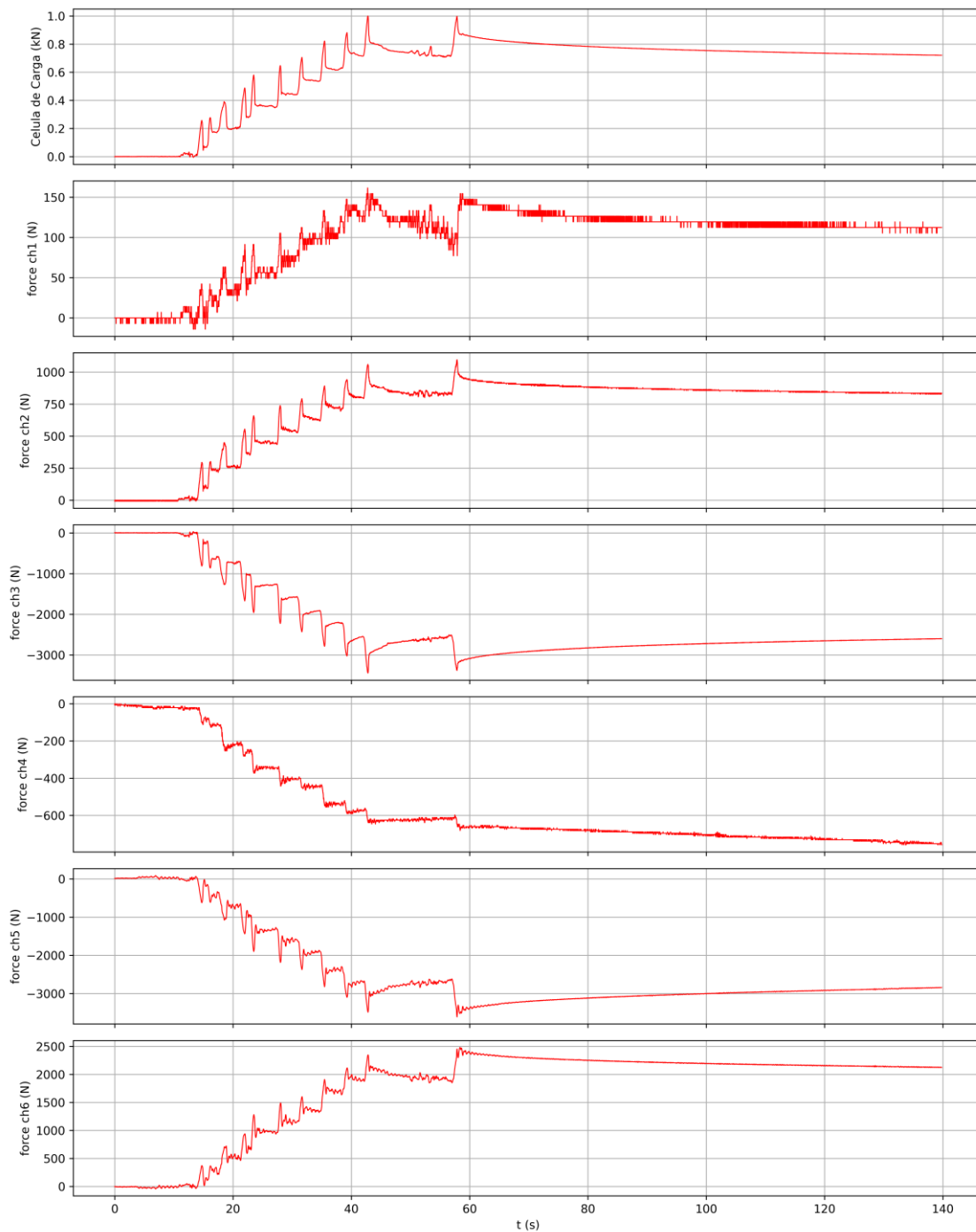


Figura 94 - Ensaio 1 tração dos eixos – Força vs Tempo

Os dados obtidos foram comparados com os da folha de cálculo quando aplicada uma força longitudinal de 800N (travagem eixo frontal e aceleração eixo traseiro). Os resultados *da push-rod* podem ser desprezados na análise da força longitudinal, no entanto verifica-se uma anomalia no valor lido nos três ensaios na *push-rod* traseira, um valor muito díspar do que se obtém na folha de cálculo e também muito longe do esperado neste tipo de ensaio, que pouca influência tem nas *push-rods*. No ponto de análise 1 do braço inferior frontal também se verifica uma anomalia, que resulta em um erro máximo em comparação à folha de cálculo de cerca de 72%

e um desvio de 2244N. A *push-rod* traseira apresenta um erro máximo de 1208%, mas um desvio de 784,9N.

Tabela 4 – Comparação dos resultados do ensaio estático 1, 2 e 3

	Ensaio 1 (N)	Ensaio 2 (N)	Ensaio 3 (N)	Folha Cálculo (N)
<i>Push-rod</i> frontal	126,5	116,5	125,4	136
Braço inferior frontal ponto 1	888,3	941,4	863,6	3108
Braço inferior frontal ponto 2	2845,9	2973,1	2837,3	2678
<i>Push-rod</i> traseira	680,8	450,5	849,9	65
Braço inferior traseiro ponto 1	3138,6	3650,8	3382,9	3059
Braço inferior traseiro ponto 2	2261,3	2553,4	2553,3	2343

Tabela 5 – Tabela de erros e desvios dos resultados do ensaio estático 1, 2 e 3

	Erro Ensaio 1	Erro Ensaio 2	Erro Ensaio 3	Desvio ensaio 1 (N)	Desvio ensaio 2 (N)	Desvio ensaio 3 (N)
<i>Push-rod</i> frontal	7%	14%	8%	9,5	19,5	10,6
Braço inferior frontal ponto 1	71%	70%	72%	2219,7	2166,6	2244,4
Braço inferior frontal ponto 2	6%	11%	6%	167,9	295,1	159,3
<i>Push-rod</i> traseira	947%	593%	1208%	615,8	385,5	784,9
Braço inferior traseiro ponto 1	3%	19%	11%	79,6	591,8	323,9
Braço inferior traseiro ponto 2	3%	9%	9%	81,7	210,4	210,3

O quarto e quinto ensaio foram realizados com apenas o peso do carro para ensaiar a carga vertical. No entanto a comparação com a folha de cálculo não é direta pois a massa do veículo atualmente é desconhecida uma vez que à data este encontra-se em fase de desmontagem e melhoramentos pelo que, a falta de alguns componentes influência tanto na massa total como na distribuição de carga.

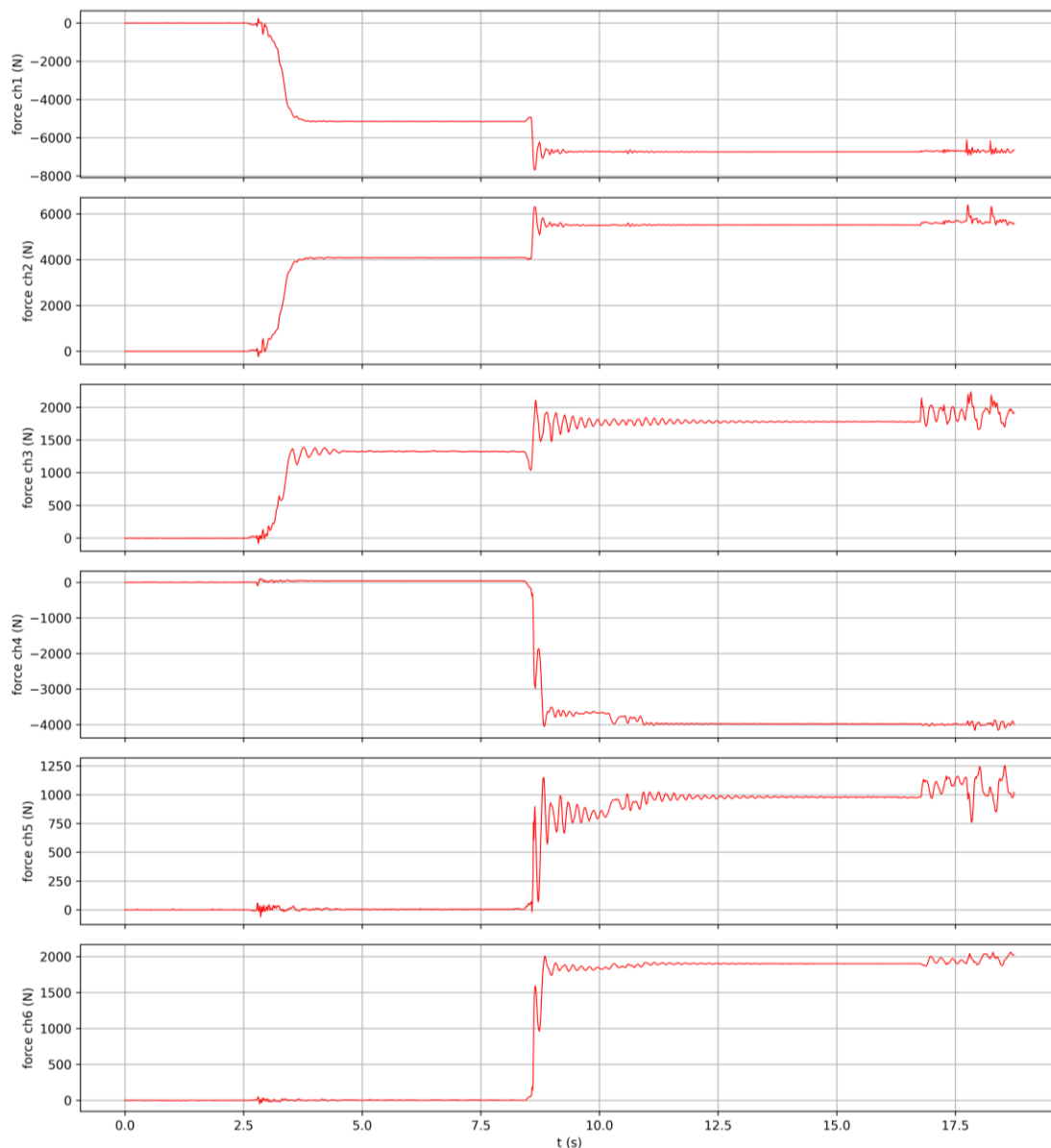


Figura 95 - Ensaio 4 carga vertical, peso do veículo – Força vs Tempo

No eixo traseiro é onde se verifica uma maior discrepância entre os valores lidos e os valores obtidos pela folha de cálculo. Esta discrepância é devida sobretudo a falta de componentes tal como a caixa de velocidades no momento do ensaio. No eixo frontal os resultados são relativamente coerentes com a folha de cálculo, tendo se verificado um erro máximo de 27% no segundo ensaio associado a um desvio de 410,5N.

Tabela 6 – Comparação dos resultados do ensaio estático 4 e 5

	Ensaio 4 (N)	Ensaio 5 (N)	Folha Cálculo (N)
<i>Push-rod</i> frontal	6738,5	7173,6	6963
Braço inferior frontal ponto 1	5519,7	5719,5	6662
Braço inferior frontal ponto 2	1778,1	1934,5	1524
<i>Push-rod</i> traseira	3979,2	3636,7	6548
Braço inferior traseiro ponto 1	979	1178,3	219
Braço inferior traseiro ponto 2	1899,8	1719,8	3253

Tabela 7 - Tabela erros e desvios dos resultados dos ensaios 4 e 5

	Erro ensaio 4	Erro ensaio 5	Desvio ensaio 4 (N)	Desvio ensaio 5 (N)
<i>Push-rod</i> frontal	3%	3%	224,5	210,6
Braço inferior frontal ponto 1	17%	14%	1142,3	942,5
Braço inferior frontal ponto 2	17%	27%	254,1	410,5
<i>Push-rod</i> traseira	39%	44%	2568,8	2911,3
Braço inferior traseiro ponto 1	347%	438%	760	959,3
Braço inferior traseiro ponto 2	42%	47%	1353,2	1533,2

O sexto e sétimo ensaio foram realizados com a adição de uma massa de 80kg na frente do veículo. Foi considerado que a massa foi posicionada perfeitamente centrada de modo a descarregar partes iguais no lado direito e esquerdo do veículo. Analisando a Tabela 8 e Tabela 9 podemos notar que a leitura do ponto 1 do braço inferior frontal obteve um erro relativamente baixo em comparação com a folha de cálculo, o que não se verifica o mesmo para a *push-rod* e para o ponto 2 de análise do braço inferior frontal. No entanto o desvio associado ao ponto de análise 2 do braço inferior frontal é de 117,4N e 121,3N para o ensaio seis e sete respetivamente, já para a *push-rod* que apresenta menor erro que este ponto, o desvio é

superior de 319,1N e 291,1N para o ensaio 6 e 7 respetivamente. No entanto, os desvios permanecem na mesma ordem de grandeza.

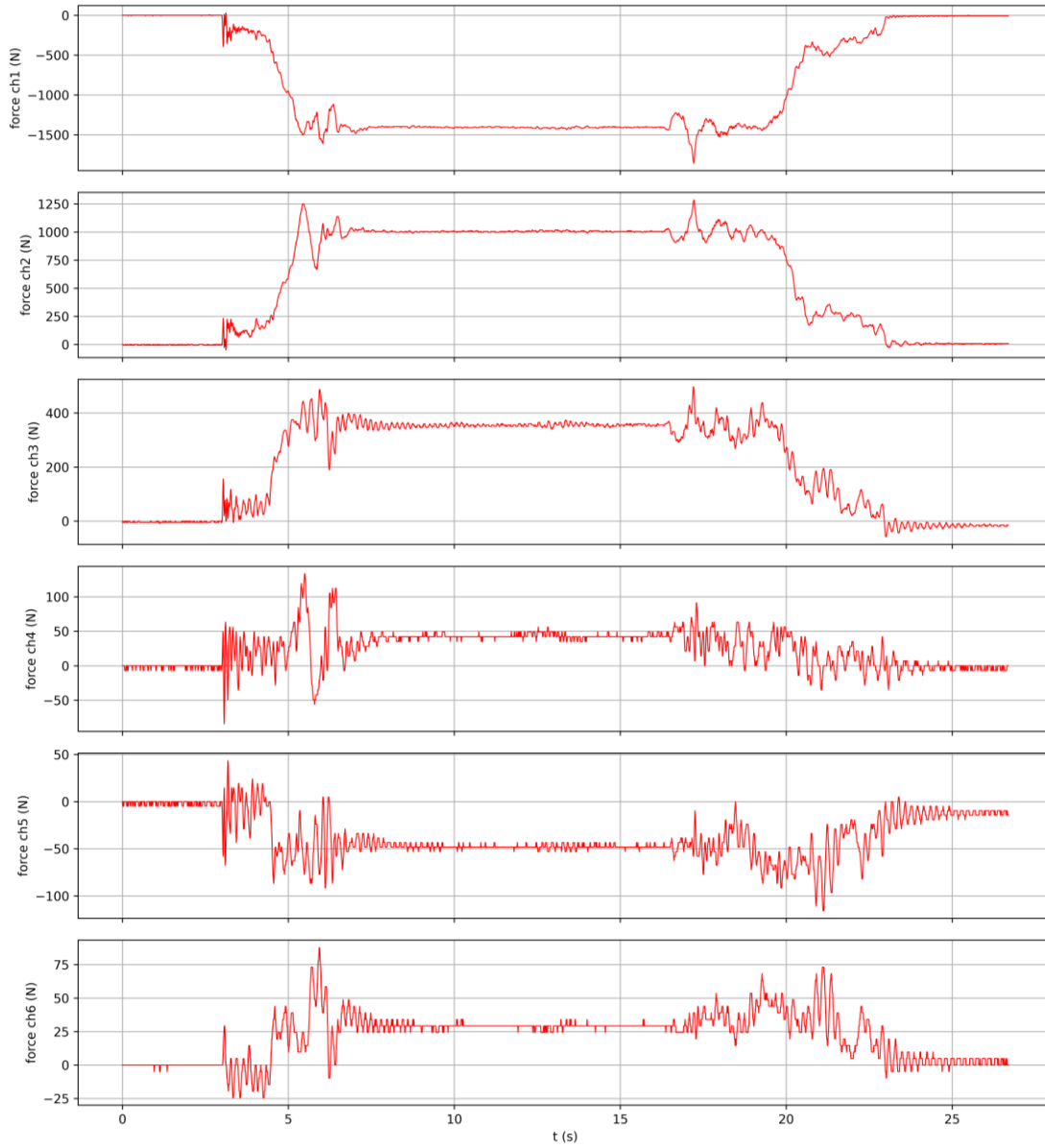


Figura 96 - Ensaio 6 carga vertical, adição massa de 80kg na frente – Força vs Tempo

Tabela 8 – Comparação dos resultados do ensaio estático 6 e 7

	Ensaio 6 (N)	Ensaio 7 (N)	Folha Cálculo (N)
<i>Push-rod</i> frontal	1409,1	1381,1	1090
Braço inferior frontal ponto 1	1006,2	988,4	1043
Braço inferior frontal ponto 2	355,4	359,3	238

Tabela 9 - Tabela erros e desvios dos resultados dos ensaios 6 e 7

	Erro ensaio 6	Erro ensaio 7	Desvio ensaio 6 (N)	Desvio ensaio 7 (N)
<i>Push-rod</i> frontal	29%	27%	319,1	291,1
Braço inferior frontal ponto 1	4%	5%	36,8	54,6
Braço inferior frontal ponto 2	49%	51%	117,4	121,3

Por fim o oitavo e nono ensaio foi realizado com a adição de uma massa de 80kg no eixo traseiro, coincidente com o eixo longitudinal do veículo de forma a proporcionar uma distribuição uniformemente no eixo traseiro de modo a poder ser comparada com a folha de cálculo. Os valores lidos na *push-rod* e no ponto de análise 2 do braço inferior traseiro apresentam erros relativamente altos em comparação à folha de cálculo, mas ainda aceitáveis, já o ponto de análise 1 do braço inferior apresenta uma discrepância muito alta entre os valores lidos e o valor da folha de cálculo, no entanto os desvios dos dois ensaios encontram-se na mesma ordem de grandeza que os desvios para os outros dois pontos de análise.

Tabela 10 – Comparação dos resultados do ensaio estático 8 e 9

	Ensaio 8 (N)	Ensaio 9 (N)	Folha Cálculo (N)
<i>Push-rod</i> traseira	752,9	700,4	922
Braço inferior traseiro ponto 1	336,8	337,9	31
Braço inferior traseiro ponto 2	296,1	243,2	458

Tabela 11 - Tabela erros e desvios dos resultados dos ensaios 8 e 9

	Erro ensaio 8	Erro ensaio 9	Desvio ensaio 8 (N)	Desvio ensaio 9 (N)
Push-rod traseira	18%	24%	169,1	221,6
Braço inferior traseiro ponto 1	986%	990%	305,8	306,9
Braço inferior traseiro ponto 2	35%	47%	161,9	214,8

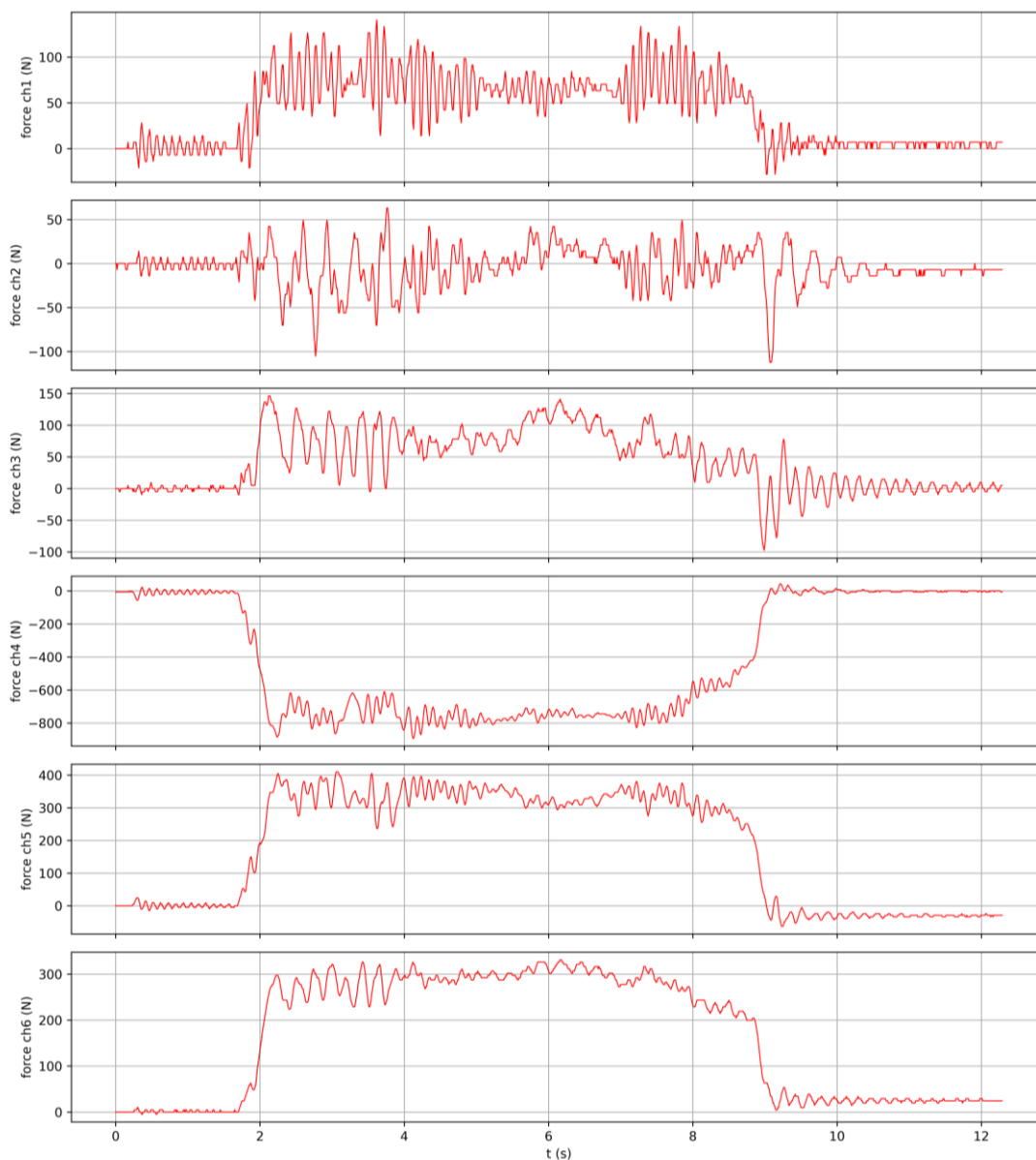


Figura 97 - Ensaio 8 carga vertical, adição massa de 80kg na traseira – Força vs Tempo

Para o mesmo ponto de análise em um ensaio obteve um erro e desvio baixo, mas em outro tipo de ensaio já obteve um erro e desvio elevado, como é o caso do ponto de análise 1 do braço inferior frontal, que no ensaio de tração dos eixos apresenta um erro máximo de 72% e um desvio de 2244,4N e no ensaio de adição de uma massa de 80kg ao eixo frontal apresenta um erro máximo de 5% e um desvio de 54,6N.

Os restantes gráficos tanto deformação em função do tempo como força em função do tempo podem ser vistos no Apêndice D.

5. Modelação e Simulação

Neste capítulo é apresentada uma proposta de melhoria do desenho do braço inferior e manga de eixo, bem como a sua simulação por método de elementos finitos. Em um sistema de suspensão de um veículo superdesportivo, os componentes devem ser leves, no entanto tem de existir um compromisso entre a massa, a resistência e rigidez dos componentes, daí que o processo de modelação e simulação é interativo, sendo que qualquer alteração no desenho deve ser validada por simulação computacional. Neste processo foi utilizado o *Solidworks* como software de modelação e o *Ansys* como software de simulação.

5.1. Braço de suspensão inferior

De seguida é apresentada a evolução do desenho do braço de suspensão, bem como a validação por MEF recorrendo ao software *Ansys*. Um dos objetivos estipulados pela empresa é o fator de segurança de no mínimo 1,6 para todos os casos de carga.

Na Figura 98 pode ser observado o conjunto da manga de eixo, braço inferior, pinça e disco de travão, após o processo iterativo de desenho e validação por MEF.

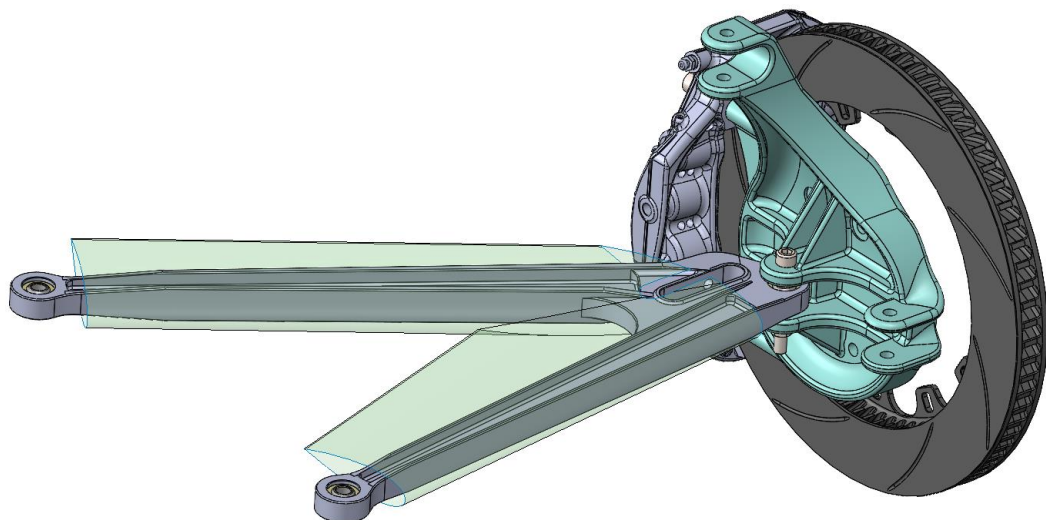


Figura 98 – Conjunto braço inferior, manga de eixo, pinça e disco

Na Figura 99 pode ser observado o detalhe de ligação do braço inferior 1 à manga de eixo 2, recorrendo a uma rótula esférica 3 e 4, impedida de sair da caixa de rótula pelo anel elástico 5, e ainda é de destacar o uso de dois anéis espaçadores/redutores 6.

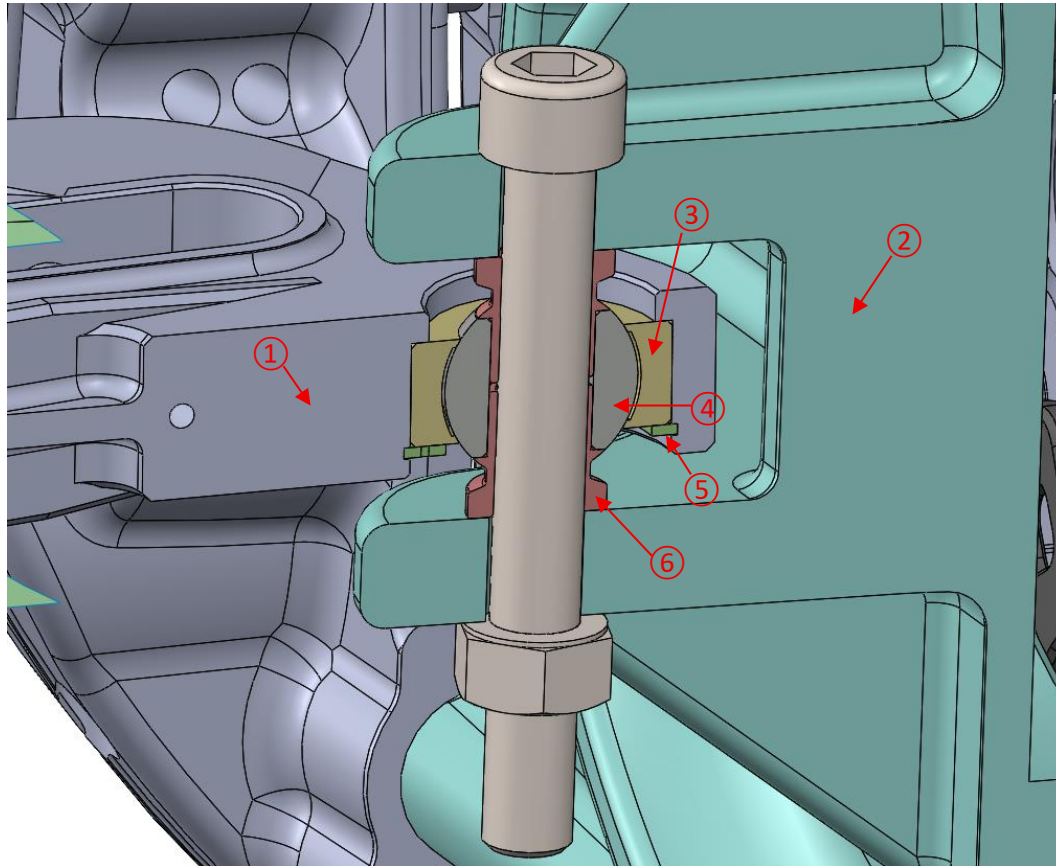


Figura 99 – Detalhe da ligação do braço inferior à manga de eixo

5.1.1. Desenho do braço – solução 1

De forma a modelar o braço de suspensão inferior é necessário definir as coordenadas das rótulas no *Solidworks*, tendo sido utilizadas linhas de construção geométrica para definir estes pontos. Na Figura 100 pode ser observada esta construção geométrica, onde com o número um é representada a localização da rótula frontal, número dois a rótula traseira, número três a rótula de ligação à manga de eixo e por fim número quatro a rótula de ligação à *pus-hrod*.

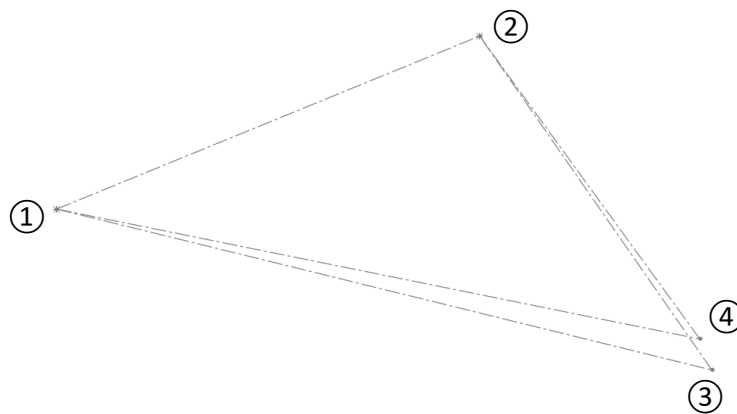


Figura 100 - Construção geométrica da posição das rótulas esféricas do braço inferior

Optou-se por desenhar o braço inferior em uma peça única com o intuito de ser fabricada por um processo de maquinagem. Foi desenhada ainda uma capa aerodinâmica a ser construída em compósito de forma a minimizar o impacto no fluxo de ar por parte do braço inferior.

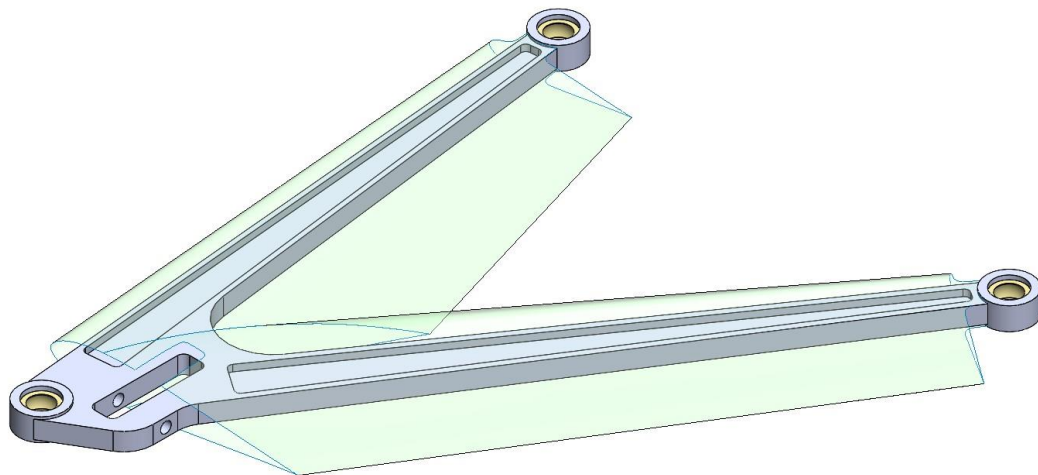


Figura 101 – Primeira solução do braço de suspensão inferior

O braço foi desenhado de forma que a secção entre as rótulas da carroçaria e a rótula da manga de eixo, seja uma secção em H de modo a reduzir massa sem abdicar do momento de inércia no eixo horizontal.

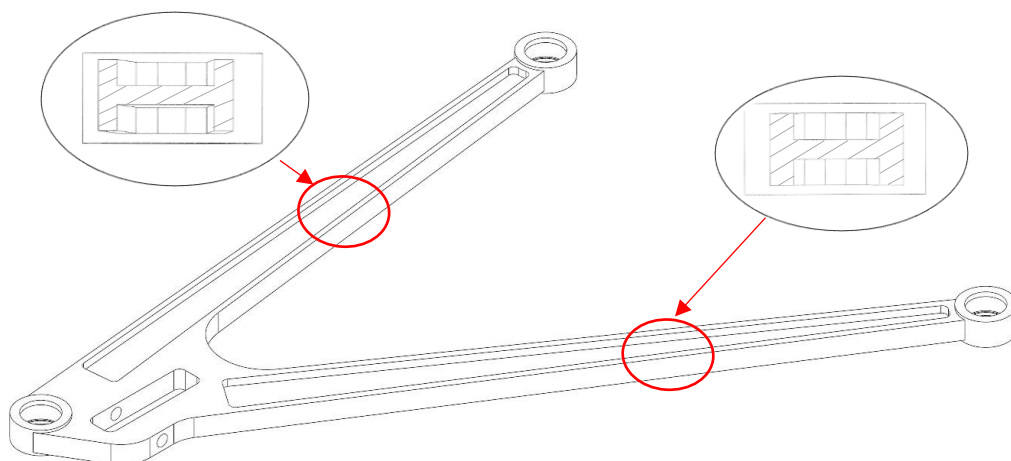


Figura 102 – Corpo do braço de suspensão inferior com detalhe das secções

A caixa de rótula foi desenhada de forma que o esforço vertical transmitido pelo anel exterior da rótula esférica seja descarregado diretamente no corpo do braço e não no anel elástico que fixa a rótula.

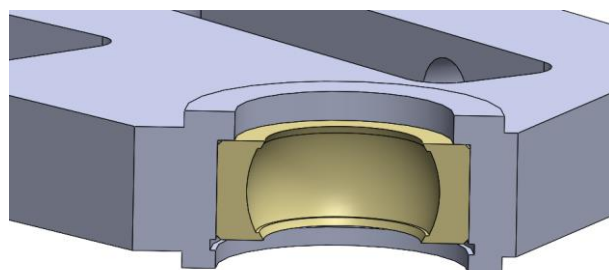


Figura 103 – Caixa de rótula do braço inferior

5.1.2. Simulação numérica para travagem máxima e convergência de malha

Pela análise da tabela da Figura 75 pode ser concluído que os maiores esforços se devem á travagem com desaceleração máxima (*Max Braking*). Consultando a folha de *Excel* de uma forma mais detalhada, as componentes em x, y e z da força que a manga de eixo descarrega no braço podem ser consultadas na Tabela 12, para o sistema de eixos criado e adotado no *Ansys* de forma a corresponder com o utilizado na folha de cálculo.

Tabela 12 – Forças a atuar na rótula de ligação manga de eixo/braço inferior caso de carga travagem máxima

Travagem Máxima	
F_x (kN)	-24702
F_y (kN)	3427
F_z (kN)	8890

Após importar a geometria para o *Ansys*, foi definido o material do braço inferior, aço FR3, e estipuladas as condições de fronteira. Foi impedido o movimento em x, y e z da superfície da caixa de rótula A e B, mas permitida a rotação de forma a simular a existência da rótula. No interior do furo que fixa a *push-rod* ao braço foi impedido apenas o movimento na direção da *push-rod*.

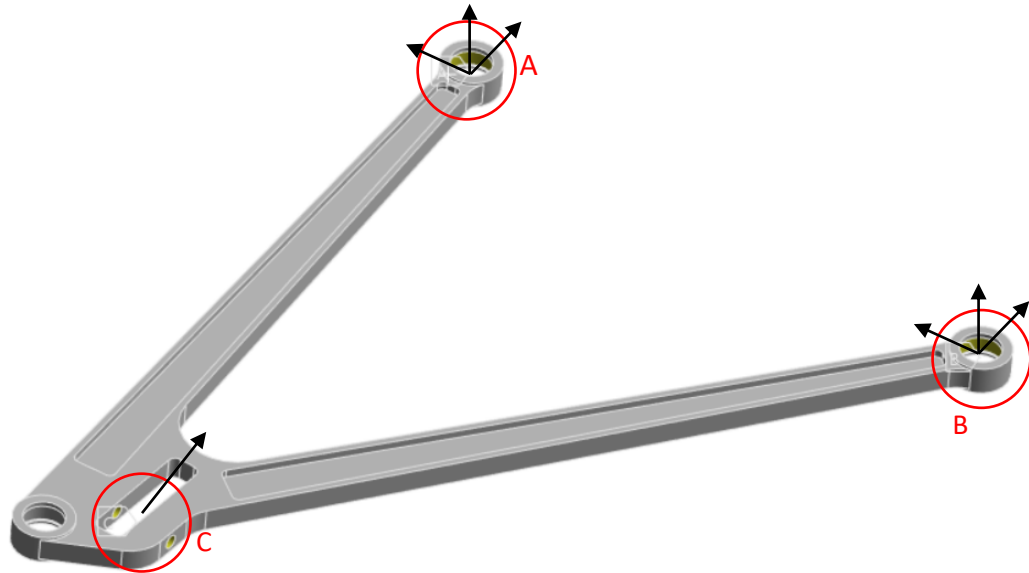


Figura 104 – Condições de fronteira do braço inferior - solução 1

A força foi aplicada na superfície de contacto com a rótula da manga de eixo na caixa de rótula, com as componentes da Tabela 12.

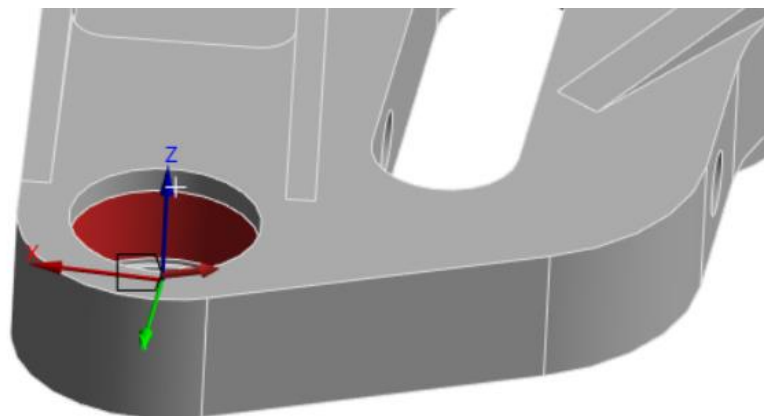


Figura 105 – Condições de carregamento do braço inferior - solução 1

Em uma primeira fase foi realizada a malha com as definições de tamanho de malha recomendadas pelo *Ansys*, de forma a perceber a distribuição de tensão e se as condições de fronteira foram bem estabelecidas. A malha recomendada tem um tamanho máximo de

elemento nas superfícies de 33,7mm, com um rácio de crescimento de 1.5, ou seja, o fator pelo qual os elementos adjacentes aumentam progressivamente, tendo sido utilizados elementos tetraédricos de 2ª ordem (SOLID187), o que originou 18293 nós e 10461 elementos.

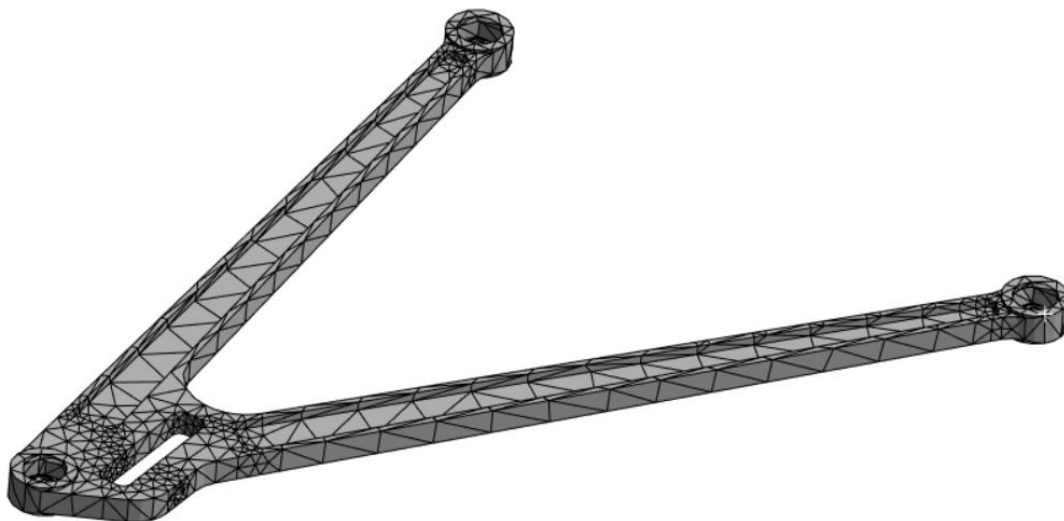


Figura 106 – Malha padrão do Ansys obtida para o braço inferior - solução 1

O resultado da primeira simulação mostrou uma concentração de tensões devido à flexão do braço, sendo estas tensões muito superiores à tensão de cedência do aço FR3 comercializado pela Ramada aços (900MPa).

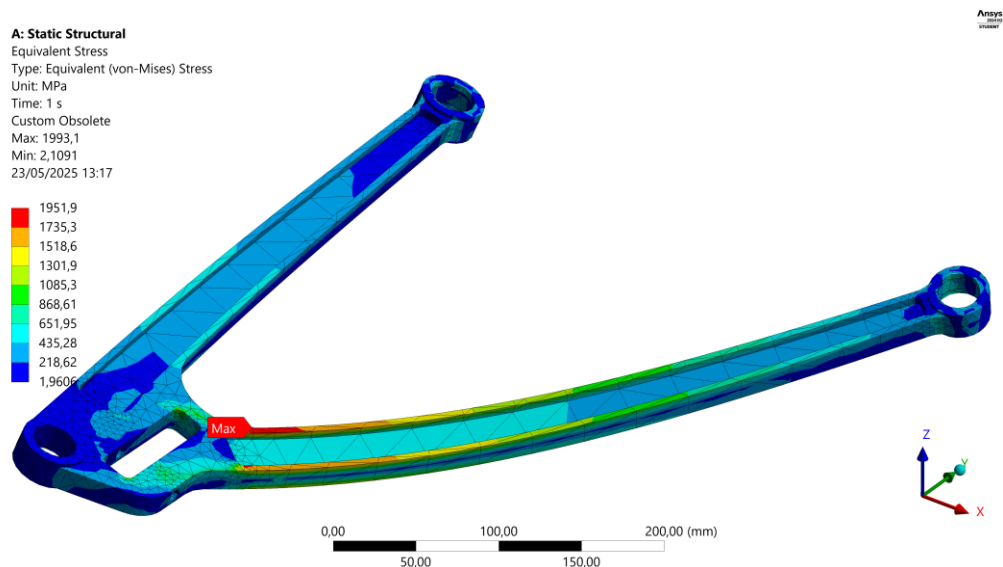


Figura 107 – Resultado obtido para a solução 1 com malha recomendada do Ansys - Escala da deformada 1.4x

Foram definidos alguns pontos de verificação na peça de forma a obter a tensão localizada em cada um deles para realizar a convergência de malha.

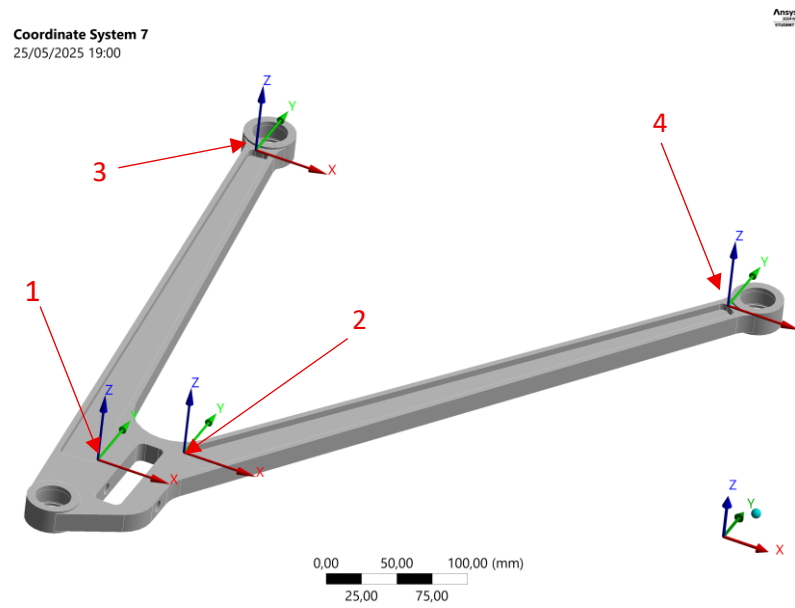


Figura 108 – Posição dos sensores para convergência de malha para o braço inferior - solução 1

Os resultados obtidos na convergência de malha foram sumarizados na Tabela 13. Devido à limitação de 128mil nós e elementos da licença de estudante do Ansys, não foi possível refinar mais a malha para atingir resultados mais consistentes.

Tabela 13 – Resultados obtidos para a convergência de malha, braço inferior - Solução 1

	Tamanho (mm)	nós	elementos	sensor 1 (MPa)	sensor 2 (MPa)	sensor 3 (MPa)	sensor 4 (MPa)
1	33,7	18293	10461	349,7	146,1	207,8	217,2
2	32	18577	10594	345,5	157,2	206,0	222,0
3	30	18366	10498	304,6	147,1	206,3	215,4
4	8	26056	14040	330,5	170,2	206,3	226,7
5	26	18703	10675	334,0	162,7	204,4	218,1
6	24	18830	10743	343,7	142,7	207,0	219,5
7	22	19258	10881	329,3	152,9	203,5	219,6
8	20	18941	10687	328,8	154,9	205,5	219,5
9	18	18918	10634	331,0	206,2	206,4	218,6
10	14	21201	11846	321,3	211,5	204,9	225,7
11	12	21945	12156	339,1	151,9	205,6	220,1
12	10	22518	12253	317,3	153,7	205,4	220,8
13	8	26056	14040	318,7	145,1	204,3	217,7
14	6	35020	18752	330,5	170,2	206,3	226,7
15	4	78447	43073	297,3	155,1	203,0	229,9
16	3,4	121044	70858	306,8	156,1	209,6	225,2

Pelos gráficos da convergência de malha é de notar uma tendência de estabilização, no entanto ainda se nota alguma instabilidade das tensões em pelo menos dois sensores (3 e 4), pelo que foi adota a malha número quinze de 4mm de tamanho máximo de elemento nas superfícies, para realizar as melhorias e simulações no modelo, tendo assim margem de alterar a geometria sem atingir o limite de nós/elementos.

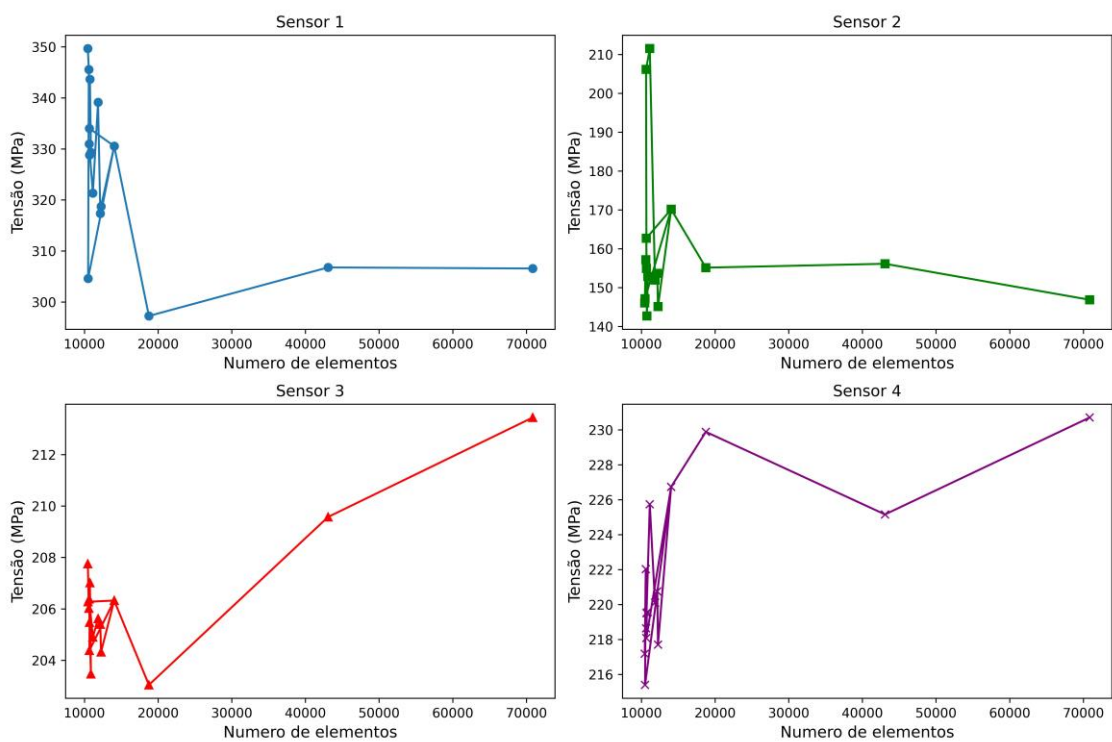


Figura 109 – Gráficos convergência de malha tensão dos quatro sensores em função do número de elementos

No resultado obtido para a malha número quinze no caso de carregamento de travagem máxima, podemos observar a existência de uma grande zona de tensões superiores à cedência do material seleccionado, esta zona deve ser alvo de intervenção, bem como a zona de fixação da *push-rod* que pela legenda podemos notar a existência de tensões consideráveis.

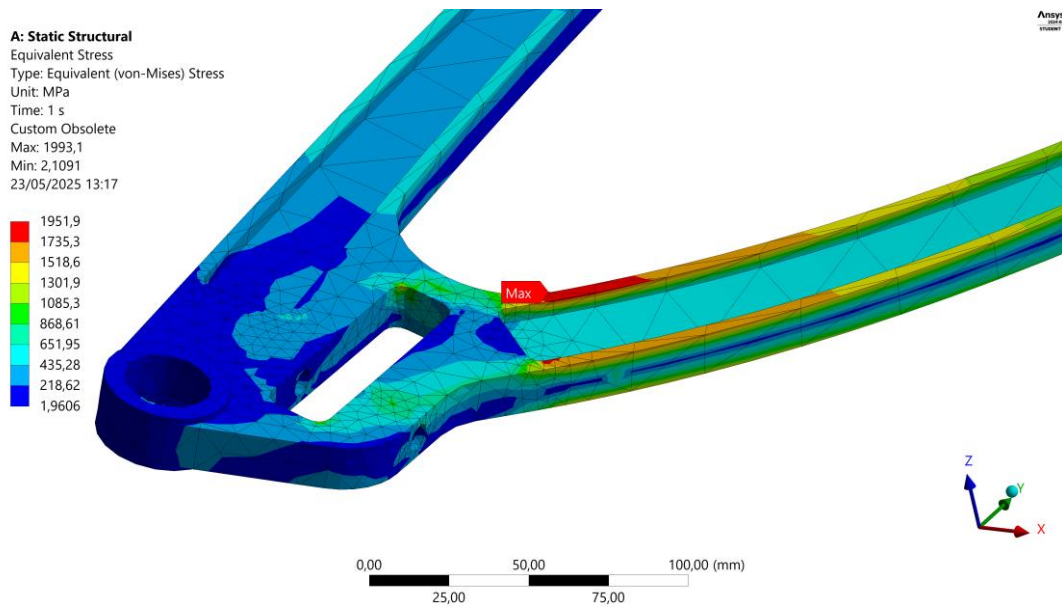


Figura 110 – Resultado obtido para a malha número 15 do estudo de convergência vista de cima, escala da deformada 1.4x

No verso do braço Figura 111, podemos observar a concentração de tensões na face oposta a onde se verificava na Figura 110 a tensão mais elevada, enquanto na situação anterior se verifica tensões de compressão devido à flexão, neste caso verifica-se tensões de tração.

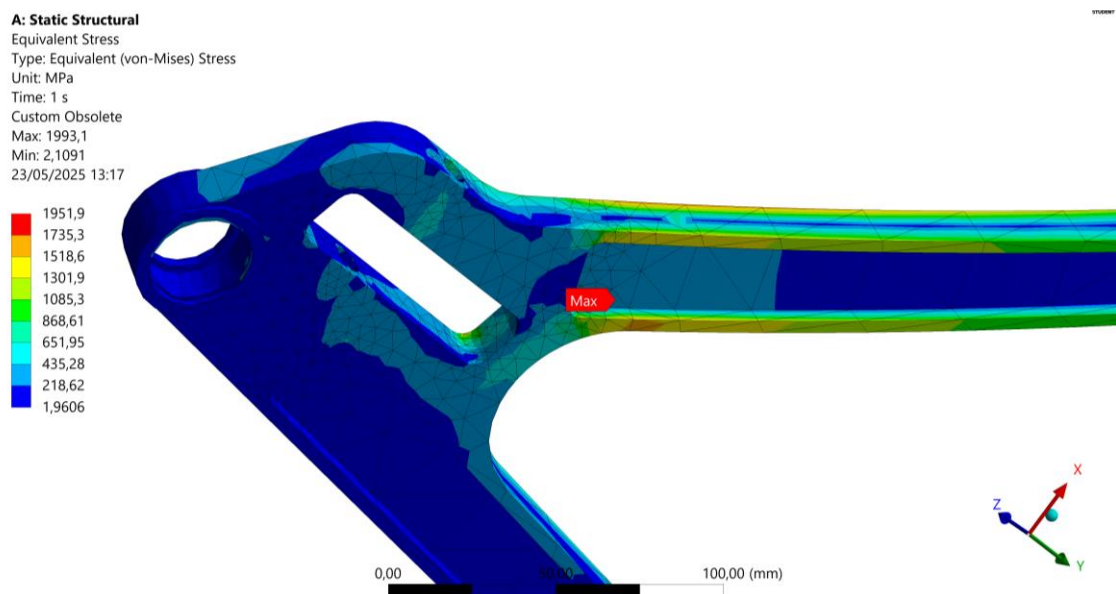


Figura 111 – Resultado obtido para a malha número 15 do estudo de convergência vista de baixo, escala da deformada 1.4x

5.1.3. Desenho do braço – solução 2

De forma a obter uma solução eficiente mecanicamente, foi realizado um processo iterativo onde o braço foi simulado para cada um dos casos de carga e alterada a geometria para reduzir as tensões e atingir o coeficiente de segurança desejável.

Após todas as iterações, o desenho da segunda iteração preserva o mesmo princípio da solução anterior, no entanto foi incrementada a altura dos braços que ligam as rótulas pivô à rótula de ligação à manga de eixo, ou seja, o momento de inércia, permitindo reduzir as tensões locais. O desenho do alojamento da *push-rod* foi revisto, tendo agora uma geometria mais arredondada.

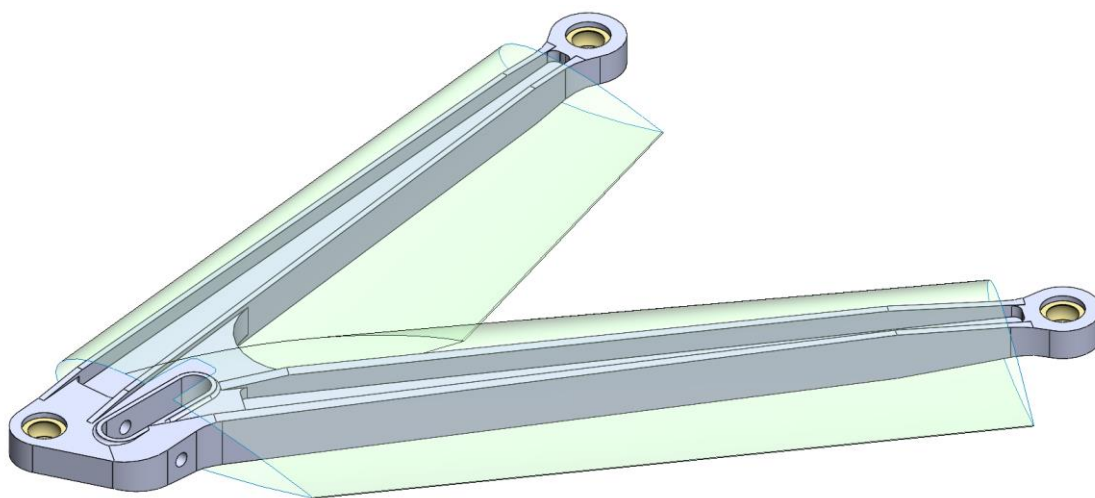


Figura 112 – Segunda solução do braço de suspensão inferior

Na Figura 113 pode ser visto com melhor facilidade as alterações realizadas, na zona A, a altura da peça foi incrementada, estando agora ao nível da caixa de rótula, o alojamento da *push-rod* como dito foi alterado de forma a reduzir concentrações de tensão e o momento de inércia dos braços que ligam as rótulas foi incrementado, com o aumento da altura das paredes laterais.

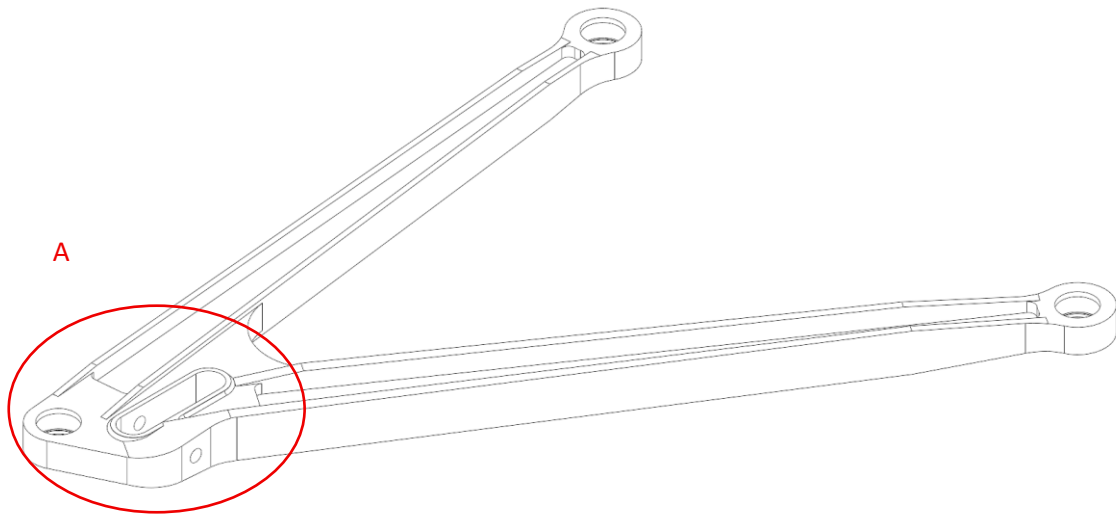


Figura 113 – Corpo do braço de suspensão inferior com detalhe da zona A, segunda solução

5.1.4. Simulação numérica – Solução 2

Foram suprimidos todos os chanfros e boleados que criassem arestas muito pequenas e aplicadas as mesmas condições de fronteira e de carregamento da iteração anterior para o caso da travagem máxima. A malha foi realizada para um tamanho máximo de elemento nas superfícies de 4.3mm (foi incrementado ligeiramente o tamanho de malha face à convergência para cumprir o limite de nós/elementos) com uma razão de crescimento de 1.5, o que resultou para a nova geometria em 123626 nós e 72543 elementos.

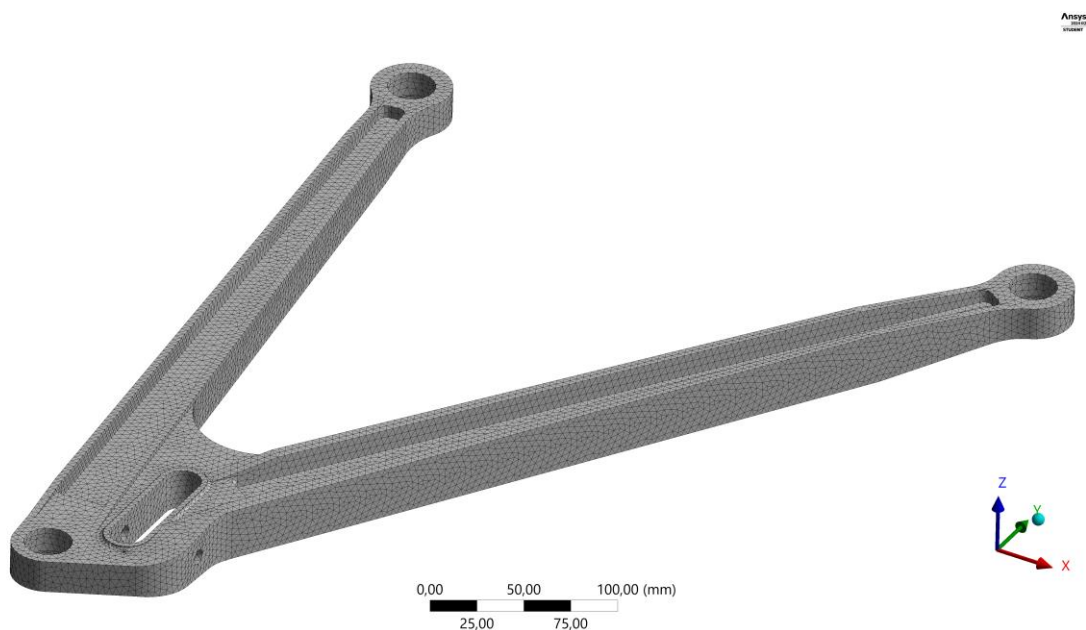


Figura 114 – Malha do braço de suspensão inferior, segunda solução

O coeficiente de segurança mínimo obtido foi de 1.5 para os casos de carga de travagem máxima, aceleração a alta velocidade, curva a alta velocidade com travagem e curva a alta velocidade com travagem 2. Este coeficiente de segurança encontra-se abaixo do objetivo, mas dadas as limitações de malha impostas pelo software e a localização do ponto de maiores tensões, a empresa aceitou e validou a solução encontrada.

Tabela 14 – Resultado para as diferentes condições de carregamento

	Fx (N)	Fy (N)	Fz (N)	Max tensão (MPa)	Max def. (mm)	C.S.
Travagem Máxima	-24702	3427	8890	616,4	6,4	1,5
Aceleração Máxima	8766	1664	2574	185,3	1,8	4,9
Travagem a Media Velocidade	-19561	1464	5320	417,0	3,9	2,2
Aceleração a Alta Velocidade	20868	6117	10187	612,6	7,0	1,5
Aceleração a Media Velocidade	12395	2410	3770	267,5	2,6	3,4
Aceleração lateral Máxima	352	-23818	6890	430,3	4,8	2,1
Curva a Velocidade Media	-39	-19653	4976	318,6	3,5	2,8
Curva a Alta Velocidade com Travagem	-24930	-26346	7279	592,5	5,3	1,5
Curva a Alta Velocidade com Travagem 2	-25091	-26358	7445	601,1	5,4	1,5
Saída de Curva a Alta Velocidade	-16069	-17712	3753	343,3	2,8	2,6

Para o caso de Travagem Máxima a tensão máxima instalada foi de 616 MPa, sendo esta inferior à tensão de cedência do aço FR3 (900MPa), o que apresenta um coeficiente de segurança de aproximadamente 1,5.

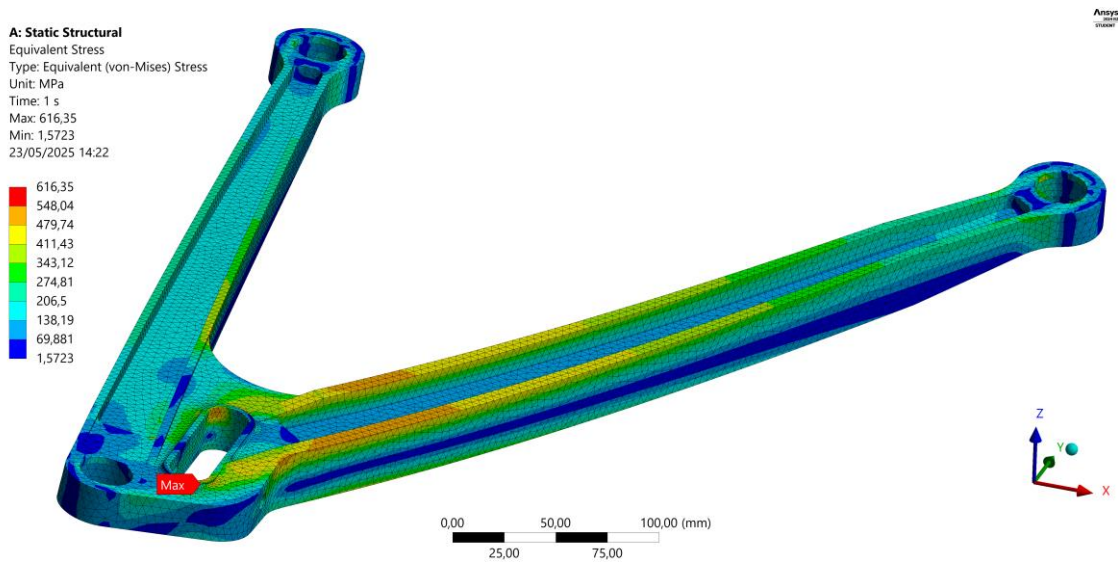


Figura 115 – Resultado obtido para a segunda solução no caso de carga de travagem máxima, escala da deformada 3x

Com maior detalhe pode ser vista a distribuição de tensões na zona que anteriormente apresentava tensões superiores à tensão de cedência, sendo agora cerca de metade. O ponto com maiores tensões localiza-se na aresta da caixa de alojamento da *push-rod*, devido à limitação do *software* não foi possível refinar mais a malha com o objetivo de verificar se este ponto se deve à malha grosseira ou efetivamente à distribuição de esforços. A empresa desprezou este ponto de concentrações de tensões e validou a solução com um coeficiente de segurança de 1,5.

Na vista com foco na zona superior do braço de suspensão mais propriamente na zona de alojamento da *push-rod*, pode ser observado algumas concentrações de tensões, mas sempre inferiores à tensão máxima admissível.

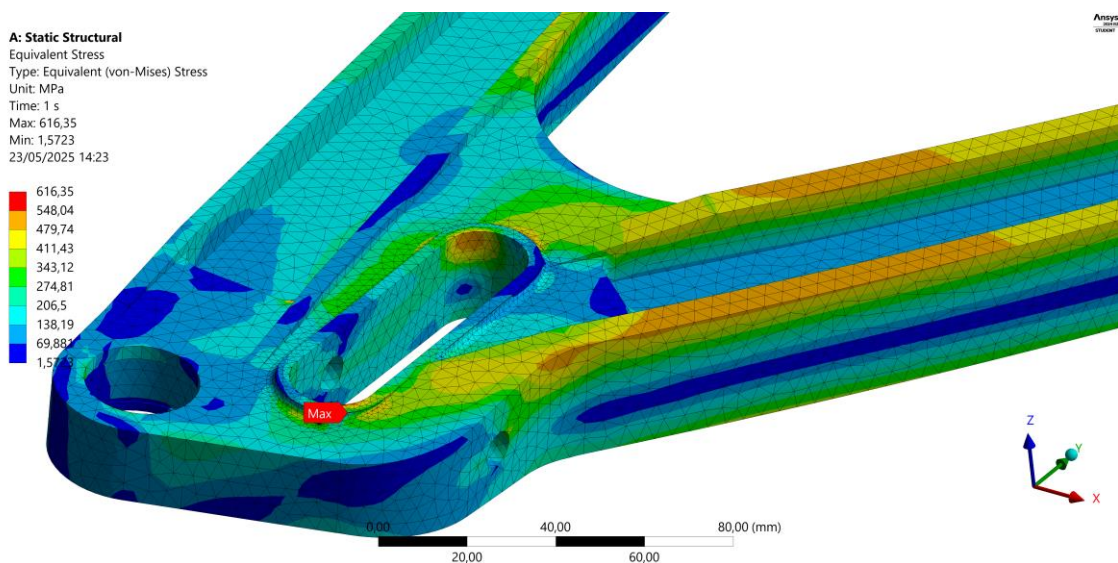


Figura 116 – Detalhe da zona de maior concentração de tensões para a segunda solução no caso de carga de travagem máxima – vista superior, escala da deformada 3x

Na Figura 117 pode ser vista com maior detalhe a zona de maior tensão sendo esta localizada na parede interna do alojamento da *push-rod*, pode ser visto ainda alguns pontos de concentração de tensões A e B onde eventualmente com uma malha mais fina podem ser eliminados.

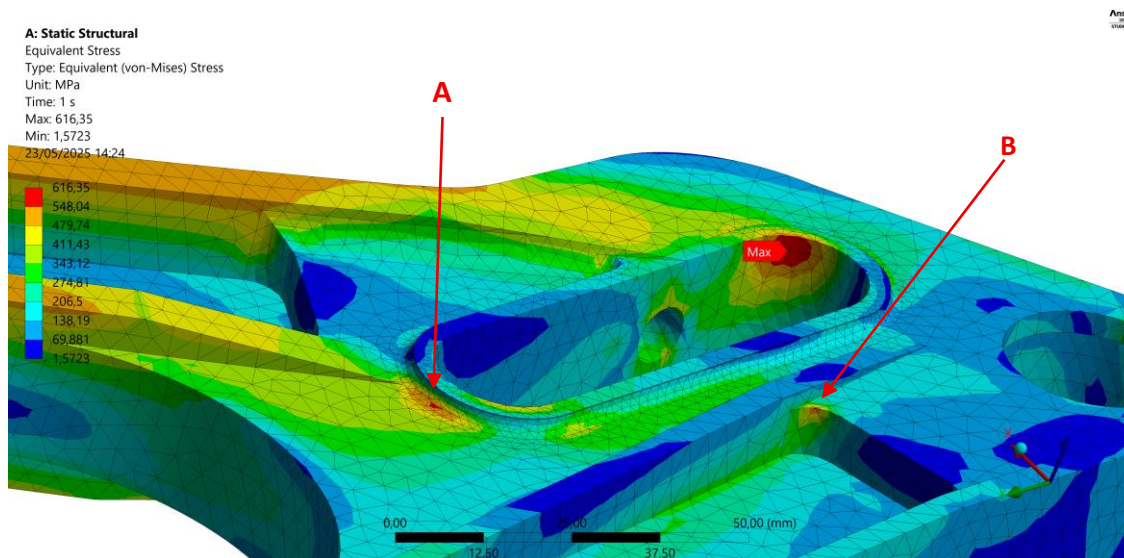


Figura 117 – Detalhe 2 da zona de maior concentração de tensões para a segunda solução no caso de carga de travagem máxima – vista inferior, escala da deformada 3x

No caso da Aceleração a Alta Velocidade foram detetados alguns pontos de concentração de tensões. Na Figura 118 vista superior, pode ser visto um ponto de concentração na zona da caixa de fixação da *push-rod* identificado com a letra A. Já na vista inferior (Figura 119) é observada a localização da tensão máxima, mais uma vez dentro da caixa de fixação da *push-rod*, também são detetados pontos de concentração B e C e ainda uma zona de tensões mais elevadas D que corresponde a tensões de tração devido à flexão do braço.

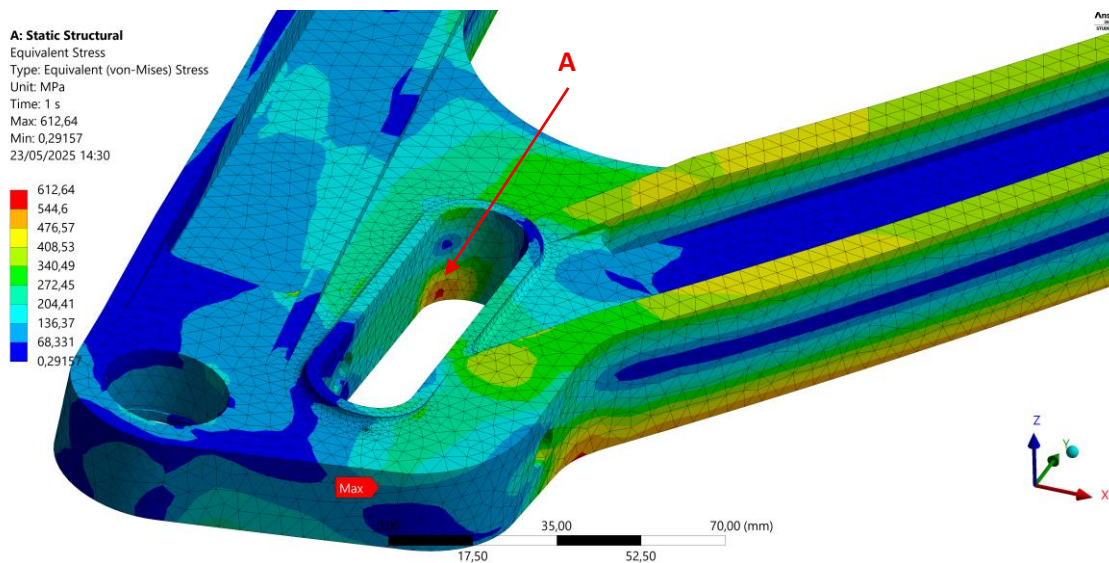


Figura 118 – Detalhe da zona de maior concentração de tensões para a segunda solução no caso de carga de aceleração máxima – vista de cima, escala da deformada 3x

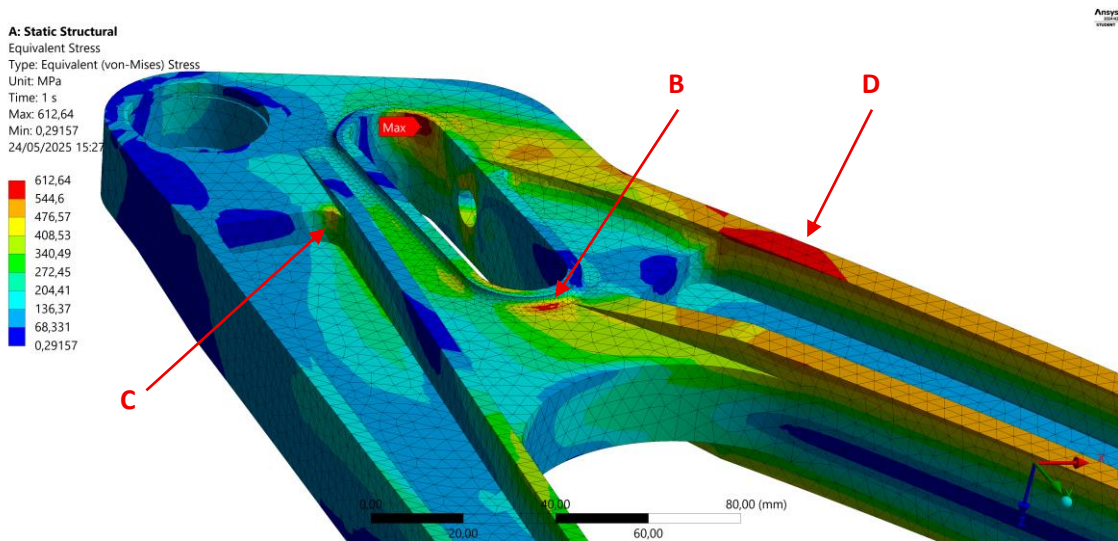


Figura 119 – Detalhe da zona de maior concentração de tensões para a segunda solução no caso de carga de aceleração máxima – vista inferior, escala da deformada 3x

É também neste caso de carga que se verifica o maior deslocamento de 7mm na aresta inferior da caixa de rótula da manga de eixo (Figura 120). Este deslocamento ocorre devido ao desfasamento longitudinal entre a rótula da manga de eixo e a rótula da *push-rod*, o que cria um momento e por consequência uma rotação sobre a rótula da *push-rod*. O alinhamento da rótula da *push-rod* com a rótula da manga de eixo iria mitigar este efeito de rotação.

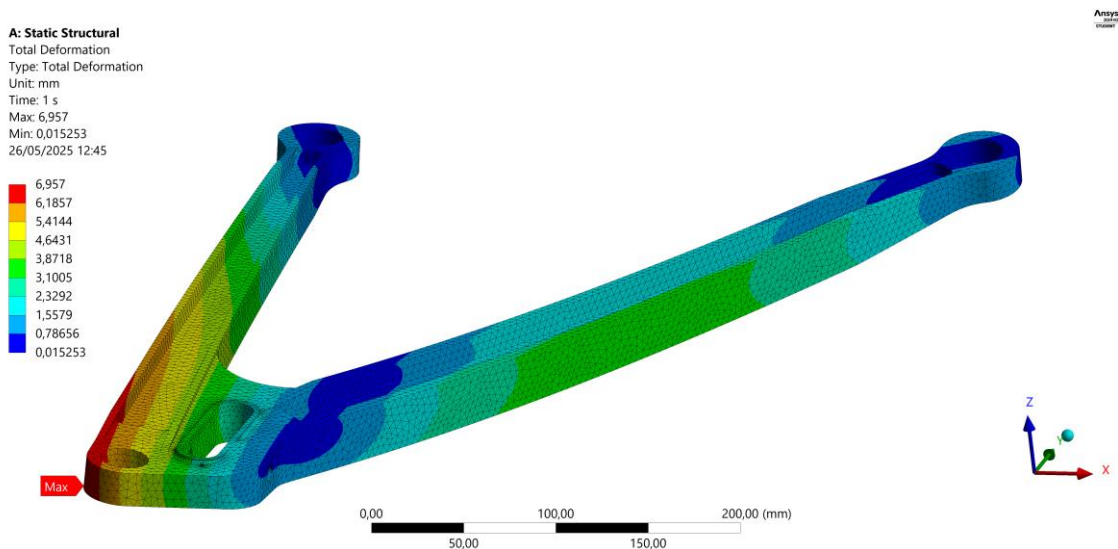


Figura 120 – Deslocamento no caso de carga Aceleração a Alta Velocidade, escala da deformada 3x

No caso de carga Curva a Alta Velocidade com Travagem e no caso de carga Curva a Alta Velocidade com Travagem 2 as tensões máximas e a sua localização são muito semelhantes, para o primeiro caso a tensão máxima é de 593MPa e no segundo é de 601MPa e ambas as tensões se localizam no interior da caixa de alojamento da *push-rod*.

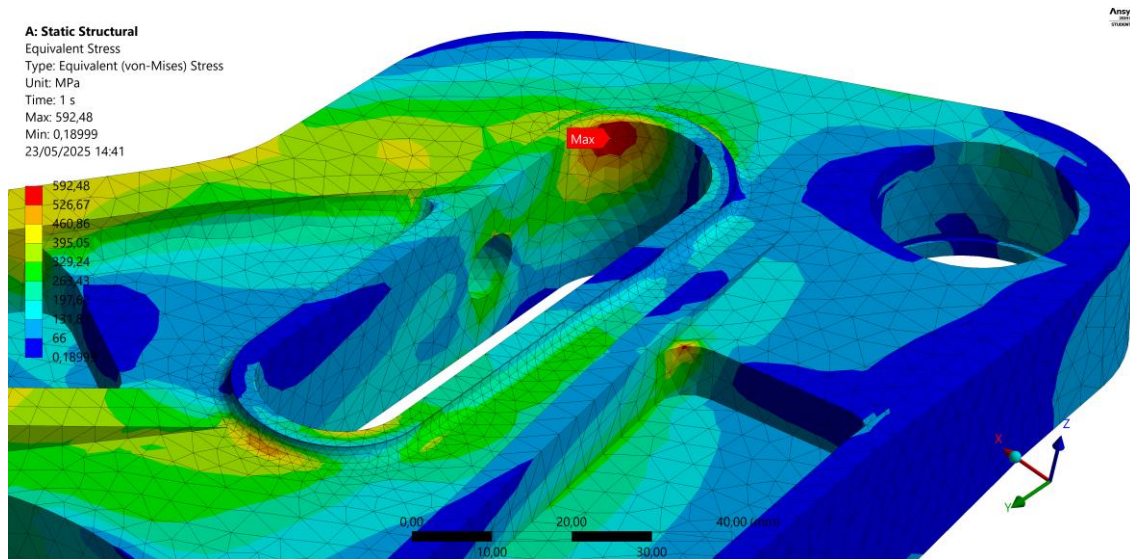


Figura 121 – Detalhe da zona de maior concentração de tensões para a segunda solução no caso de carga curva a alta velocidade com travagem – vista inferior, escala da deformada 3x

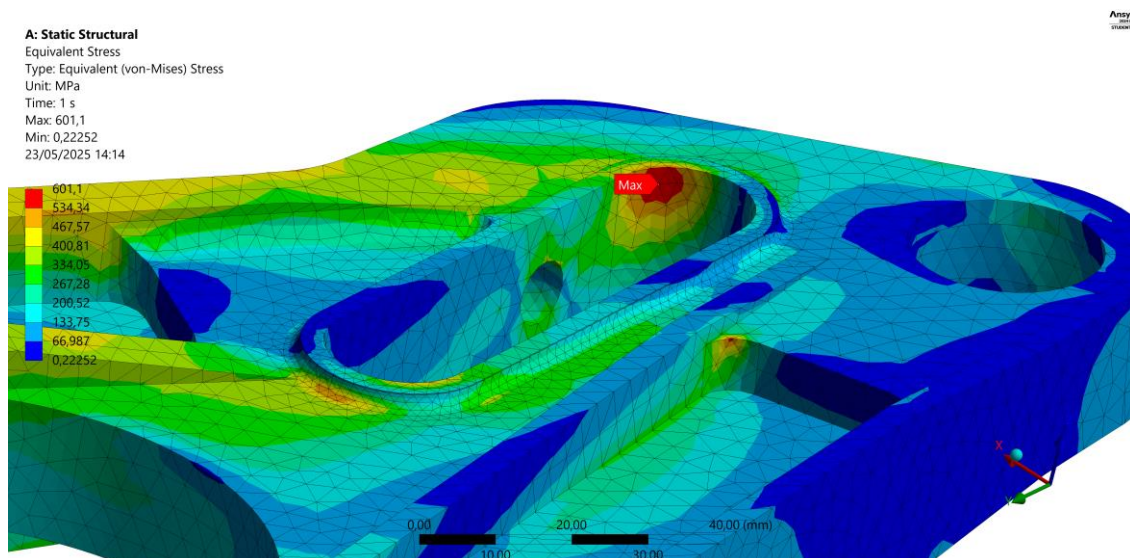


Figura 122 – Detalhe da zona de maior concentração de tensões para a segunda solução no caso de carga curva a alta velocidade com travagem 2 – vista inferior, escala da deformada 3x

No Apêndice E pode ser observado com maior detalhe e foco em cada um dos resultados para cada um dos casos de carga.

5.2. Manga de Eixo

De seguida é apresentada a proposta do desenho da manga de eixo, bem como a validação por MEF recorrendo ao software *Ansys*, e a convergência de malha para resultados válidos. Um dos objetivos estipulados pela empresa é o fator de segurança de no mínimo 1,6 para os casos de carga.

Para o desenvolvimento da manga de eixo foi seguida a metodologia de desenvolvimento de produto referida no subcapítulo 2.6, tendo sido identificada a necessidade de desenhar uma peça com massa reduzida e um desenho apelativo para a categoria do veículo onde este se enquadra.

5.2.1. Desenho da manga de eixo – Solução 1

O desenho da manga de eixo teve como objetivo o menor peso possível e maior resistência e rigidez uma vez que é uma peça muito solicitada e com o objetivo de ser fabricada por um processo de maquinagem em AL 7075 - T6 cuja tensão de cedência é em torno de 500MPa.

Depois de várias iterações apresenta-se o desenho proposto para a manga de eixo, fundamentado por simulações numéricas.

A pinça de travão é fixa à manga de eixo através de uma montagem radial, o braço inferior é fixo exatamente no centro da manga de eixo alinhado com o eixo de rotação da roda (Figura 123 A), o tirante da direção é articulado na posição B da Figura 123 e o braço superior é articulado na posição C da Figura 123.

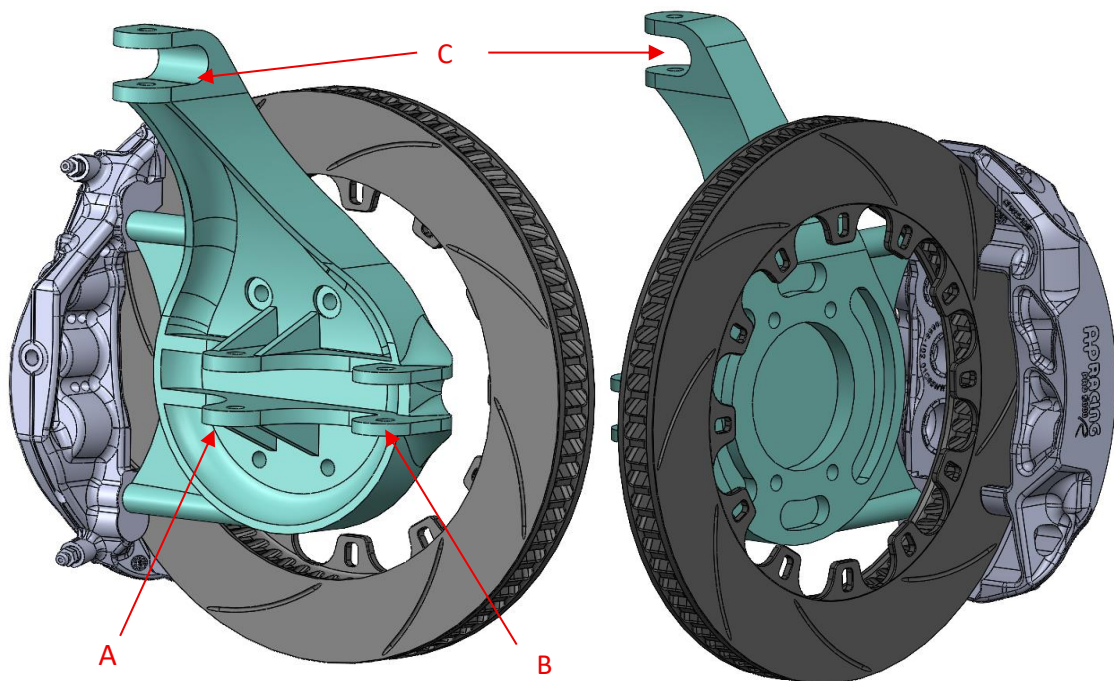


Figura 123 – Conjunto da manga de eixo, pinça de travão e disco – solução 1

Na zona de articulação ao braço inferior (Figura 124 A) foram desenhadas quatro nervuras, duas em cima e duas em baixo de forma a aumentar a rigidez da zona que é muito solicitada. O braço que liga o corpo central da manga de eixo à fixação da rótula do braço superior é desenhado com uma secção em U de forma a aumentar o momento de inércia sem o aumento de massa inerente. Na parte traseira da manga de eixo é possível observar um furo central onde é alojado o cubo de roda e na periferia encontram-se algumas ranhuras para reduzir massa à peça.

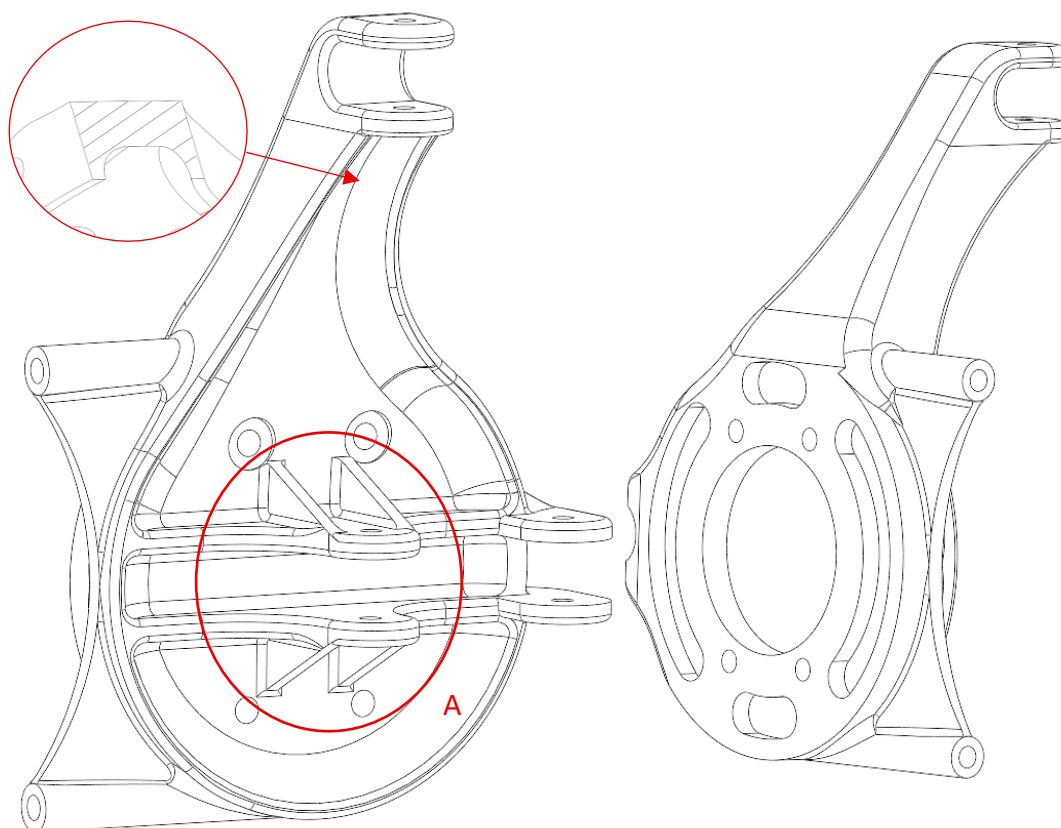


Figura 124 – Detalhe da manga de eixo – solução 1

5.2.2. Simulação numérica para travagem máxima e convergência de malha

O gerador automático de malha cria elementos tão pequenos quanto a aresta mais pequena da geometria modelada. Para não gerar elementos muito pequenos, nem em grande número, foram suprimidas as geometrias que criam arestas muito pequenas. Após suprimidos os chanfros e boleados definiu-se o material que é uma liga de alumínio 7075 e aplicou-se as condições de fronteira, começando por aplicar o impedimento de movimento em x e y nos furos que fixam a rótula do braço superior (Figura 125 - A), o impedimento de movimento em y nos furos de fixação da rótula do braço da direção (Figura 125 - B) e por fim o impedimento de movimento nas três direções, x, y e z para os furos que fixam a rótula do braço inferior (Figura 125 - C). Foi também definida a condição de movimento Rígido em cada um dos pares de furos mencionados, de forma a impedir a aproximação relativa dos mesmos sem utilizar uma abordagem de simulação multicorpo.

A: Static Structural

Remote Displacement 3

Time: 1, s

23/05/2025 15:56

- A** Remote Displacement
- B** Remote Displacement 2
- C** Remote Displacement 3

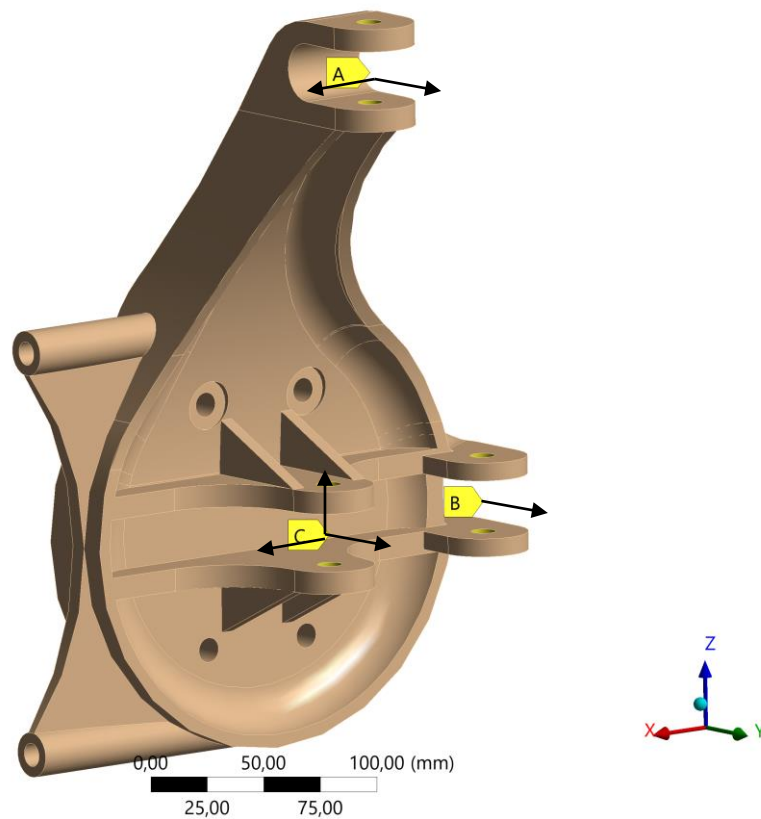


Figura 125 – Condições de fronteira para a simulação da manga de eixo

No que diz respeito à condição de carregamento, foi criado um referencial cartesiano que corresponde às direções arbitradas na folha de cálculo desenvolvida e aplicada uma força remota que simula a força vertical e lateral no contacto pneu/solo (Figura 126 - A), foi aplicada uma força remota que simula a força no contacto pastilha/disco (Figura 126 - B), sendo esta força só considerada nos casos de carga com travagem. Ainda, foi aplicada no contacto do cubo de roda à manga de eixo uma força que corresponde à reação da força longitudinal do contacto pneu/solo na manga de eixo e também no mesmo local a reação da pinça na manga de eixo (Figura 126 - C).

A: Static Structural

Remote Force 3

Time: 1, s

23/05/2025 15:57

- A** Remote Force: 8634,6 N
- B** Remote Force 2: 18999 N
- C** Remote Force 3: 31163 N

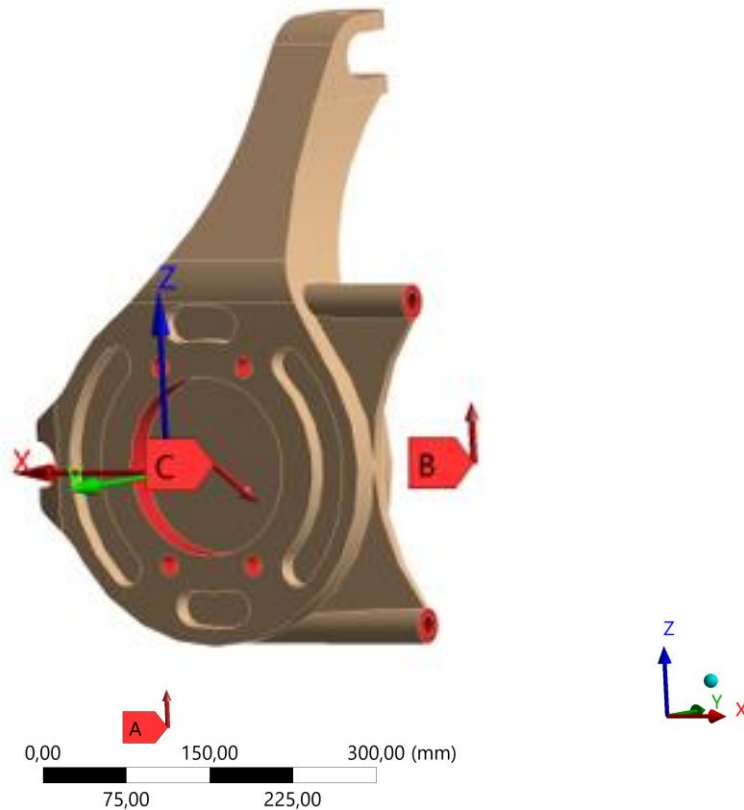


Figura 126 – Condições de fronteira para a simulação da manga de eixo

Após todos os passos do pré processamento estarem concluídos seguiu-se para a realização da malha. Utilizou-se elementos tetraédricos de 2ª ordem (SOLID187) com o tamanho de malha máximo à superfície recomendada pelo programa cerca de 22,5mm, utilizou-se um rácio de crescimento de 1,5, ou seja, o fator pelo qual os elementos adjacentes aumentam progressivamente, e o resultado pode ser analisado na Figura 127.

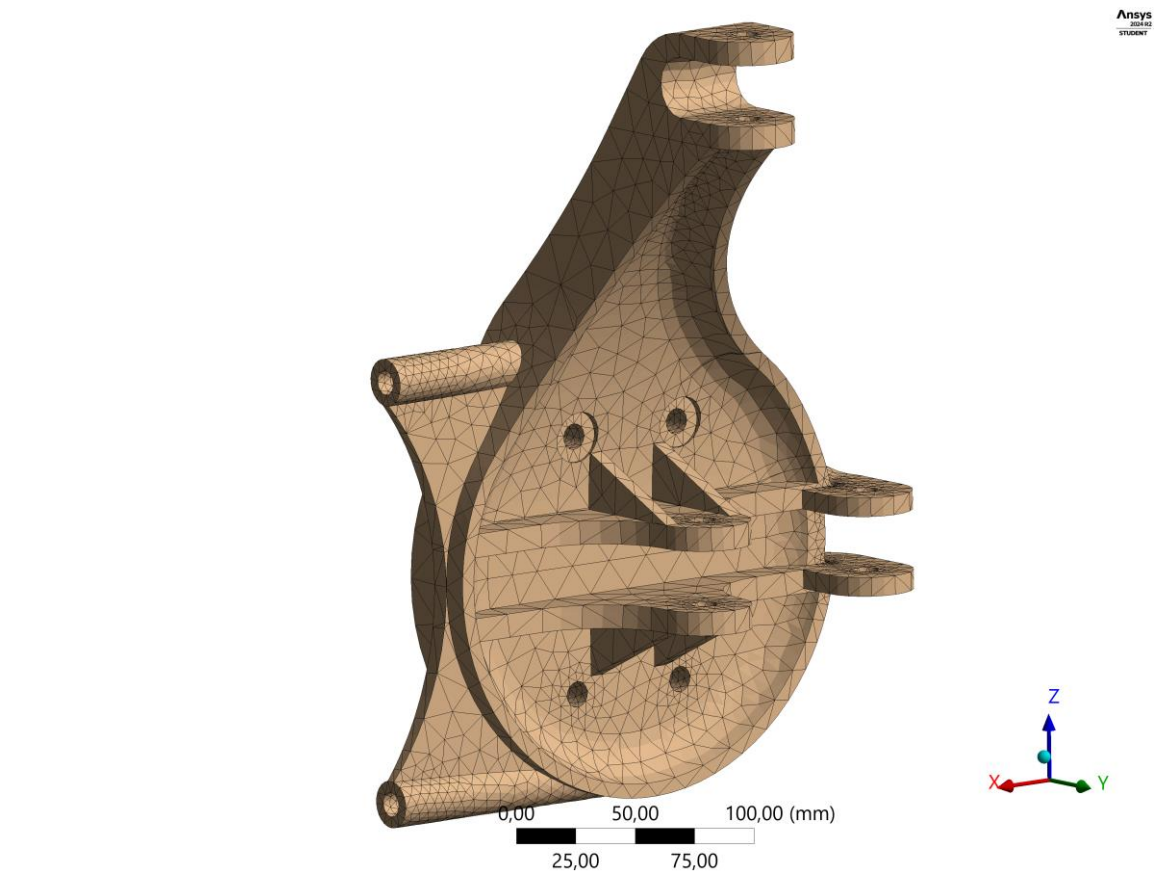


Figura 127 – Malha de 22,5mm recomendada pelo Ansys para o desenho da manga de eixo

O resultado obtido pode ser analisado na Figura 128 e Figura 129 onde se verifica que a tensão máxima instalada é de cerca 429MPa, inferior à tensão de cedência, cerca de 500MPa, no entanto o fator de segurança é de 1,2, inferior ao objetivo definido.

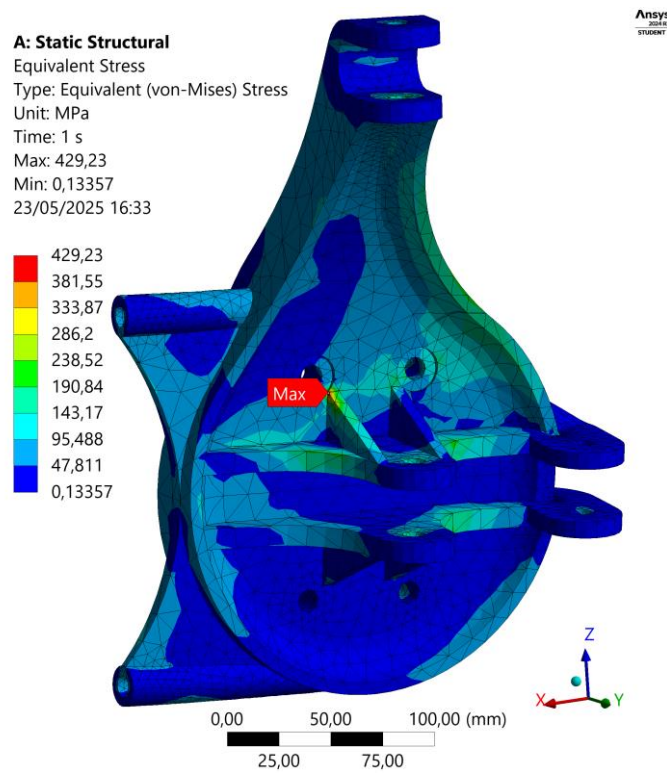


Figura 128 – Resultado da simulação numérica para a solução 1 da manga de eixo com malha de 22,5mm para o caso de carga de travagem máxima – vista 1, escala da deformada 10x

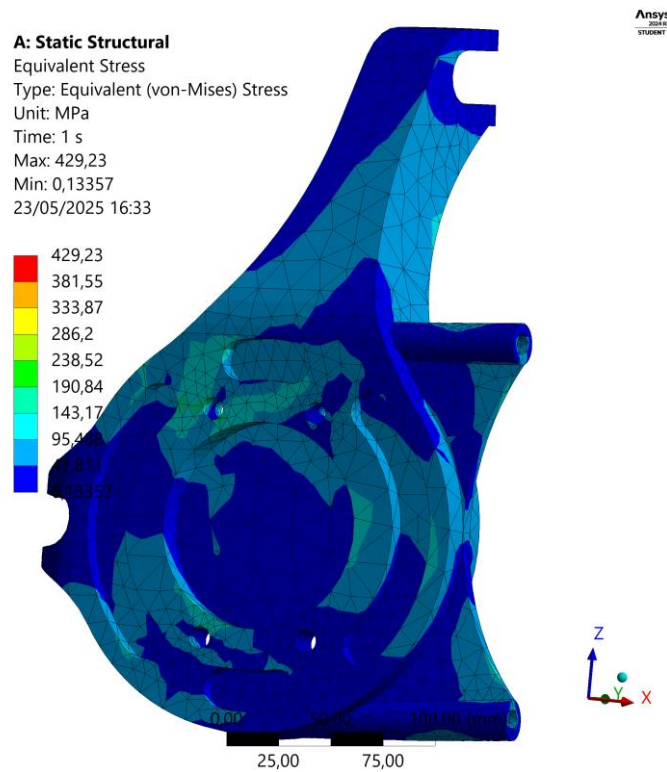


Figura 129 – Resultado da simulação numérica para a solução 1 da manga de eixo com malha de 22,5mm para o caso de carga de travagem máxima – vista 2, escala da deformada 10x

Para este caso de carga o ponto com maior tensão encontra-se em uma zona submetida a tração de uma das nervuras superiores da articulação do braço de suspensão inferior. Esta zona como referido anteriormente é submetida a muitos esforços, pelo que deve ser redesenhada com vista a aumentar a sua resistência e rigidez.

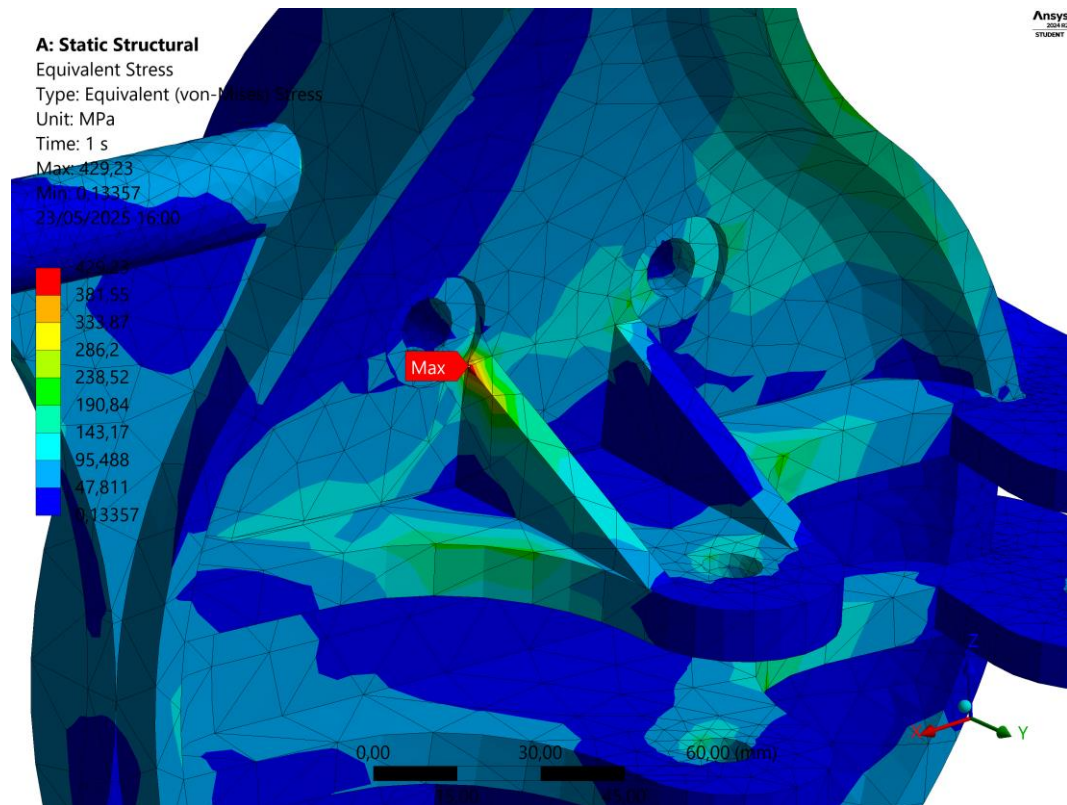


Figura 130 – Detalhe da concentração de tensões da primeira solução da manga de eixo para a malha de 22,5mm para o caso de travagem máxima, escala da deformada 10x

Uma vez conhecida a distribuição de tensões para este caso de carga, definiu-se alguns sensores de forma a proceder-se com a convergência de malha sem correr o risco de seleccionar pontos com tensão máxima ou nula.

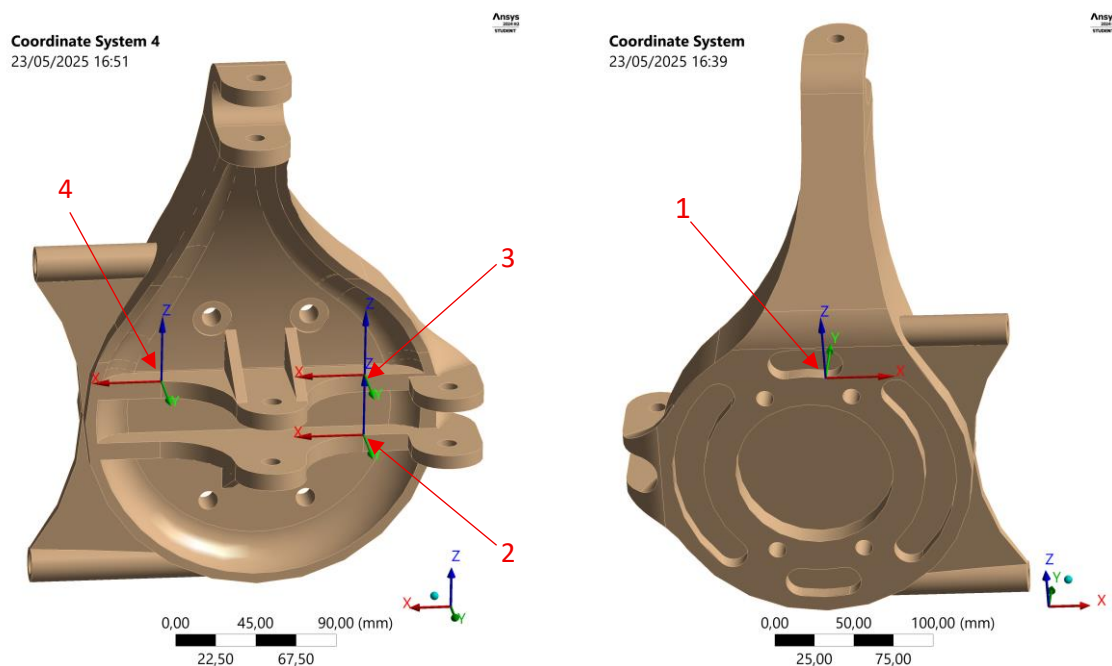


Figura 131 – Localização dos Sensores para convergência de malha

Devido à limitação de número de nós só foi possível convergir a malha até um tamanho máximo de elemento à superfície de cerca 4,8mm, o que pela análise dos resultados dos 4 sensores podemos concluir que não é suficiente para considerar a malha estável. No entanto, tendo em consideração este fator foi assumida a malha de 5mm para realizar as melhorias no desenho e efetuar os restantes estudos dos diferentes casos de carga.

Tabela 15 – Resultado da convergência de malha para a manga de eixo

	Tamanho (mm)	nós	elementos	sensor 1 (MPa)	sensor 2 (MPa)	sensor 3 (MPa)	sensor 4 (MPa)
1	22,5	33305	20112	119,60	130,81	122,56	107,24
2	20	33343	20138	119,44	120,37	123,51	97,79
3	18	33053	19912	116,56	120,51	122,23	99,66
4	16	33622	20278	117,12	120,66	124,20	91,47
5	14	34252	20618	117,67	118,19	123,19	99,80
6	12	36591	21969	124,84	118,22	120,62	90,76
7	10	40172	24054	119,86	119,45	120,62	87,58
8	8	50085	30236	111,55	120,80	123,15	83,10
9	6	79927	49132	119,91	118,56	119,94	75,02
10	5	116762	73047	119,83	118,76	120,42	74,28
11	4,8	126930	79831	111,79	120,20	121,09	74,11

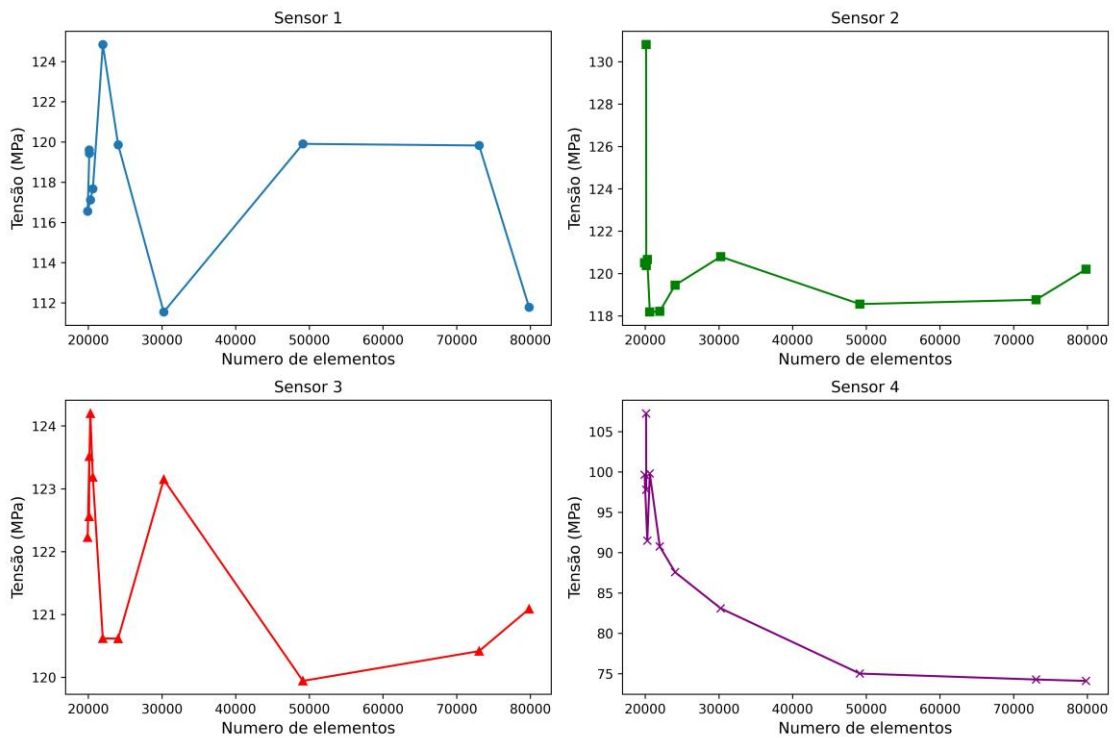


Figura 132 – Tensão em função do número de elementos para os quatro sensores utilizados para a convergência de malha da manga de eixo

Como forma de comparação da convergência de malha realizada, nas figuras seguintes encontram-se os resultados obtidos para o caso de carregamento anterior, mas para a malha de 5mm de tamanho máximo de elemento à superfície. A tensão máxima instalada é de 430MPa e encontra-se sensivelmente no mesmo local que no estudo com a malha grosseira de 22,5mm.

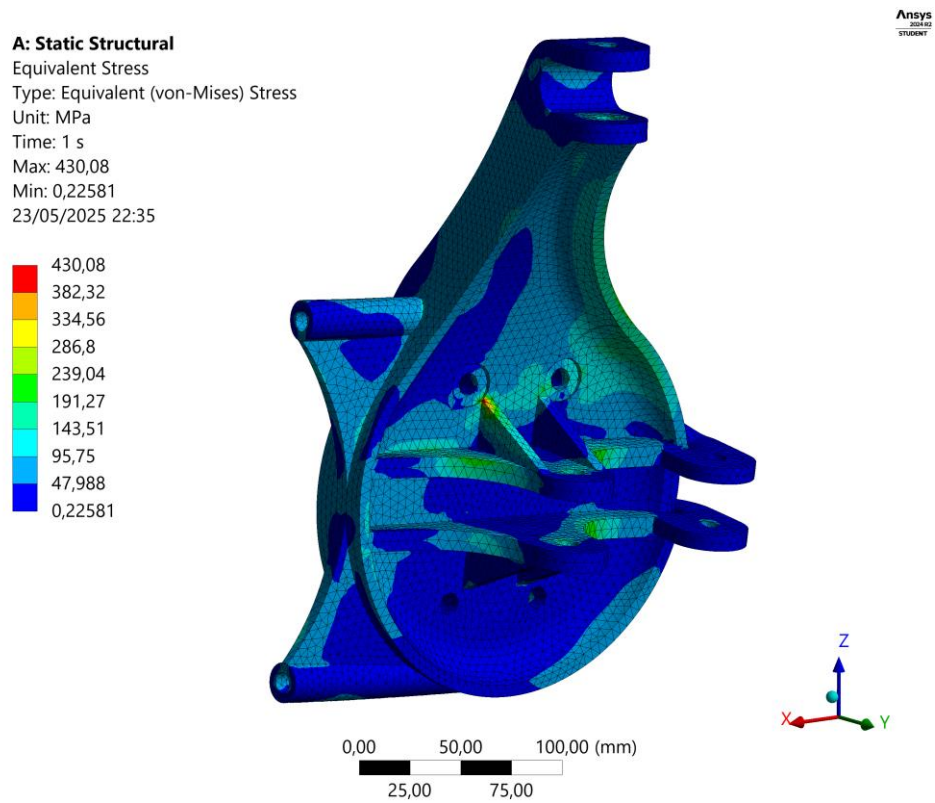


Figura 133 – Resultado da simulação numérica para a solução 1 da manga de eixo com malha de 5mm para o caso de travagem máxima, vista 1, escala da deformada 10x

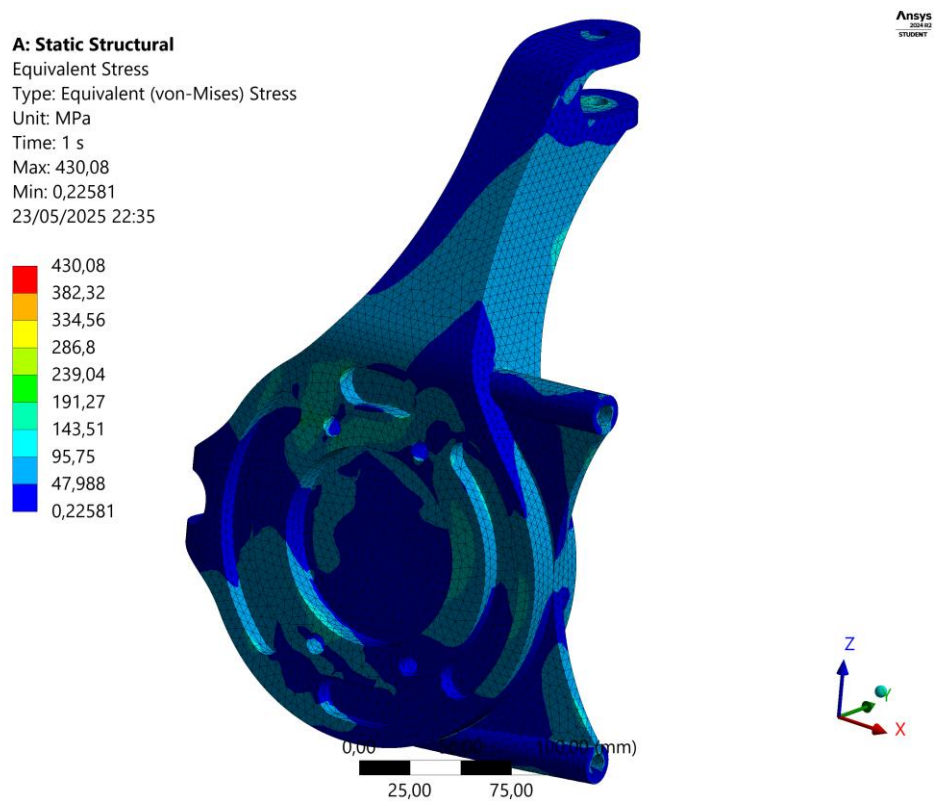


Figura 134 – Resultado da simulação numérica para a solução 1 da manga de eixo com malha de 5mm para o caso de travagem máxima, vista 2, escala da deformada 10x

Na figura seguinte pode ser observada a concentração de tensões na aresta da nervura superior de reforço, com uma tensão de 430MPa. Esta concentração de tensões deve ser reduzida ou eliminada, pela alteração da geometria, bem como reduzir as tensões gerais da peça de modo a cumprir o objetivo do coeficiente de segurança.

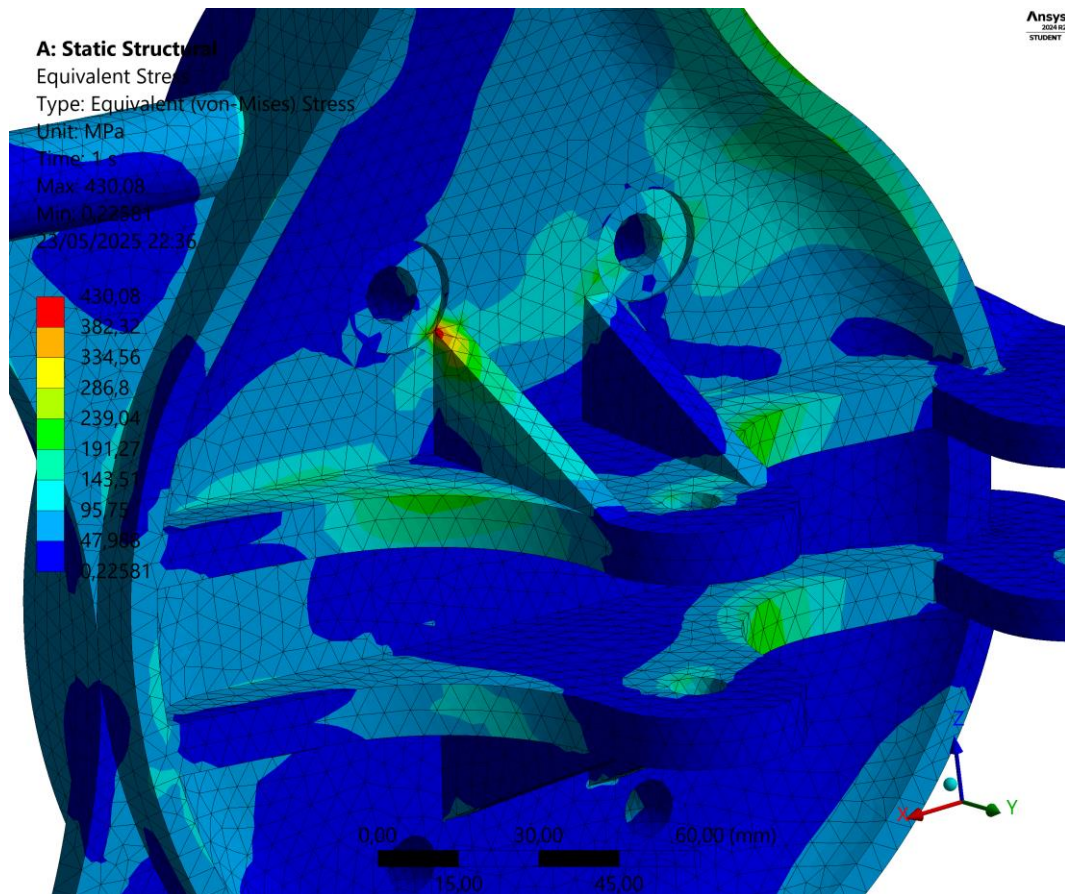


Figura 135 – Detalhe da concentração de tensões da primeira solução da manga de eixo para a malha de 22,5mm para o caso de travagem máxima, escala 10x

5.2.3. Desenho da manga de eixo – solução 2

À semelhança do estudo realizado no braço de suspensão, o novo desenho da manga de eixo foi realizado através de um processo iterativo onde a manga de eixo foi simulada para cada um dos casos de carga e alterada a geometria para reduzir as tensões e atingir o coeficiente de segurança desejável.

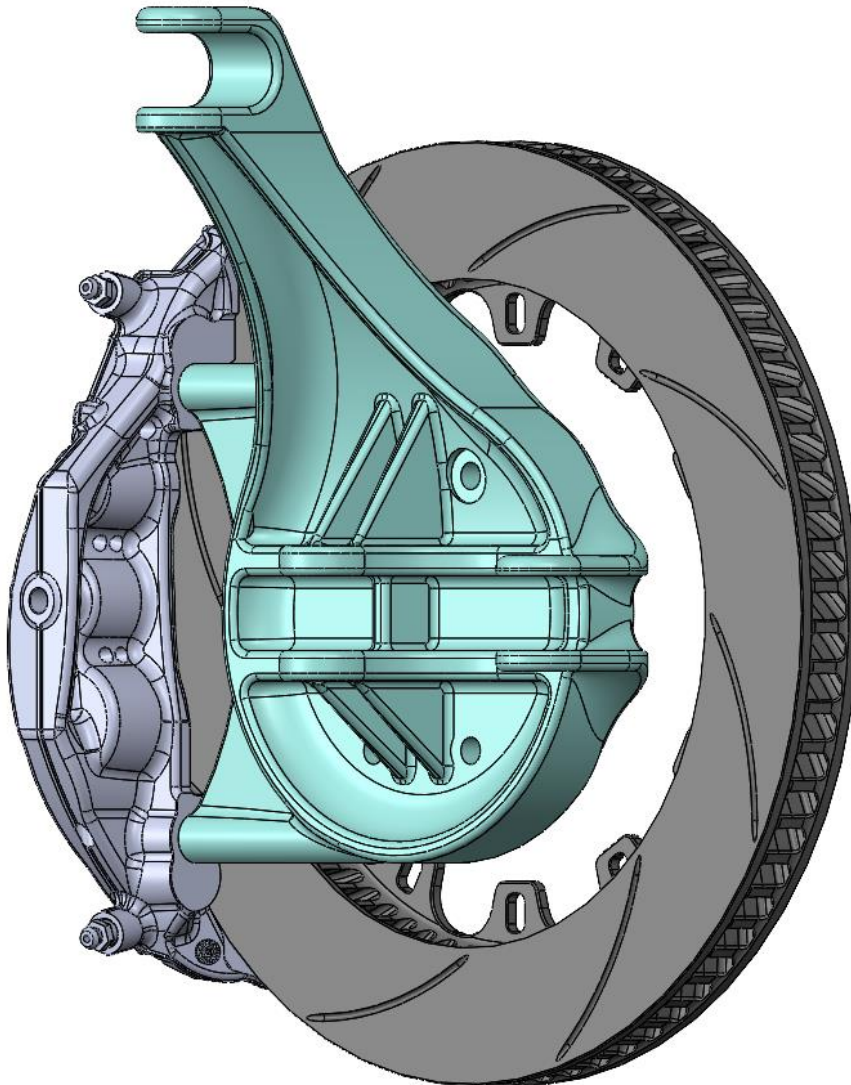


Figura 136 – Vista 1 conjunto da manga de eixo, pinça de travão e disco – solução 2

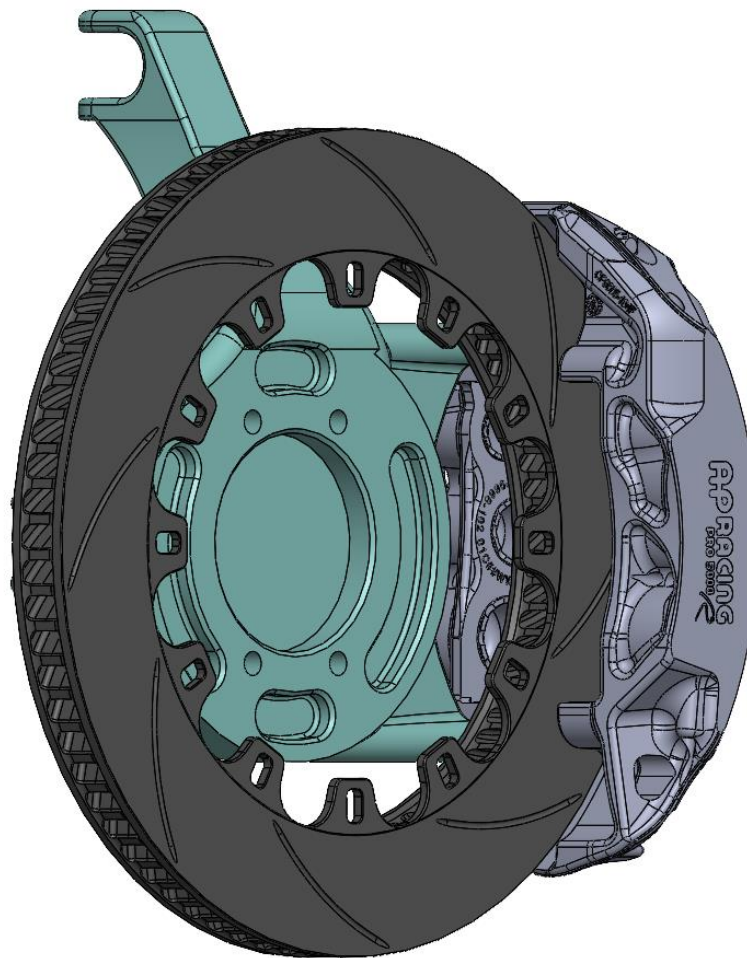


Figura 137 – Vista 2 conjunto da manga de eixo, pinça de travão e disco – solução 2

A nova solução apresenta praticamente o mesmo desenho que a solução anterior. No entanto houve algumas alterações que levaram ao aumento da resistência e inerentemente ao aumento em 7,8% da massa, apresentando agora uma massa de 3,3kg. As nervuras de reforço sofreram um aumento da espessura e do seu comprimento, e todos os olhais que articulam outros componentes viram a sua espessura aumentar.

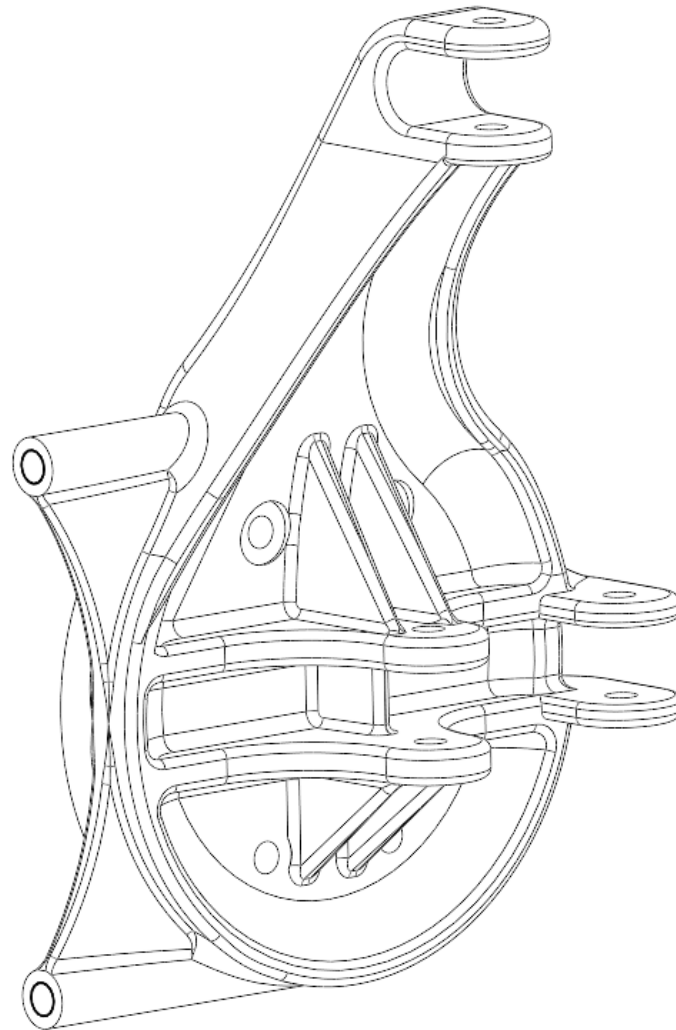


Figura 138 – Manga de eixo vista lado interno – solução 2

Na face da flange do cubo de roda também houve alterações, as cavidades de redução de massa (Figura 139 rodeado a vermelho) foram ligeiramente deslocadas para baixo, pois devido ao momento fletor concentravam tensões nas arestas superiores.

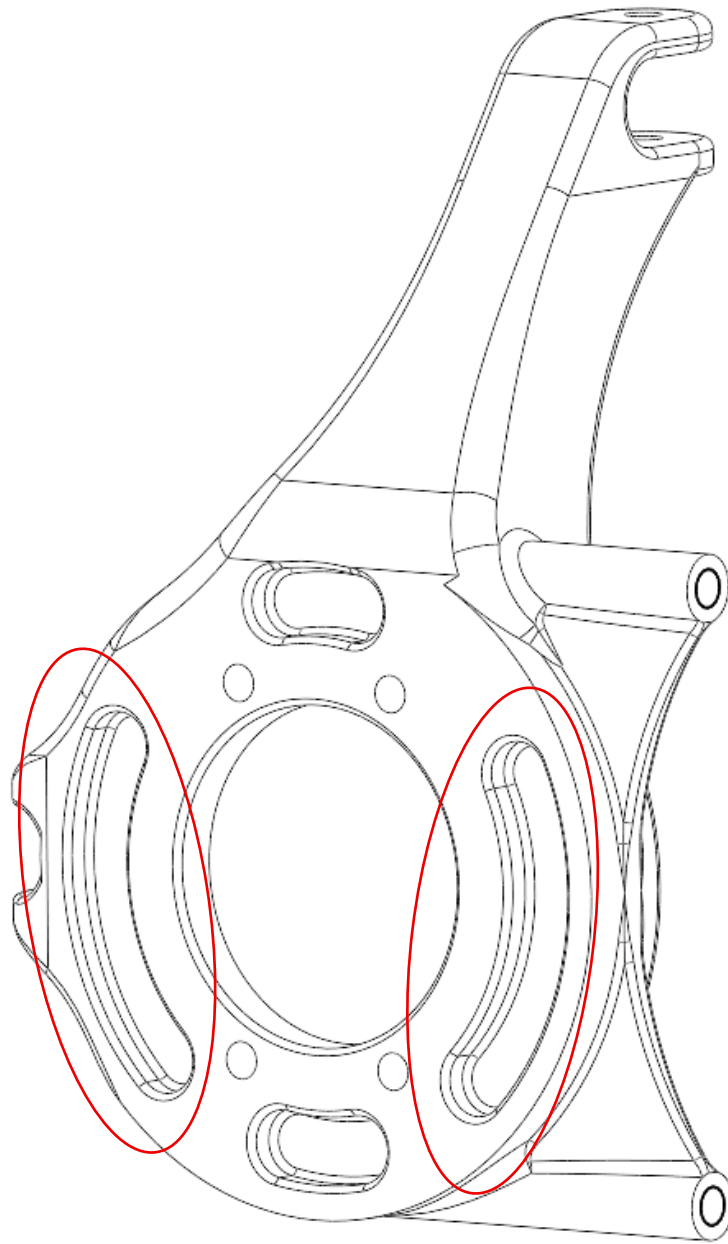


Figura 139 – Manga de eixo vista lado do cubo de roda – solução 2

Tabela 16 – Resultado da convergência de malha para a manga de eixo

	Força Lateral (N)	Força Vertical (N)	Força da Pinça (N)	Força Longitudinal (N)	Reação Equilíbrio da pinça (N)	Tensão Máxima (Mpa)	max def. (mm)	C.S.
Travagem Máxima	-168	8633	18999	-9638	-18999	237,5	1,26	2,1
Aceleração Máxima	-149	2330	0	3432	0	36,0	0,12	13,9
Travagem a Media Velocidade	-240	5414	15047	-7633	-15047	169,9	0,96	2,9
Aceleração a Alta Velocidade	-235	6571	0	7877	0	96,8	0,34	5,2
Aceleração a Media Velocidade	-195	3366	0	4847	0	51,8	0,18	9,6
Aceleração lateral Máxima	-9889	8464	0	17	0	264,7	1,11	1,9
Curva a Velocidade Media	-7884	5607	0	-102	0	210,5	0,94	2,4
Curva a Alta Velocidade com Travagem	-10512	9503	19451	-9867	-19451	297,2	1,32	1,7
Curva a Alta Velocidade com Travagem 2	-10598	4801	19581	-9933	-19581	299,8	1,55	1,7
Saída de Curva a Alta Velocidade	-6570	4400	0	6356	0	169,5	0,83	3,0

Após análise da tabela podemos concluir que o coeficiente de segurança mais baixo é de 1,7 para as condições de carregamento de curva a alta velocidade com travagem, e também para a condição de curva a alta velocidade com travagem 2. O coeficiente de segurança é superior ao definido como objetivo de 1,6 e podemos observar na Figura 140 a distribuição de tensões da zona onde se localiza as tensões mais elevadas para a condição de carregamento curva a alta velocidade com travagem e na Figura 141 para a condição de curva a alta velocidade com travagem 2. No caso de carga de curva a alta velocidade com travagem a zona com a tensão mais alta de 297,2MPa é localizada na aresta do furo inferior do alojamento do braço inferior de suspensão, enquanto que no caso de carga curva a alta velocidade com travagem 2, a tensão mais elevada de 299,7MPa localiza-se na aresta do braço que liga o corpo central da manga de eixo ao apoio da rótula do braço superior.

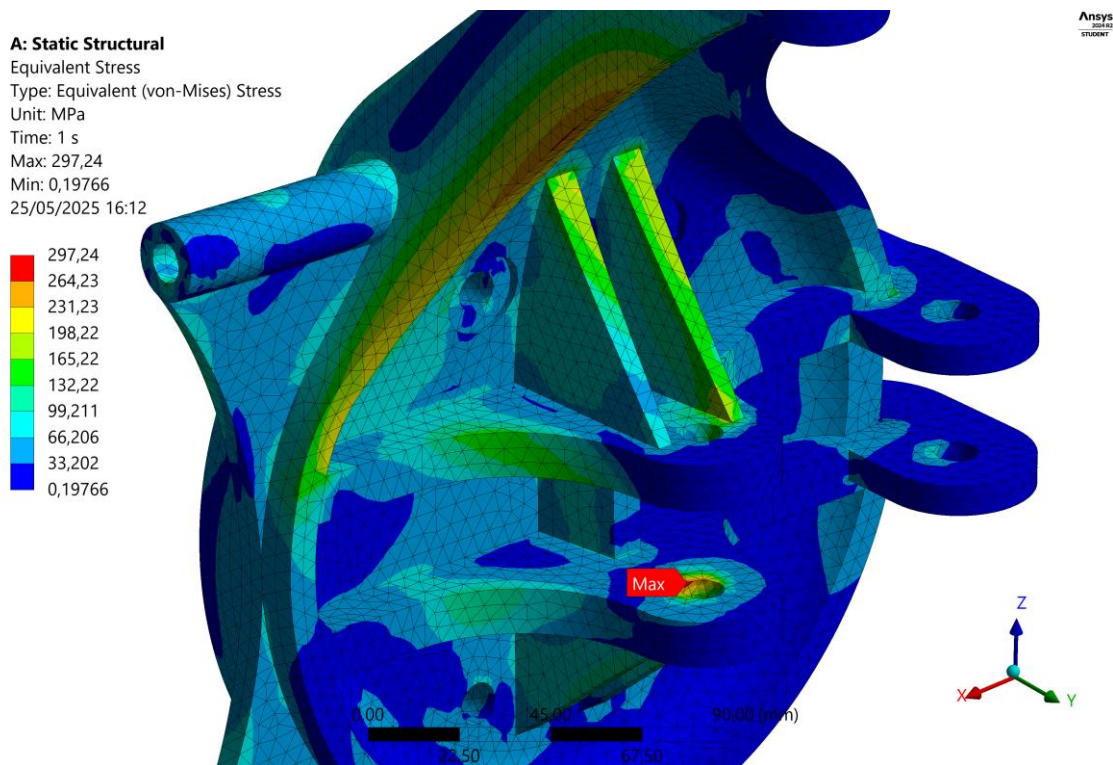


Figura 140 – Detalhe da concentração de tensões da segunda solução da manga de eixo para a malha de 5mm para o caso de curva a alta velocidade com travagem, escala da deformada 10x

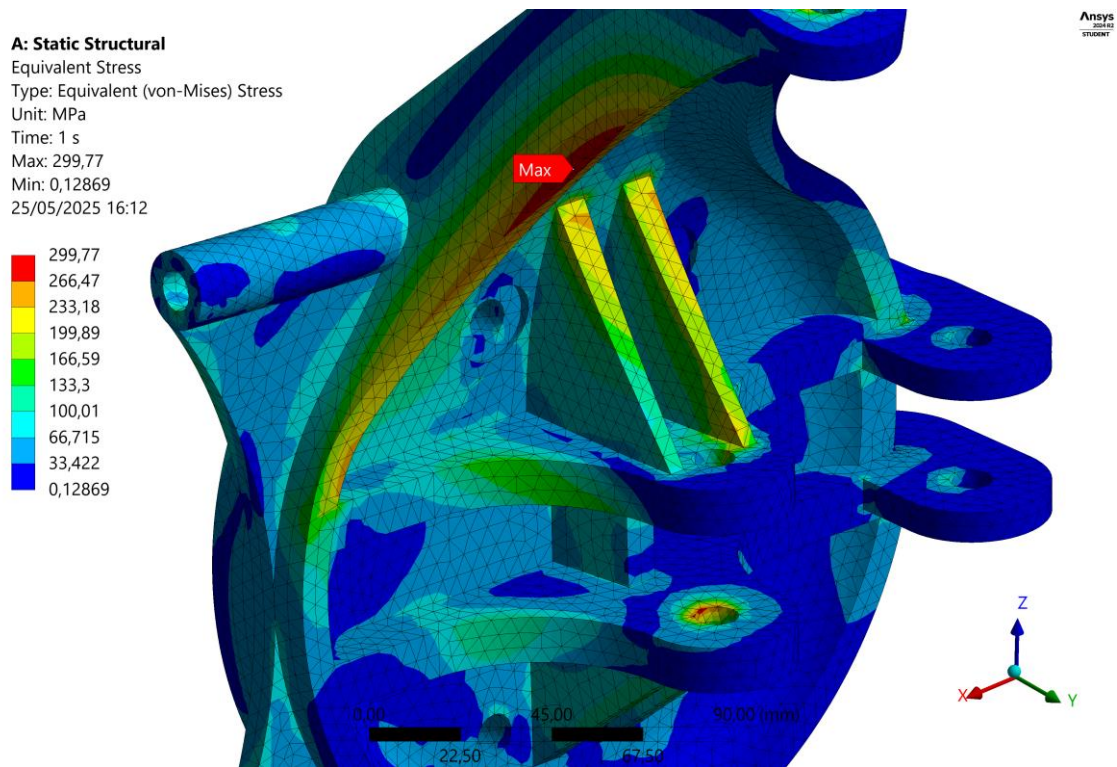


Figura 141 – Detalhe da concentração de tensões da segunda solução da manga de eixo para a malha de 5mm para o caso de curva a alta velocidade com travagem 2, escala da deformada 10x

Os resultados das restantes simulações podem ser consultados no Apêndice F.

6. Conclusões e trabalhos futuros

6.1. Conclusão

O sistema de suspensão é um sistema complexo presente em todos os veículos e dependendo da utilização deste, em uso na rodovia ou pista, este sistema precisa de cumprir diferentes requisitos. A folha de cálculo desenvolvida para o sistema de suspensão usado no Adamastor Furia permite visualizar e alterar os parâmetros de forma rápida, sendo uma ótima primeira abordagem no processo de desenvolvimento de um sistema de suspensão, pois em uma única ferramenta pode ser observado tanto a cinemática da suspensão como a distribuição de esforços para determinados casos de carga. No entanto, a folha de cálculo desenvolvida apenas é válida em sistemas de suspensão semelhantes à usada no Adamastor Furia.

A validação da folha de cálculo com o *software* comercial utilizado pela empresa permitiu aferir o grau de confiabilidade da ferramenta. Em termos de cinemática a ferramenta desenvolvida apresenta uma elevada confiabilidade sendo os resultados em vários casos iguais aos do *software* comercial. Já no que diz respeito à distribuição de esforços, verificou-se um erro de cerca de 10% nos esforços do eixo frontal e de 30% nos esforços do eixo traseiro, em comparação ao *software* comercial. Este erro deve-se essencialmente às simplificações utilizadas que dependem fortemente da geometria dos braços de suspensão, sendo que alterando os pontos de fixação dos braços de suspensão à carroçaria, o erro diminui ou aumenta. No entanto a ferramenta desenvolvida tem como finalidade ser usada em uma primeira abordagem ao desenvolvimento do sistema de suspensão, sendo sempre necessário recorrer a *softwares* comerciais como o *Canopy*, utilizado pela Adamastor, isento de erros, para validar a geometria de suspensão.

A análise experimental de tensões recorrendo a extensometria elétrica permitiu perceber como é a distribuição de esforços em um caso estático, no entanto devido à impossibilidade de calibrar as peças instrumentadas para que estas atuassem como células de carga, foram determinadas as forças recorrendo à área da secção resistente, porém, incorre em um erro associado pois é assumida uma área igual à de projeto, mas no fabrico ocorre sempre pequenos desvios que influenciam na área resistente, ainda a instrumentação pode associar um erro ao colar os extensómetros se estes forem colados desalinhados com o eixo neutro da peça. Os dados recolhidos na análise experimental foram comparados com os valores obtidos através da folha de cálculo desenvolvida no decorrer da dissertação, porém as coordenadas da suspensão utilizadas na folha de cálculo são coordenadas que não correspondem às reais do veículo em estudo, e são coordenadas para o caso da suspensão em repouso, situação que não aconteceu

no ensaio estático de tração dos eixos pois por motivos de segurança o carro foi suspenso no ar.

No ensaio de tração dos dois eixos, que simula uma travagem no eixo frontal e aceleração no eixo traseiro, foi encontrado um erro máximo de 72% relativamente à folha de cálculo, isto desprezando os esforços nas *push-rod*, que dada a natureza do ensaio os esforços devem ser desprezados. No ensaio de força vertical com a massa do veículo, foi obtido um erro máximo de 348% em comparação à folha de cálculo, mas comparando os erros obtidos nas *push-rods* o erro foi de 3% no eixo frontal e 44% no eixo traseiro, este último erro está associado à falta de componentes no veículo à data do ensaio que influenciam diretamente na massa descarregada no eixo traseiro, massa esta não atualizada na folha de cálculo. Nos ensaios de adição de uma massa de 80kg no eixo frontal e depois no eixo traseiro, foi determinado um erro máximo de 51% e 990% respetivamente, no entanto o desvio associado ao erro de 990% é de 304N enquanto o desvio associado ao erro de 72% no ensaio de tração dos dois eixos, é de 2244N, pelo que a análise não pode ser feita apenas pela observação dos erros. A flutuação de erros e desvios entre ensaios diferentes, comprova a necessidade de calibrar as peças em estudo de forma que estas atuem como células de carga e assim obter resultados precisos e fiáveis, para posterior análise e comparação com softwares comerciais.

Os esforços obtidos na folha de cálculo desenvolvida foram utilizados para o desenho do braço e da manga de eixo, tendo sido utilizada uma abordagem onde é validado o desenho para cada caso de carga de forma individual e não para o caso de carga que desenvolve os maiores esforços. À primeira vista o caso de carga crítico seria o caso de travagem máxima, com uma desaceleração de 2,97g a uma velocidade de 244km/h, que corresponde a um esforço máximo no braço inferior de 56,5kN, no entanto após o estudo de MEF verificam-se outros casos de carga responsáveis por desenvolver as maiores tensões na peça. Para este caso de carga de travagem máxima, associa-se uma força vertical e longitudinal no contacto pneu/solo de respetivamente 8,6kN e 9,6kN.

Foi utilizada a ferramenta de simulação numérica *Ansys*, mas devido à licença estudante, houve limitação ao número de elementos/nós, pelo que o processo de convergência de malha não foi convergido o suficiente, tendo sido adotada uma malha grosseira para as dimensões das peças, mas no limite do número de elementos/nós. Para a manga de eixo a solução culminou em uma peça única de 3,3kg fabricada por maquinagem em liga de Alumínio 775-T6, com uma tensão máxima instalada na peça de 299,8MPa, para o caso de carregamento de curva a alta velocidade com travagem 2, o que representa um coeficiente de segurança de cerca 1,7. Já a solução do braço inferior foi desenvolvida para ser fabricada por maquinagem em aço FR3 e culminou em uma solução com uma massa de 4kg. Após a validação numérica a tensão máxima registada foi de 616,4MPa para o caso de carregamento de travagem máxima, que representa um coeficiente de segurança de 1,5, no entanto o ponto de tensão máxima tem características de ser uma singularidade, com tendência de desaparecer com o refinamento da malha, que devido às limitações do software não foi possível realizar. Devido ao elevado efeito aerodinâmico que caracteriza o veículo é proposto uma capa aerodinâmica a ser fabricada em compósito, para os braços de suspensão.

6.2. Trabalhos futuros

De forma a dar continuidade ao trabalho realizado propõem-se os seguintes trabalhos futuros:

- Aprimorar a folha de cálculo utilizando método de elementos finitos para realizar o cálculo da distribuição de forças e converter toda a folha de cálculo para código *Python* ou *C++* de forma a criar uma ferramenta independente e com alto poder computacional.
- Utilizar uma licença comercial do *Ansys* sem limitações para realizar a convergência de malha corretamente e assim avaliar de forma coerente e precisa os casos de carga todos.
- Realizar um estudo de MEF multicorpo para diferentes casos de carga bem como para várias posições da suspensão (estendida e comprimida) bem como para diferentes ângulos de direção.
- Realizar um estudo de CFD (*Computational Fluid Dynamics*) do braço inferior com a capa aerodinâmica de forma a tornar esta o mais eficiente possível.
- Calibrar os componentes instrumentados com extensómetros de forma que estes atuem como células de carga, para realizar os ensaios dinâmicos de forma correta e com resultados validos.

6.3. Apreciação global

O desenvolvimento da dissertação em ambiente empresarial proporcionou abordar o problema com dados reais e problemas reais, tendo contribuído para o crescimento pessoal e profissional.

O desenvolvimento da folha de cálculo foi um processo moroso e iterativo, que envolveu o uso de três ferramentas, *Excel*, código VBA e *Python*. Embora tenha resultado em uma ferramenta apreciada pela empresa, a precisão dos resultados é baixa no que toca a distribuição de esforços devido a simplificações e à abordagem adotada.

Devido a prazos e atrasos na entrega de encomendas com componentes para a realização da análise experimental de tensões, não foi possível realizar o ensaio dinâmico nem calibrar os braços de suspensão e a *push-rod*, no entanto a realização do ensaio estático permitiu perceber a distribuição de esforços nos componentes e também as diferenças existentes para com a folha de cálculo desenvolvida, reforçando a importância de calibrar os componentes de forma que estes atuem como células de carga.

Referências

- [1] «Adamastor». Acedido: 12 de Junho de 2025. [Em linha]. Disponível em: <https://www.adamastor.com.pt/home>
- [2] R. Stone e J. K. . Ball, *Automotive engineering fundamentals by Richard Stone and Jeffrey K. Ball*. Society of Automotive Engineers international, 2004.
- [3] T. Ning, W. Chen, e J. Chen, «Energy Saving Design and Optimization of suspension System in Baja Competition for College Students», *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.*, vol. 706, 2021, doi: 10.1088/1755-1315/706/1/012023.
- [4] H. Qi, N. Zhang, Y. Chen, e B. Tan, «A comprehensive tune of coupled roll and lateral dynamics and parameter sensitivity study for a vehicle fitted with hydraulically interconnected suspension system», *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.*, vol. 235, pp. 143–161, 2021, doi: 10.1177/0954407020944287.
- [5] M. N. A. Zaidie *et al.*, «Analysis of a front suspension system for UniART FSAE car using FEA», *J. Phys. Conf. Ser.*, vol. 908, 2017, doi: 10.1088/1742-6596/908/1/012058.
- [6] W. F. Milliken e D. L. Milliken, *Race Car Vehicle Dynamics - Milliken*, 1ed. SAE International, 1995.
- [7] J. Reimpell, H. Stoll, e J. W. . Betzler, *The automotive chassis : engineering principles*, 2th ed. Society of Automotive Engineers, 2001.
- [8] S. S. Rao, *Mechanical Vibrations*, 5ed. Prentice Hall, 2011.
- [9] T. D. Gillespie, *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, 1th ed. SAE International, 1992.
- [10] Y. Tang, L. Tao, Y. Li, D. Zhang, e X. Zhang, «Estimation of Tire Side-Slip Angles Based on the Frequency Domain Lateral Acceleration Characteristics Inside Tires», *Machines*, vol. 12, 2024, doi: 10.3390/machines12040229.
- [11] E. Bakker, L. Nyborg, e H. B. Pacejka, «Tyre Modelling for Use in Vehicle Dynamics Studies», *SAE Int.*, vol. 96, pp. 190–204, 1987, doi: ISSN0148- 7191.
- [12] H. B. Pacejka, *Tire and Vehicle Dynamics*, 2ed ed. Butterworth-Heinemann, 2006.
- [13] I. J. M. Besselink, A. J. C. Schmeitz, e H. B. Pacejka, «An improved Magic Formula/Swift tyre model that can handle inflation pressure changes», *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 48, pp. 337–352, 2010, doi: 10.1080/00423111003748088.
- [14] F. Bucchi e F. Frendo, «A new formulation of the understeer coefficient to relate yaw torque and vehicle handling», *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 54, pp. 831–847, 2016, doi: 10.1080/00423114.2016.1167225.
- [15] C. Smith, *Tune to win*. Aero Publishers, Inc, 1978.
- [16] F. Frendo, G. Greco, M. Guiggiani, e A. Sponziello, «The handling surface: A new perspective in vehicle dynamics», *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 45, pp. 1001–1016, 2007, doi: 10.1080/00423110601164888.
- [17] M. Hanson, «1968 Ferrari Dino 166 F2», ScaleAutoSport. Acedido: 20 de Novembro de 2024. [Em linha]. Disponível em: <https://www.scaleautosport.com/2014/05/23/1968-ferrari-dino-166-f2/>
- [18] Ferrari, «Ferrari Testarossa», Ferrari. Acedido: 29 de Outubro de 2024. [Em linha]. Disponível em: <https://www.ferrari.com/en-EN/auto/testarossa/share/Intro>
- [19] G. Goodwin; e G. Harman, «McLaren F1 & Gordon Murray Honoured At London Classic

Referências

- Car Show», DailySportsCar.com. Acedido: 20 de Novembro de 2024. [Em linha]. Disponível em: <https://www.dailysportscar.com/2016/02/23/mclaren-f1-and-gordon-murray-honoured-at-london-classic-car-show.html>
- [20] B. Davis, «2011 Lamborghini Aventador to get pushrod rear suspension», Drive. Acedido: 22 de Novembro de 2024. [Em linha]. Disponível em: <https://www.drive.com.au/news/2011-lamborghini-aventador-to-get-pushrod-rear-suspension/>
- [21] R. Margeit, «Mercedes-AMG Project One drivetrain secrets revealed: nine cars heading down», Drive. Acedido: 22 de Novembro de 2024. [Em linha]. Disponível em: <https://www.drive.com.au/news/mercedes-amg-project-one-drivetrain-secrets-revealed-nine-cars-heading-down-under/>
- [22] McLaren, «McLaren Automotive collaborates with Divergent to deliver advanced suspension hardware on the new McLaren W1», McLaren Press. Acedido: 26 de Novembro de 2024. [Em linha]. Disponível em: <https://cars.mclaren.press/releases/1244#gallery>
- [23] E. F. Gaffney e A. R. Salinas, «Introduction to formula SAE® suspension and frame design», *SAE Tech. Pap.*, 1997, doi: 10.4271/971584.
- [24] J. W. Wirawan, Ubaidillah, R. Aditra, R. Alnursyah, R. A. Rahman, e S. I. Cahyono, «Design analysis of formula student race car suspension system», *AIP Conf. Proc.*, vol. 1931, 2018, doi: 10.1063/1.5024110.
- [25] D. E. Woods e D. Corp, «Numerical Design of Racecar Suspension Parameters», *SAE Tech.*, vol. 108, pp. 3156–3161, 1999, doi: 10.4271/1999-01-2257.
- [26] S. Chepkasov, G. Markin, e A. Akulova, «Suspension kinematics study of the “Formula SAE” sports car», *Procedia Eng.*, vol. 150, pp. 1280–1286, 2016, doi: 10.1016/j.proeng.2016.07.288.
- [27] M. Blundell e D. Harty, «Modelling and analysis of suspension systems», em *The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics*, Elsevier Butterworth-Heinemann, 2004, 4th, pp. 131–247. doi: 10.1016/b978-075065112-7/50006-3.
- [28] R. Sindhvani *et al.*, «Design and optimization of suspension for formula Society of Automotive Engineers (FSAE) vehicle», *Mater. Today Proc.*, vol. 38, pp. 229–233, 2020, doi: 10.1016/j.matpr.2020.07.077.
- [29] M. Blundell e D. Harty, *The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics*. Elsevier Limited, 2004.
- [30] Y. Kumar, R. A. Siddiqui, Y. Upadhyay, e S. Prajapati, «Kinematic and Structural Analysis of Independent type suspension system with Anti-Roll bar for Formula Student Vehicle», *Mater. Today Proc.*, vol. 56, pp. 2672–2679, 2022, doi: 10.1016/j.matpr.2021.09.247.
- [31] R. G. Budynas e J. K. Nisbett, *Mechanical Engineering Design*, 9ed ed., vol. 11. McGraw-Hill, 2011.
- [32] Z. Geng e B. Bidanda, «Review of reverse engineering systems—current state of the art», *Virtual Phys. Prototyp.*, vol. 12, pp. 161–172, 2017, doi: 10.1080/17452759.2017.1302787.
- [33] W. Ameen, A. M. Al-Ahmari, e S. H. Mian, «Evaluation of handheld scanners for automotive applications», *Appl. Sci.*, vol. 8, 2018, doi: 10.3390/app8020217.

- [34] R. N. e J. P. K., «Reverse Engineering Applications in Manufacturing Industries: an Overview», *DAAAM Int. Sci. B.*, pp. 567–576, 2014, doi: 10.2507/daaam.scibook.2014.45.
- [35] C. Bradley e B. Currie, «Advances in the Field of Reverse Engineering», *Comput. Aided. Des. Appl.*, vol. 2, pp. 697–706, 2005, doi: 10.1080/16864360.2005.10739029.
- [36] R. H. Helle e H. G. Lemu, «A case study on use of 3D scanning for reverse engineering and quality control», *Mater. Today Proc.*, vol. 45, pp. 5255–5262, 2021, doi: 10.1016/j.matpr.2021.01.828.
- [37] A. Kuş, «Implementation of 3D optical scanning technology for automotive applications», *Sensors*, vol. 9, pp. 1967–1979, 2009, doi: 10.3390/s90301967.
- [38] R. Singh, B. Baby, A. Suri, e S. Anand, «Comparison of laser and structured light scanning techniques for neurosurgery applications», *3rd Int. Conf. Signal Process. Integr. Networks, SPIN 2016*, pp. 301–305, 2016, doi: 10.1109/SPIN.2016.7566708.
- [39] I. A. Cabrera, T. C. Pike, J. M. McKittrick, M. A. Meyers, R. R. Rao, e A. Y. Lin, «Digital healthcare technologies: Modern tools to transform prosthetic care», *Expert Rev. Med. Devices*, vol. 18, pp. 129–144, 2021, doi: 10.1080/17434440.2021.1991309.
- [40] S. Chan, F. Conti, K. Salisbury, e N. H. Blevins, «Virtual reality simulation in neurosurgery: Technologies and evolution», *Neurosurgery*, vol. 72, pp. 154–164, 2013, doi: 10.1227/NEU.0b013e3182750d26.
- [41] R. Calow *et al.*, «Photogrammetric measurement of patients in radiotherapy», *ISPRS J. Photogramm. Remote Sens.*, vol. 56, pp. 347–359, 2002, doi: 10.1016/S0924-2716(02)00070-9.
- [42] H. Patil e P. V. Jeyakarhikeyan, «Mesh convergence study and estimation of discretization error of hub in clutch disc with integration of ANSYS», *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 402, 2018, doi: 10.1088/1757-899X/402/1/012065.
- [43] T. Sathish, S. Dinesh Kumar, e S. Karthick, «Modelling and analysis of different connecting rod material through finite element route», *Mater. Today Proc.*, vol. 21, pp. 971–975, 2020, doi: 10.1016/j.matpr.2019.09.139.
- [44] S. Di Meo, «Modeling and calculation of a suspension lever for high performance cars. Comparison with the experimental findings and design optimization, Master Thesis», Università politecnica delle marche facoltà di ingegneria, 2022.
- [45] M. K. Ian Gibson, David Rosen, Brent Stucker, *Additive manufacturing technologies*, 3ed ed., vol. 100. Springer Cham, 2021. doi: <https://doi.org/10.1007/978-3-030-56127-7>.
- [46] A. W. Gebisa e H. G. Lemu, «A case study on topology optimized design for additive manufacturing», *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 276, 2017, doi: 10.1088/1757-899X/276/1/012026.
- [47] A. Panesar, M. Abdi, D. Hickman, e I. Ashcroft, «Strategies for functionally graded lattice structures derived using topology optimisation for Additive Manufacturing», *Addit. Manuf.*, vol. 19, pp. 81–94, 2018, doi: 10.1016/j.addma.2017.11.008.
- [48] M. Langelaar, «Topology optimization of 3D self-supporting structures for additive manufacturing», *Addit. Manuf.*, vol. 12, pp. 60–70, 2016, doi: 10.1016/j.addma.2016.06.010.
- [49] K.-H. Chang, *Design Theory and Methods using CAD / CAE*, 1ed ed. Elsevier, 2015.

Referências

- [50] G. SHI, C. GUAN, D. QUAN, D. WU, L. TANG, e T. GAO, «An aerospace bracket designed by thermo-elastic topology optimization and manufactured by additive manufacturing», *Chinese J. Aeronaut.*, vol. 33, pp. 1252–1259, 2020, doi: 10.1016/j.cja.2019.09.006.
- [51] D. Walton e H. Moztarzadeh, «Design and Development of an Additive Manufactured Component by Topology Optimisation», *Procedia CIRP*, vol. 60, pp. 205–210, 2017, doi: 10.1016/j.procir.2017.03.027.
- [52] J. F. S. Gomes e M. A. P. Vaz, «Análise experimental de tensões», Faculdade de Engenharia da Universidade Do porto, 2004.
- [53] M. A. P. Vaz e F. J. Ferreira, «Apontamentos da UC de Análise Experimental de Tensões», Instituto Superior de Engenharia do Porto, 2022.
- [54] T. Pereira, J. V. Kennedy, e J. Potgieter, «A comparison of traditional manufacturing vs additive manufacturing, the best method for the job», *Procedia Manuf.*, vol. 30, pp. 11–18, 2019, doi: 10.1016/j.promfg.2019.02.003.
- [55] I. Gibson, D. Rosen, e B. Stucker, *Additive Manufacturing Technologies*, 2ed ed. Springer, 2019. doi: 10.1007/978-981-13-8281-9_2.
- [56] Y. Tao, Q. Yin, e P. Li, «An additive manufacturing method using large-scale wood inspired by laminated object manufacturing and plywood technology», *Polymers (Basel)*, vol. 13, pp. 1–10, 2021, doi: 10.3390/polym13010144.
- [57] B. Blakey-Milner *et al.*, «Metal additive manufacturing in aerospace: A review», *Mater. Des.*, vol. 209, p. 110008, 2021, doi: 10.1016/j.matdes.2021.110008.
- [58] A. C. Editor, «Conflux technology develop 3d printed heat exchangers with dallara», AM Chronicle. Acedido: 30 de Novembro de 2024. [Em linha]. Disponível em: <https://amchronicle.com/news/conflux-technology-develop-3d-printed-heat-exchangers-with-dallara/>
- [59] J. Hahn, «Hyperganic uses AI to design 3D-printed rocket engine», Dezeen. Acedido: 30 de Novembro de 2024. [Em linha]. Disponível em: <https://www.dezeen.com/2020/03/30/hyperganic-ai-rocket-engine-3d-printed/>
- [60] J. P. M. Pragana, R. F. V. Sampaio, I. M. F. Bragança, C. M. A. Silva, e P. A. F. Martins, «Hybrid metal additive manufacturing: A state-of-the-art review», *Adv. Ind. Manuf. Eng.*, vol. 2, p. 100032, 2021, doi: 10.1016/j.aime.2021.100032.
- [61] Y. Kok *et al.*, «Anisotropy and heterogeneity of microstructure and mechanical properties in metal additive manufacturing: A critical review», *Mater. Des.*, vol. 139, pp. 565–586, 2018, doi: 10.1016/j.matdes.2017.11.021.
- [62] J.-M. Yu, S.-Y. Kang, J.-S. Lee, H.-S. Jeong, e S.-Y. Lee, «Mechanical Properties of Dental Alloys According to Manufacturing Process», *Materials (Basel)*, vol. 14, p. 3367, 2021, doi: 10.3390/ma14123367.
- [63] F. Silva, F. Bartolomeu, G. Miranda, e M. Terroso, *Impressão 3D - Tecnologias, materiais e aplicações*, 1ed ed. Booki - Conteúdos Especializados, 2023.
- [64] J. Lee *et al.*, «Review on quality control methods in metal additive manufacturing», *Appl. Sci.*, vol. 11, pp. 1–16, 2021, doi: 10.3390/app11041966.
- [65] H. B. & Kjær, *Spider8 Spider8-30 and Spider8-01*. Hottinger Brüel & Kjær, 2003.

Declaração de Integridade

Declaro ter conduzido este trabalho académico com integridade. Não plagiei ou apliquei qualquer forma de uso indevido de informações ou falsificação de resultados ao longo do processo que levou à sua elaboração.

Declaro que o trabalho apresentado neste documento é original e de minha autoria, não tendo sido utilizado anteriormente para nenhum outro fim.

Declaro ainda que tenho pleno conhecimento do Código de Conduta Ética do P.PORTO.

NOME: Diogo Rafael Queirós Lopes

ISEP, Porto, 14 de Junho de 2025

Apêndice A

- **Fórmula mágica de Pacejka**

O modelo da fórmula mágica de Pacejka 5.1 presente no livro [12] pode ser descrito da seguinte forma:

$$y = D \cdot \sin(C \cdot \arctan(Bx - E(Bx - \arctan(Bx)))) \quad (27)$$

Com

$$Y(X) = y(x) + S_V \quad (28)$$

$$x = X + S_H \quad (29)$$

Onde

Y: é a variável de saída, Força longitudinal F_x , lateral F_y , ou momento M_z

X: é as variáveis de entrada referentes às quantidades de escorregamento $\tan(\alpha)$ ou κ

B é o fator de rigidez

C é o fator de forma

E é o fator de pico

S_H é o desvio horizontal

S_V é o desvio vertical

A força longitudinal F_x pode ser determinada seguindo os seguintes cálculos:

$$F_x = D_x \sin(C_x \arctan(B_x k_x - E_x(B_x k_x - \arctan(B_x k_x)))) + S_{V_x} \quad (30)$$

Com,

$$\kappa_x = \kappa + S_{H_x} \quad (31)$$

$$C_x = p_{C_x1} \lambda_{C_x} \quad (32)$$

$$D_x = \mu_x F_z \quad (33)$$

$$\mu_x = (p_{Dx1} + p_{Dx2} df_z) \lambda_{\mu x} / \left(1 + \lambda_{\mu V} V_s / V_0\right) \quad (34)$$

$$E_x = (p_{Ex1} + p_{Ex2} df_z + p_{Ex3} df_z^2) (1 - p_{Ex4} \operatorname{sgn}(\kappa_x)) \lambda_{Ex} \quad (35)$$

$$K_{x\kappa} = (p_{Kx1} + p_{Kx2} df_z) \exp(p_{Kx3} df_z) F_z \lambda_{Kx\kappa} \quad (36)$$

$$B_x = \frac{K_{x\kappa}}{(C_x D_x) + \varepsilon_x} \quad (37)$$

$$S_{Hx} = (p_{Hx1} + p_{Hx2} df_z) \lambda_{Hx} \quad (38)$$

$$S_{Vx} = (p_{Vx1} + p_{Vx2} df_z) F_z \lambda_{Vx} \lambda_{\mu x} \quad (39)$$

No que diz respeito ao procedimento de cálculo para a força lateral F_y , é idêntico ao procedimento anterior.

$$F_y = D_y \sin \left(C_y \arctan \left(B_y \alpha_y - E_y (B_y \alpha_y - \arctan(B_y \alpha_y)) \right) \right) + S_{Vy} \quad (40)$$

Com,

$$\alpha_y = \alpha^* + S_{Hy} \quad (41)$$

$$\alpha^* = \tan(\alpha) \cdot \operatorname{sgn}(V_{cx}) \quad (42)$$

$$C_y = p_{Cy1} \lambda_{Cy} \quad (43)$$

$$D_y = \mu_y F_z \quad (44)$$

$$\mu_y = (p_{Dy1} + p_{Dy2} df_z) (1 - p_{Dy3} \lambda^{*2}) \lambda_{\mu y} / \left(1 + \lambda_{\mu V} V_s / V_0\right) \quad (45)$$

$$\gamma^* = \sin(\gamma)$$

$$E_y = (p_{Ey1} + p_{Ey2} df_z) \left(1 - (p_{Ey3} + p_{Ey4} \gamma^*) \operatorname{sgn}(\alpha_y)\right) \lambda_{Ey} \quad (46)$$

$$K_{y\alpha} = p_{Ky1} F_{z0} \sin \left[2 \cdot \arctan \left\{ \frac{F_z}{p_{Ky2} \cdot F_{z0}} \right\} \right] \lambda_{Ky\alpha} \quad (47)$$

$$K_{y\alpha} = K_{y\alpha 0} \cdot (1 - p_{Ky3} \gamma^{*2}) \quad (48)$$

$$K_{y\gamma} = (p_{Hy3} * K_{y\alpha} + F_z(p_{Vy3} + p_{Vy4} df_z)) \lambda_{Ky\gamma} \quad (49)$$

$$B_y = \frac{K_{y\alpha}}{C_y D_y + \varepsilon_y} \quad (50)$$

$$S_{Hy} = (p_{Hy1} + p_{Hy2} df_z) \lambda_{Hy} + \gamma^* \lambda_{Ky\gamma} \quad (51)$$

$$S_{Vy0} = F_z \lambda_{\mu y} \{ (p_{Vy1} + p_{Vy2} df_z) \lambda_{Vy} + (p_{Vy3} + p_{Vy4} df_z) \gamma^* \lambda_{Ky\gamma} \} \quad (52)$$

Apêndice B

- Transferência de carga no rolamento

O rolamento da carroceria é dado pela ação da aceleração lateral sentida ao descrever uma curva. O procedimento seguinte de cálculo determina a transferência de carga para cada roda durante a descrição de uma curva, considerando um sistema quase estático. Na Figura 142 pode ser observado o diagrama corpo livre simplificado das forças a atuar durante o rolamento e as reações.

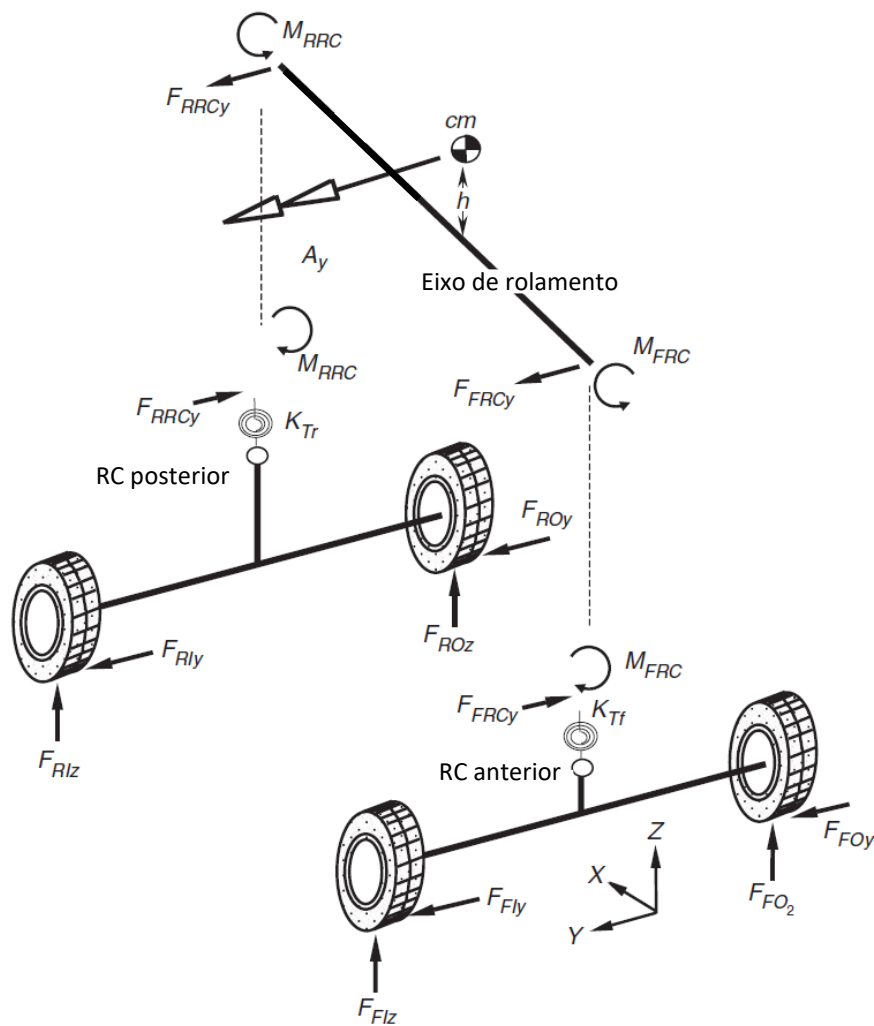


Figura 142 – Forças e momentos a atuar no eixo de rolamento (adaptado de [29])

Neste modelo a carroçaria é tratada como um eixo rígido com as forças e momentos transmitidos pelo sistema de suspensão a atuar nos centros instantâneos de rotação. O momento de rolamento ($ma_y \cdot h$) atua sobre o eixo de rolamento e é resistido pelos momentos de reação M_{FRC} e M_{RRC} resultantes da rigidez de rolamento do eixo anterior e posterior respetivamente.

O momento de rolamento causa transferência de carga das rodas exteriores para as rodas interiores à curva, sendo que a componente de transferência de carga devido ao momento para o eixo frontal ΔF_{FzM} e posterior ΔF_{RzM} é dado pelas seguintes equações:

$$\Delta F_{FzM} = ma_y \cdot h \left(\frac{K_{Tf}}{K_{Tf} + K_{Tr}} \right) \frac{1}{t_f} \quad (53)$$

$$\Delta F_{RzM} = ma_y \cdot h \left(\frac{K_{Tr}}{K_{Tf} + K_{Tr}} \right) \frac{1}{t_r} \quad (54)$$

Onde, m é a massa do veículo, a_y a aceleração lateral, h a altura do centro de gravidade ao eixo de rolamento, K_{Tf} e K_{Tr} a rigidez de rolamento do eixo anterior e posterior respetivamente, t_f e t_r a largura de via do eixo anterior e posterior respetivamente.

As forças de reação F_{RRCy} e F_{FRCy} á aceleração lateral provocam transferência de carga mais uma vez das rodas exteriores para as rodas interiores à curva, sendo esta transferência de carga devido às forças laterais dada pelas seguintes expressões para o eixo anterior ΔF_{FzL} e para o eixo posterior ΔF_{RzL} :

$$\Delta F_{FzL} = ma_y \cdot h \left(\frac{b}{a+b} \right) \frac{h_f}{t_f} \quad (55)$$

$$\Delta F_{RzL} = ma_y \cdot h \left(\frac{a}{a+b} \right) \frac{h_r}{t_r} \quad (56)$$

Onde a e b são as distâncias medidas desde a projeção do centro de gravidade no eixo de rolamento até ao centro instantâneo de rolamento do eixo anterior e posterior respetivamente e h_f e h_r são as distâncias ao solo dos centros instantâneos de rolamento do eixo anterior e posterior respetivamente

Uma vez determinadas as quantidades que definem a transferência de carga em curva, pode-se proceder ao cálculo das forças a atuar verticalmente em cada roda, segundo as seguintes equações:

$$F_{FIz} = F_{FSz} - \Delta F_{FzM} - \Delta F_{FzL} \quad (57)$$

$$F_{FOz} = F_{FSz} + \Delta F_{FzM} + \Delta F_{FzL} \quad (58)$$

$$F_{RIz} = F_{RSz} - \Delta F_{RzM} - \Delta F_{RzL} \quad (59)$$

$$F_{ROz} = F_{RSz} + \Delta F_{RzM} + \Delta F_{RzL} \quad (60)$$

Onde F_{FSz} e F_{RSz} correspondem as forças de reação verticais das rodas do eixo anterior e posterior respetivamente.

Apêndice C

- Parte do Código do cálculo da geometria em rolamento puro

```
7 def RollGeometry():
8     # Abrir o arquivo Excel
9     wb = xv.Book("SuspensionKinematics (version 25).xlsm")
10    ws = wb.sheets["Geometry"] |
11
12    # Ler o valor de uma célula (por exemplo, A1)
13    valor = ws.range("B5").value # Substitua A1 pela célula desejada
14
15    matriz_FL = [];matriz_FR = [];matriz_RL = [];matriz_RR = [];initial_guess_RL=[];initial_guess_RR=[]
16    matriz_Point_O_FL=[];matriz_Point_O_FR=[];matriz_Point_O_RL=[];matriz_Point_O_RR=[]
17
18    # Ler as linhas correspondentes aos pontos do chassis com saltos de 3 em 3 linhas
19    for i in range(8):
20        linha_excel_FL = ws.range(f"CI{63 + 3 * i}:DC{63 + 3 * i}").value # Front Left CI63:DC63, CI66:DC66...
21        matriz_FL.append(linha_excel_FL)
22
23        linha_excel_FR = ws.range(f"CI{91 + 3 * i}:DC{91 + 3 * i}").value # Front Right CI91:DC91, CI94:DC94...
24        matriz_FR.append(linha_excel_FR)
25
26        linha_excel_RL = ws.range(f"CI{124 + 3 * i}:DC{124 + 3 * i}").value # Rear Left CI124:DC124, CI127:DC127...
27        matriz_RL.append(linha_excel_RL)
28
29        linha_excel_RR = ws.range(f"CI{152 + 3 * i}:DC{152 + 3 * i}").value # Rear Right CI152:DC152, CI155:DC155...
30        matriz_RR.append(linha_excel_RR)
31
32    #print("matriz_RL: ", matriz_RL)
33
34    coordenadas_chassis = ws.range("CI63:DC84").value
35    #print("Coordenadas chassis:", matriz)
36
37    # valores dos comprimentos/distancias dos elementos no eixo forntal
38    P_Values_Front = {
39        'P33': ws.range("P33").value, 'P34': ws.range("P34").value, 'P7': ws.range("P7").value, 'P8': ws.range("P8").value,
40        'P9': ws.range("P9").value, 'P10': ws.range("P10").value, 'P11': ws.range("P11").value, 'P12': ws.range("P12").value,
41        'P13': ws.range("P13").value, 'P14': ws.range("P14").value, 'P15': ws.range("P15").value, 'P16': ws.range("P16").value,
42        'P17': ws.range("P17").value, 'P18': ws.range("P18").value, 'P19': ws.range("P19").value, 'P20': ws.range("P20").value,
43        'P21': ws.range("P21").value, 'P22': ws.range("P22").value, 'P23': ws.range("P23").value, 'P24': ws.range("P24").value,
44        'P25': ws.range("P25").value, 'P26': ws.range("P26").value, 'P27': ws.range("P27").value, 'P28': ws.range("P28").value,
45        'P29': ws.range("P29").value, 'P31': ws.range("P31").value, 'P32': ws.range("P32").value, 'P37': ws.range("P37").value,
46        'P4': ws.range("P4").value, 'P5': ws.range("P5").value, 'P38': ws.range("P38").value, 'P35': ws.range("P35").value,
47        'P36': ws.range("P36").value
48    }
49
50    (...)
51
52    def Roll_Geometry_Front_Left(vars):
53        Oly,Olyz,ILx,ILy,ILz,CLx,CLy,CLz,DLx,DLy,DLz,HLx,HLy,HLz,PLx,PLy,PLz,KLx,KLy,KLz,LLx,LLy,LLz = vars
54
55        eq1 = (Olx-matriz_FL[i][15])**2+ (Oly-matriz_FL[i][16])**2 + (Olyz-matriz_FL[i][17])**2 -(P_Values_Front['P33'])**2 # Sistema de equações que
56        eq2 = (Olx-matriz_FL[i][18])**2+ (Oly-matriz_FL[i][19])**2 + (Olyz-matriz_FL[i][20])**2 -(P_Values_Front['P34'])**2 # corresponde as coordenadas
57
58        do ponto O
59
60        eq4 = (ILx-matriz_FL[i][15])**2+ (ILy-matriz_FL[i][16])**2 + (ILz-matriz_FL[i][17])**2 -(P_Values_Front['P7'])**2 # Sistema de equações que
61        eq5 = (ILx-matriz_FL[i][18])**2+ (ILy-matriz_FL[i][19])**2 + (ILz-matriz_FL[i][20])**2 -(P_Values_Front['P8'])**2 # corresponde as coordenadas
62
63        do ponto I
64
65        eq6 = (ILx-Olx)**2+ (ILy-Oly)**2 + (ILz-Olyz)**2 -(P_Values_Front['P31'])**2
66
67        eq7 = (CLx-matriz_FL[i][6])**2+ (CLy-matriz_FL[i][7])**2 + (CLz-matriz_FL[i][8])**2 -(P_Values_Front['P9'])**2 # Sistema de equações que
68        eq8 = (CLx-matriz_FL[i][9])**2+ (CLy-matriz_FL[i][10])**2 + (CLz-matriz_FL[i][11])**2 -(P_Values_Front['P10'])**2 # corresponde as coordenadas
69
70        do ponto C
71
72        eq9 = (CLx-ILx)**2+ (CLy-ILy)**2 + (CLz-ILz)**2 -(P_Values_Front['P11'])**2
73
74        eq10 = (GLx-matriz_FL[i][6])**2+ (GLy-matriz_FL[i][7])**2 + (GLz-matriz_FL[i][8])**2 -(P_Values_Front['P12'])**2 # Sistema de equações que
75        eq11 = (GLx-matriz_FL[i][9])**2+ (GLy-matriz_FL[i][10])**2 + (GLz-matriz_FL[i][11])**2 -(P_Values_Front['P13'])**2 # corresponde as coordenadas
76
77        do ponto G
78
79        eq12 = (GLx-CLx)**2+ (GLy-CLy)**2 + (GLz-CLz)**2 -(P_Values_Front['P14'])**2
80
81        eq13 = (DLx-matriz_FL[i][0])**2+ (Dly-matriz_FL[i][1])**2 + (DLz-matriz_FL[i][2])**2 -(P_Values_Front['P15'])**2 # Sistema de equações que
82        eq14 = (DLx-matriz_FL[i][3])**2+ (Dly-matriz_FL[i][4])**2 + (DLz-matriz_FL[i][5])**2 -(P_Values_Front['P16'])**2 # corresponde as coordenadas
83
84        do ponto D
85
86        eq15 = (DLx-GLx)**2+ (Dly-Gly)**2 + (DLz-Glz)**2 -(P_Values_Front['P17'])**2
87
88        eq16 = (HLx-matriz_FL[i][12])**2+ (Hly-matriz_FL[i][13])**2 + (HLz-matriz_FL[i][14])**2 -(P_Values_Front['P18'])**2 #Sistema de equações que
89        eq17 = (HLx-DLx)**2+ (Hly-Dly)**2 + (HLz-Dlz)**2 -(P_Values_Front['P19'])**2 # corresponde as coordenadas
90
91        do ponto H
92
93        eq18 = (HLx-GLx)**2+ (Hly-Gly)**2 + (HLz-Glz)**2 -(P_Values_Front['P20'])**2
```

Apêndice C

```

123
124 eq19 = (PLx-GLx)**2+ (PLy-GLy)**2 + (PFL_z-GLz)**2 -(P_Values_Front['P21'])**2 # Sistema de equações que
125 eq20 = (PLx-DLx)**2+ (PLy-DLy)**2 + (PFL_z-DLz)**2 -(P_Values_Front['P22'])**2 # corresponde as coordenadas do ponto P
126 eq21 = (PLx-HLx)**2+ (PLy-HLy)**2 + (PFL_z-HLz)**2 -(P_Values_Front['P23'])**2
127
128 eq22 = (KLx-GLx)**2+ (KLy-GLy)**2 + (KLz-GLz)**2 -(P_Values_Front['P24'])**2 # Sistema de equações que
129 eq23 = (KLx-DLx)**2+ (KLy-DLy)**2 + (KLz-DLz)**2 -(P_Values_Front['P25'])**2 # corresponde as coordenadas do ponto K
130 eq24 = (KLx-HLx)**2+ (KLy-HLy)**2 + (KLz-HLz)**2 -(P_Values_Front['P26'])**2
131
132 eq25 = (LLx-GLx)**2+ (LLy-GLy)**2 + (LLz-GLz)**2 -(P_Values_Front['P27'])**2 # Sistema de equações que
133 eq26 = (LLx-DLx)**2+ (LLy-DLy)**2 + (LLz-DLz)**2 -(P_Values_Front['P28'])**2 # corresponde as coordenadas do ponto L
134 eq27 = (LLx-HLx)**2+ (LLy-HLy)**2 + (LLz-HLz)**2 -(P_Values_Front['P29'])**2
135
136 return [eq1, eq2, eq4, eq5, eq6, eq7, eq8, eq9, eq10, eq11, eq12, eq13, eq14, eq15, eq16, eq17, eq18, eq19, eq20, eq21, eq22, eq23, eq24, eq25,
137 eq26, eq27] # Retorna uma lista com as equações

```

(...)

```

266
267 # Estimativa inicial para as incógnitas
268 initial_guess_FL = ws.range("D62:D62").offset(3*i, 0).value +ws.range("D262:EE62").offset(3*i, 0).value
269 initial_guess_FR = ws.range("D90:D90").offset(3*i, 0).value +ws.range("D290:EE90").offset(3*i, 0).value
270 initial_guess_RL = ws.range("D123:D123").offset(3*i, 0).value +ws.range("DZ123:EE123").offset(3*i, 0).value
271 initial_guess_RR = ws.range("DE151:DX151").offset(3*i, 0).value +ws.range("DZ151:EE151").offset(3*i, 0).value
272
273
274 #print("initial guess: {:.2f}",initial_guess_RL)
275 initial_guess_rounded_FL = [round(value, 3) for value in initial_guess_FL]; initial_guess_rounded_FR = [round(value, 4) for value in initial_guess_FR]
276 initial_guess_rounded_RL = [round(value, 3) for value in initial_guess_RL]; initial_guess_rounded_RR = [round(value, 4) for value in initial_guess_RR]
277
278 print("initial guess:", initial_guess_rounded_RR)
279 # Resolver o sistema de equações
280 solution_FL = fsolve(Roll_Geometry_Front_Left, initial_guess_rounded_FL, xtol=1e-7, maxfev=500)
281 solution_FR = fsolve(Roll_Geometry_Front_Right, initial_guess_rounded_FR, xtol=1e-7, maxfev=500)
282 solution_RL = fsolve(Roll_Geometry_Rear_Left, initial_guess_rounded_RL, xtol=1e-7, maxfev=500)
283 solution_RR = fsolve(Roll_Geometry_Rear_Right, initial_guess_rounded_RR, xtol=1e-7, maxfev=500)
284
285 ws.range("D62:D62").offset(3*i, 0).value=solution_FL[:20]; ws.range("DZ62:EE62").offset(3*i, 0).value=solution_FL[20:]
286 ws.range("D90:D90").offset(3*i, 0).value=solution_FR[:20]; ws.range("DZ90:EE90").offset(3*i, 0).value=solution_FR[20:]
287 ws.range("D123:DX123").offset(3*i, 0).value=solution_RL[:20]; ws.range("DZ123:EE123").offset(3*i, 0).value=solution_RL[20:]
288 ws.range("DE151:DX151").offset(3*i, 0).value=solution_RR[:20]; ws.range("DZ151:EE151").offset(3*i, 0).value=solution_RR[20:]
289

```

(...)

• Parte do código do cálculo da geometria em extensão/compressão pura

```

376 def BumpReboundGeometry():
377     # Abrir o arquivo Excel
378     wb = xl.Book("SuspensionKinematics (version 26).xlsm") # Substitua pelo caminho do seu arquivo
379     ws = wb.sheets["Geometry"] # Substitua pelo nome da sua planilha
380
381     # Ler o valor de uma célula (por exemplo, A1)
382     valor = ws.range("B5").value # Substitua A1 pela célula desejada
383     coordenadas_chassis=[];Comprimento_amortecedor_F=[];Comprimento_amortecedor_R=[]
384
385     #print("matriz_Rl: ", matriz_Rl)
386     for h in range(0,33):
387         Comprimento_amortecedor_F.append(ws.range("B62").offset(h*3,0).value)
388         Comprimento_amortecedor_R.append(ws.range("AG62").offset(h*3,0).value)
389     #print( " Comprimento_amortecedor_F",Comprimento_amortecedor_F)
390     #print( " Comprimento_amortecedor_R",Comprimento_amortecedor_R)
391
392     for k in range(0,17):
393         coordenadas_chassis.append( ws.range("B4:D4").offset(k,0).value+ws.range("H4:J4").offset(k,0).value)
394
395     # valores dos comprimentos/distancias dos elementos no eixo forntal
396     P_Values_Front = {
397         'P33': ws.range("P33").value, 'P34': ws.range("P34").value, 'P7': ws.range("P7").value, 'P8': ws.range("P8").value,
398         'P9': ws.range("P9").value, 'P10': ws.range("P10").value, 'P11': ws.range("P11").value, 'P12': ws.range("P12").value,
399         'P13': ws.range("P13").value, 'P14': ws.range("P14").value, 'P15': ws.range("P15").value, 'P16': ws.range("P16").value,
400         'P17': ws.range("P17").value, 'P18': ws.range("P18").value, 'P19': ws.range("P19").value, 'P20': ws.range("P20").value,
401         'P21': ws.range("P21").value, 'P22': ws.range("P22").value, 'P23': ws.range("P23").value, 'P24': ws.range("P24").value,
402         'P25': ws.range("P25").value, 'P26': ws.range("P26").value, 'P27': ws.range("P27").value, 'P28': ws.range("P28").value,
403         'P29': ws.range("P29").value, 'P31': ws.range("P31").value, 'P32': ws.range("P32").value, 'P37': ws.range("P37").value,
404         'P4': ws.range("P4").value, 'P5': ws.range("P5").value, 'P38': ws.range("P38").value, 'P35': ws.range("P35").value,
405         'P36': ws.range("P36").value, 'P6': ws.range("P6").value
406     }
407
408     (...)
409
410 def BumpReboundFront(vars):
411     QFx, QFy, QFz, IFx, IFy, IFz, CFx, CFy, CFz, GFx, GFy, GFz, DFX, DFy, DFz, HFX, HFy, HFz, PFX, PFy, PFz, KFx, KFy, KFz, LFX, LFy, LFz = vars
412
413     eq1 = (QFx-cordenadas_chassis[13][0])**2+ (QFy-cordenadas_chassis[13][1])**2 + (QFz-cordenadas_chassis[13][2])**2 -(P_Values_Front['P4'])**2 #
414     Sistema de equações que
415     eq2 = (QFx-cordenadas_chassis[14][0])**2+ (QFy-cordenadas_chassis[14][1])**2 + (QFz-cordenadas_chassis[14][2])**2 -(P_Values_Front['P5'])**2 #
416     corresponde as coordenadas do ponto 0
417     eq3 = (QFx-cordenadas_chassis[15][0])**2+ (QFy-cordenadas_chassis[15][1])**2 + (QFz-cordenadas_chassis[15][2])**2 -(Comprimento_amortecedor_F[i])**2
418     ###-(P_Values_Front['P5'])**2 # corresponde as coordenadas do ponto 0
419
420     eq4 = (IFx-cordenadas_chassis[13][0])**2+ (IFy-cordenadas_chassis[13][1])**2 + (IFz-cordenadas_chassis[13][2])**2 -(P_Values_Front['P7'])**2 #
421     Sistema de equações que
422     eq5 = (IFx-cordenadas_chassis[14][0])**2+ (IFy-cordenadas_chassis[14][1])**2 + (IFz-cordenadas_chassis[14][2])**2 -(P_Values_Front['P8'])**2 #
423     corresponde as coordenadas do ponto I
424     eq6 = (IFx-QFx)**2+ (IFy-QFy)**2 + (IFz-QFz)**2 -(P_Values_Front['P6'])**2
425
426     eq7 = (CFx-cordenadas_chassis[4][0])**2+ (CFy-cordenadas_chassis[4][1])**2 + (CFz-cordenadas_chassis[4][2])**2 -(P_Values_Front['P9'])**2 #
427     Sistema de equações que
428     eq8 = (CFx-cordenadas_chassis[5][0])**2+ (CFy-cordenadas_chassis[5][1])**2 + (CFz-cordenadas_chassis[5][2])**2 -(P_Values_Front['P10'])**2 #
429     corresponde as coordenadas do ponto C
430     eq9 = (CFx-IFx)**2+ (CFy-IFy)**2 + (CFz-IFz)**2 -(P_Values_Front['P11'])**2
431
432     eq10 = (GFx-cordenadas_chassis[4][0])**2+ (GFy-cordenadas_chassis[4][1])**2 + (GFz-cordenadas_chassis[4][2])**2 -(P_Values_Front['P12'])**2 #
433     Sistema de equações que
434     eq11 = (GFx-cordenadas_chassis[5][0])**2+ (GFy-cordenadas_chassis[5][1])**2 + (GFz-cordenadas_chassis[5][2])**2 -(P_Values_Front['P13'])**2 #
435     corresponde as coordenadas do ponto G
436     eq12 = (GFx-CFx)**2+ (GFy-CFy)**2 + (GFz-CFz)**2 -(P_Values_Front['P14'])**2
437
438     eq13 = (DFx-cordenadas_chassis[0][0])**2+ (DFy-cordenadas_chassis[0][1])**2 + (DFz-cordenadas_chassis[0][2])**2 -(P_Values_Front['P15'])**2 #
439     Sistema de equações que
440     eq14 = (DFx-cordenadas_chassis[1][0])**2+ (DFy-cordenadas_chassis[1][1])**2 + (DFz-cordenadas_chassis[1][2])**2 -(P_Values_Front['P16'])**2 #
441     corresponde as coordenadas do ponto D
442     eq15 = (DFx-GFx)**2+ (DFy-GFy)**2 + (DFz-GFz)**2 -(P_Values_Front['P17'])**2
443
444     eq16 = (HFX-cordenadas_chassis[9][0])**2+ (HFy-cordenadas_chassis[9][1])**2 + (HFz-cordenadas_chassis[9][2])**2 -(P_Values_Front['P18'])**2
445     #Sistema de equações que
446     eq17 = (HFX-DFx)**2+ (HFy-DFy)**2 + (HFz-DFz)**2 -(P_Values_Front['P19'])**2 # corresponde as coordenadas
447     do ponto H
448     eq18 = (HFX-GFx)**2+ (HFy-GFy)**2 + (HFz-GFz)**2 -(P_Values_Front['P20'])**2
449
450     eq19 = (PFX-GFx)**2+ (PFy-GFy)**2 + (PFz-GFz)**2 -(P_Values_Front['P21'])**2 # Sistema de equações que
451     eq20 = (PFX-DFx)**2+ (PFy-DFy)**2 + (PFz-DFz)**2 -(P_Values_Front['P22'])**2 # corresponde as coordenadas do ponto P
452     eq21 = (PFX-HFX)**2+ (PFy-HFy)**2 + (PFz-HFz)**2 -(P_Values_Front['P23'])**2
453
454     eq22 = (KFx-GFx)**2+ (KFy-GFy)**2 + (KFz-GFz)**2 -(P_Values_Front['P24'])**2 # Sistema de equações que
455     eq23 = (KFx-DFx)**2+ (KFy-DFy)**2 + (KFz-DFz)**2 -(P_Values_Front['P25'])**2 # corresponde as coordenadas do ponto K
456     eq24 = (KFx-HFX)**2+ (KFy-HFy)**2 + (KFz-HFz)**2 -(P_Values_Front['P26'])**2
457
458     eq25 = (LFX-GFx)**2+ (LFy-GFy)**2 + (LFz-GFz)**2 -(P_Values_Front['P27'])**2 # Sistema de equações que
459     eq26 = (LFX-DFx)**2+ (LFy-DFy)**2 + (LFz-DFz)**2 -(P_Values_Front['P28'])**2 # corresponde as coordenadas do ponto L
460     eq27 = (LFX-HFX)**2+ (LFy-HFy)**2 + (LFz-HFz)**2 -(P_Values_Front['P29'])**2
461
462     return [eq1, eq2, eq3, eq4, eq5, eq6, eq7, eq8, eq9, eq10, eq11, eq12, eq13, eq14, eq15, eq16, eq17, eq18, eq19, eq20, eq21, eq22, eq23, eq24, eq25,
463     eq26, eq27] # Retorna uma lista com as equações
464
465     (...)

```

Apêndice C

```
538 # Estimativa inicial para as incógnitas]
539 initial_guess_F = ws.range("C62:AC62").offset(3*i, 0).value
540 initial_guess_R = ws.range("AF62:BF62").offset(3*i, 0).value
541 #print("initial guess F: ", initial_guess_R)
542
543 #print("initial guess: {:.2f}", initial_guess_RL)
544 initial_guess_rounded_F = [round(value, 3) for value in initial_guess_F]
545 initial_guess_rounded_R = [round(value, 3) for value in initial_guess_R]
546
547 #print("initial guess rounded:", initial_guess_rounded_R)
548 # Resolver o sistema de equações
549 solution_F = fsolve(BumpReboundFront, initial_guess_rounded_F, xtol=1e-5, maxfev=500)
550 solution_R = fsolve(BumpReboundRear, initial_guess_rounded_R, xtol=1e-6, maxfev=500)
551
552 ws.range("C62:AC62").offset(3*i, 0).value=solution_F
553 ws.range("AF62:BF62").offset(3*i, 0).value=solution_R
554
555
556 for i in range(0,33):
557     ws.range("C166:AC166").offset(i, 0).value=ws.range("C62:AC62").offset(3*i, 0).value
558     ws.range("AF166:BF166").offset(i, 0).value=ws.range("AF62:BF62").offset(3*i, 0).value
559
```

Apêndice D

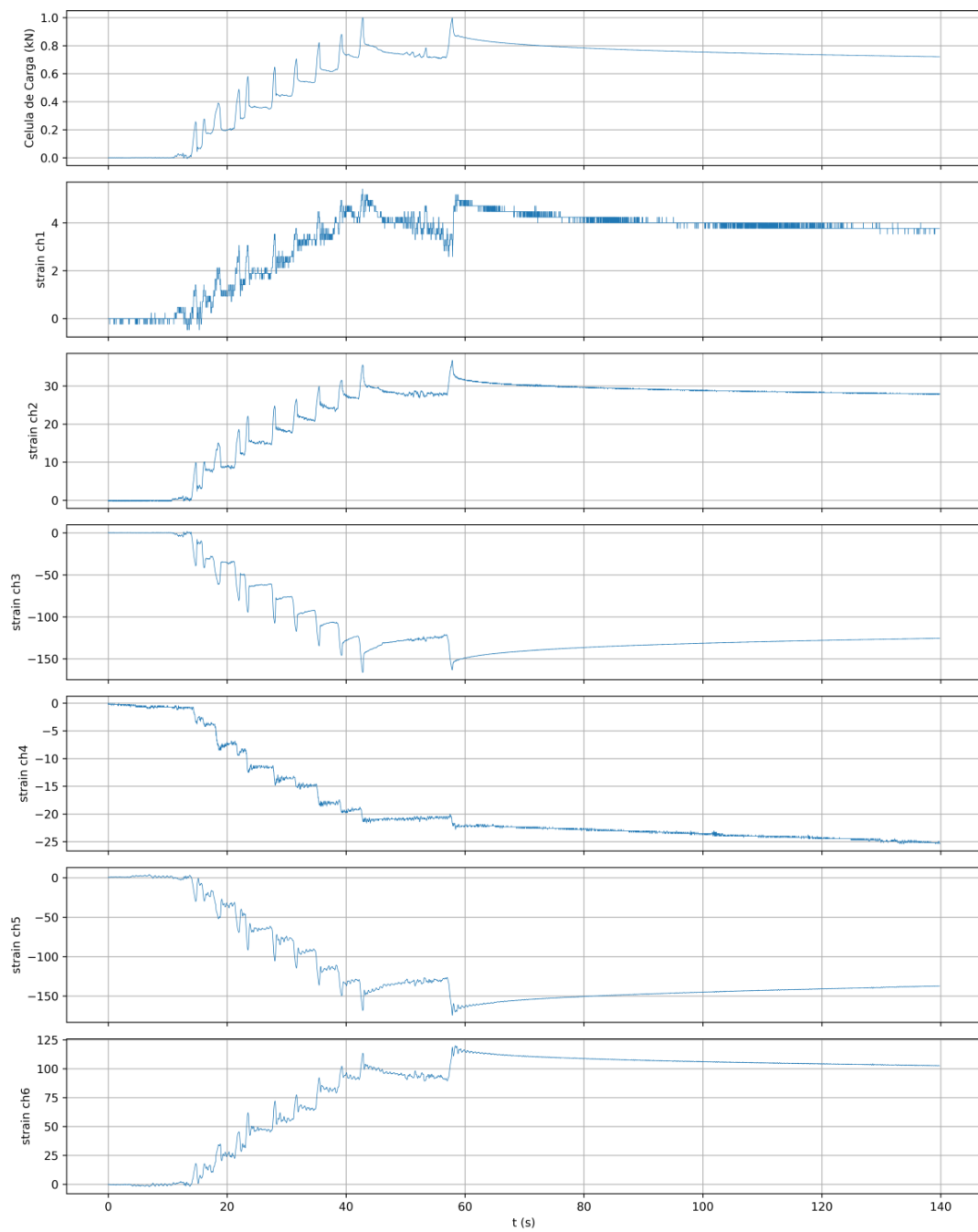


Figura 143 - Ensaio 1 tração dos eixos – Deformação vs Tempo

Apêndice D

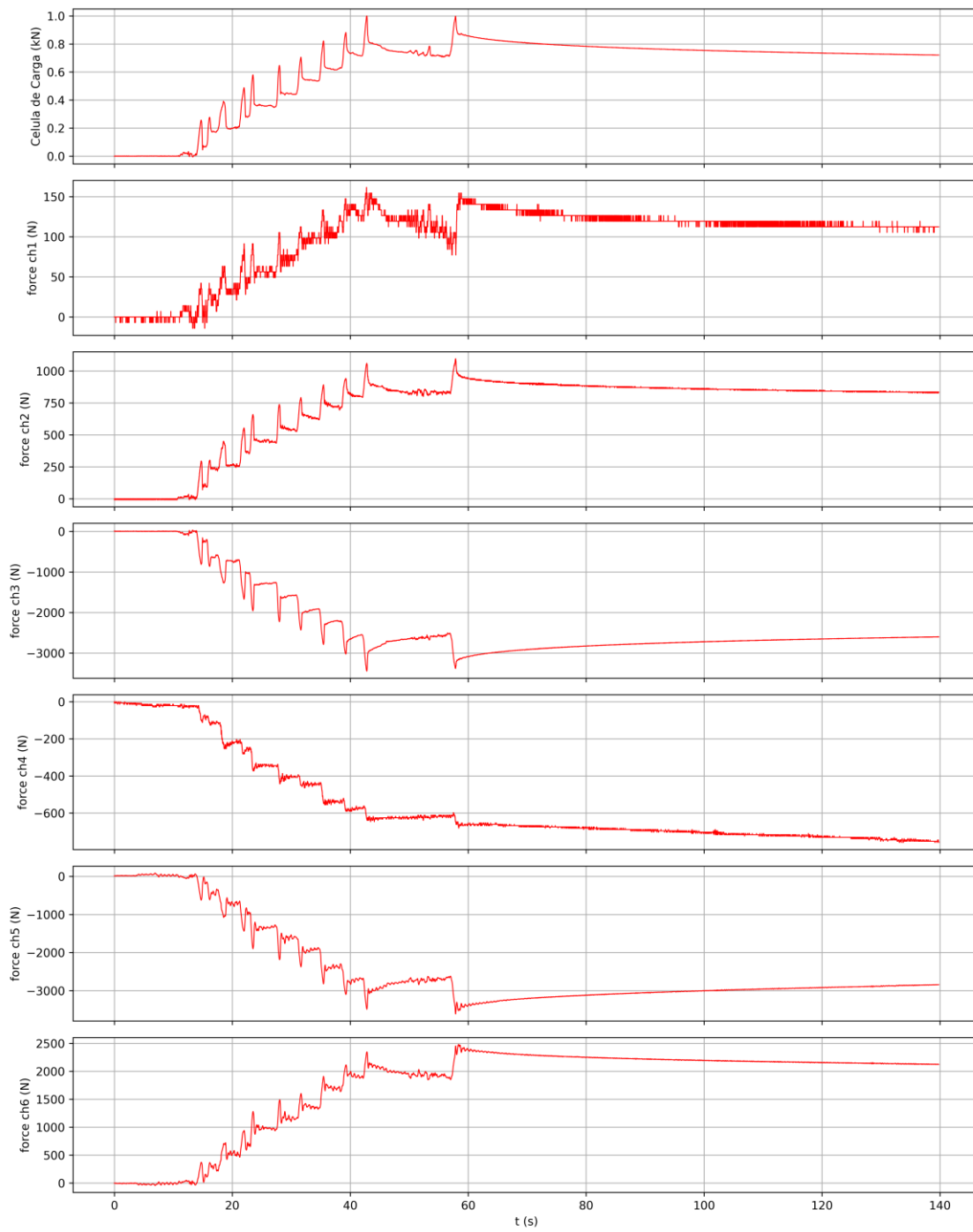


Figura 144 - Ensaio 1 tração dos eixos – Força vs Tempo

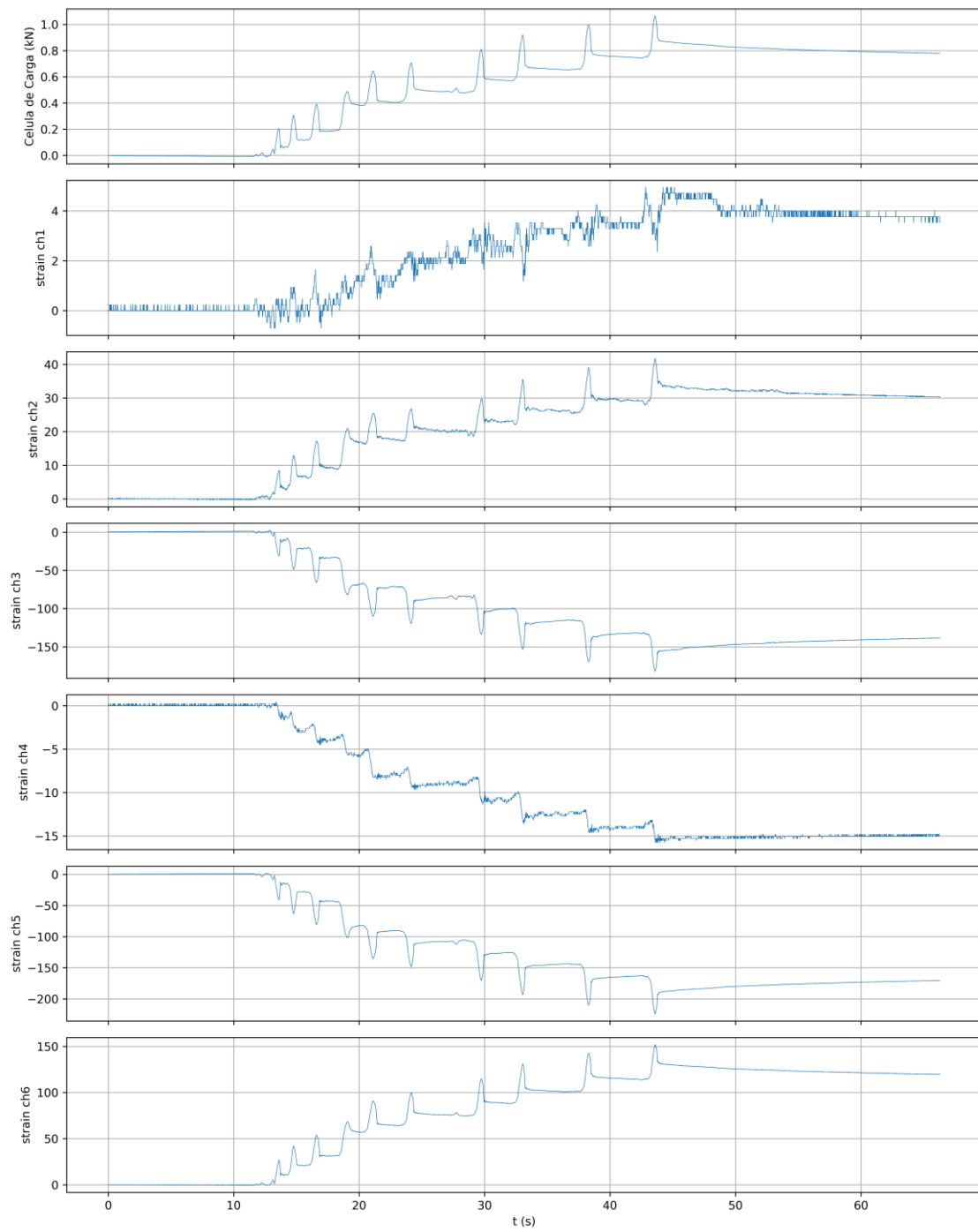


Figura 145 - Ensaio 2 tração dos eixos – Deformação vs Tempo

Apêndice D

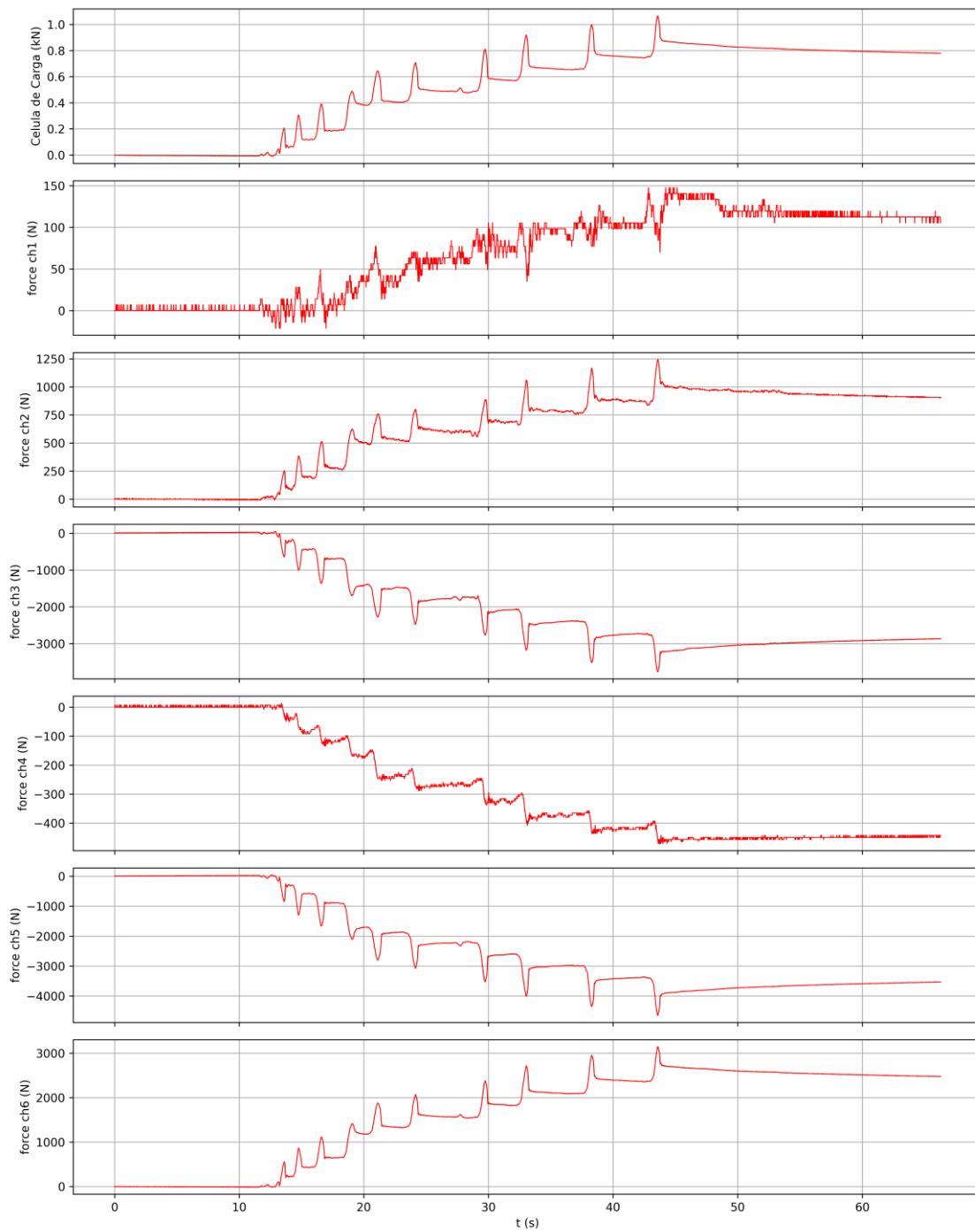


Figura 146 - Ensaio 2 tração dos eixos – Força vs Tempo

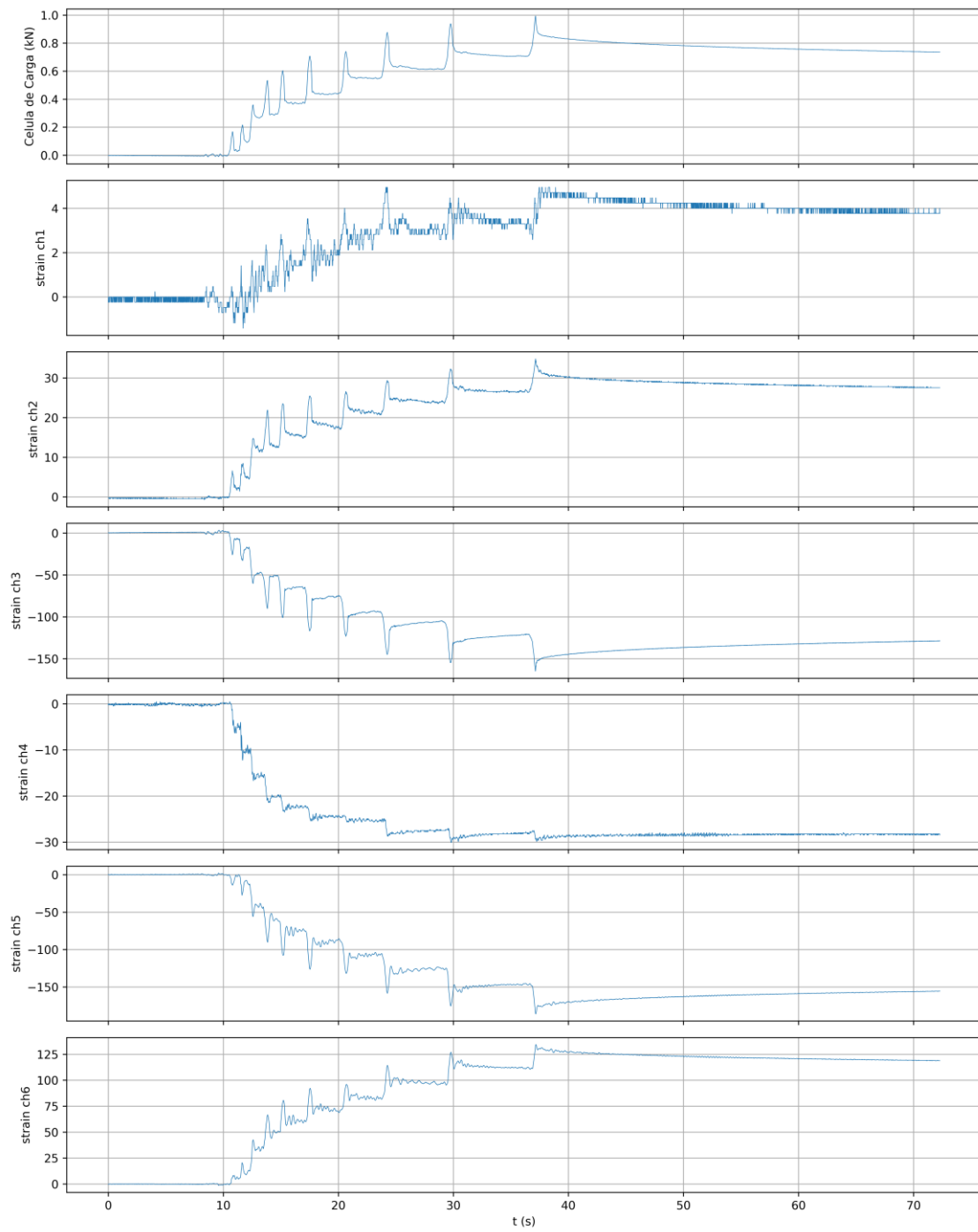


Figura 147 - Ensaio 3 tração dos eixos – Deformação vs Tempo

Apêndice D

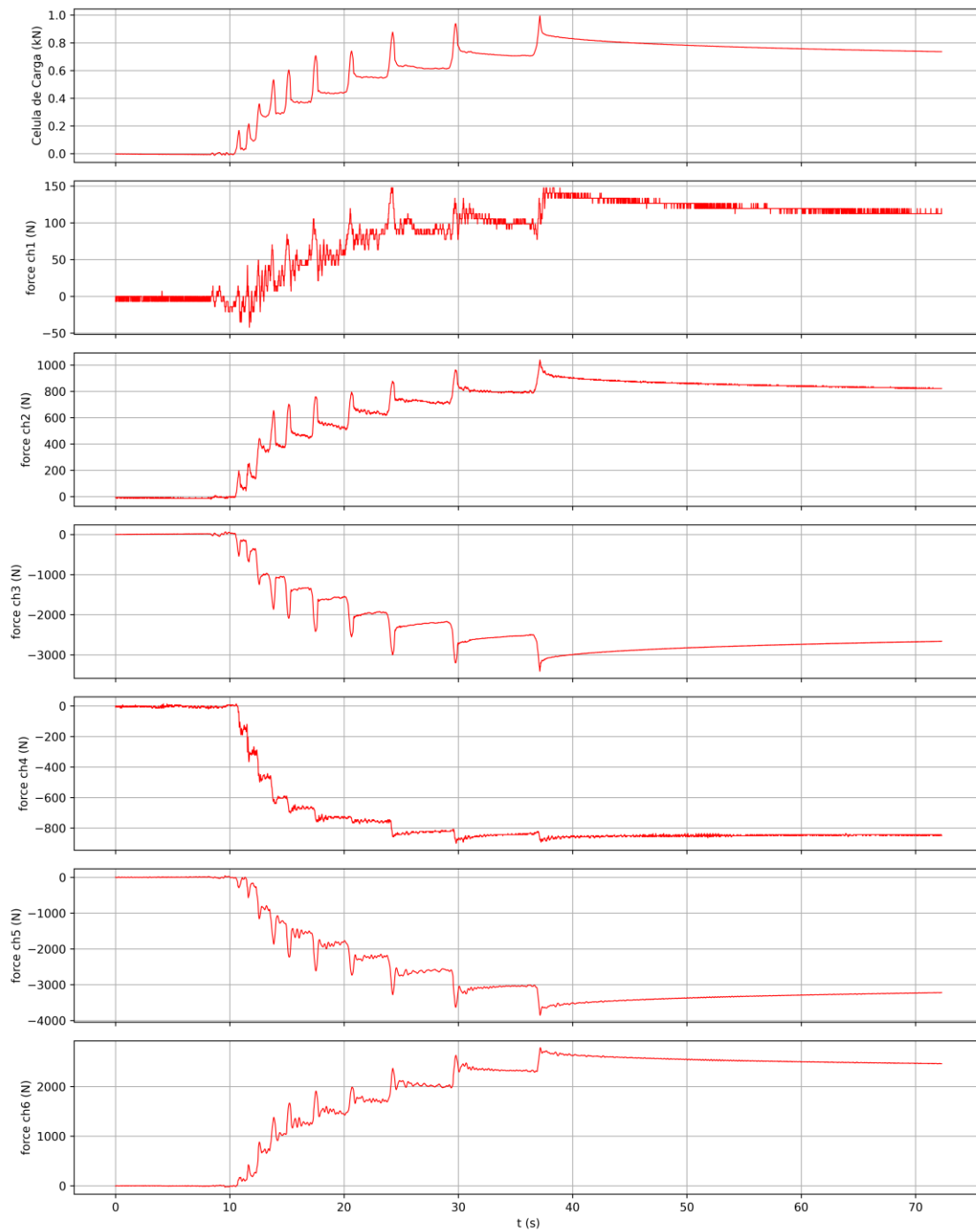


Figura 148 - Ensaio 3 tração dos eixos – Força vs Tempo

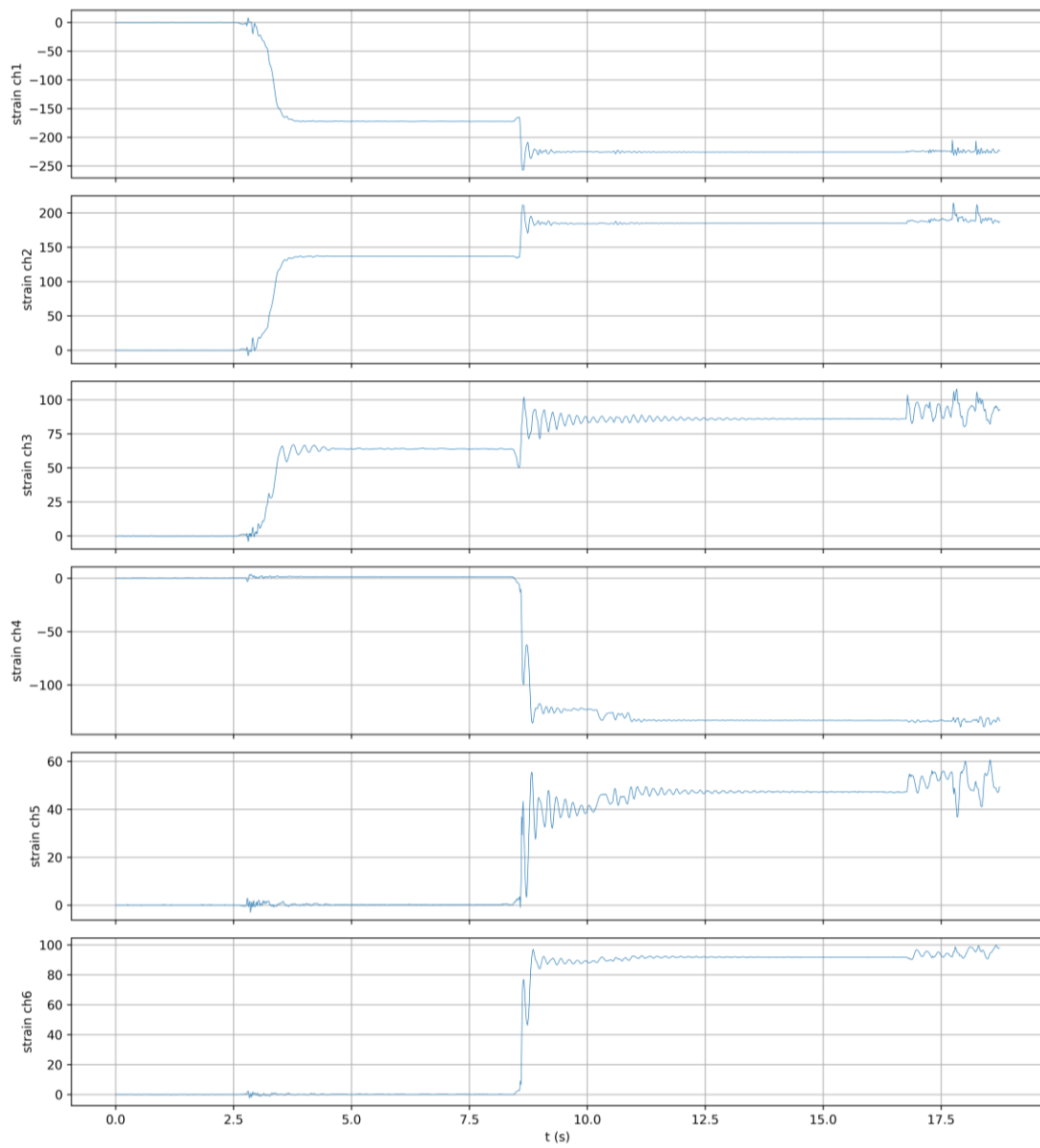


Figura 149 - Ensaio 4 carga vertical (peso do veículo) – Deformação vs Tempo

Apêndice D

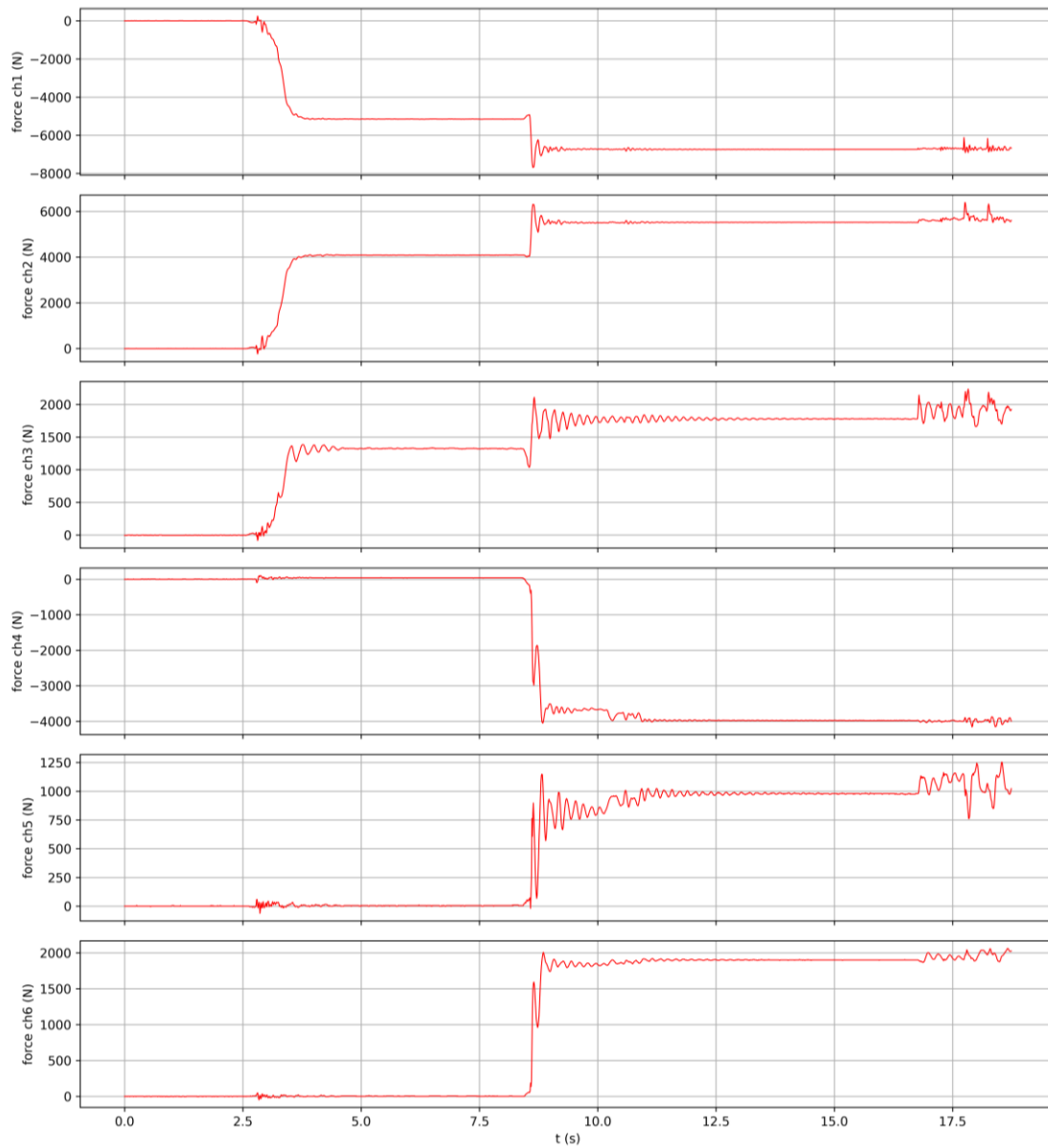


Figura 150 - Ensaio 4 carga vertical (peso do veículo) – Força vs Tempo

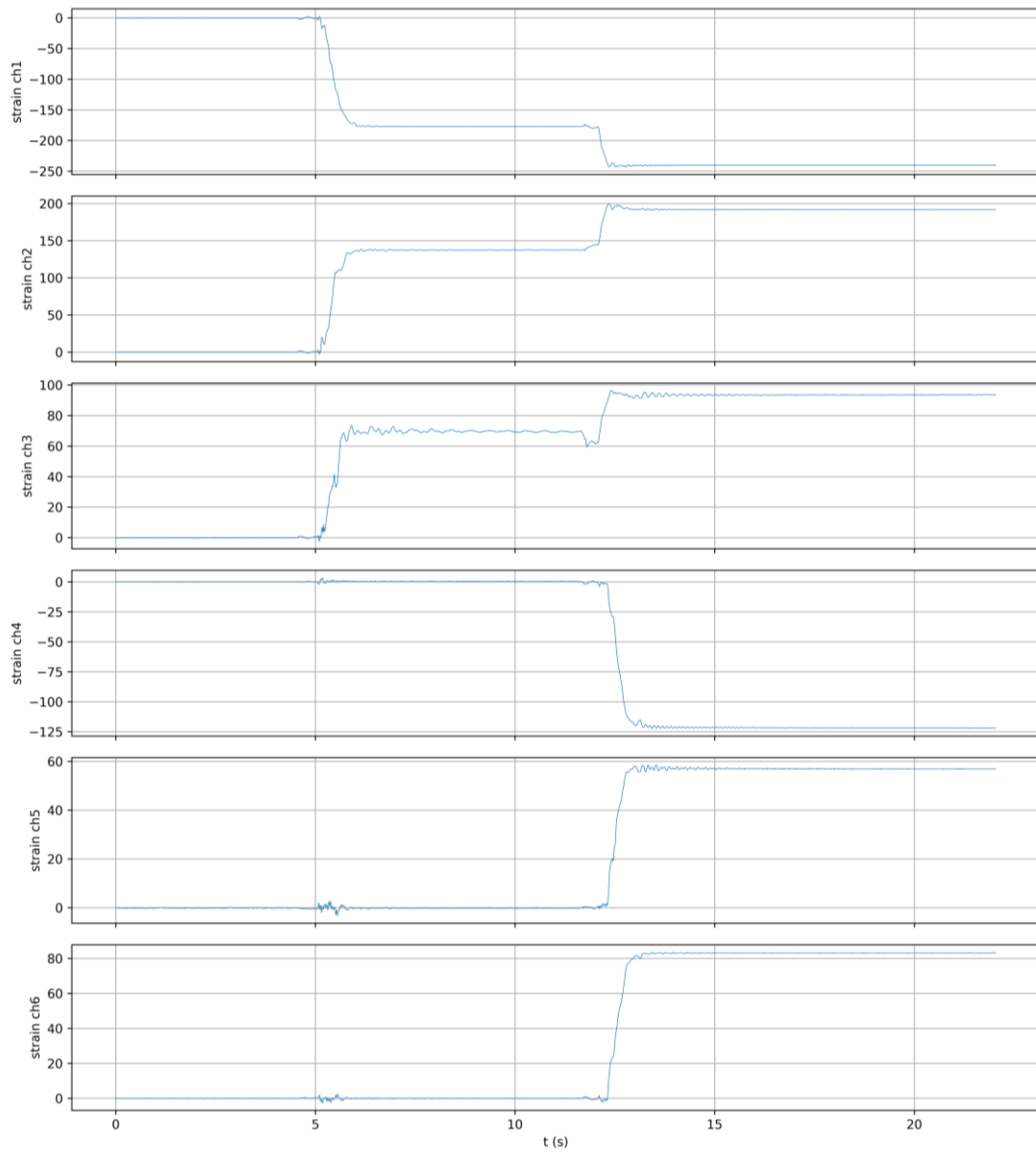


Figura 151 - Ensaio 5 carga vertical (peso do veículo) – Deformação vs Tempo

Apêndice D

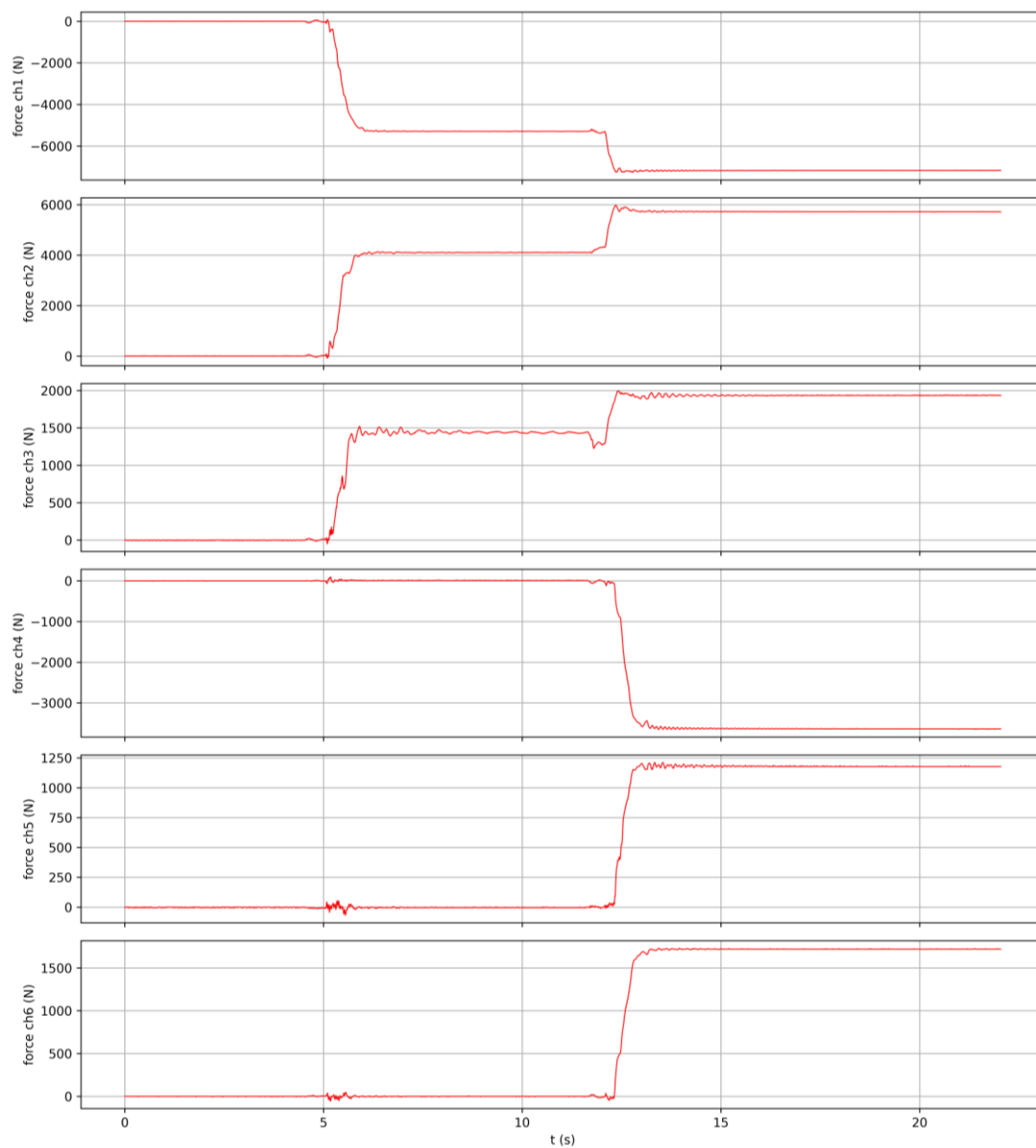


Figura 152 - Ensaio 5 carga vertical (peso do veículo) – Força vs Tempo

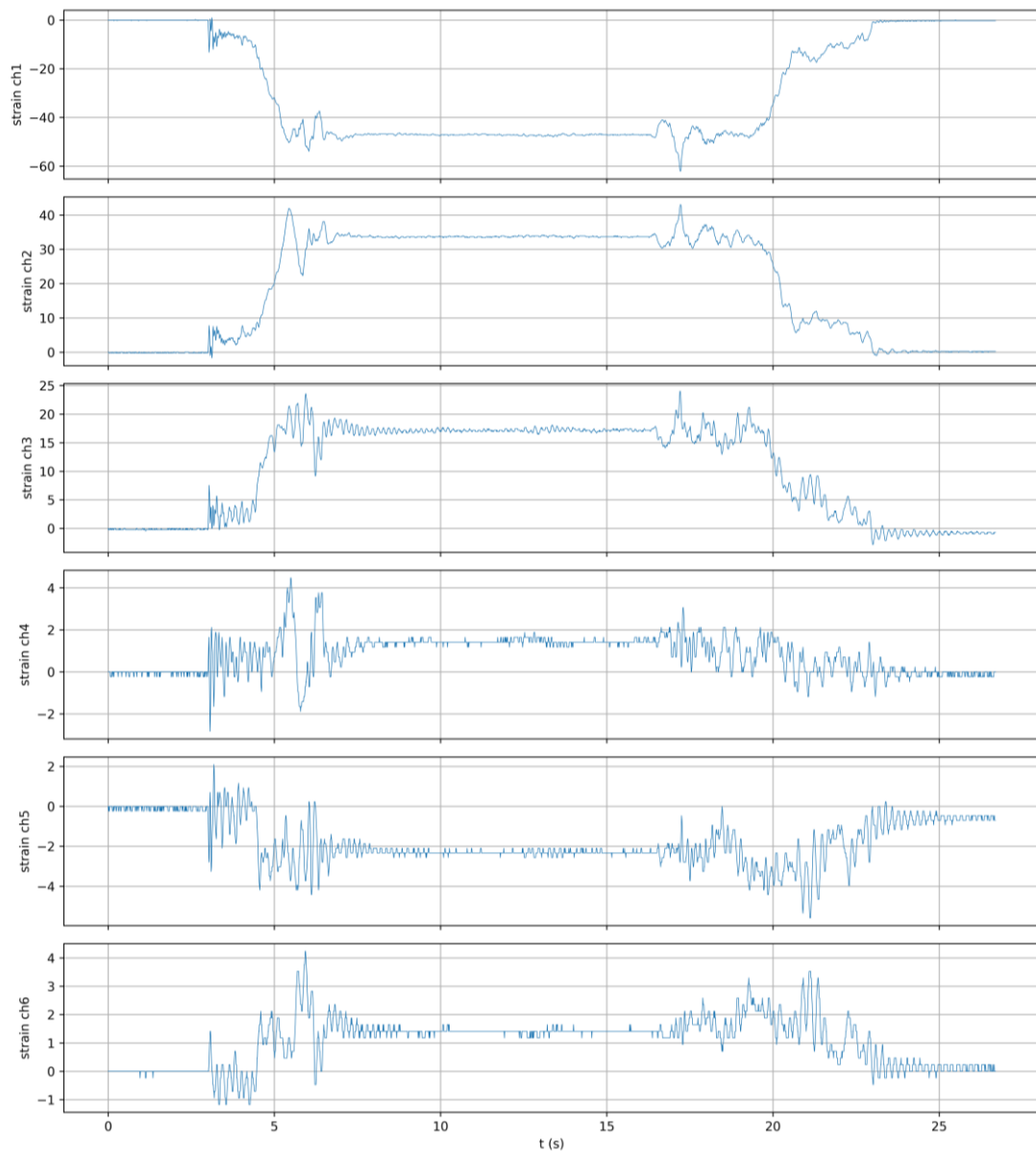


Figura 153 - Ensaio 6 carga vertical (massa 80kg na frente) – Deformação vs Tempo

Apêndice D

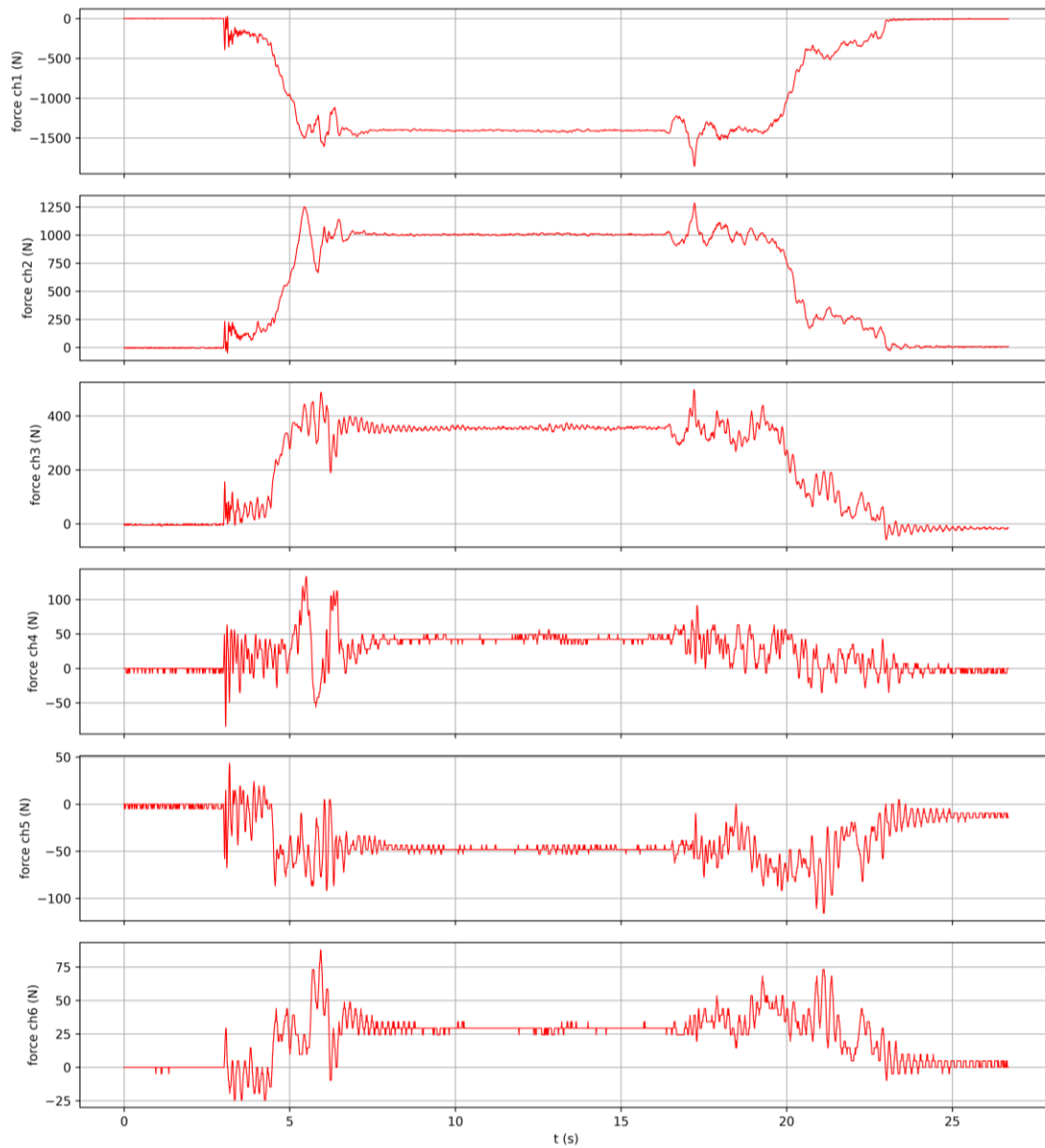


Figura 154 - Ensaio 6 carga vertical (massa 80kg na frente) – Força vs Tempo

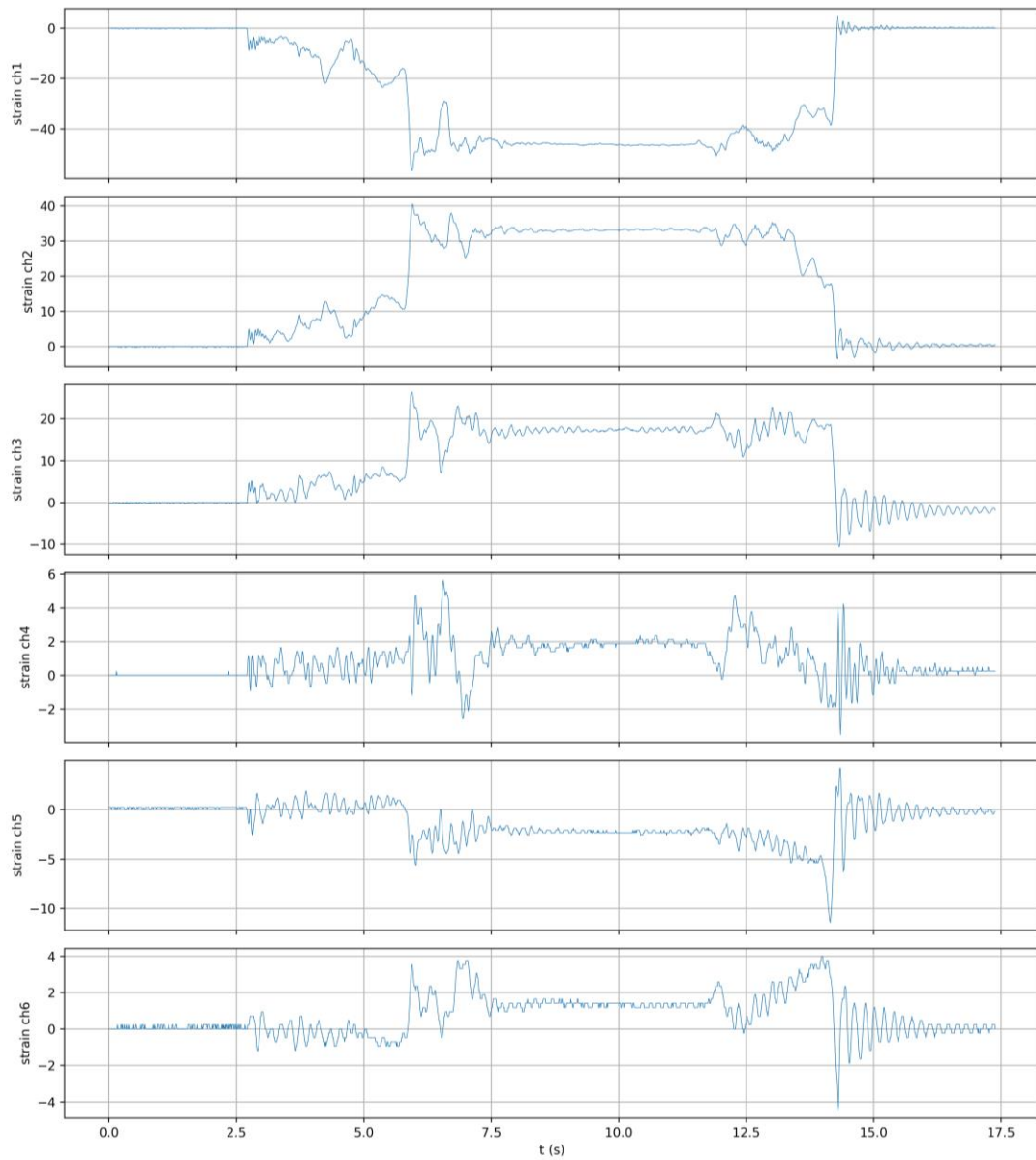


Figura 155 - Ensaio 7 carga vertical (massa 80kg na frente) – Deformação vs Tempo

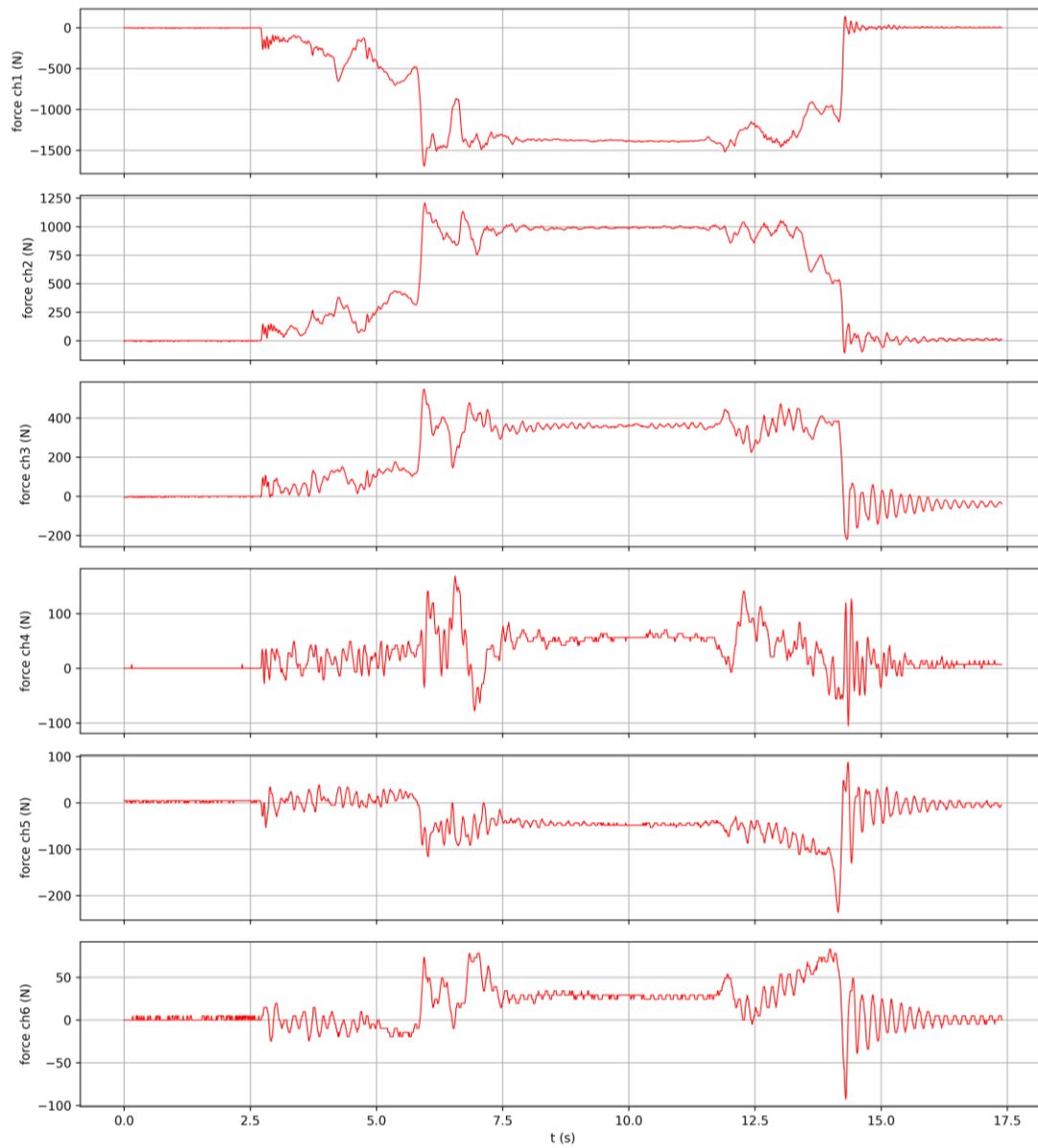


Figura 156 - Ensaio 7 carga vertical (massa 80kg na frente) – Deformação vs Tempo

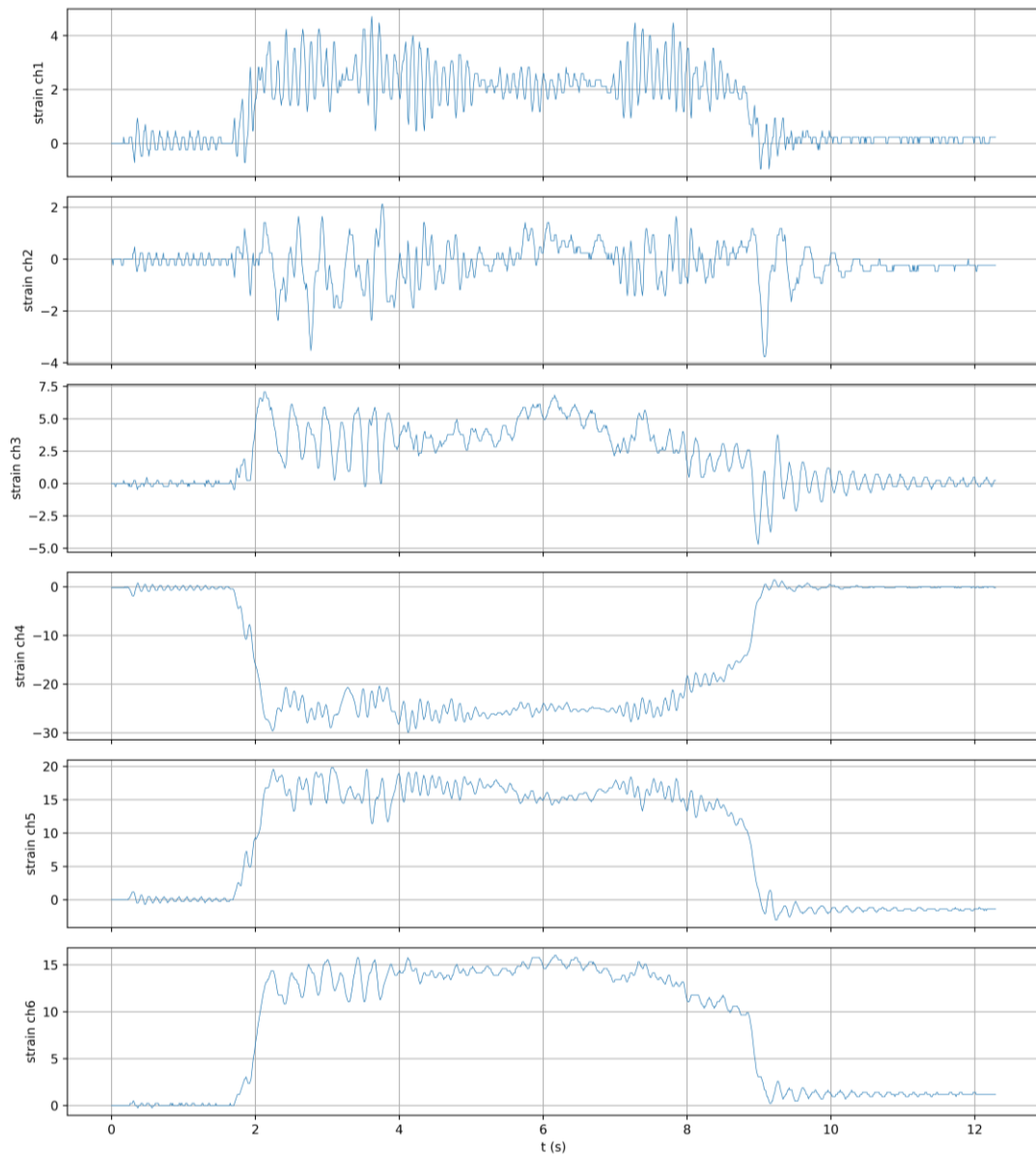


Figura 157 - Ensaio 8 carga vertical (massa 80kg na traseira) – Deformação vs Tempo

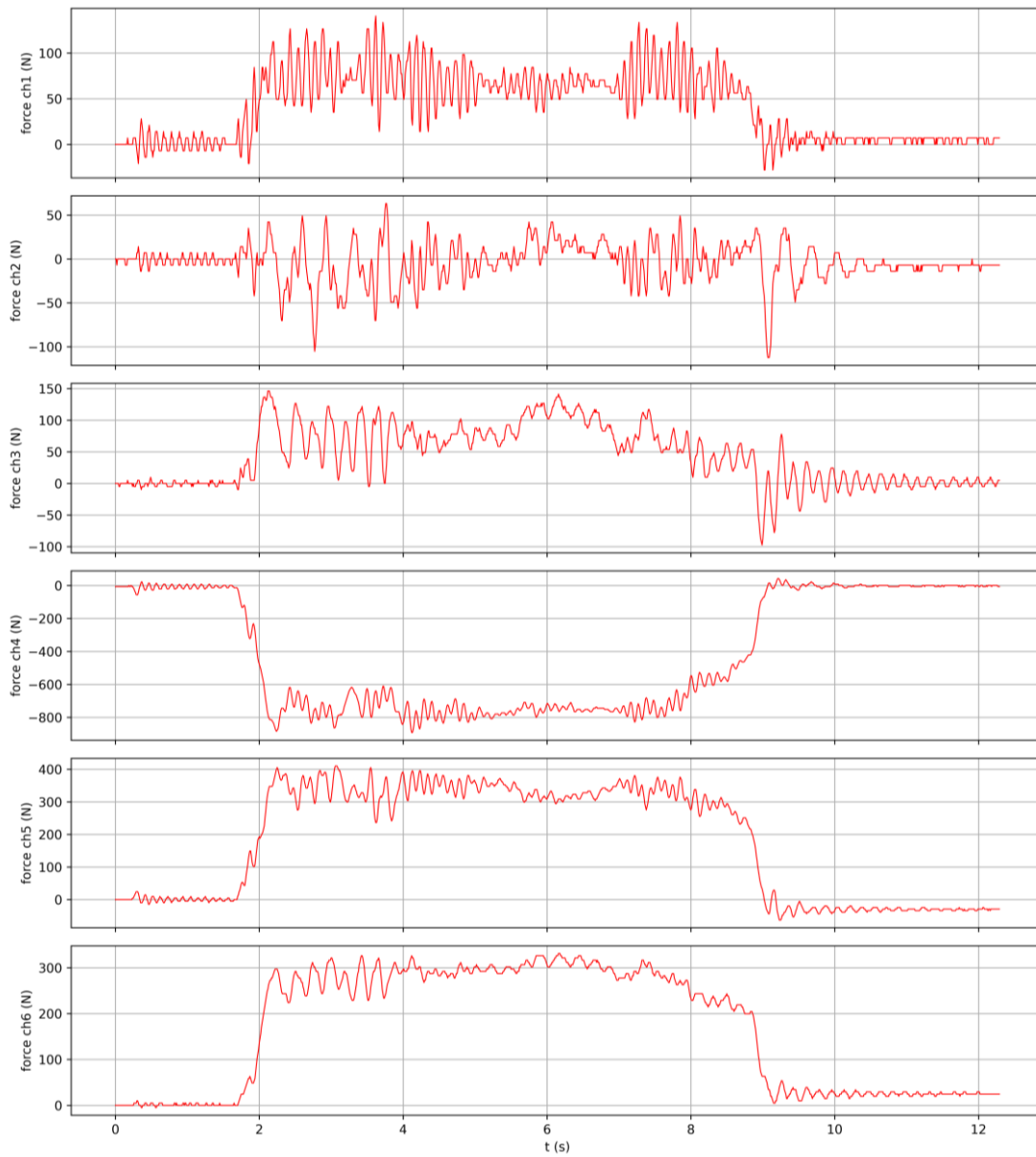


Figura 158 - Ensaio 8 carga vertical (massa 80kg na frente) – Deformação vs Tempo

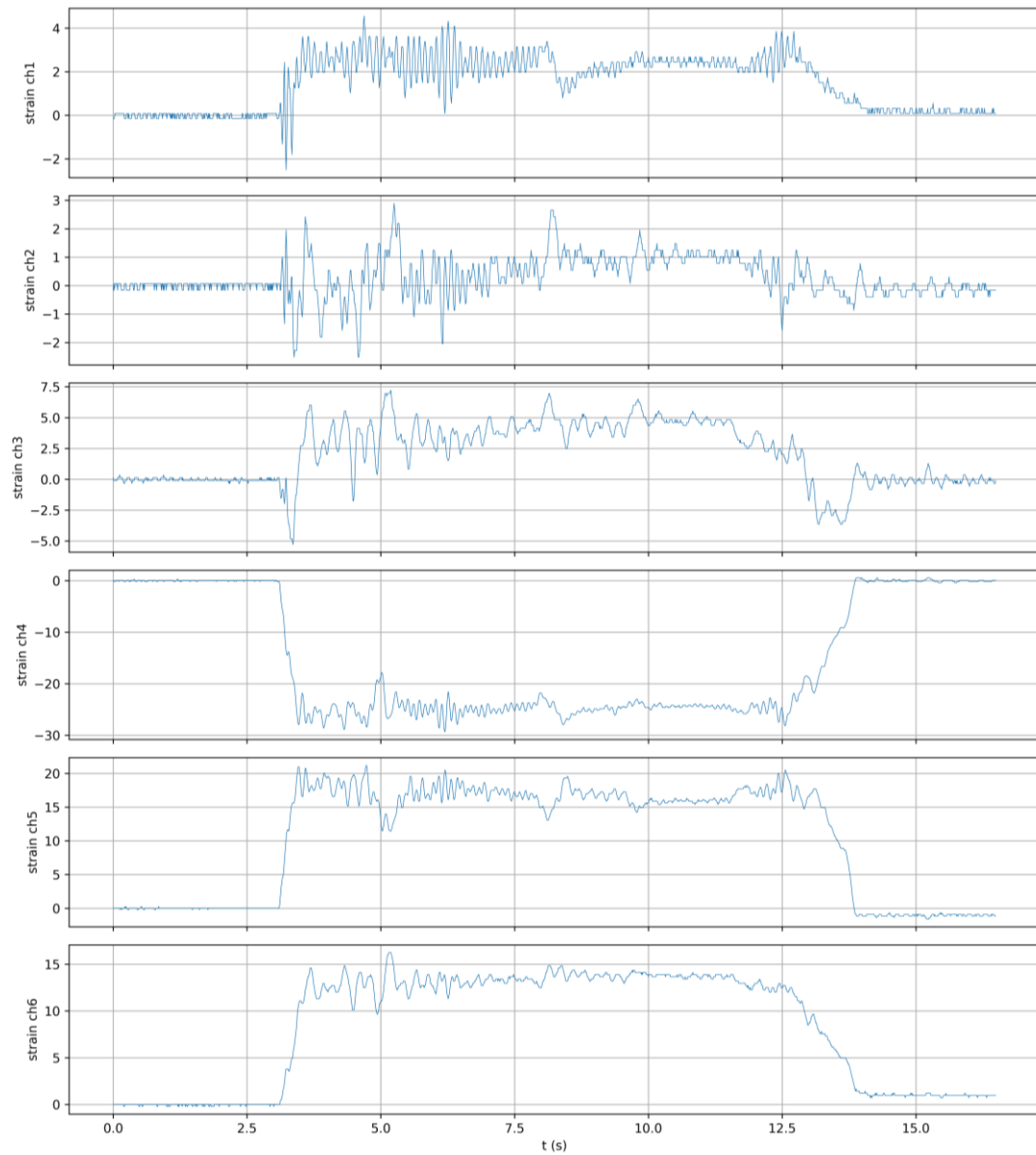


Figura 159 - Ensaio 9 carga vertical (massa 80kg na traseira) – Deformação vs Tempo

Apêndice D

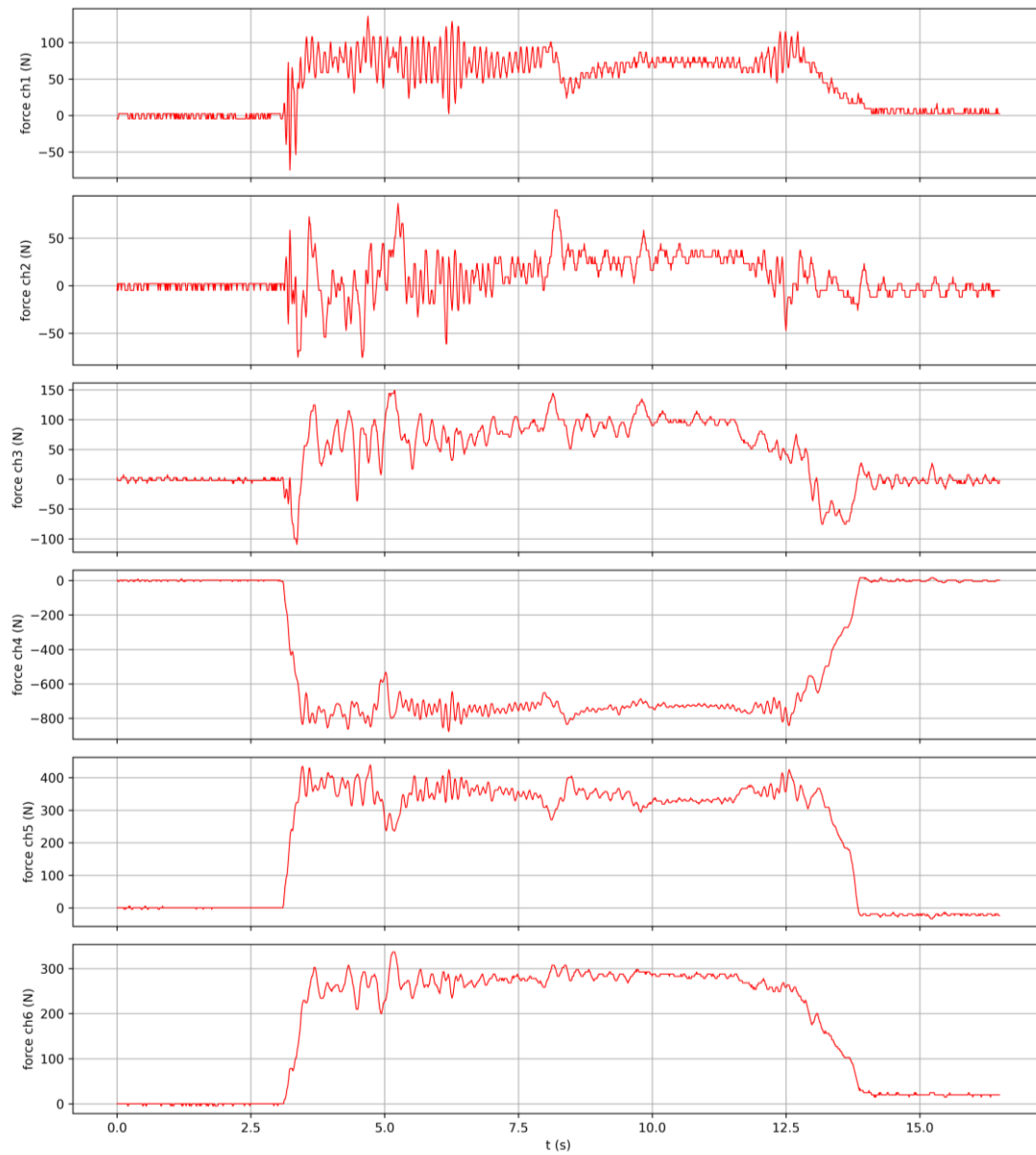


Figura 160 - Ensaio 9 carga vertical (massa 80kg na frente) – Deformação vs Tempo

Apêndice E

- Travagem Máxima

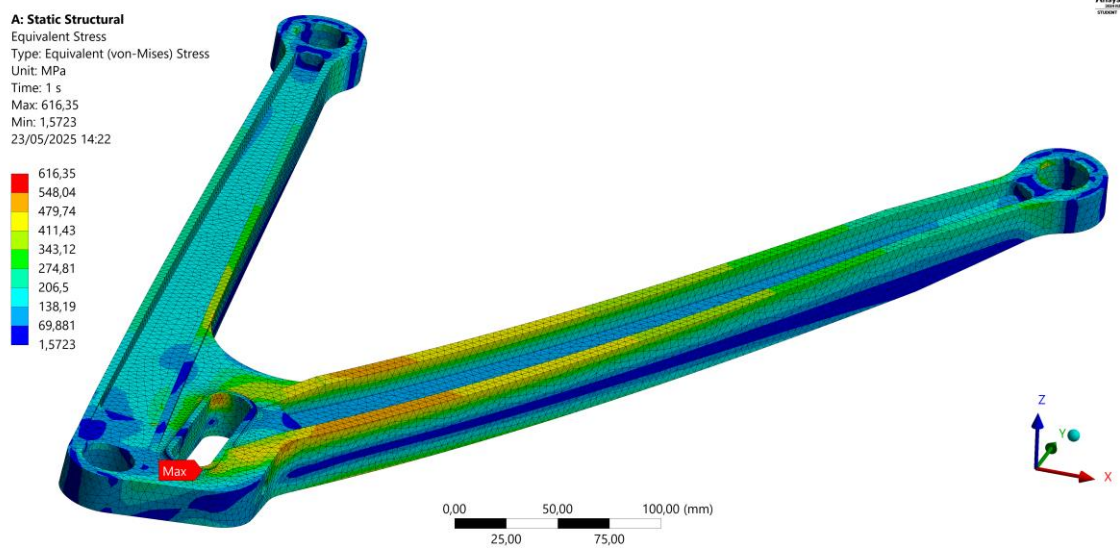


Figura 161 – Distribuição das tensões braço inferior - Travagem Máxima, escala da deformada 3x

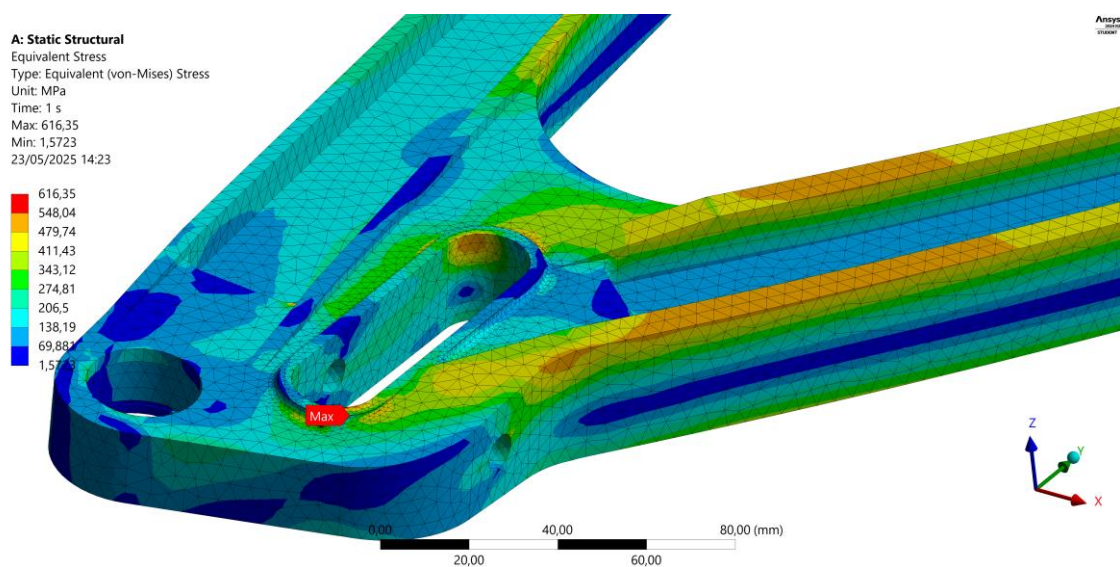


Figura 162 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe concentração de tensões vista de cima - Travagem Máxima, escala da deformada 3x

Apêndice E

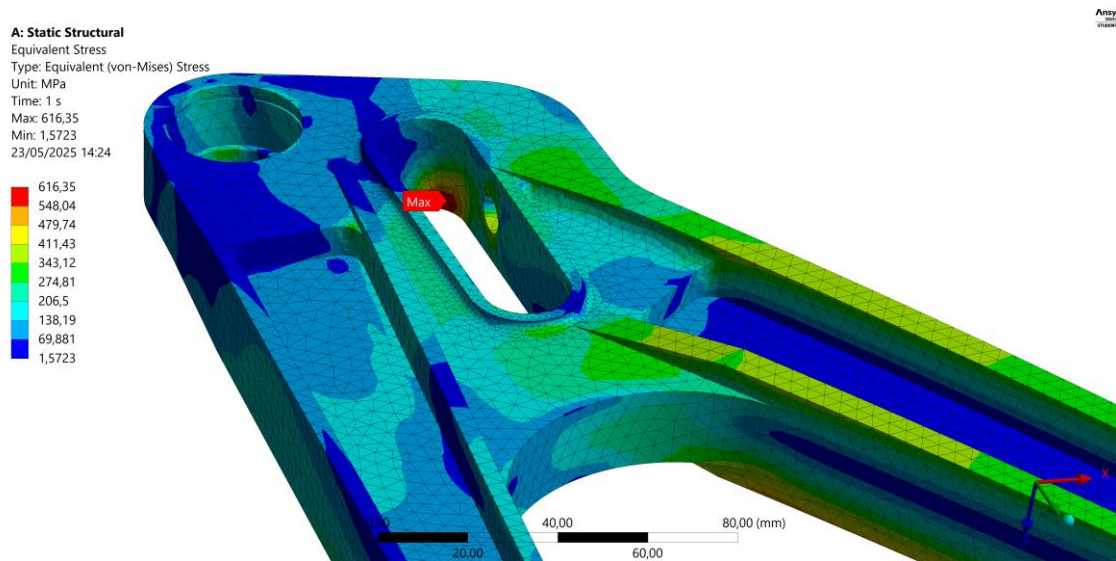


Figura 163 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe concentração de tensões vista de baixo-
Travagem Máxima, escala da deformada 3x

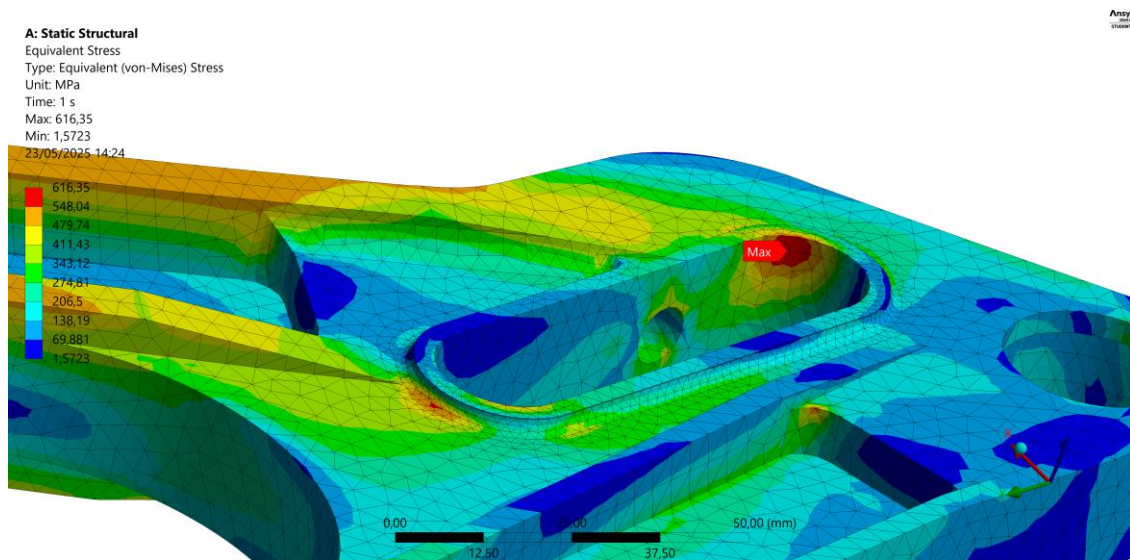


Figura 164 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe 2 concentração de tensões vista de baixo-
Travagem Máxima, escala da deformada 3x

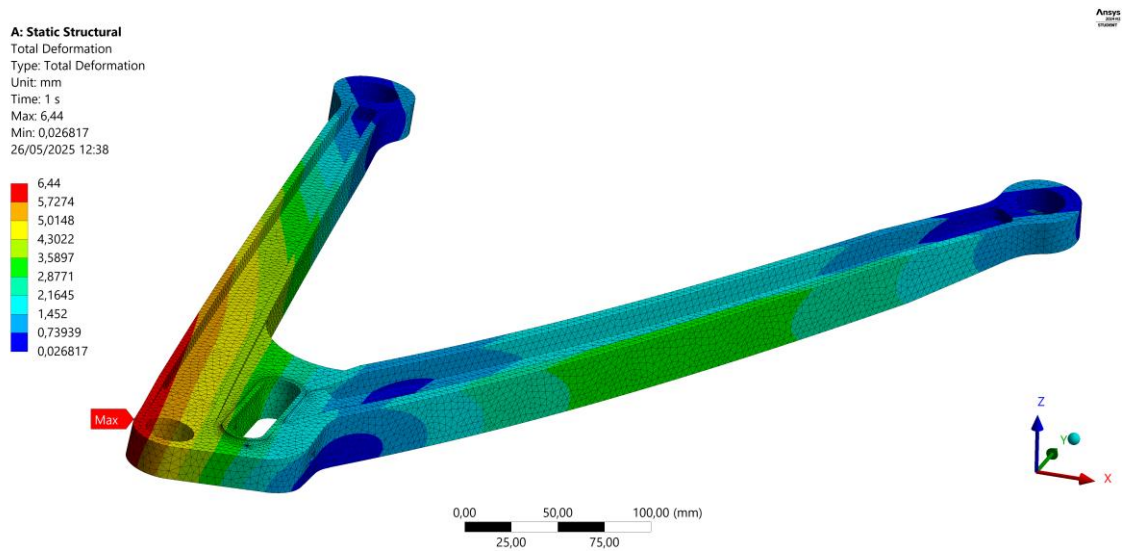


Figura 165 – Deslocamentos do braço inferior- Travagem Máxima, escala da deformada 3x

- **Aceleração Máxima**

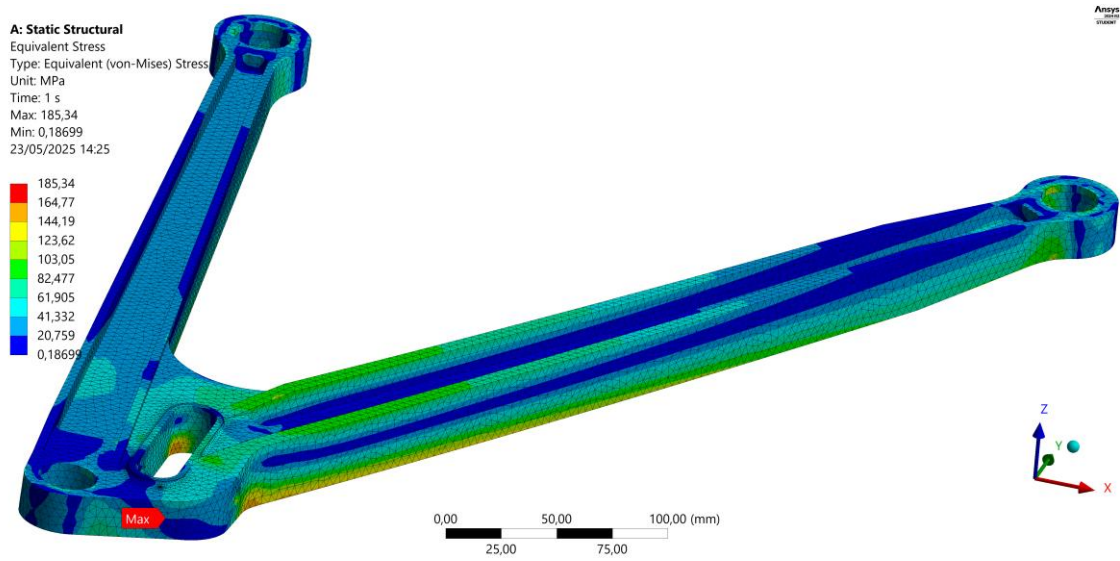


Figura 166 – Distribuição das tensões braço inferior – Aceleração Máxima, escala da deformada 3x

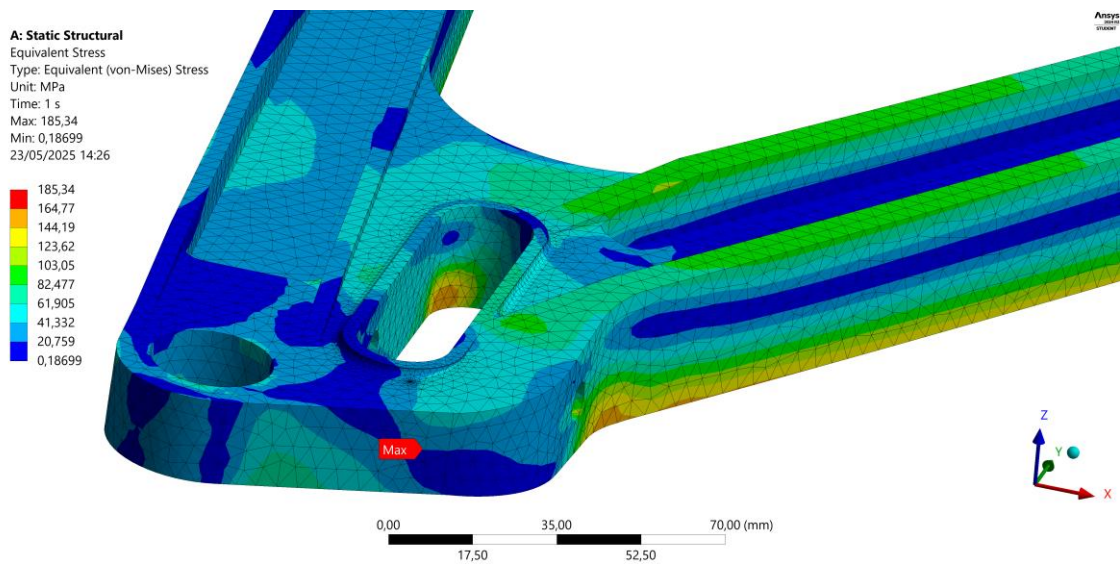


Figura 167 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe concentração de tensões vista de superior - Aceleração Máxima, escala da deformada 3x

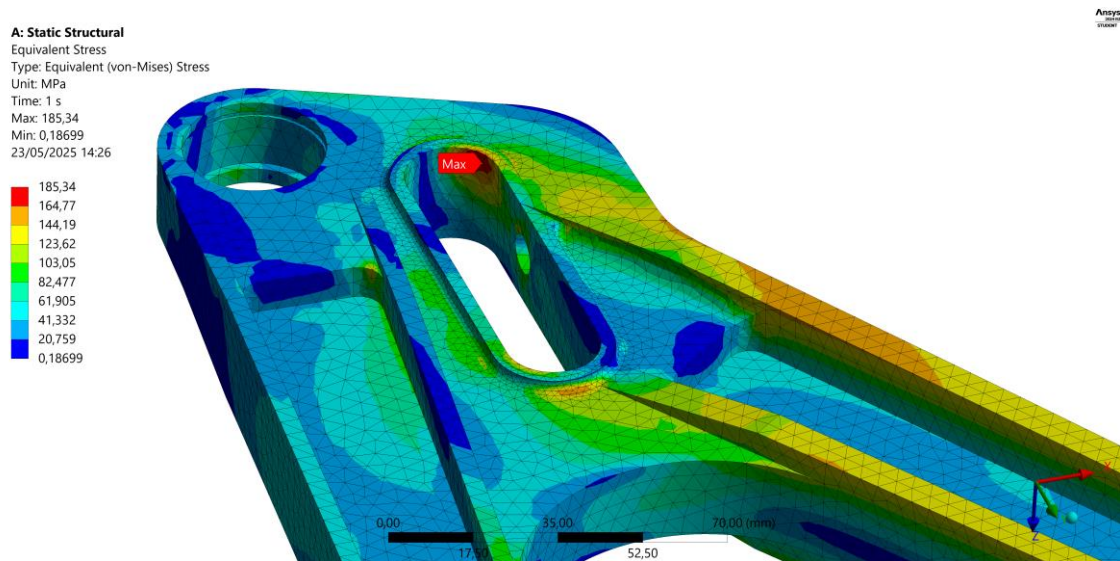


Figura 168 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe concentração de tensões vista de superior - Aceleração Máxima, escala da deformada 3x

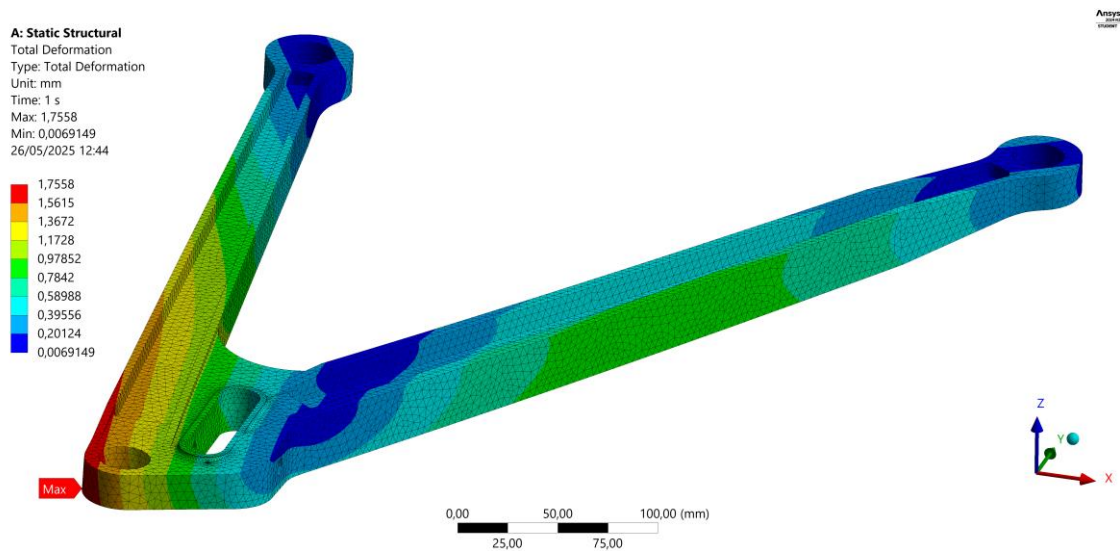


Figura 169 – Deslocamentos braço inferior - Aceleração Máxima, escala da deformada 3x

- Travagem a Media Velocidade

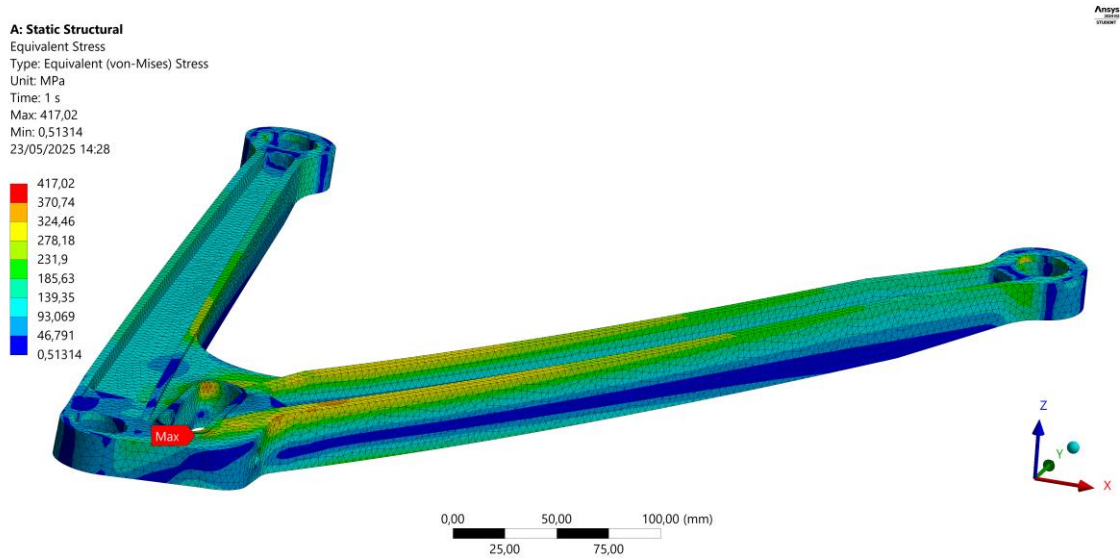


Figura 170 – Distribuição das tensões braço inferior – Travagem a Média Velocidade, escala da deformada 3x

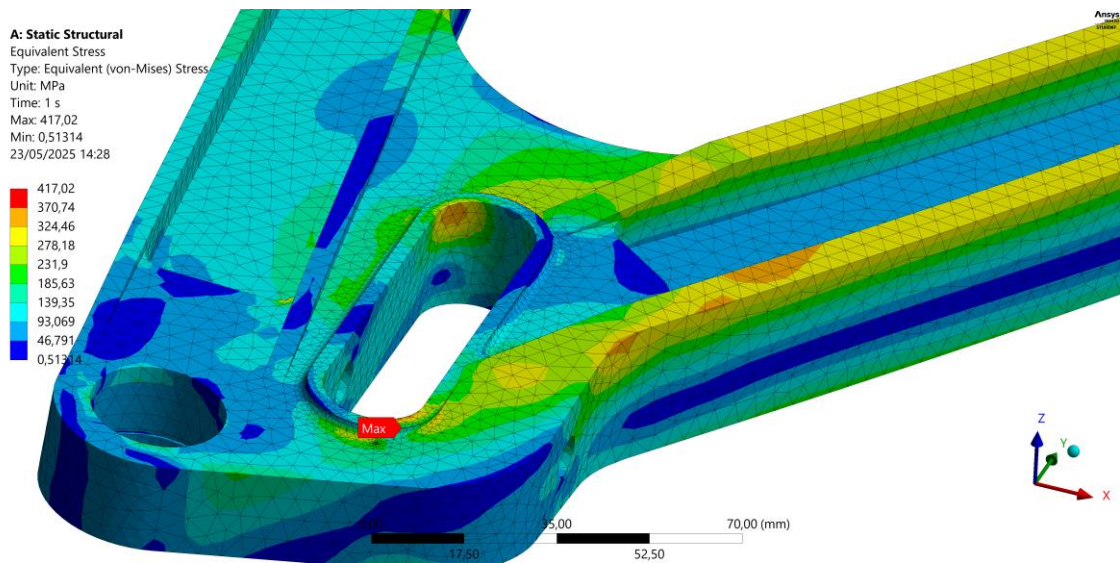


Figura 171 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe vista superior – Travagem a Média Velocidade, escala da deformada 3x

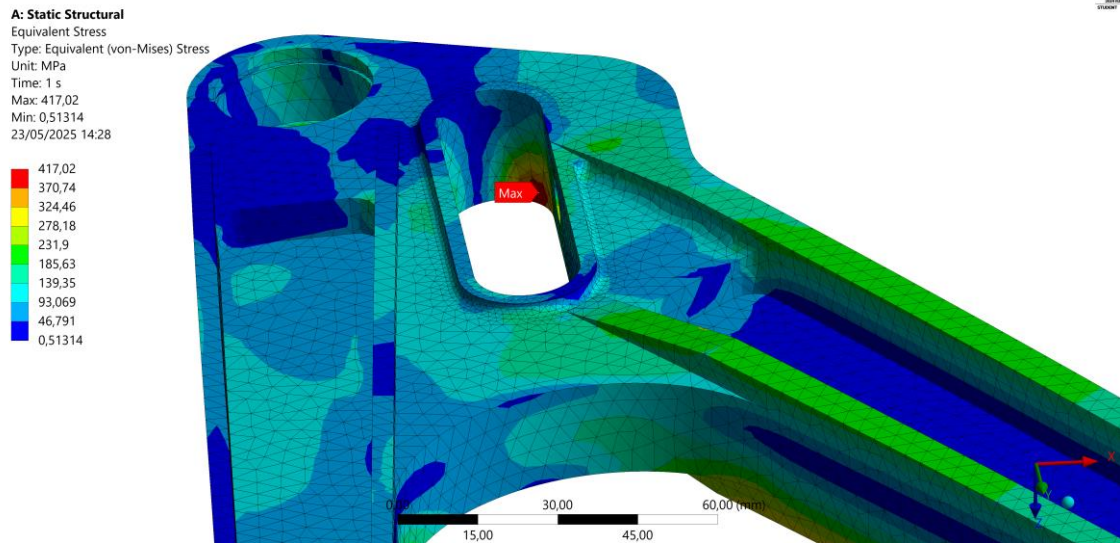


Figura 172 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe vista inferior – Travagem a Média Velocidade, escala da deformada 3x

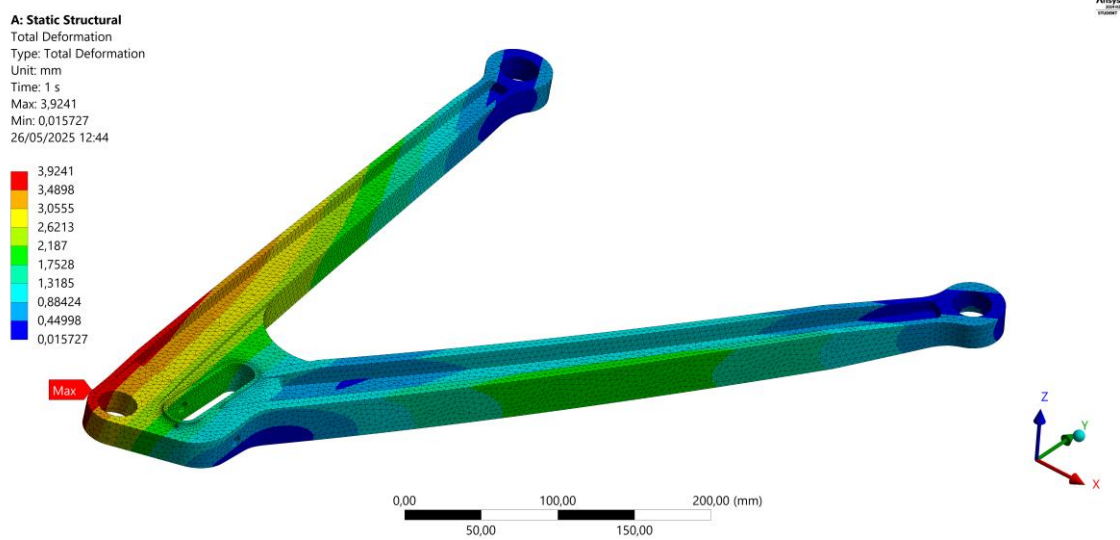


Figura 173 – Deslocamentos braço inferior – Travagem a Média Velocidade, escala da deformada 3x

- **Aceleração a Alta Velocidade**

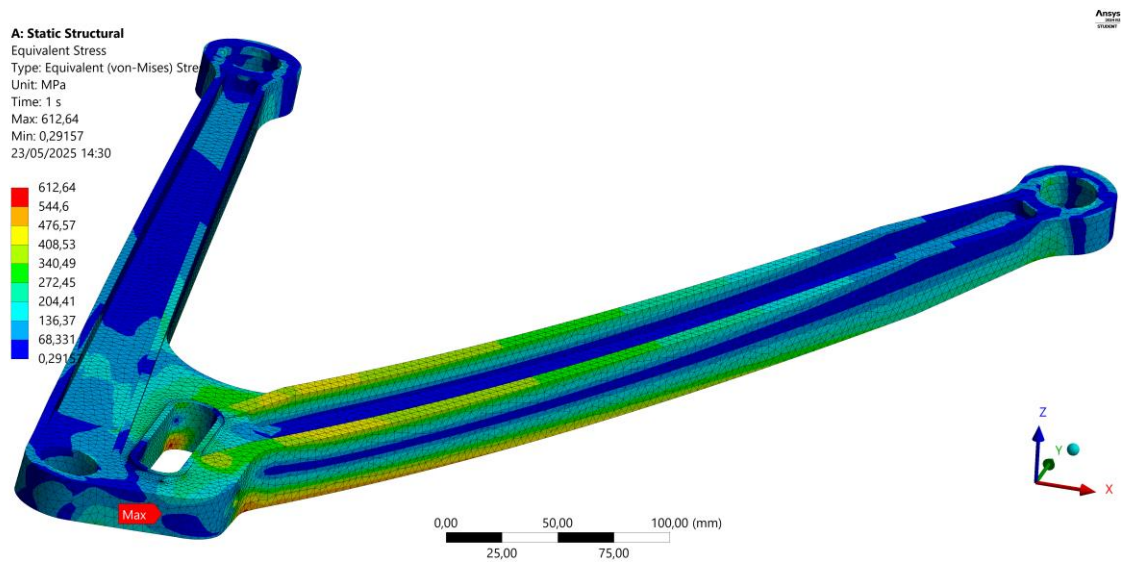


Figura 174 – Distribuição das tensões braço inferior – Aceleração Alta Velocidade, escala da deformada 3x

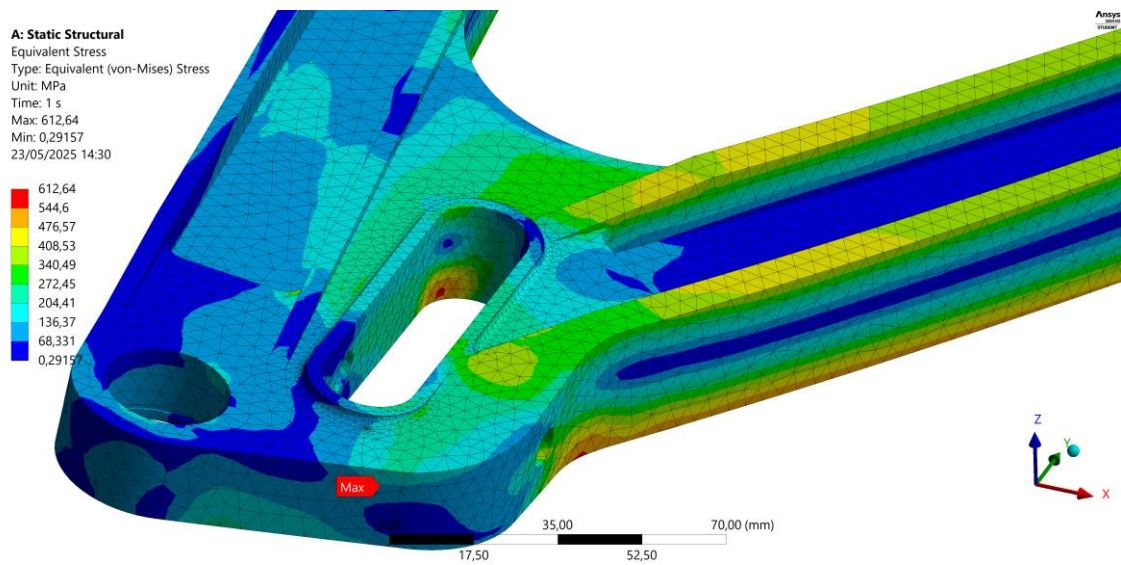


Figura 175 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe vista superior– Aceleração Alta Velocidade, escala da deformada 3x

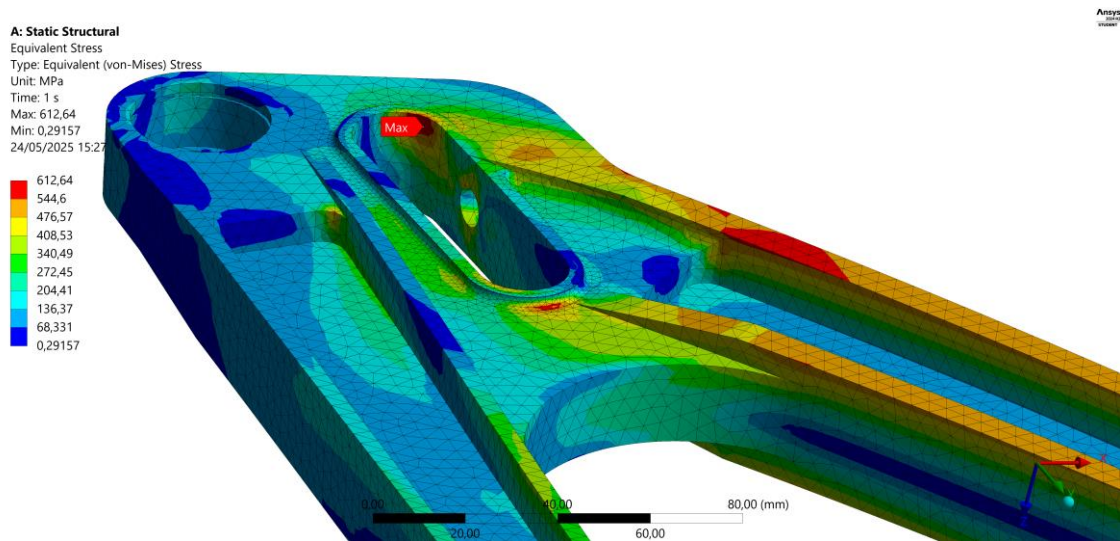


Figura 176 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe vista inferior – Aceleração Alta Velocidade, escala da deformada 3x

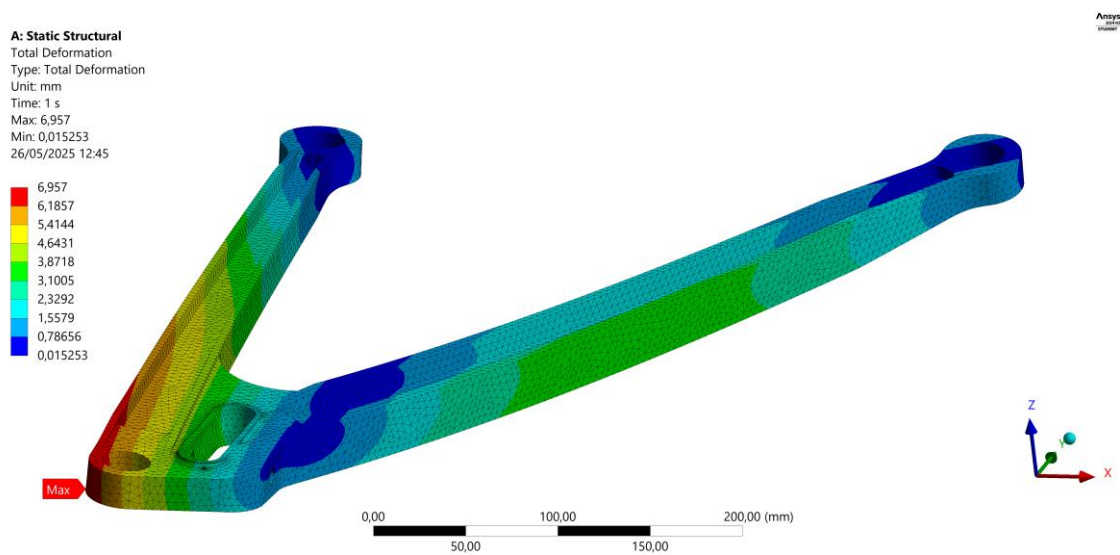


Figura 177 – Deslocamentos braço inferior – Aceleração Alta Velocidade, escala da deformada 3x

- **Aceleração a Média Velocidade**

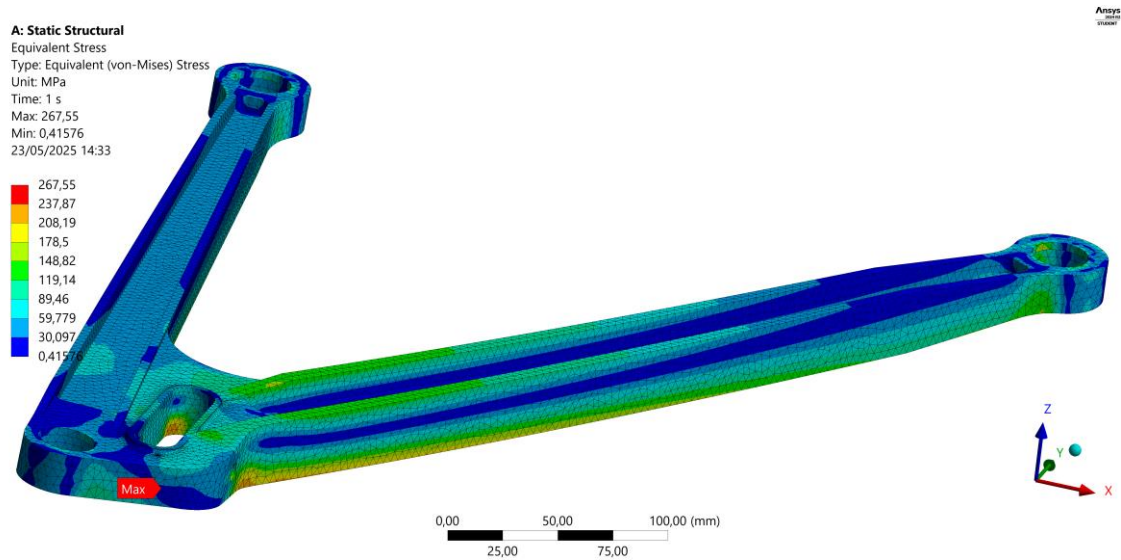


Figura 178 – Distribuição das tensões braço inferior– Aceleração a Média velocidade, escala da deformada 3x

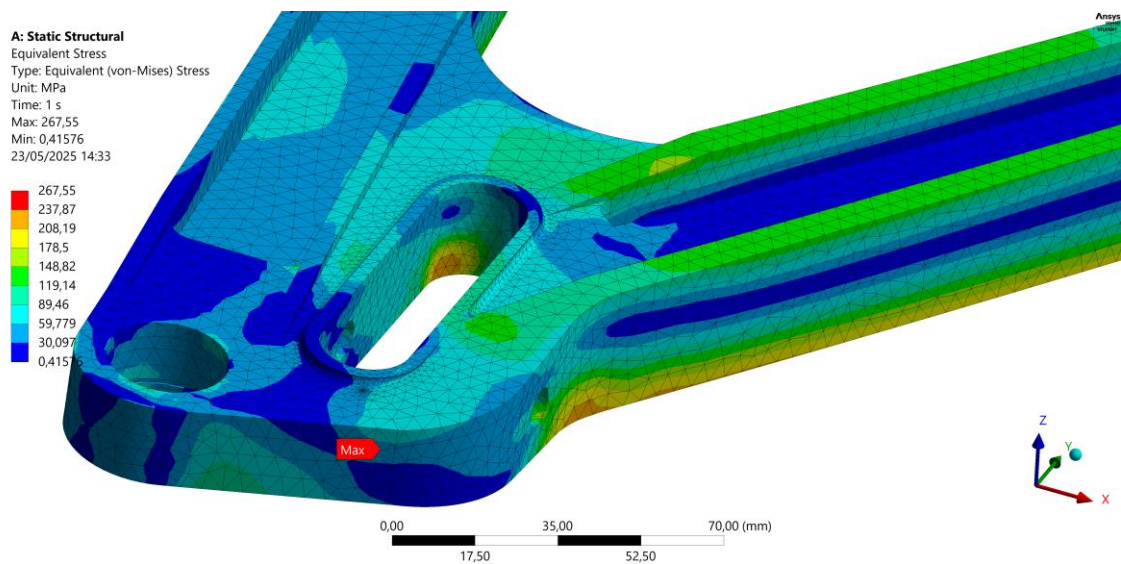


Figura 179 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe vista superior– Aceleração a Média velocidade, escala da deformada 3x

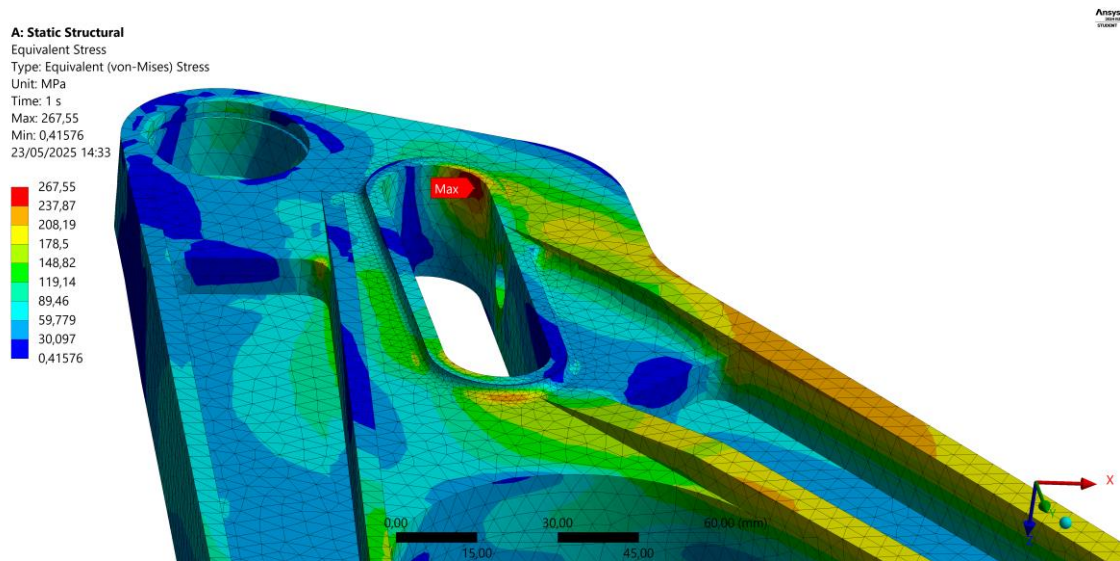


Figura 180 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe vista inferior– Aceleração a Média velocidade, escala da deformada 3x

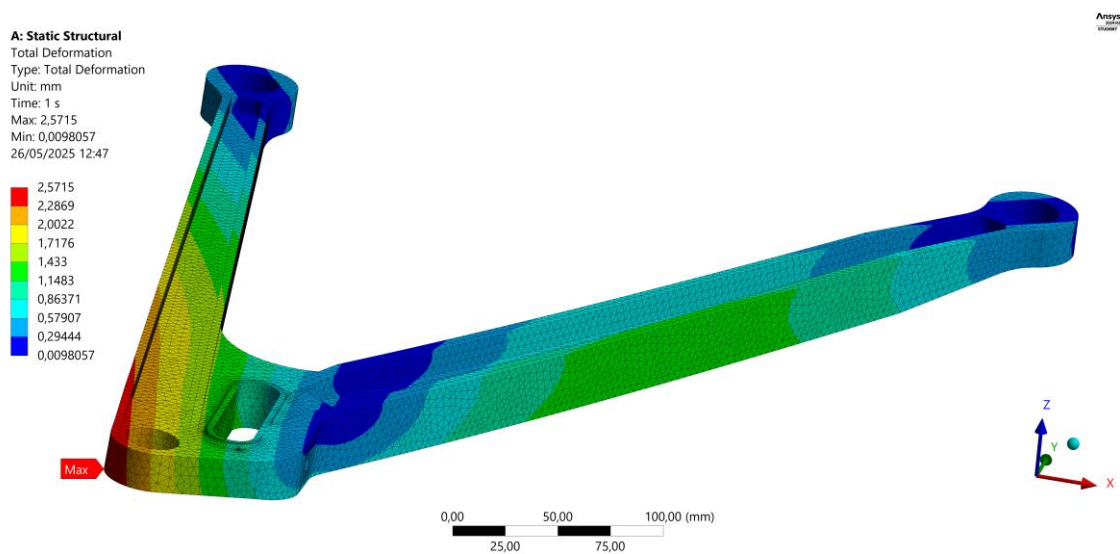


Figura 181 – Deslocamentos braço inferior– Aceleração a Média velocidade, escala da deformada 3x

- **Aceleração lateral Máxima**

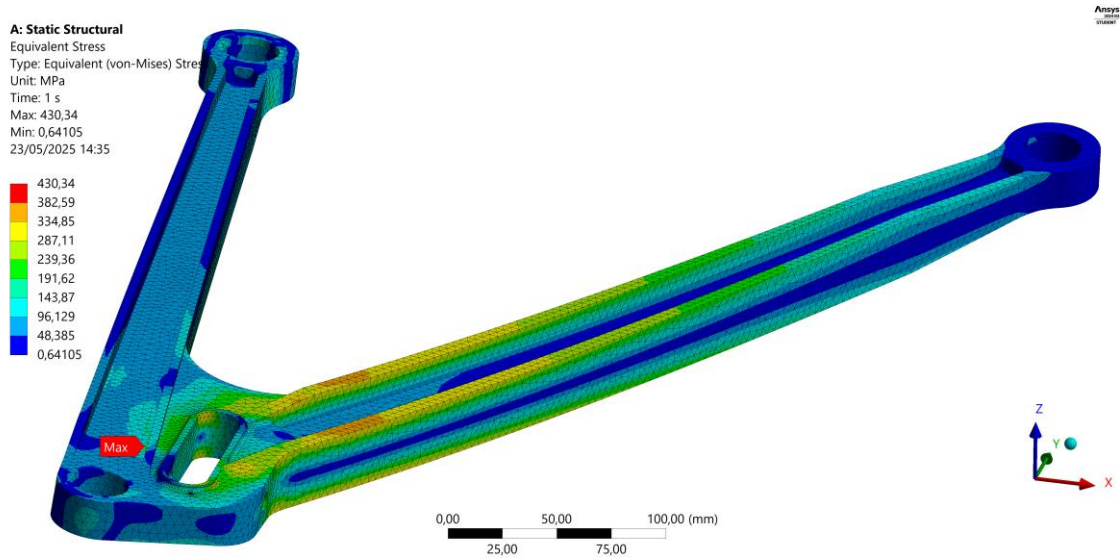


Figura 182 – Distribuição das tensões braço inferior – Aceleração Lateral Máxima, escala da deformada 3x

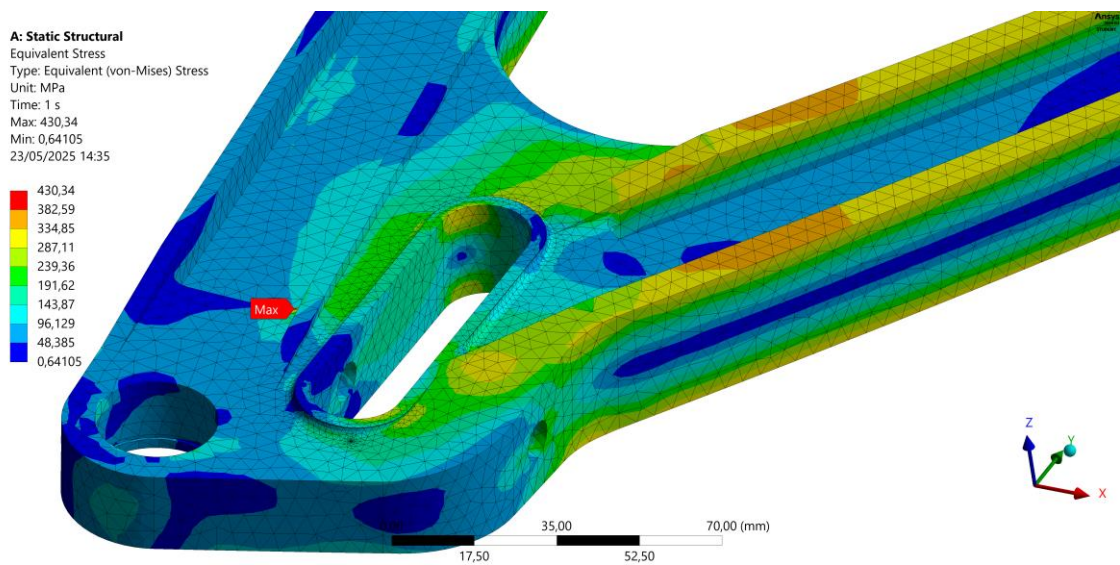


Figura 183 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe vista superior– Aceleração Lateral Máxima, escala da deformada 3x

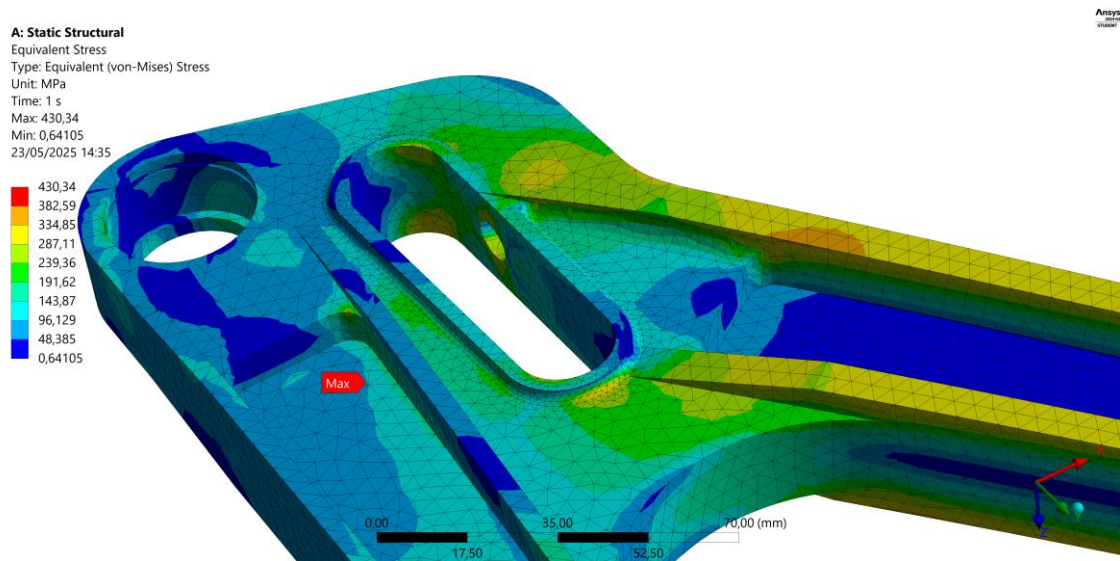


Figura 184 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe vista inferior – Aceleração Lateral Máxima, escala da deformada 3x

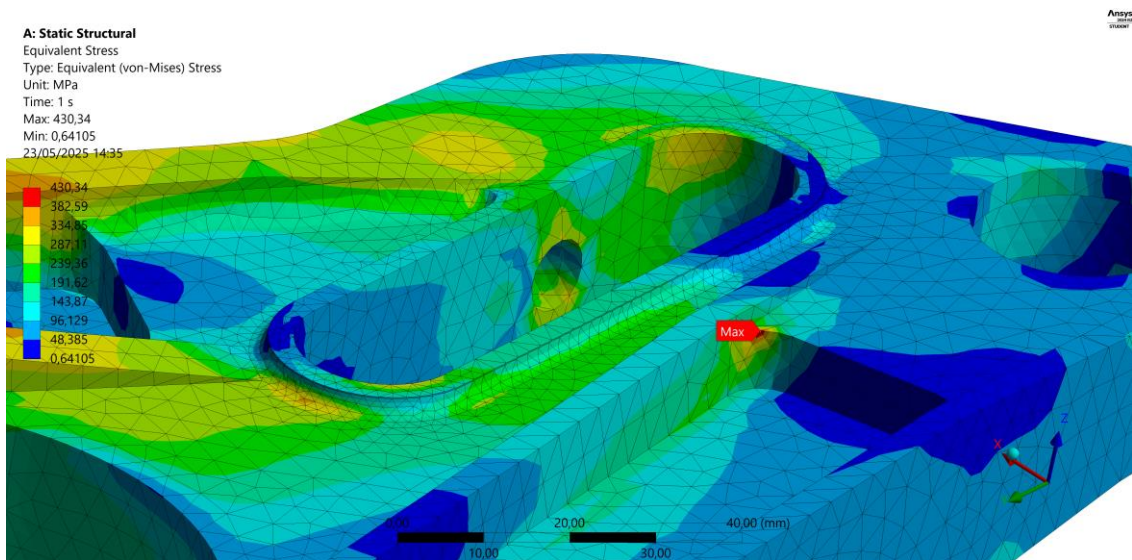


Figura 185 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe vista inferior 2– Aceleração Lateral Máxima, escala da deformada 3x

Apêndice E

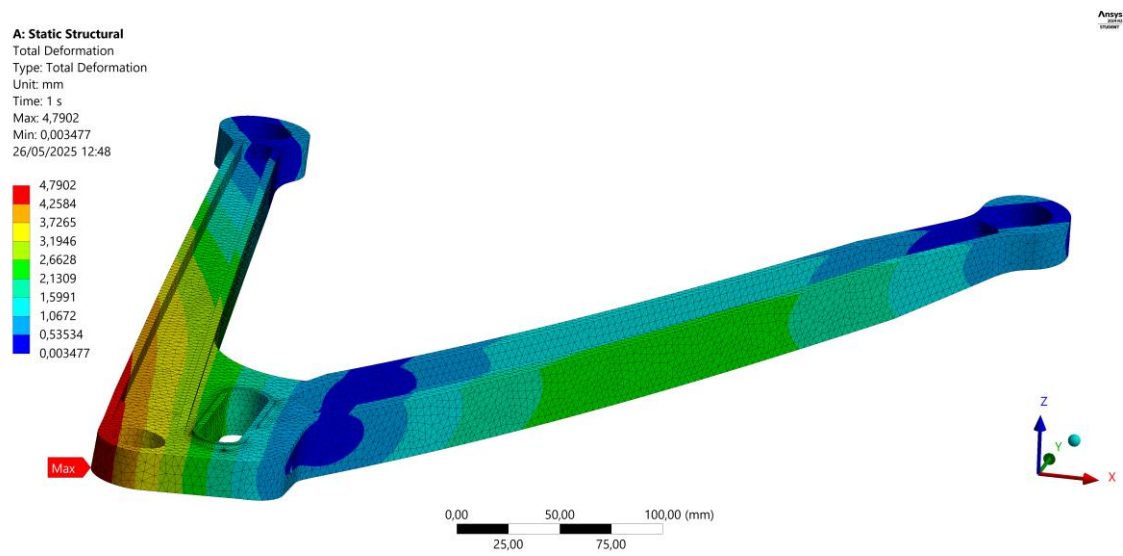


Figura 186 – Deslocamentos braço inferior– Aceleração Lateral Máxima, escala da deformada 3x

- Curva a Velocidade Média

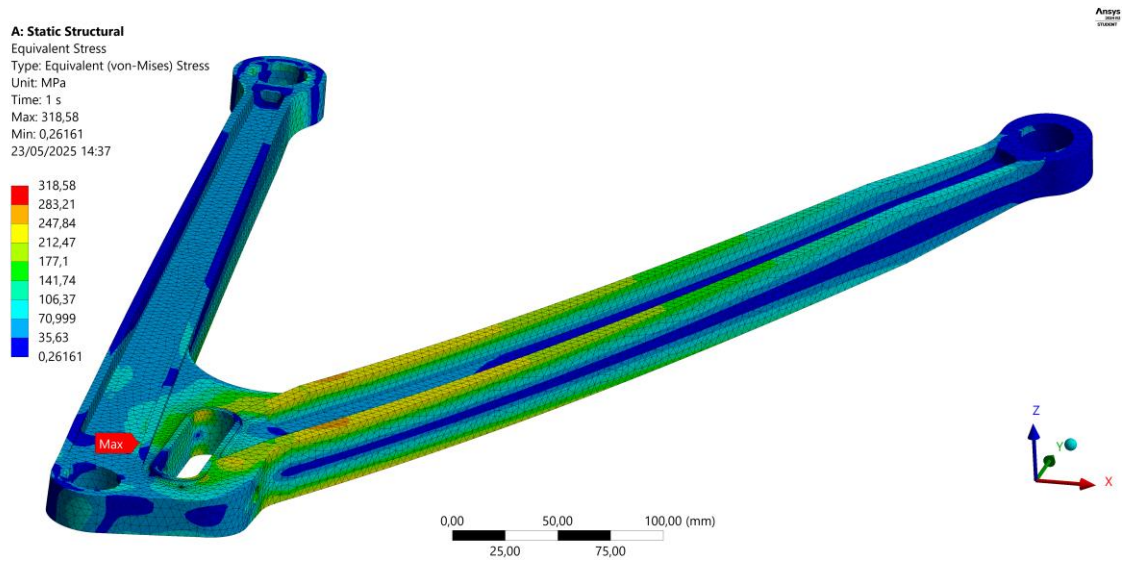


Figura 187 – Distribuição das tensões braço inferior – Curva a Velocidade Média, escala da deformada 3x

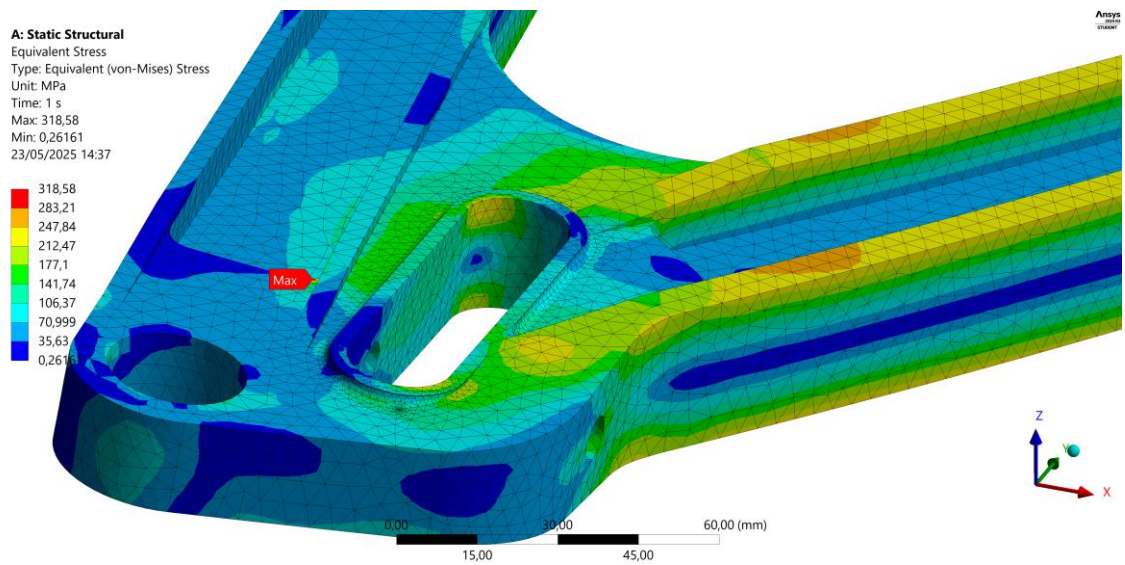


Figura 188 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe vista superior – Curva a Velocidade Média, escala da deformada 3x

Apêndice E

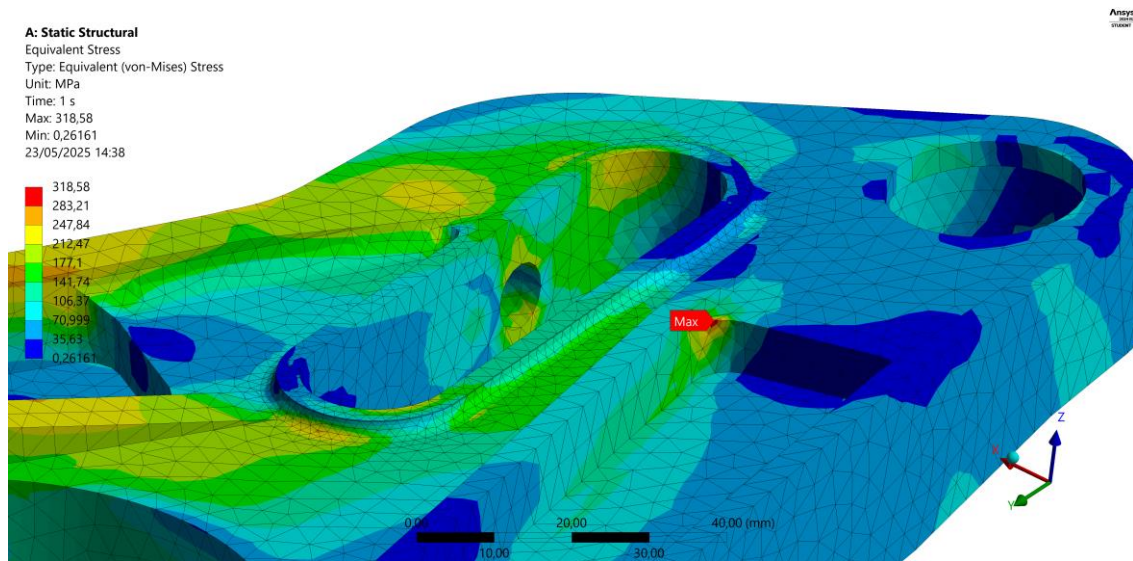


Figura 189 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe vista inferior– Curva a Velocidade Média, escala da deformada 3x

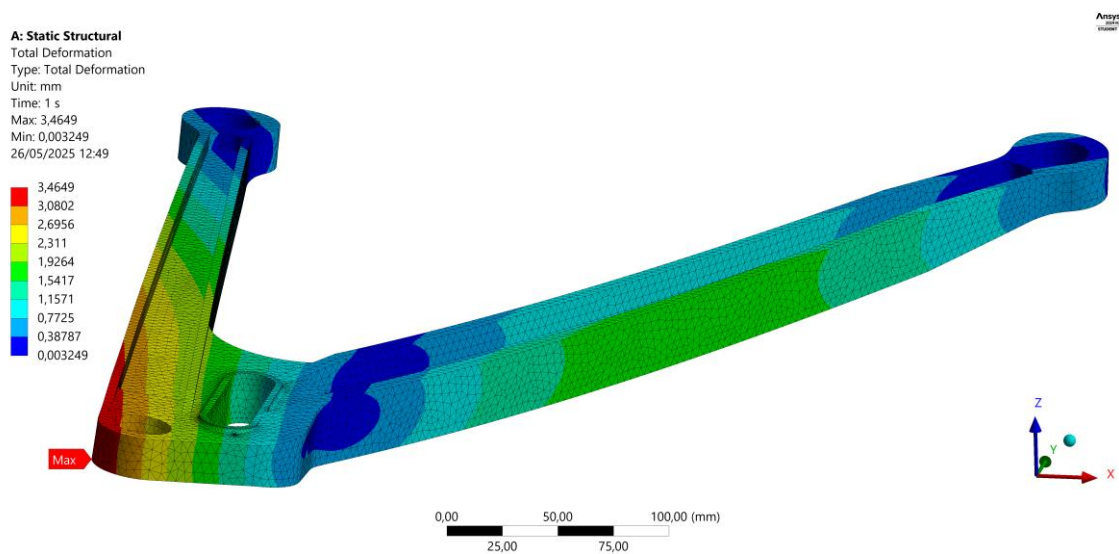


Figura 190 – Deslocamentos braço inferior– Curva a Velocidade Média, escala da deformada 3x

- Curva a Alta Velocidade com Travagem

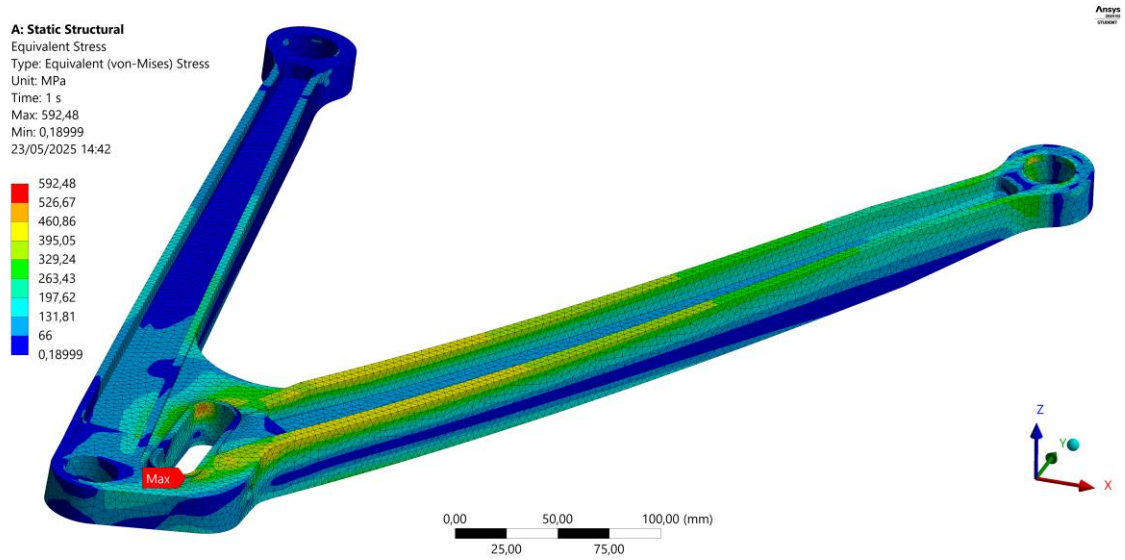


Figura 191 – Distribuição das tensões braço inferior – Curva a Alta Velocidade com travagem, escala da deformada 3x

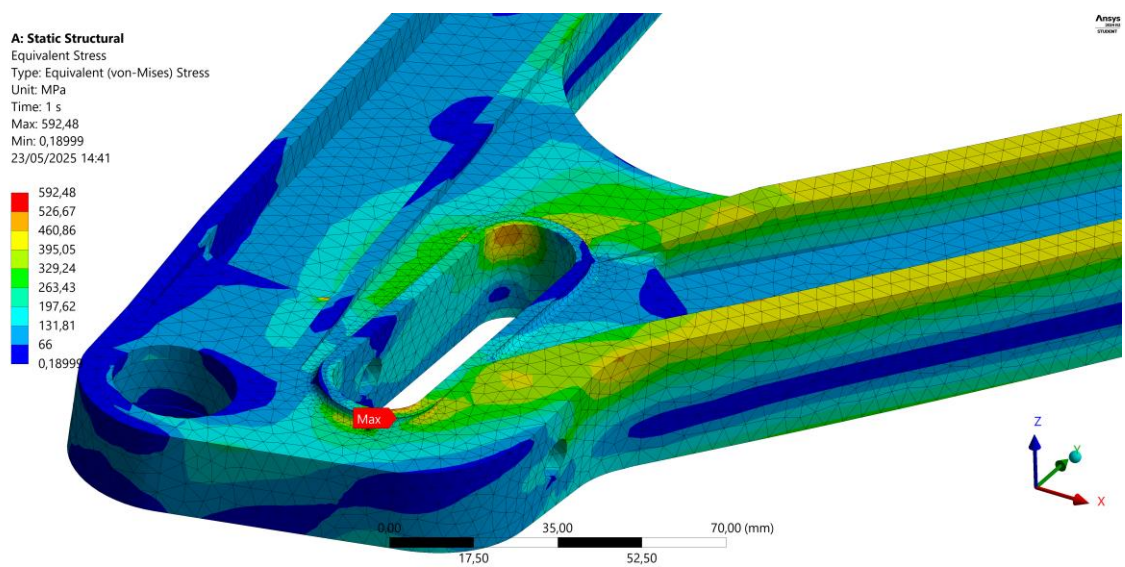


Figura 192 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe vista superior – Curva a Alta Velocidade com travagem, escala da deformada 3x

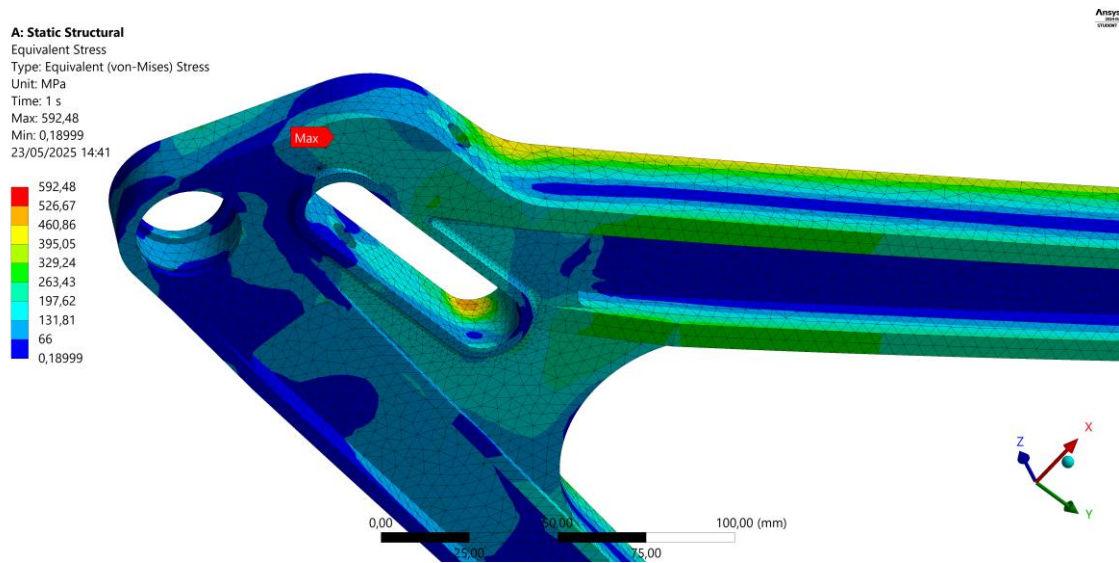


Figura 193 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe vista inferior – Curva a Alta Velocidade com travagem, escala da deformada 3x

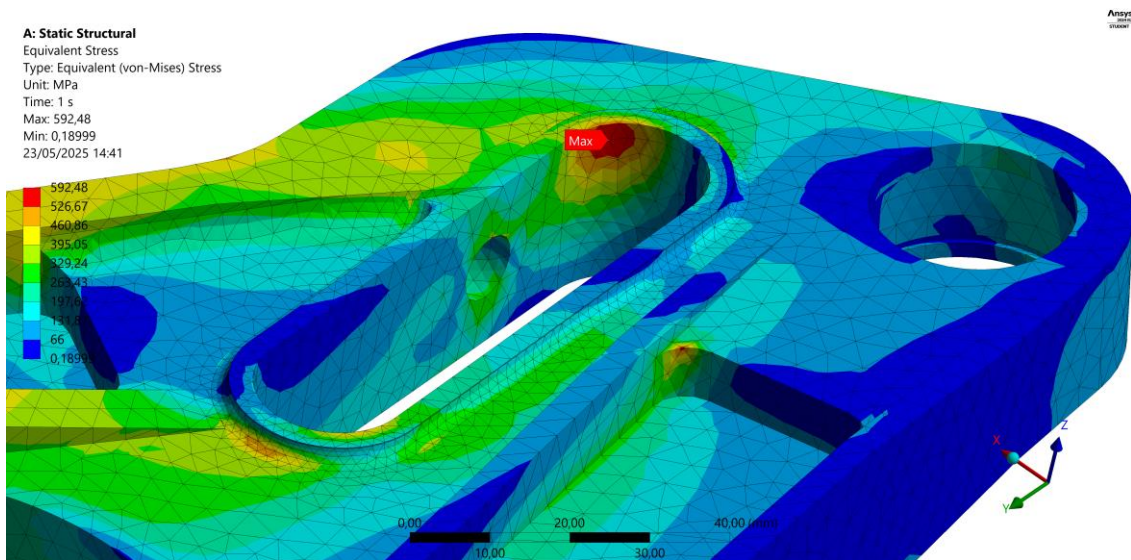


Figura 194 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe 2 vista inferior – Curva a Alta Velocidade com travagem, escala da deformada 3x

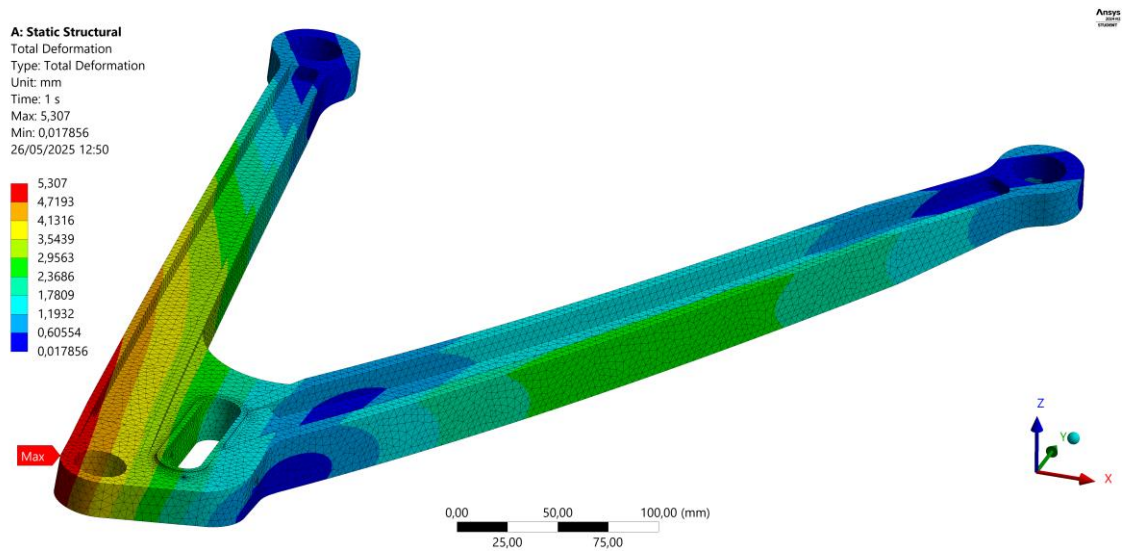


Figura 195 – Deslocamentos braço inferior – Curva a Alta Velocidade com travagem, escala da deformada 3x

- Curva a Alta Velocidade com Travagem 2

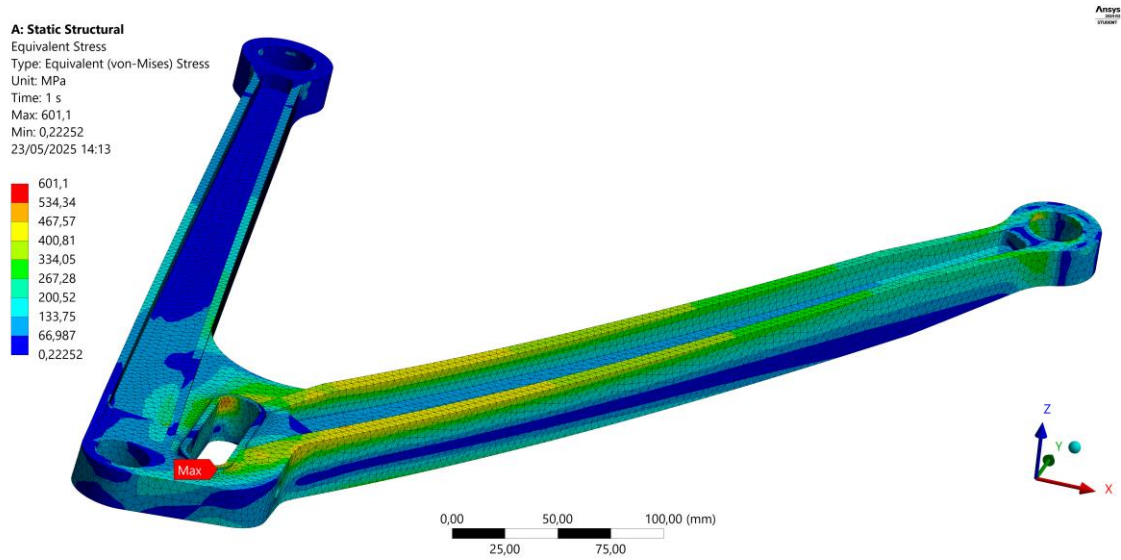


Figura 196 – Distribuição das tensões braço inferior – Curva a Alta Velocidade com travagem 2, escala da deformada 3x

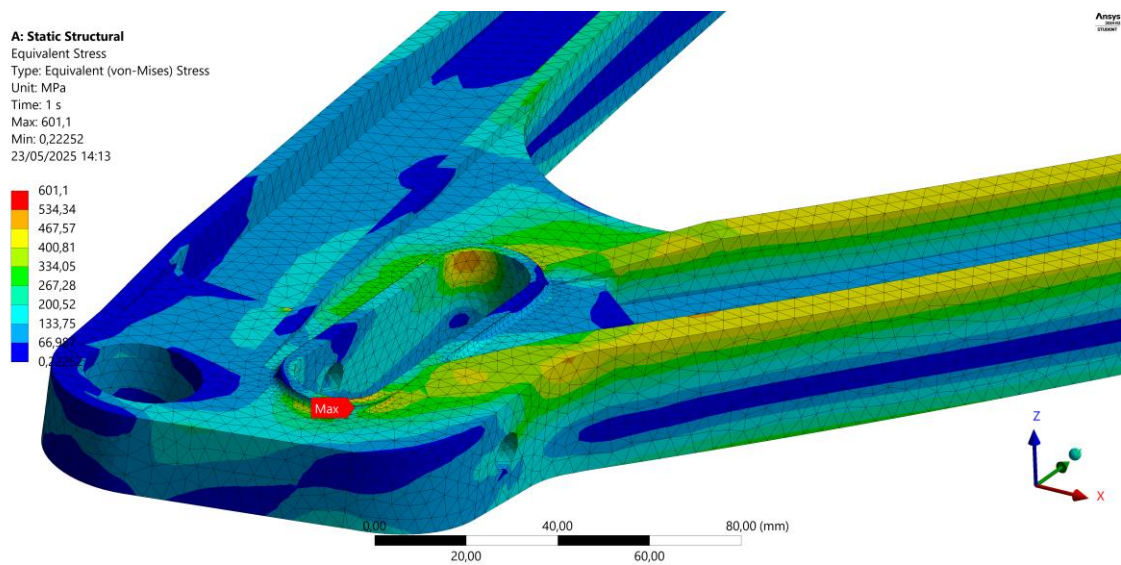


Figura 197 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe vista superior – Curva a Alta Velocidade com travagem 2, escala da deformada 3x

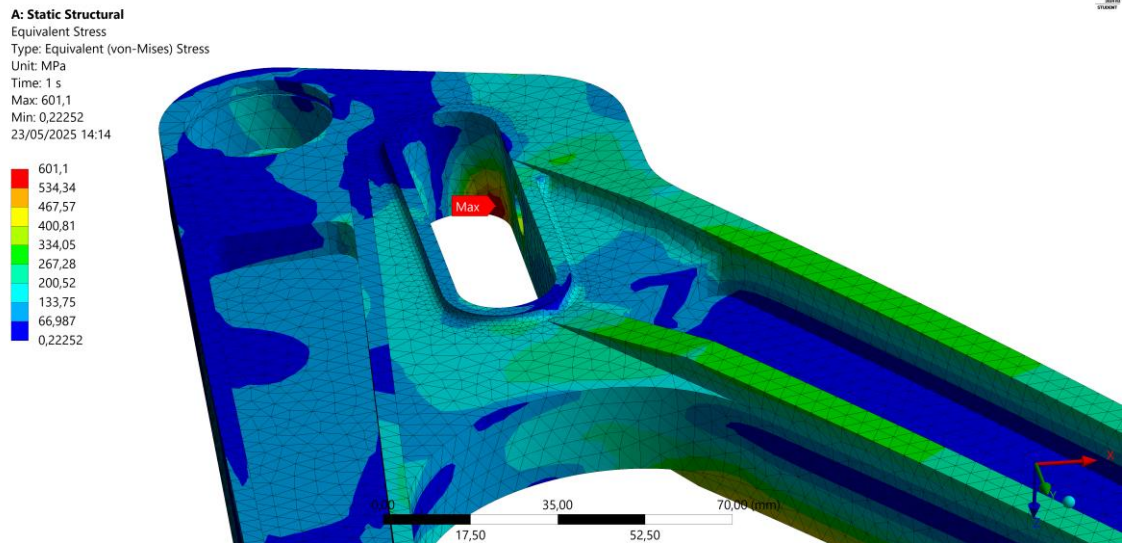


Figura 198 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe vista inferior – Curva a Alta Velocidade com travagem 2, escala da deformada 3x

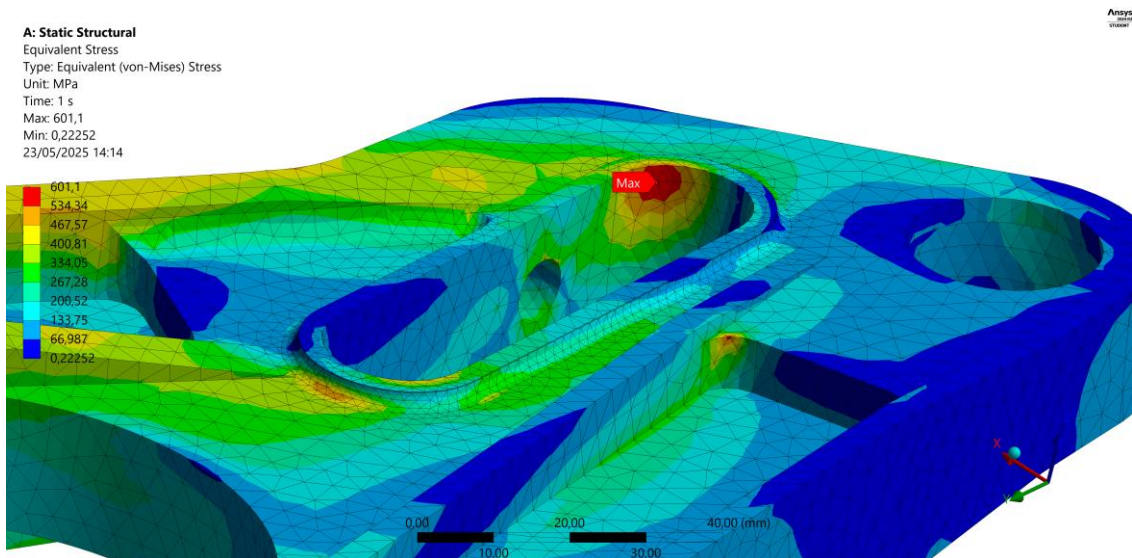


Figura 199 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe 2 vista inferior – Curva a Alta Velocidade com travagem 2, escala da deformada 3x

Apêndice E

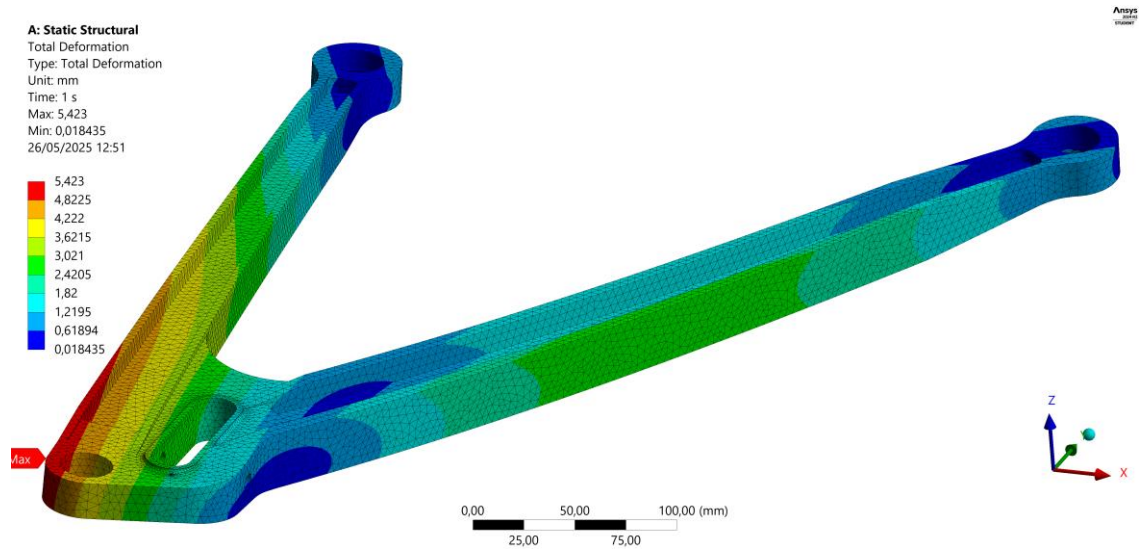


Figura 200 – Deslocamentos braço inferior – Curva a Alta Velocidade com travagem 2, escala da deformada 3x

- Saída de Curva a Alta Velocidade

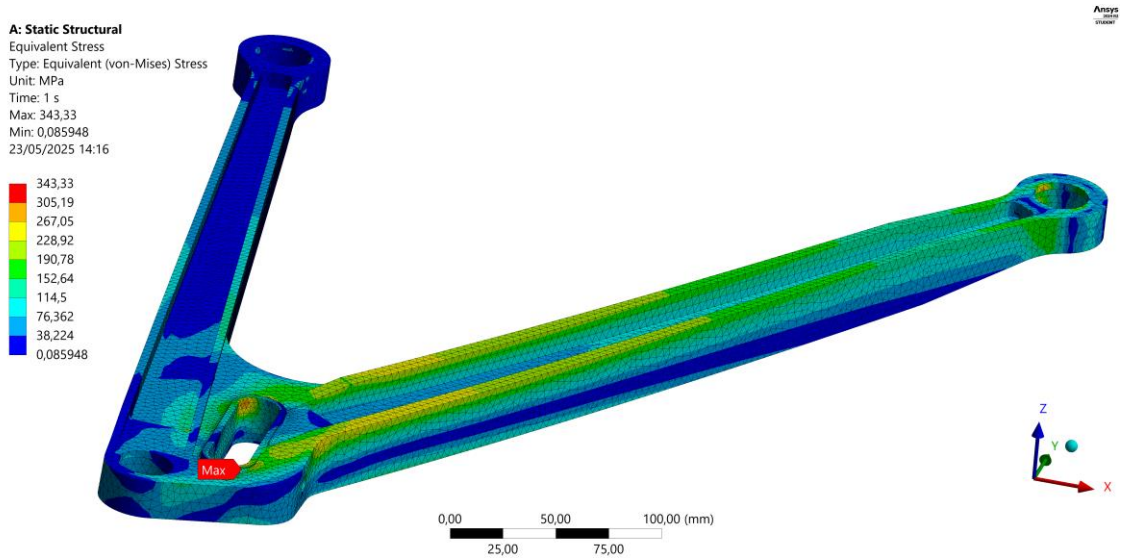


Figura 201 – Distribuição das tensões braço inferior – Saída de Curva a Alta Velocidade, escala da deformada 3x

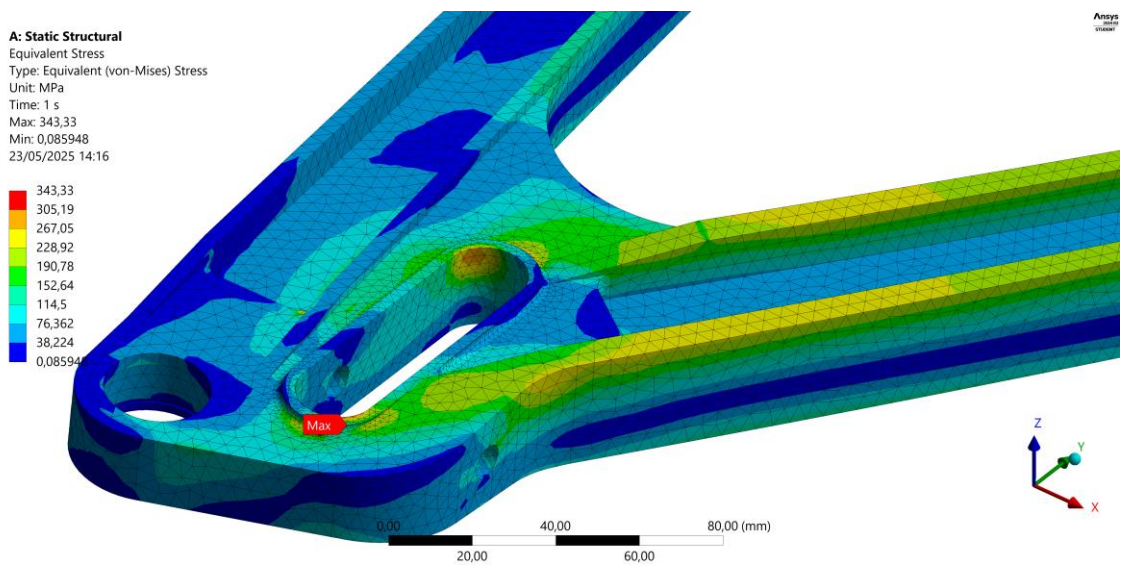


Figura 202 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe vista superior – Saída de Curva a Alta Velocidade, escala da deformada 3x

A: Static Structural

Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1 s
 Max: 343,33
 Min: 0,085948
 23/05/2025 14:17

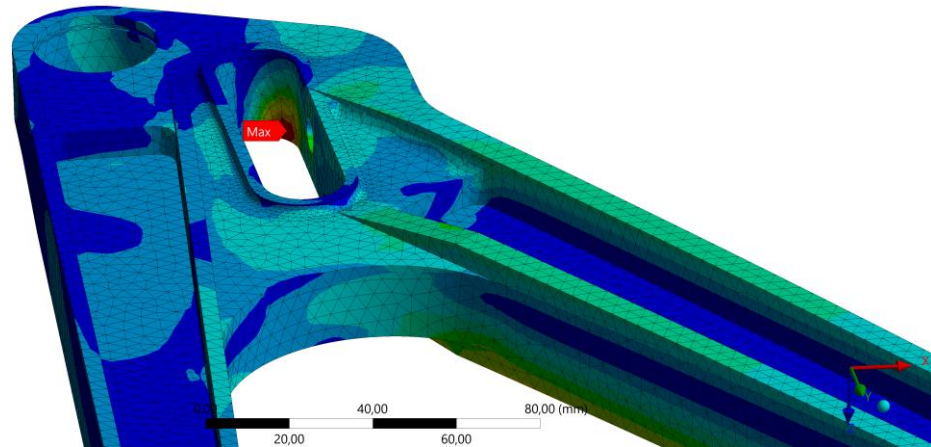
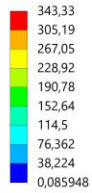


Figura 203 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe vista inferior – Saída de Curva a Alta Velocidade, escala da deformada 3x

A: Static Structural

Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1 s
 Max: 343,33
 Min: 0,085948
 23/05/2025 14:17

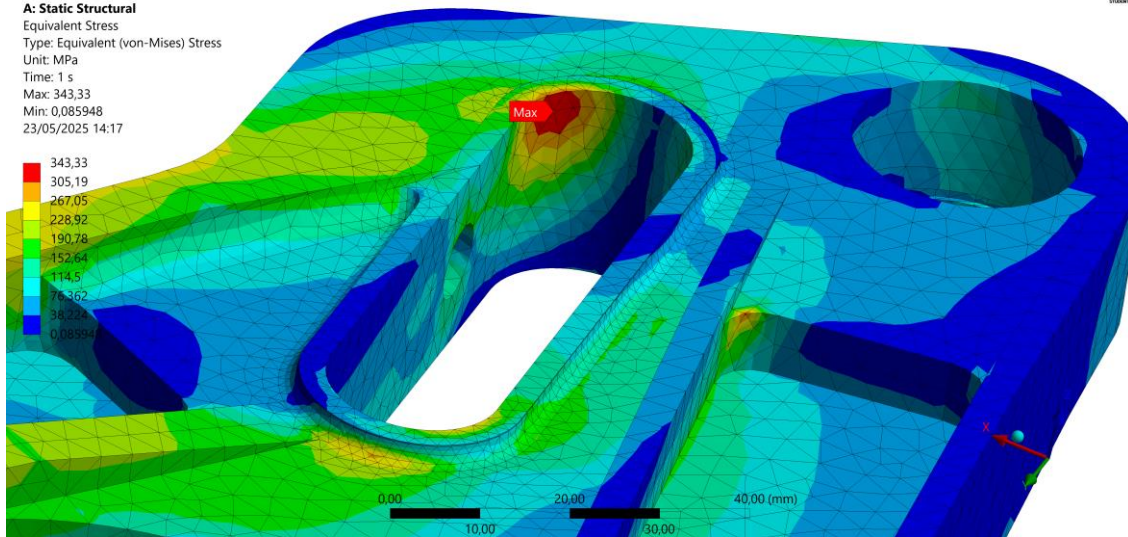


Figura 204 – Distribuição das tensões braço inferior detalhe 2 vista inferior – Saída de Curva a Alta Velocidade, escala da deformada 3x

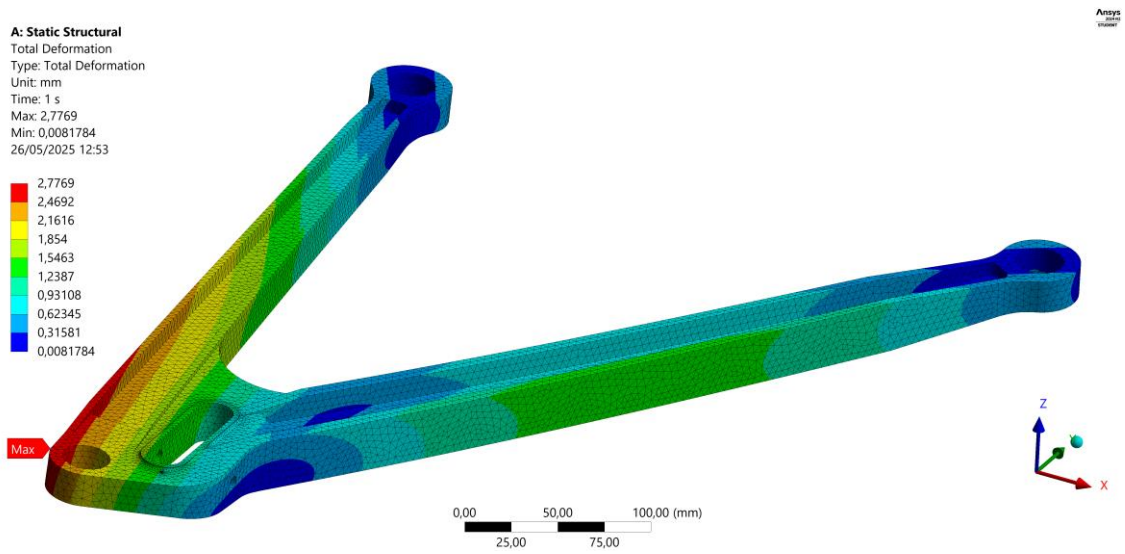


Figura 205 – Deslocamentos braço inferior – Saída de Curva a Alta Velocidade, escala da deformada 3x

Apêndice F

- Travagem Máxima

A: Static Structural

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

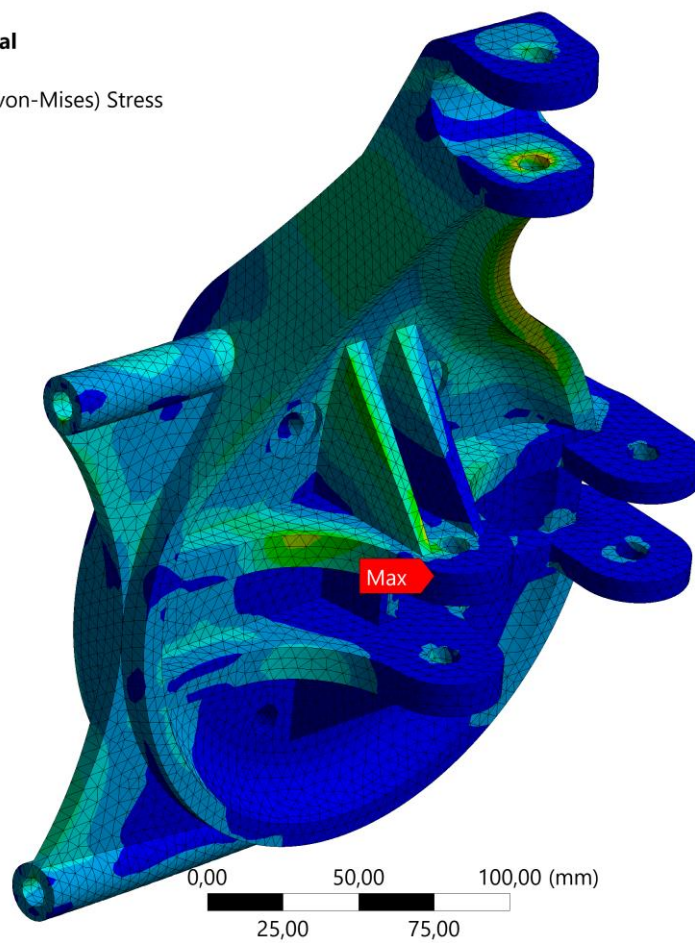
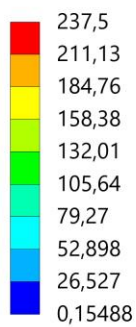
Unit: MPa

Time: 1 s

Max: 237,5

Min: 0,15488

26/05/2025 16:57



Ansys
2024 R2
STUDENT

Figura 206 – Distribuição das tensões na manga de eixo vista de dentro – Travagem Máxima escala da deformada 10x

A: Static Structural

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

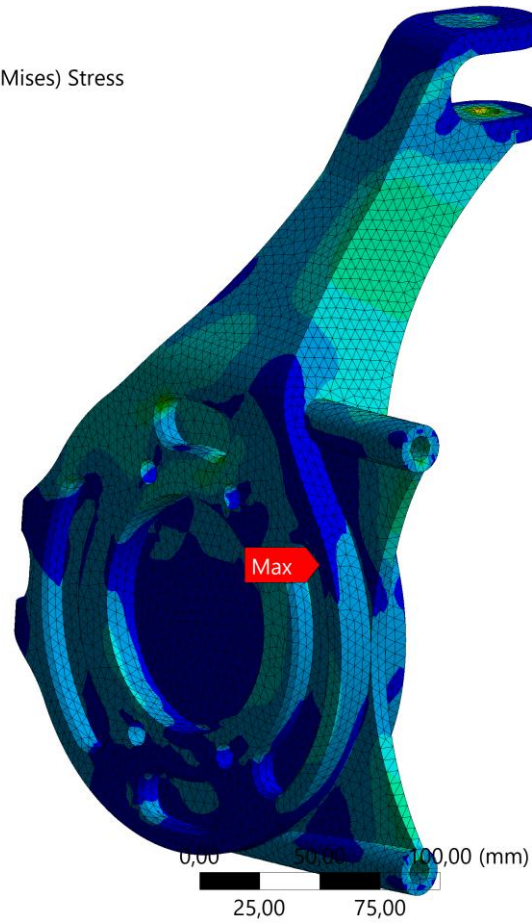
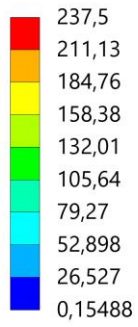
Unit: MPa

Time: 1 s

Max: 237,5

Min: 0,15488

26/05/2025 16:57



Ansys
2024 R2
STUDENT

Figura 207 – Distribuição das tensões na manga de eixo vista de fora – Travagem Máxima escala da deformada 10x

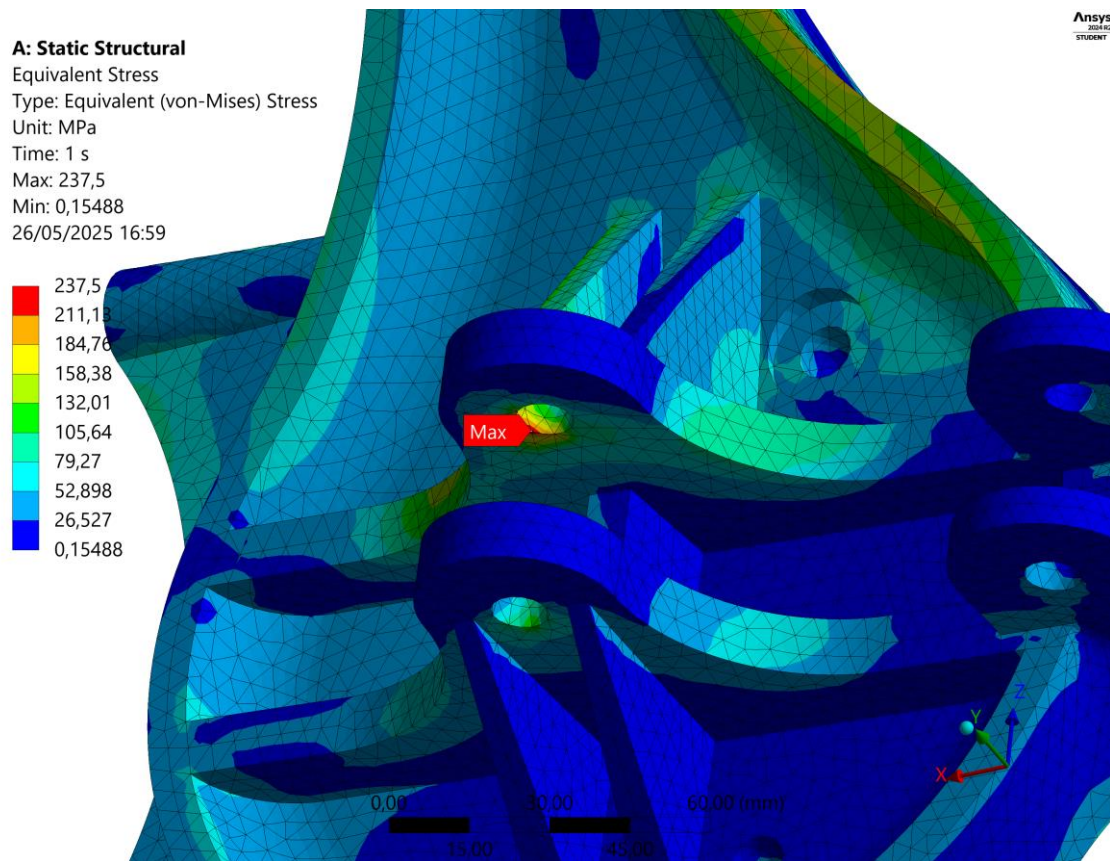


Figura 208 – Tensão máxima instalada no furo de articulação ao braço inferior – Travagem Máxima escala da deformada 10x

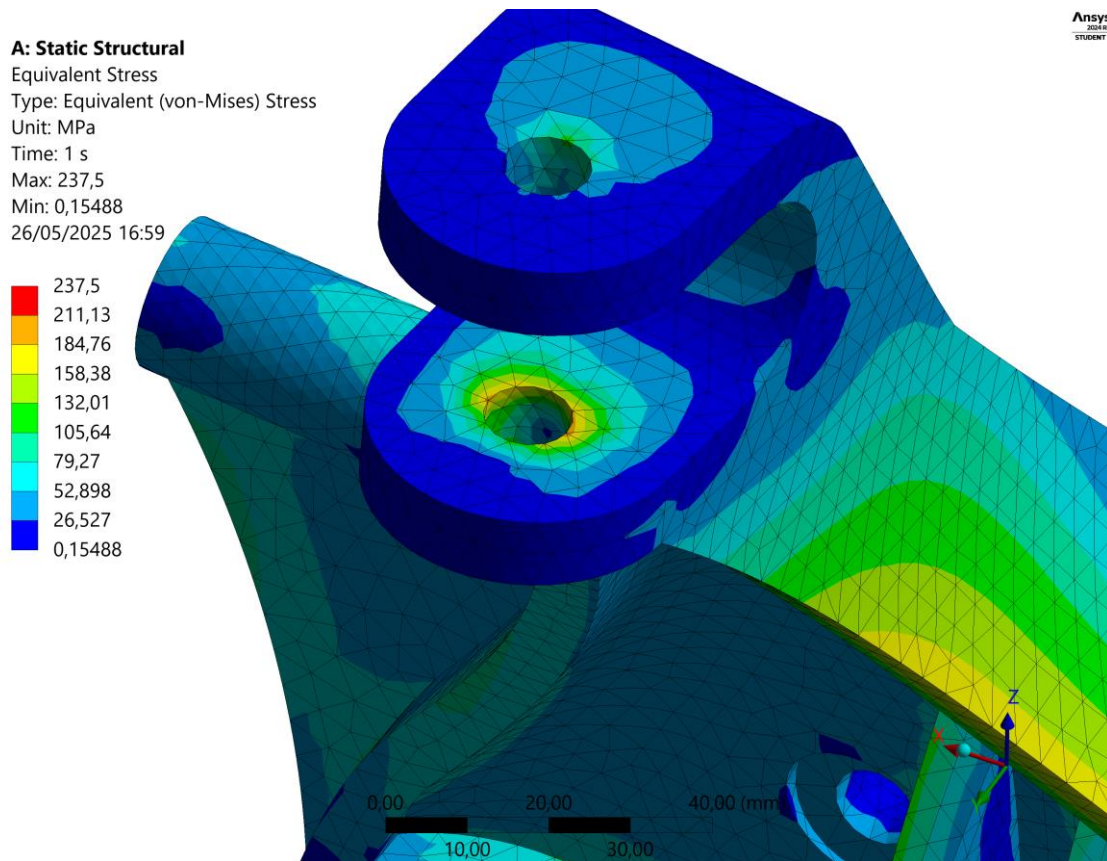


Figura 209 – Concentração de tensões no furo de ligação ao braço superior – Travagem Máxima escala da deformada 10x

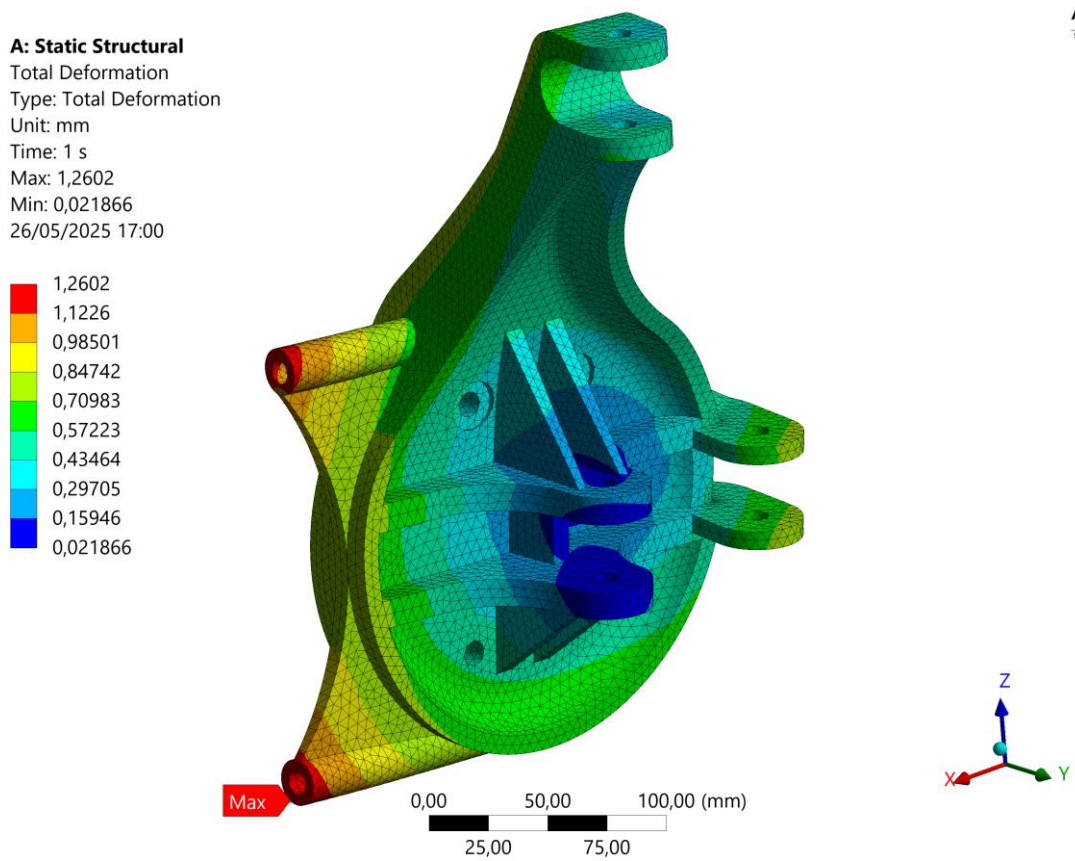


Figura 210 – Deslocamentos da manga de eixo – Travagem Máxima escala da deformada 10x

- **Aceleração Máxima**

A: Static Structural

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1 s

Max: 36,028

Min: 0,00061542

26/05/2025 17:03

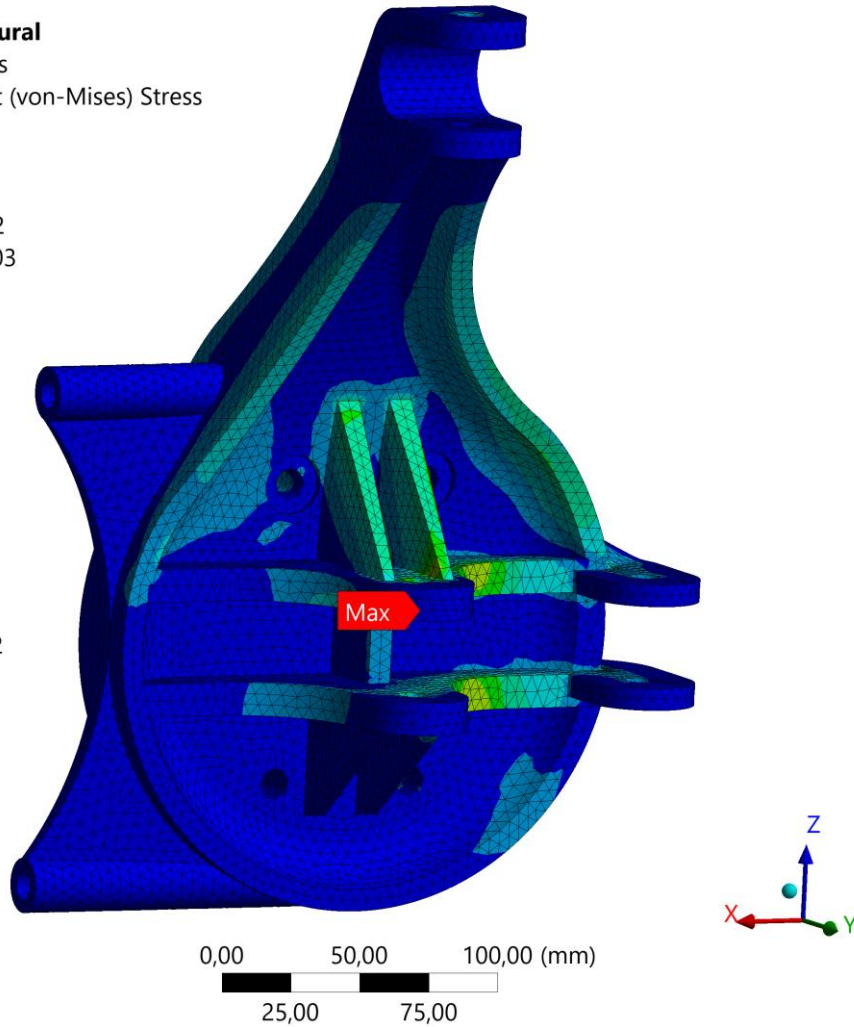
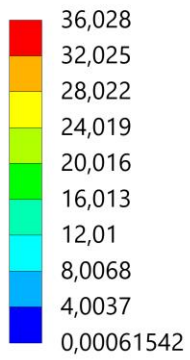


Figura 211 – Distribuição das tensões na manga de eixo vista de dentro – Aceleração Máxima escala da deformada 10x

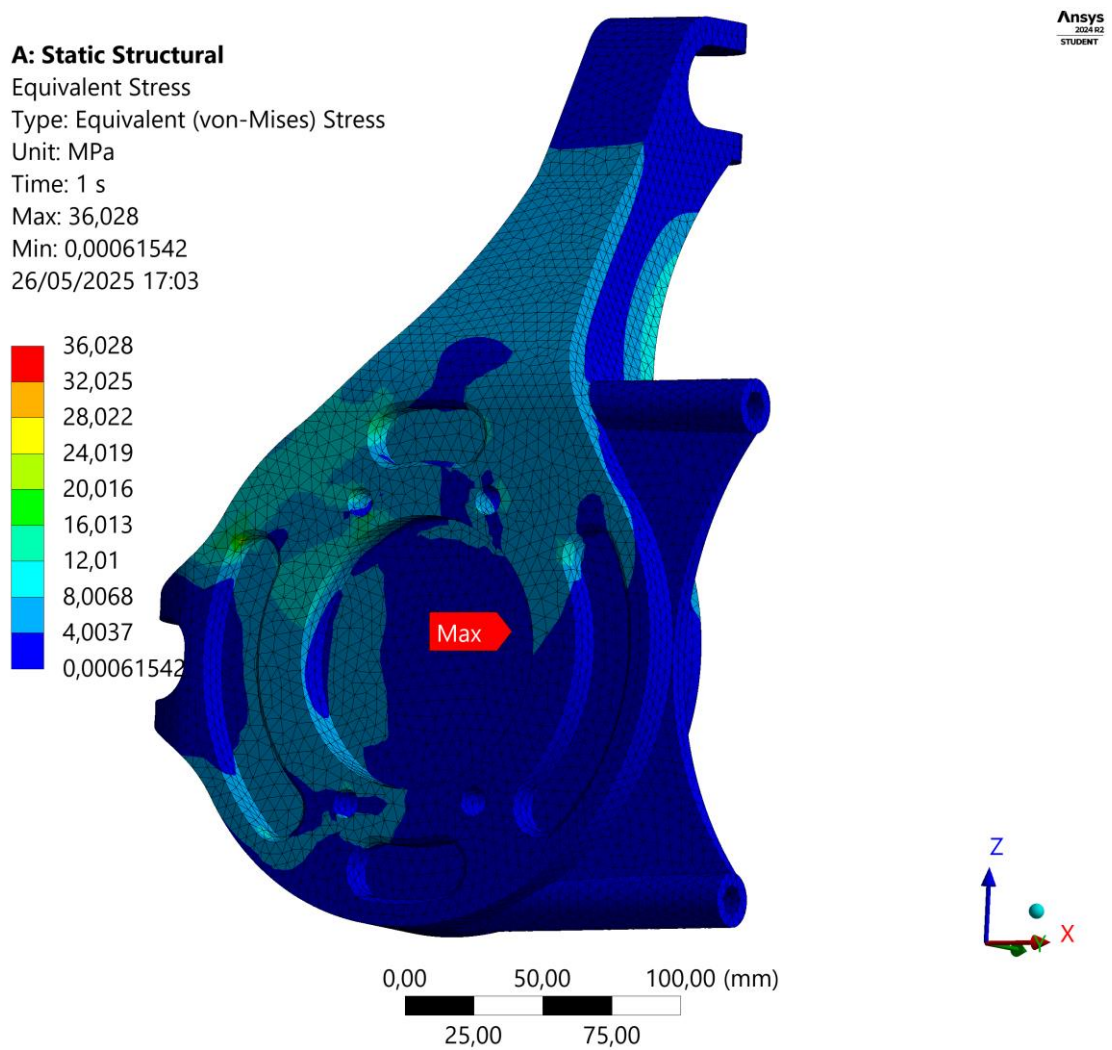


Figura 212 – Distribuição das tensões na manga de eixo vista de fora – Aceleração Máxima escala da deformada 10x

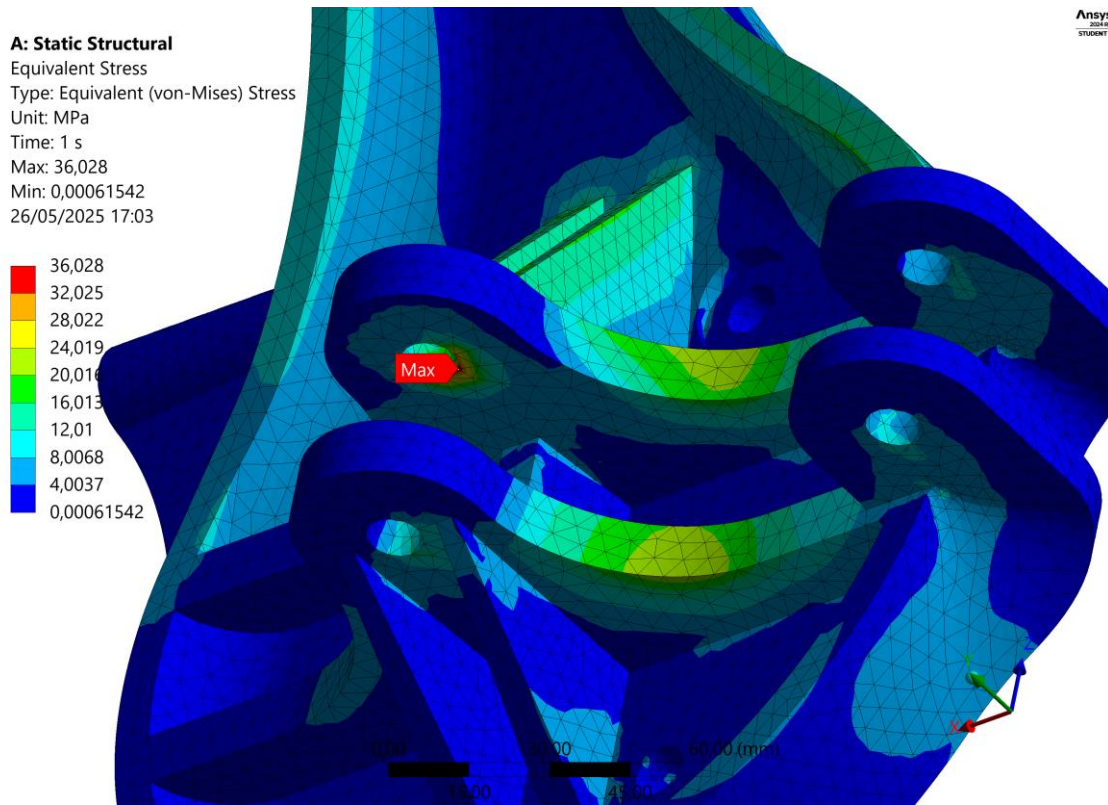


Figura 213 – Tensão máxima instalada no furo de articulação ao braço inferior – Aceleração Máxima escala da deformada 10x

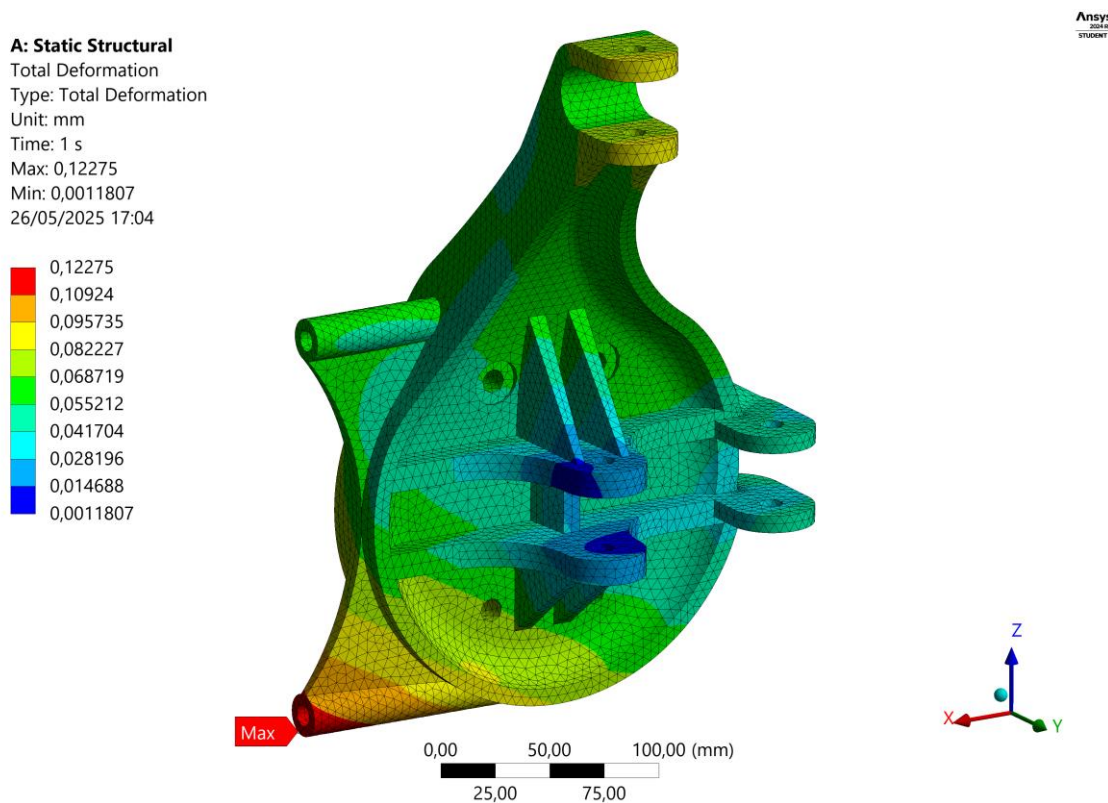


Figura 214 – Deslocamentos da manga de eixo – Aceleração Máxima escala da deformada 10x

- **Travagem a Media Velocidade**

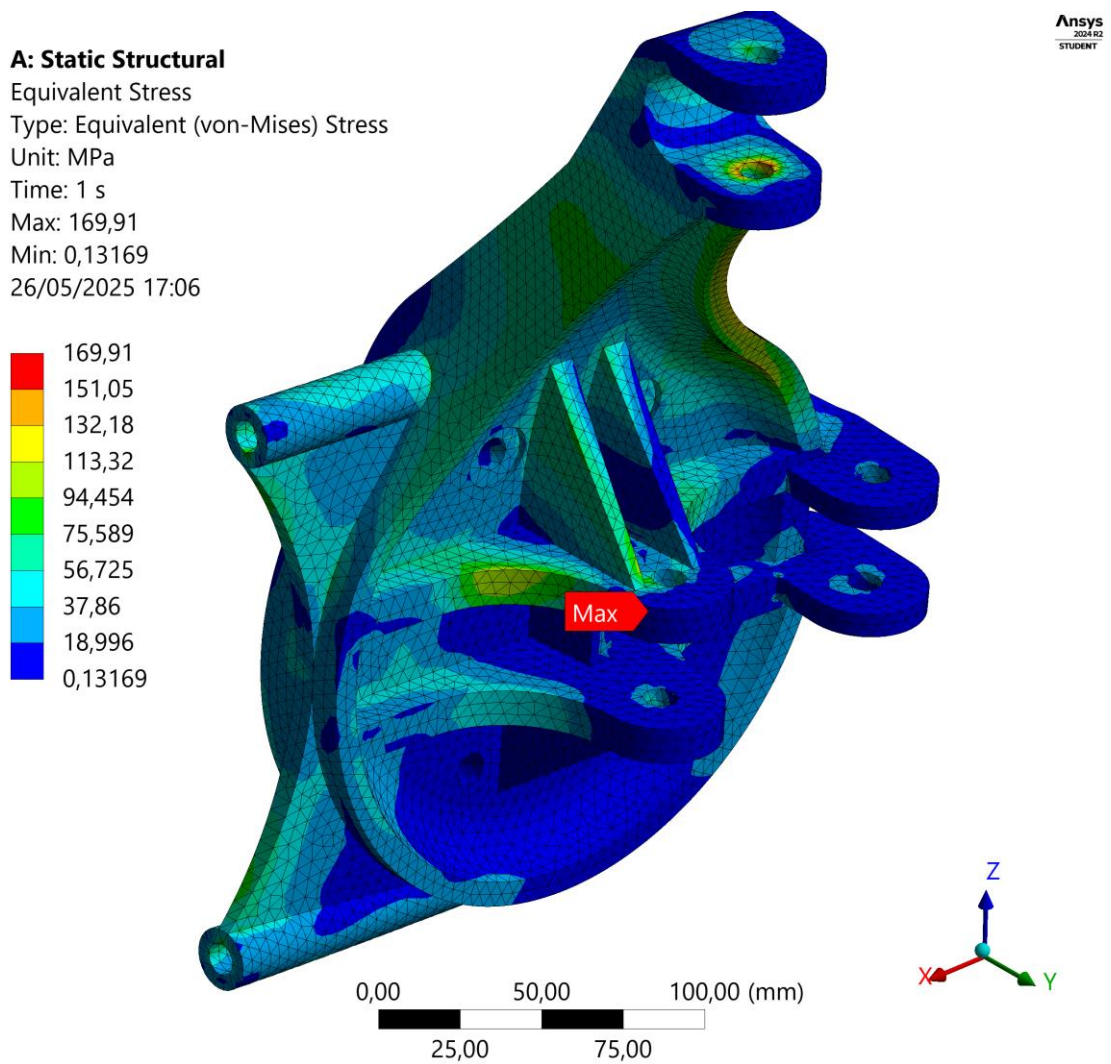


Figura 215 – Distribuição das tensões na manga de eixo vista de dentro – Travagem a Média Velocidade escala da deformada 10x

A: Static Structural

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1 s

Max: 169,91

Min: 0,13169

26/05/2025 17:07

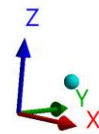
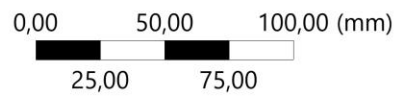
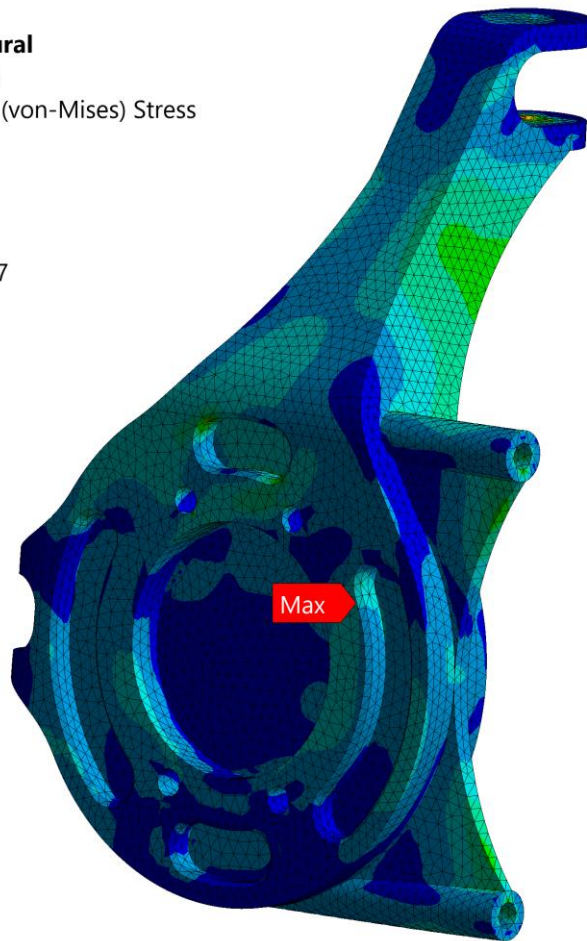
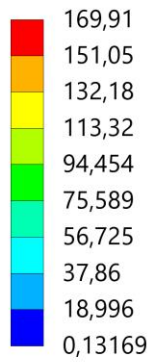


Figura 216 – Distribuição das tensões na manga de eixo vista de fora – Travagem a Média Velocidade escala da deformada 10x

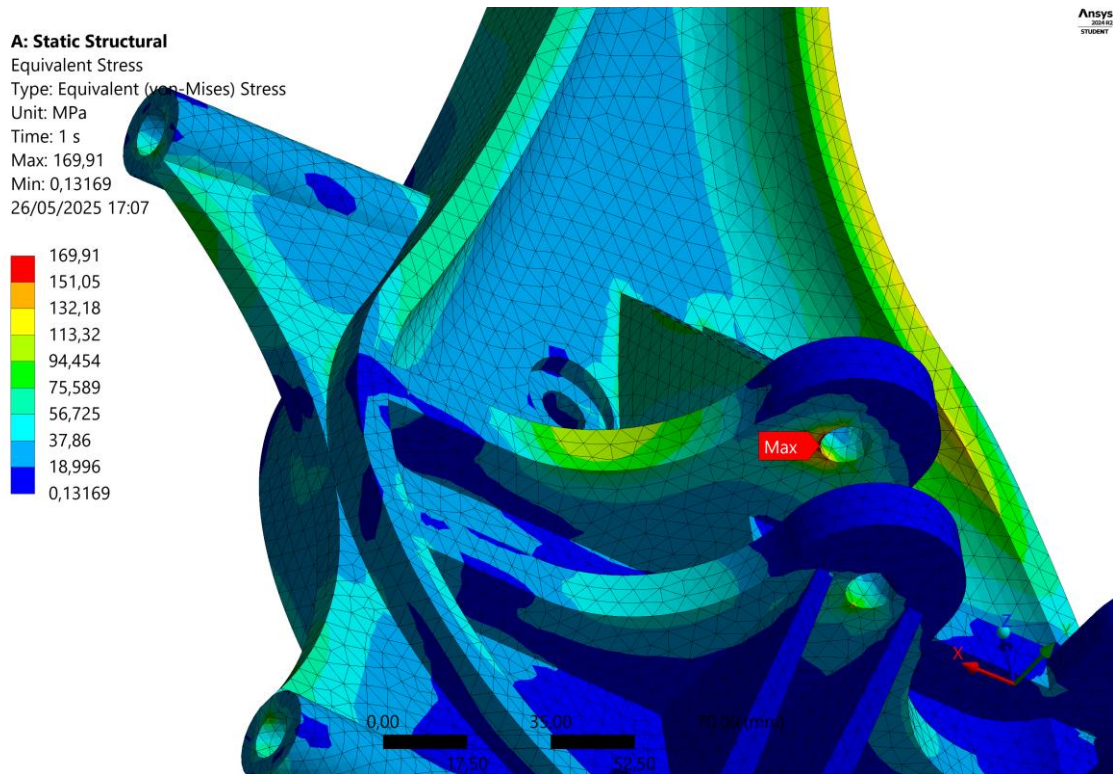


Figura 217 – Tensão máxima instalada no furo de articulação ao braço inferior – Travagem a Média
 Velocidade escala da deformada 10x

A: Static Structural

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1 s

Max: 169,91

Min: 0,13169

26/05/2025 17:08

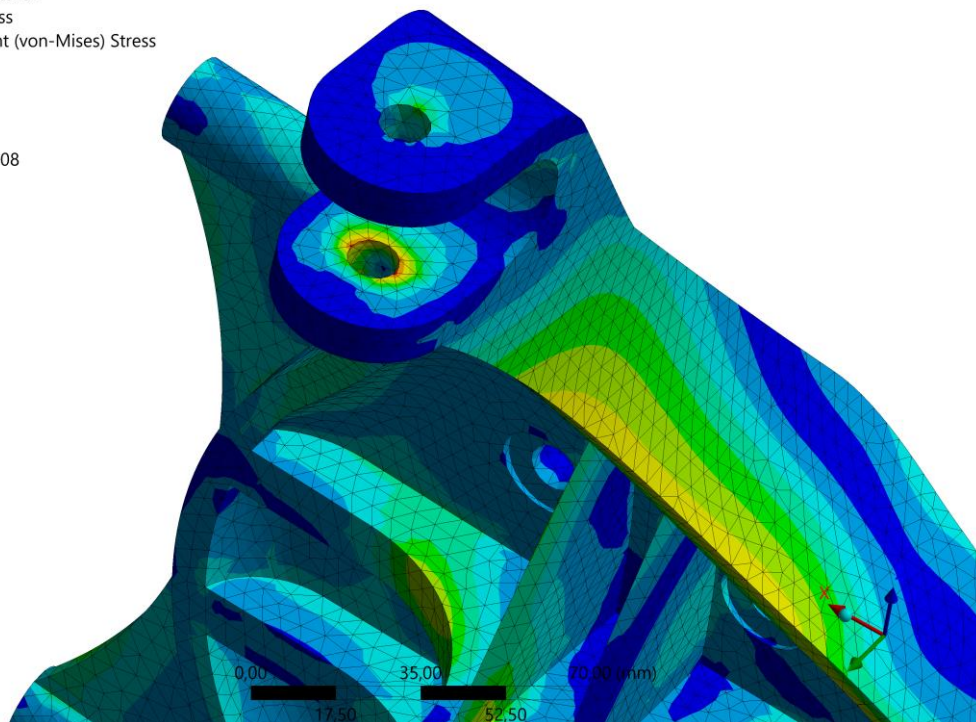
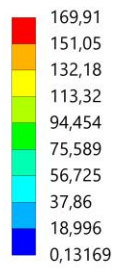


Figura 218 – Concentração de tensões instaladas no furo de articulação ao braço superior – Travagem a Média Velocidade escala da deformada 10x

A: Static Structural
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1 s
 Max: 0,95983
 Min: 0,014107
 26/05/2025 17:08

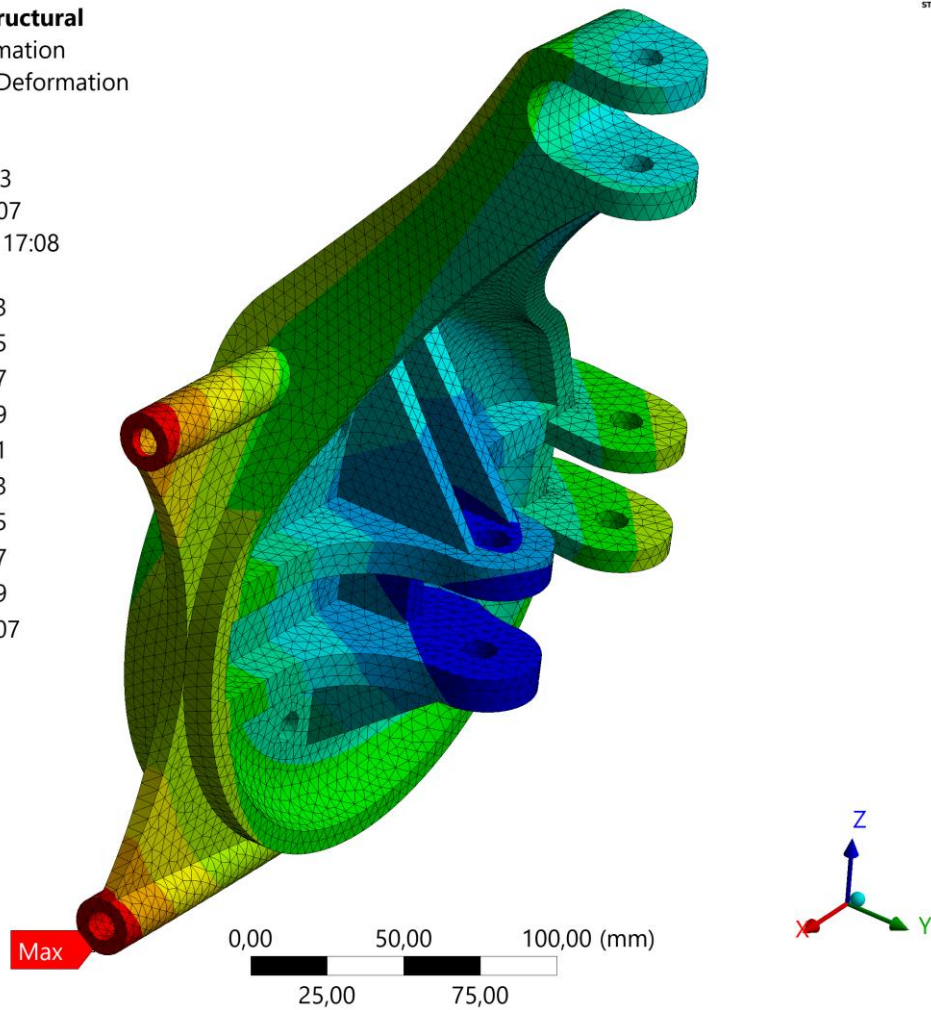
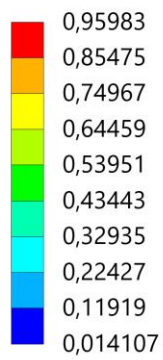


Figura 219 – Deslocamentos da manga de eixo – Travagem a Média Velocidade escala da deformada 10x

- **Aceleração a Alta Velocidade**

A: Static Structural

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

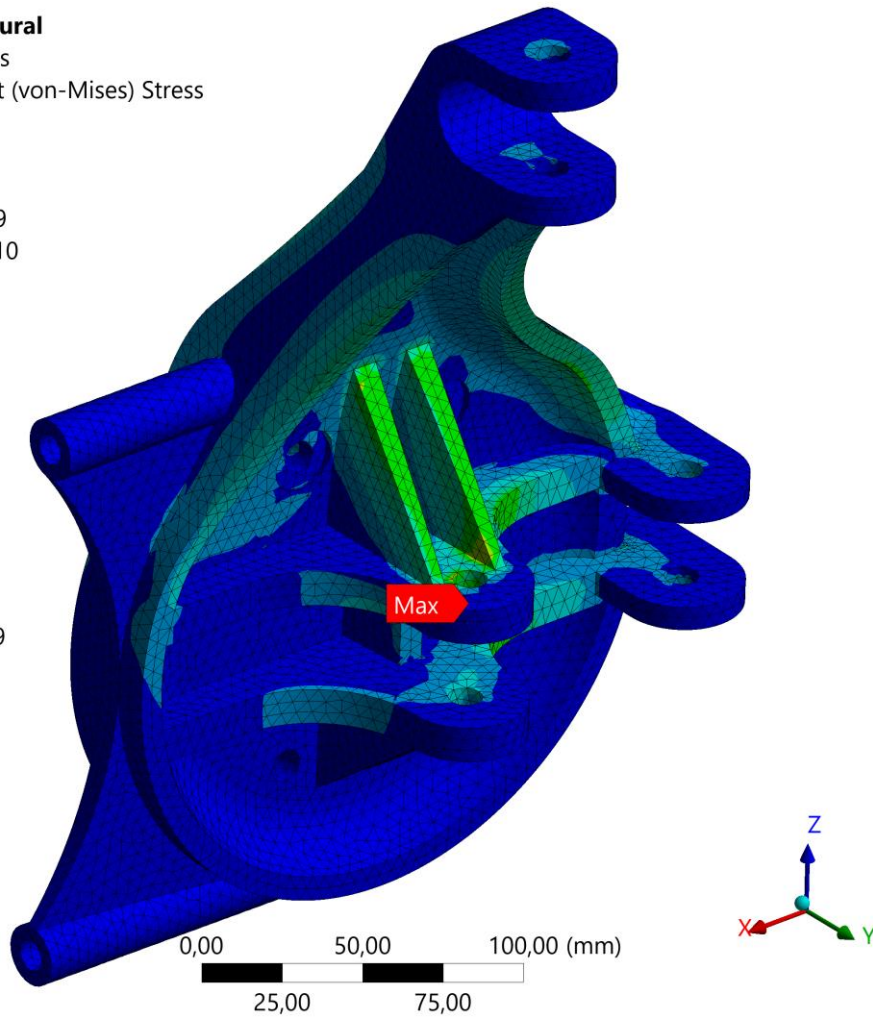
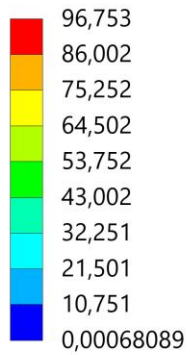
Unit: MPa

Time: 1 s

Max: 96,753

Min: 0,00068089

26/05/2025 17:10



Ansys
2024 R2
STUDENT

Figura 220 – Distribuição das tensões na manga de eixo vista de dentro – Aceleração a Alta Velocidade escala da deformada 10x

A: Static Structural

Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1 s
 Max: 96,753
 Min: 0,00068089
 26/05/2025 17:10

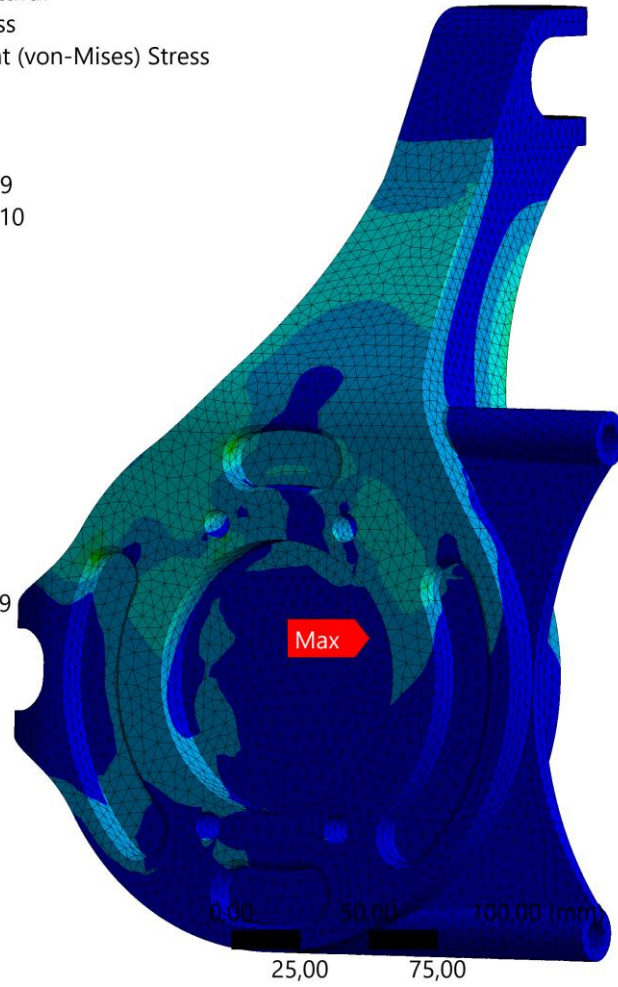
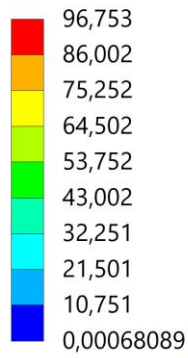


Figura 221 – Distribuição das tensões na manga de eixo vista de fora – Aceleração a Alta Velocidade escala da deformada 10x

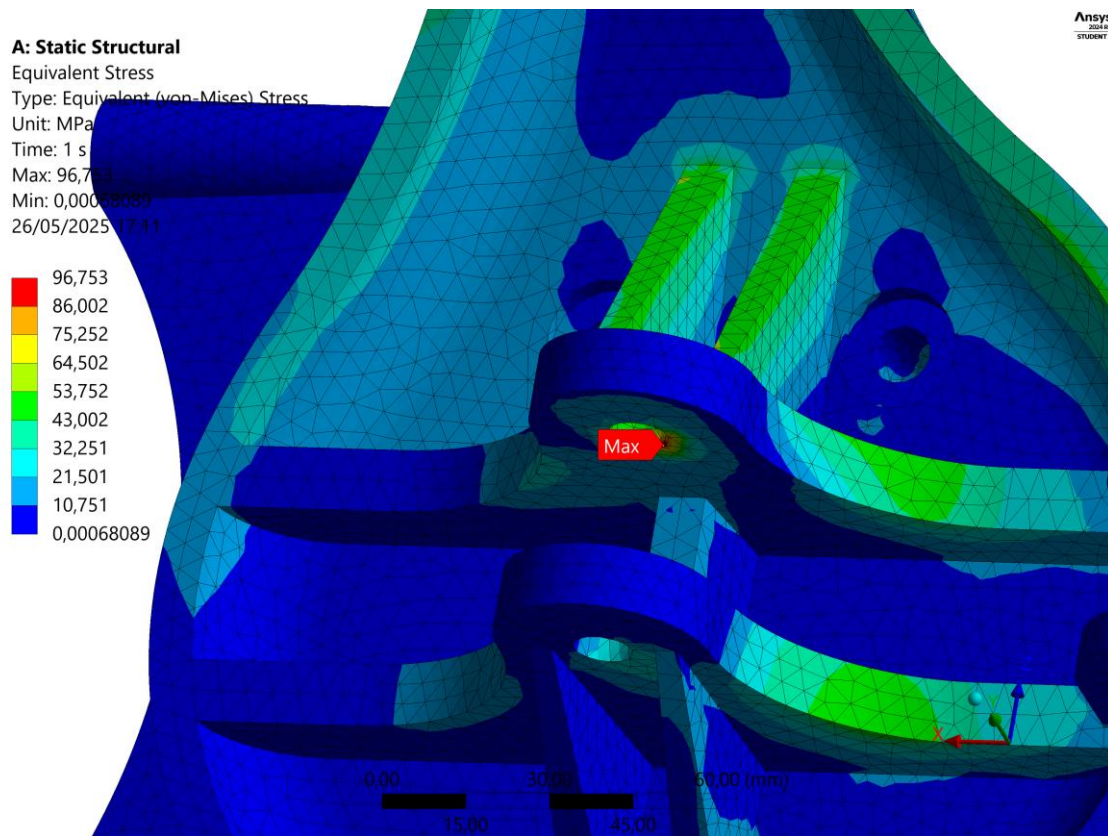


Figura 222 – Tensão máxima instalada no furo de articulação ao braço inferior – Aceleração a Alta Velocidade escala da deformada 10x

A: Static Structural
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1 s
 Max: 0,34252
 Min: 0,0077349
 26/05/2025 17:12

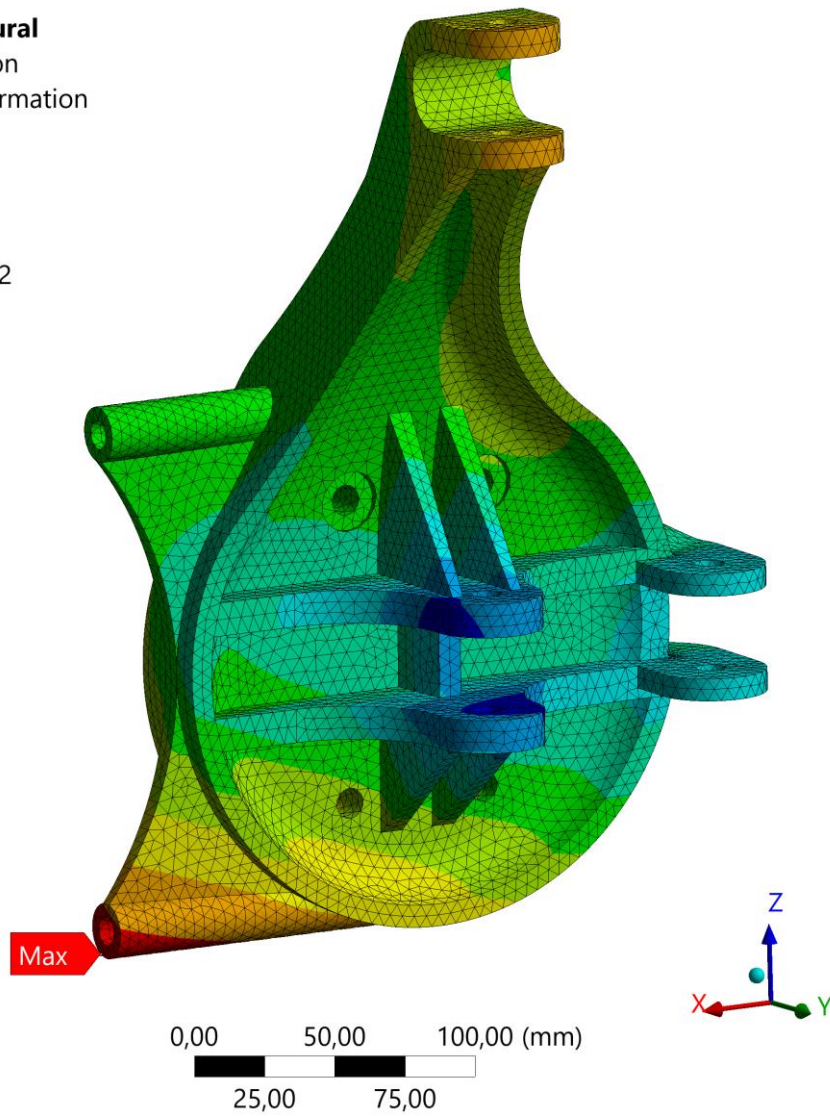
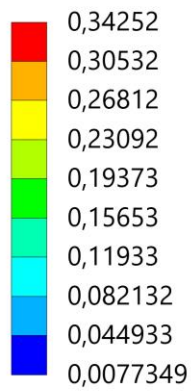


Figura 223 – Deslocamentos da manga de eixo – Aceleração a Alta Velocidade escala da deformada 10x

- **Aceleração a Média Velocidade**

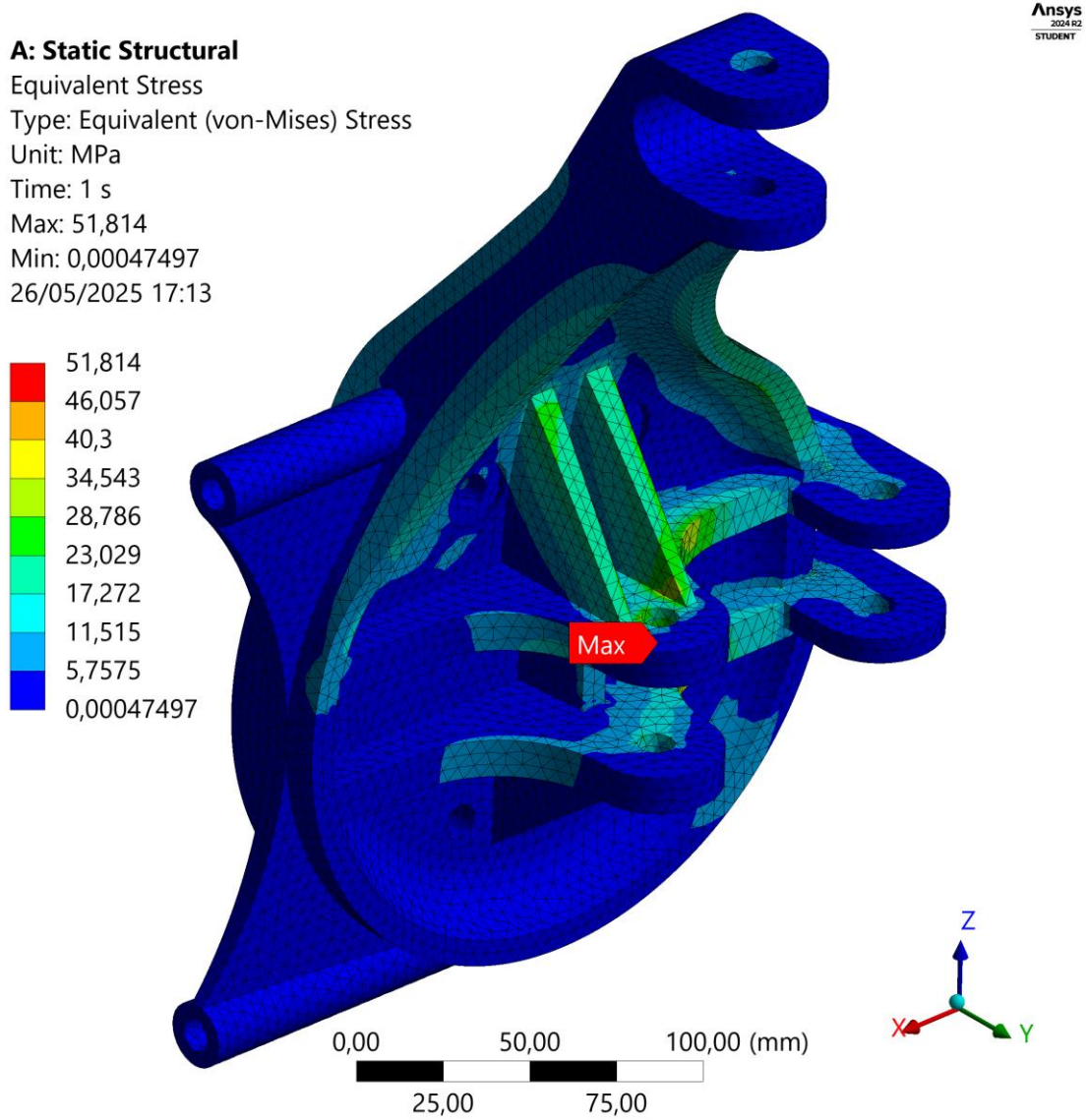


Figura 224 – Distribuição das tensões na manga de eixo vista de dentro – Aceleração a Média Velocidade escala da deformada 10x

A: Static Structural

Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1 s
 Max: 51,814
 Min: 0,00047497
 26/05/2025 17:14

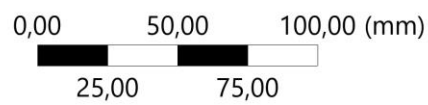
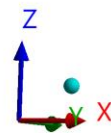
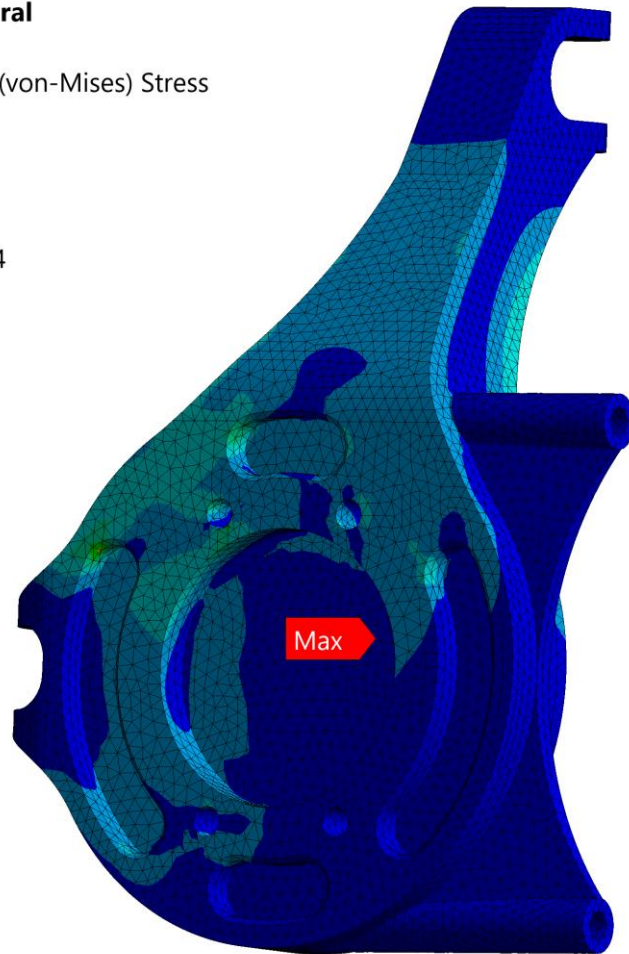
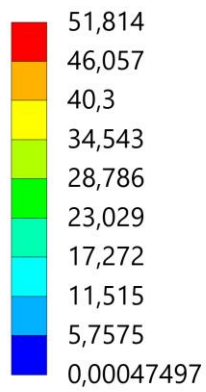


Figura 225 – Distribuição das tensões na manga de eixo vista de fora – Aceleração a Média Velocidade escala da deformada 10x

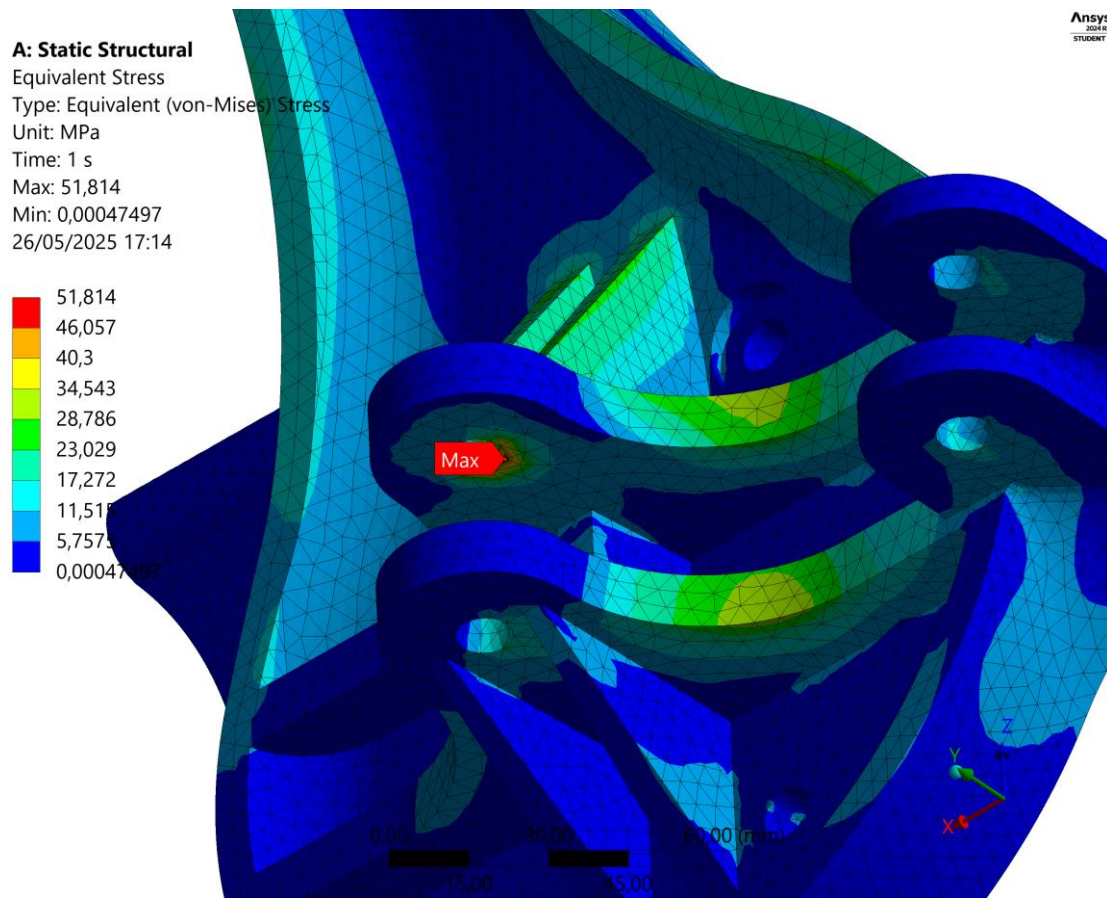


Figura 226 – Tensão máxima instalada no furo de articulação ao braço inferior – Aceleração a Média
Velocidade escala da deformada 10x

A: Static Structural
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1 s
 Max: 0,17809
 Min: 0,0021992
 26/05/2025 17:15

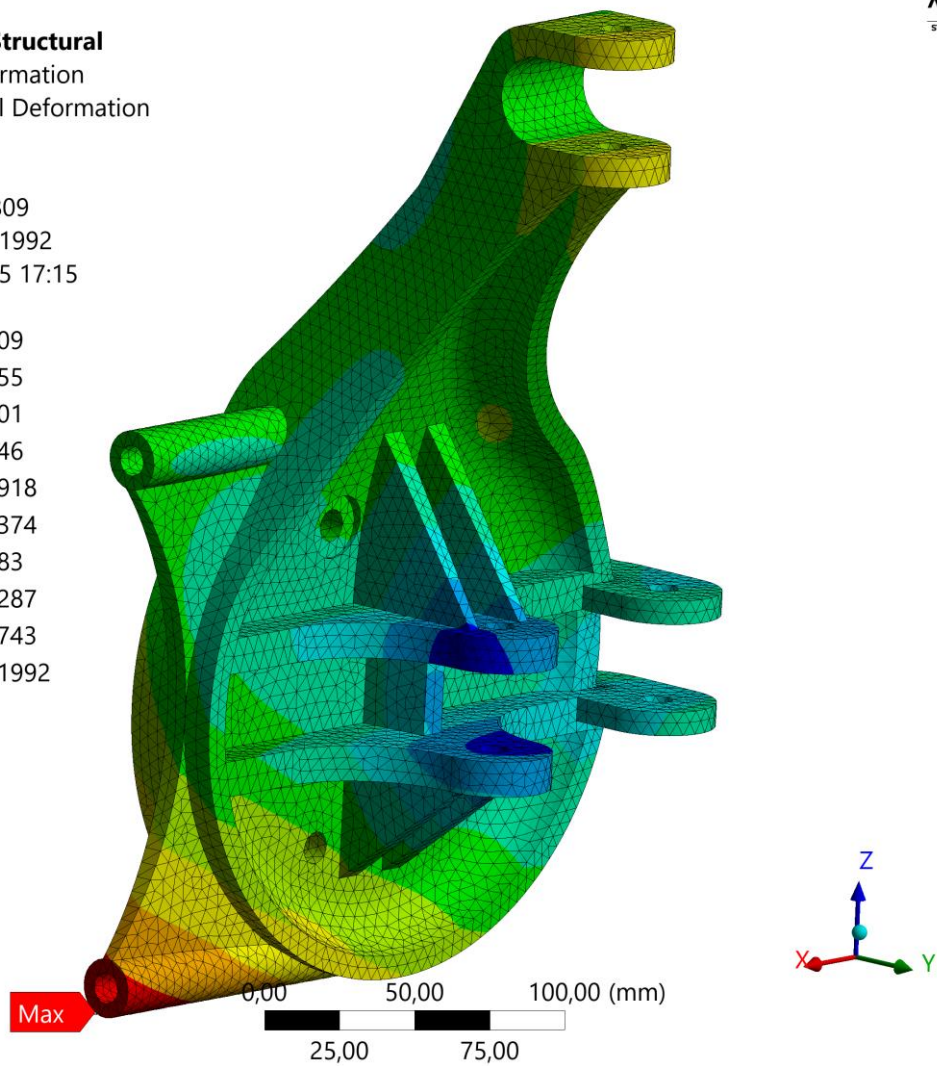
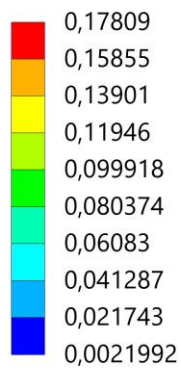


Figura 227 – Deslocamentos na manga de eixo – Aceleração a Média Velocidade escala da deformada 10x

- **Aceleração lateral Máxima**

A: Static Structural

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1 s

Max: 264,71

Min: 0,019829

26/05/2025 17:16

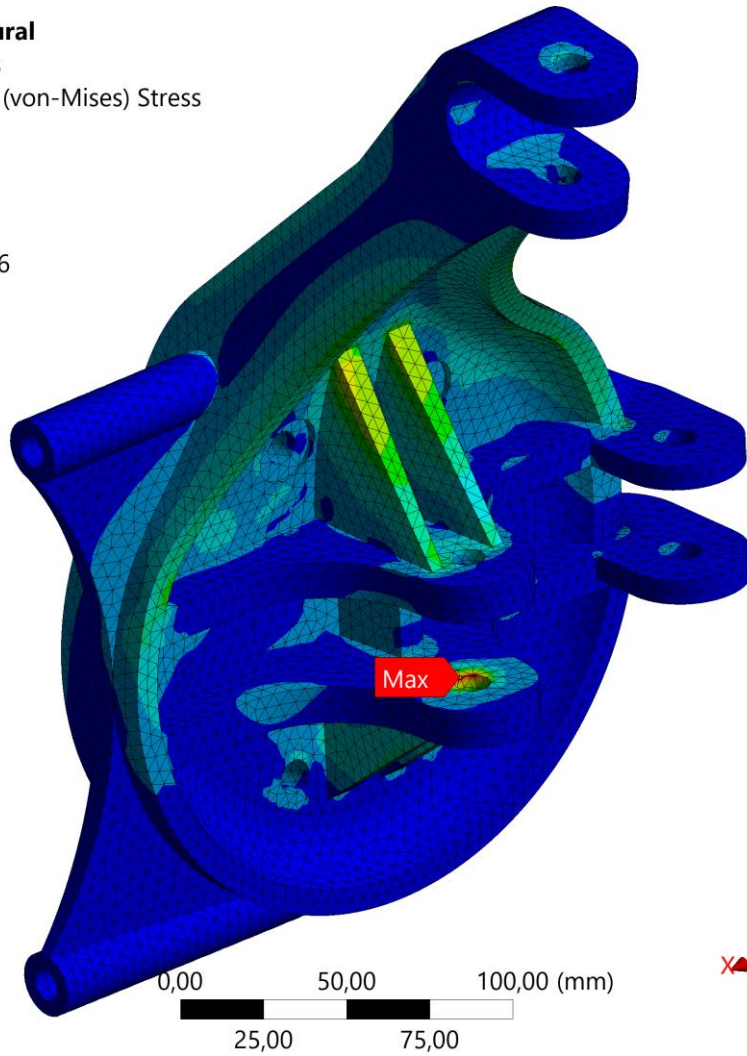
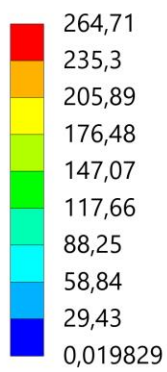


Figura 228 – Distribuição das tensões na manga de eixo vista de dentro – Aceleração Lateral Máxima escala da deformada 10x

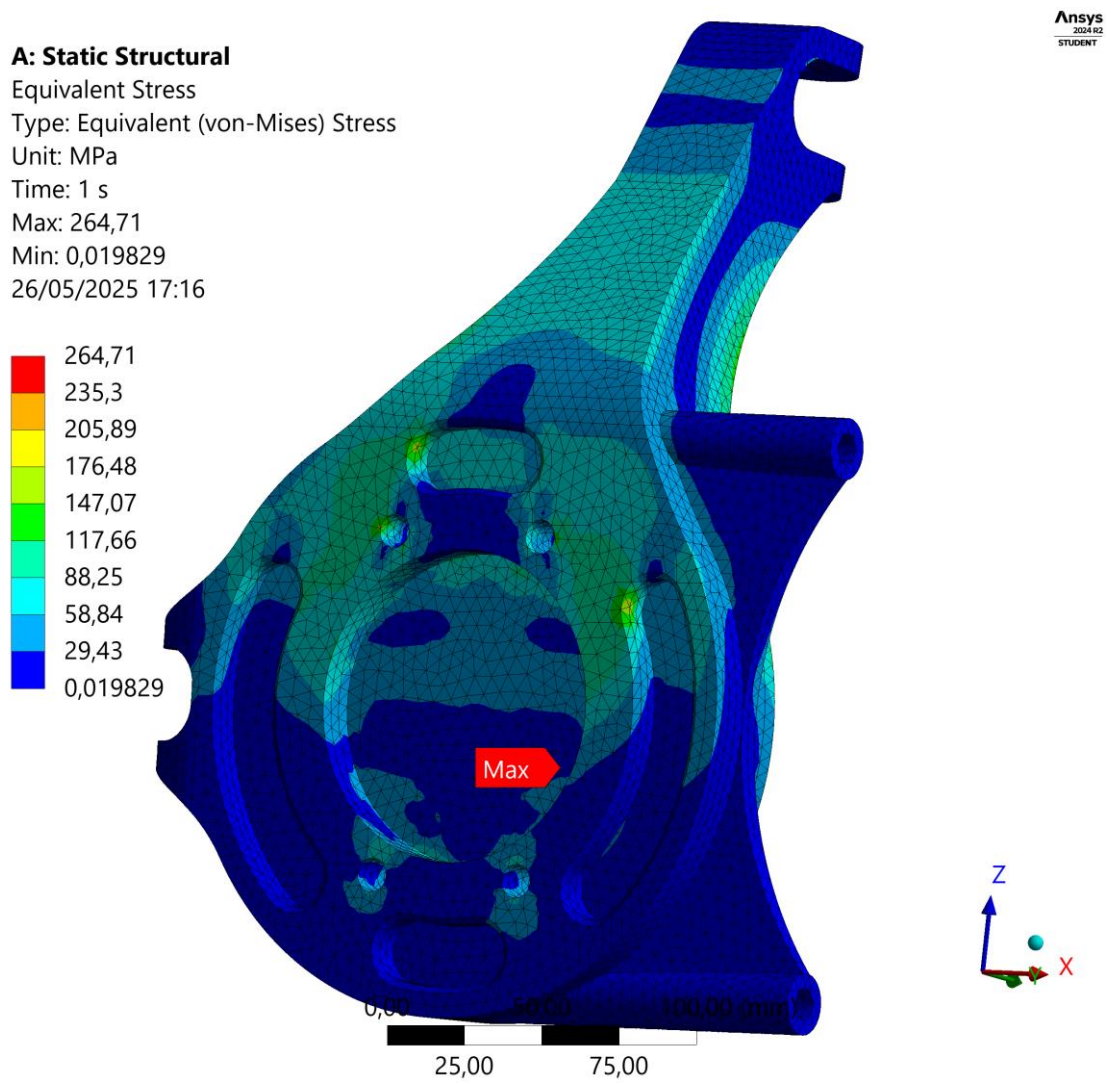


Figura 229 – Distribuição das tensões na manga de eixo vista de fora– Aceleração Lateral Máxima escala da deformada 10x

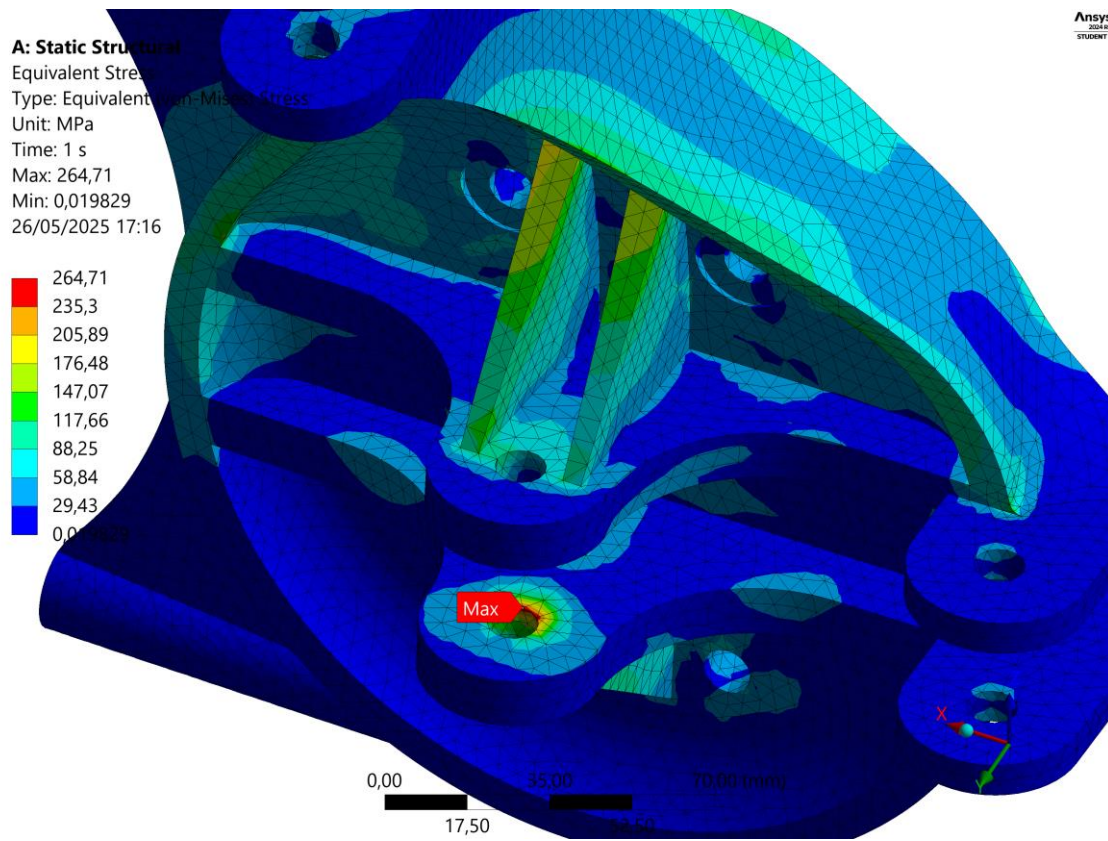


Figura 230 – Tensão máxima instalada no furo de articulação ao braço inferior – Aceleração Lateral
Máxima escala da deformada 10x

A: Static Structural

Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1 s
 Max: 1,1063
 Min: 0,12449
 26/05/2025 17:17

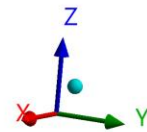
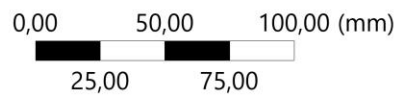
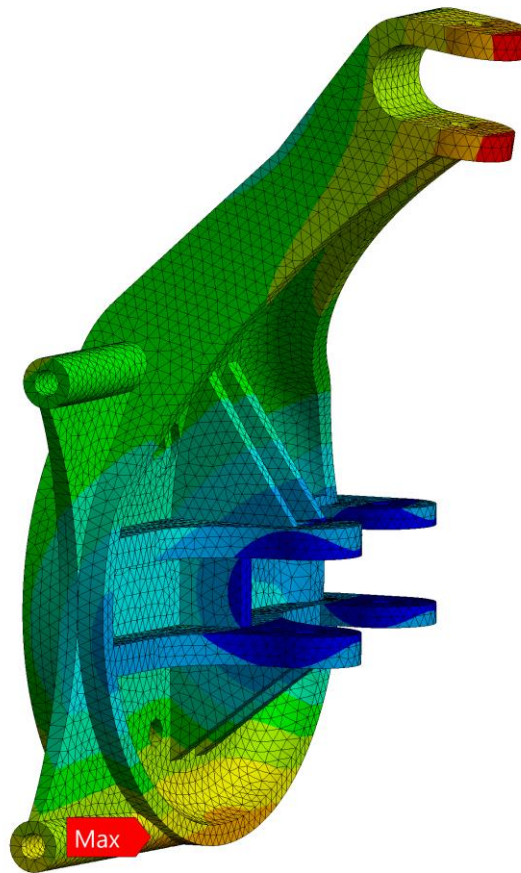
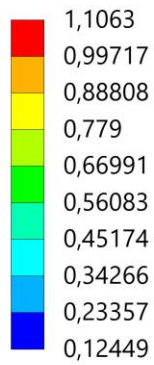


Figura 231 – Deslocamentos da manga de eixo vista de dentro – Aceleração Lateral Máxima escala da deformada 10x

A: Static Structural

Total Deformation

Type: Total Deformation

Unit: mm

Time: 1 s

Max: 1,1063

Min: 0,12449

26/05/2025 17:18

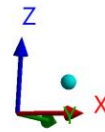
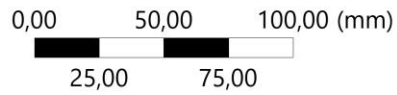
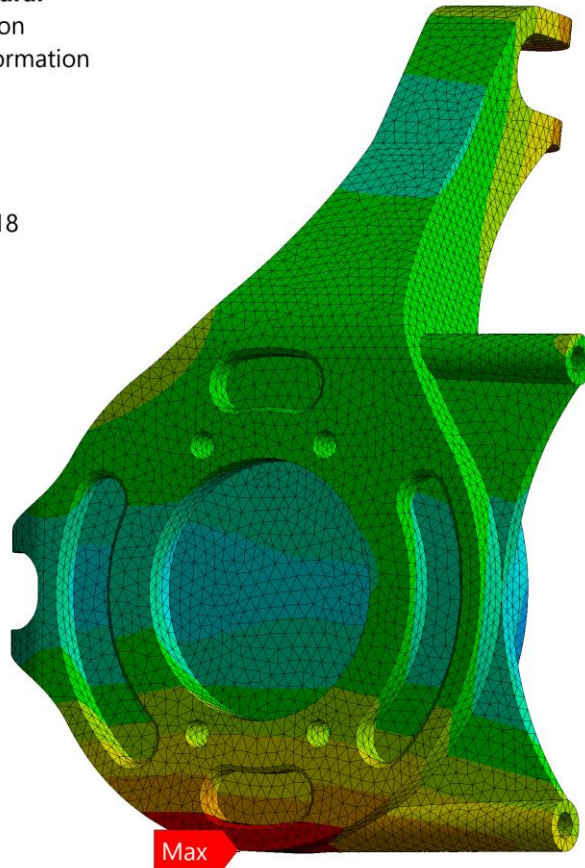
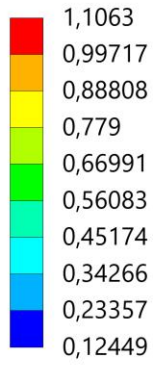


Figura 232 – Deslocamentos da manga de eixo vista de fora – Aceleração Lateral Máxima escala da deformada 10x

- **Curva a Velocidade Media**

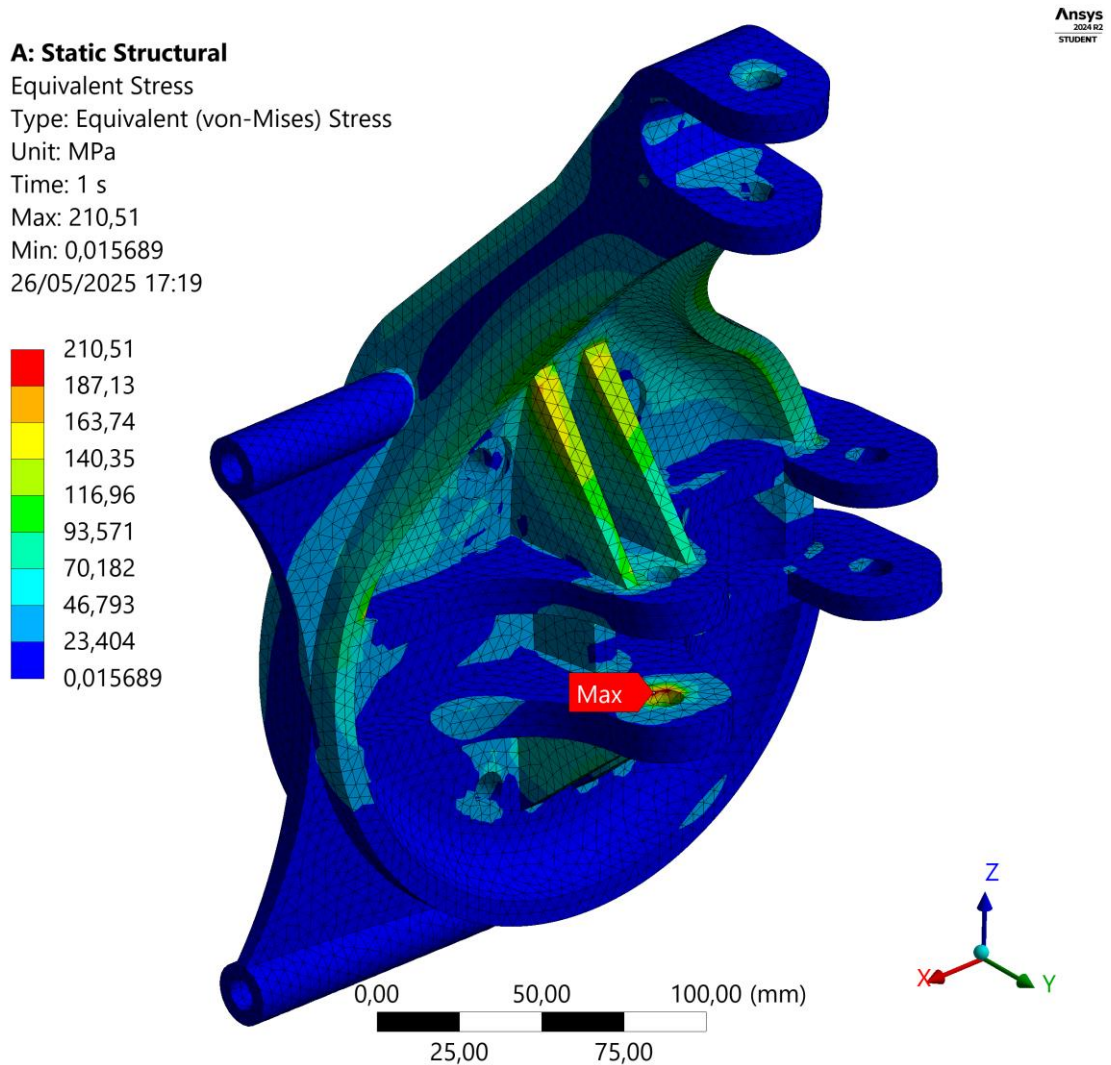


Figura 233 – Distribuição das tensões na manga de eixo vista de dentro – Curva a Velocidade Média escala da deformada 10x

A: Static Structural

Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1 s
Max: 210,51
Min: 0,015689
26/05/2025 17:19

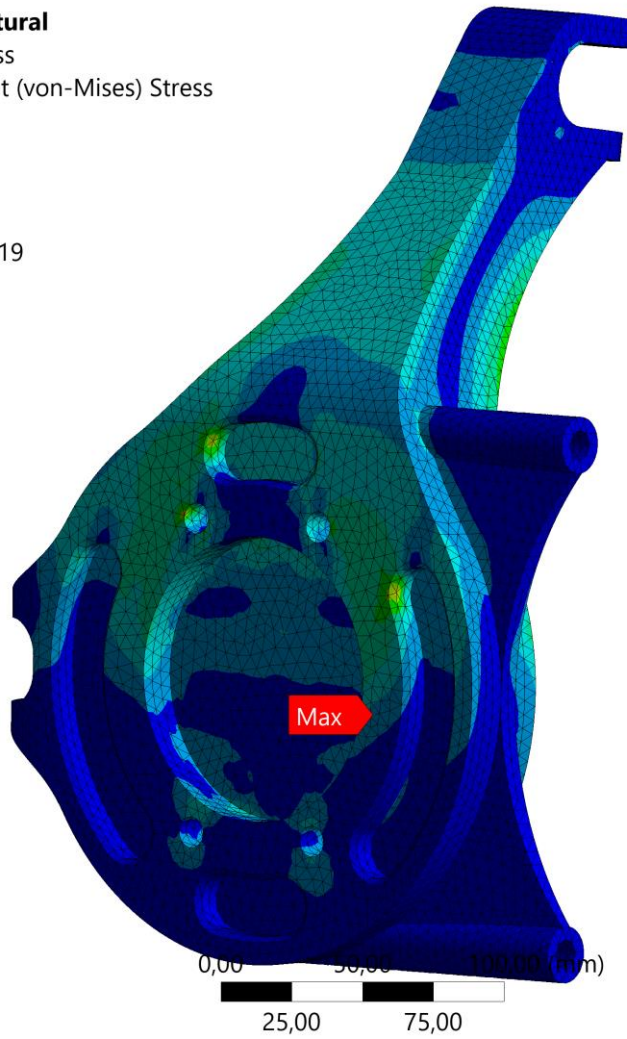
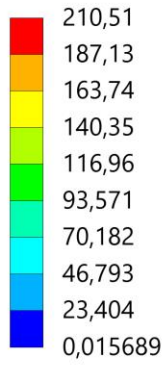


Figura 234 – Distribuição das tensões na manga de eixo vista de Fora – Curva a Velocidade Média escala da deformada 10x

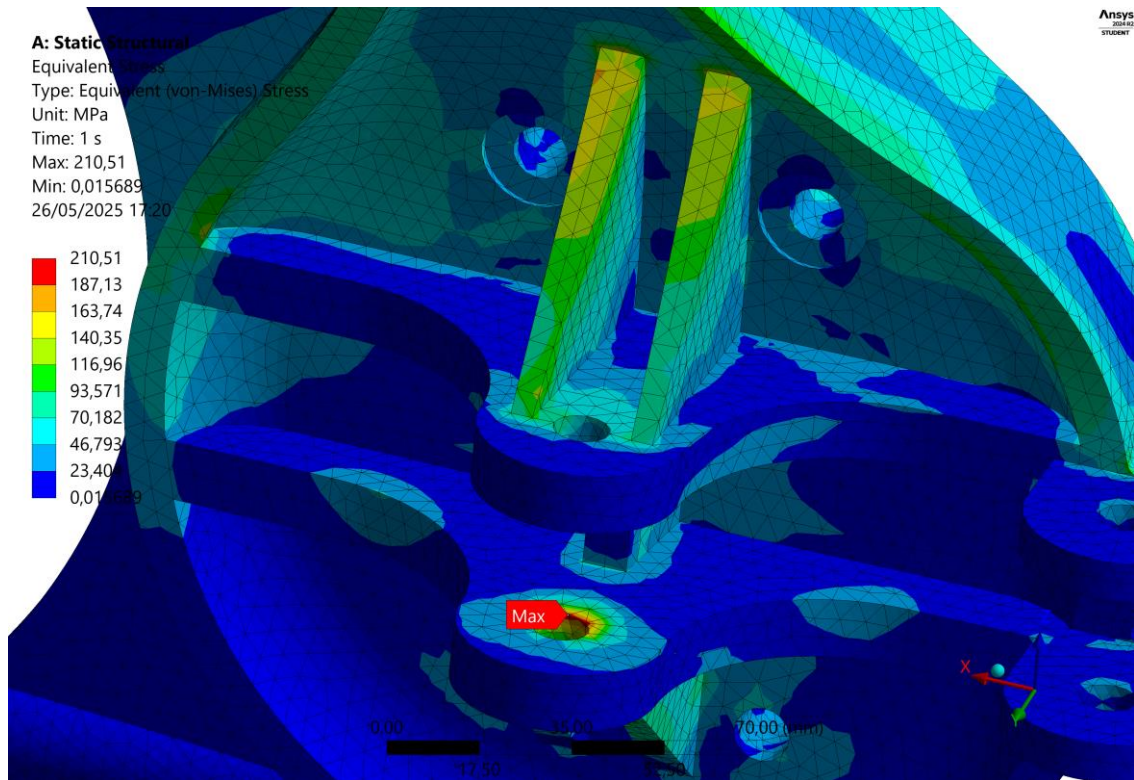


Figura 235 – Tensão máxima instalada no furo de articulação ao braço inferior – Curva a Velocidade Média escala da deformada 10x

A: Static Structural

Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1 s
Max: 0,94251
Min: 0,10535
26/05/2025 17:20

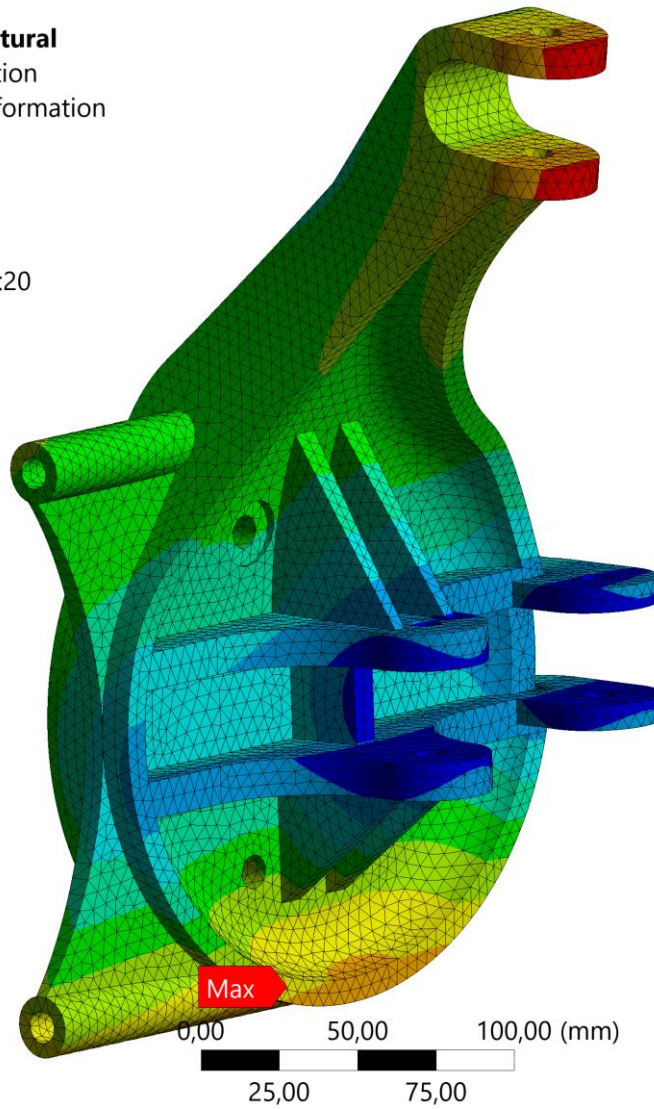
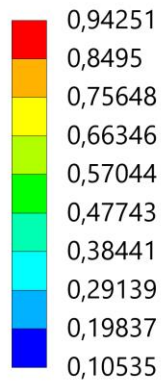
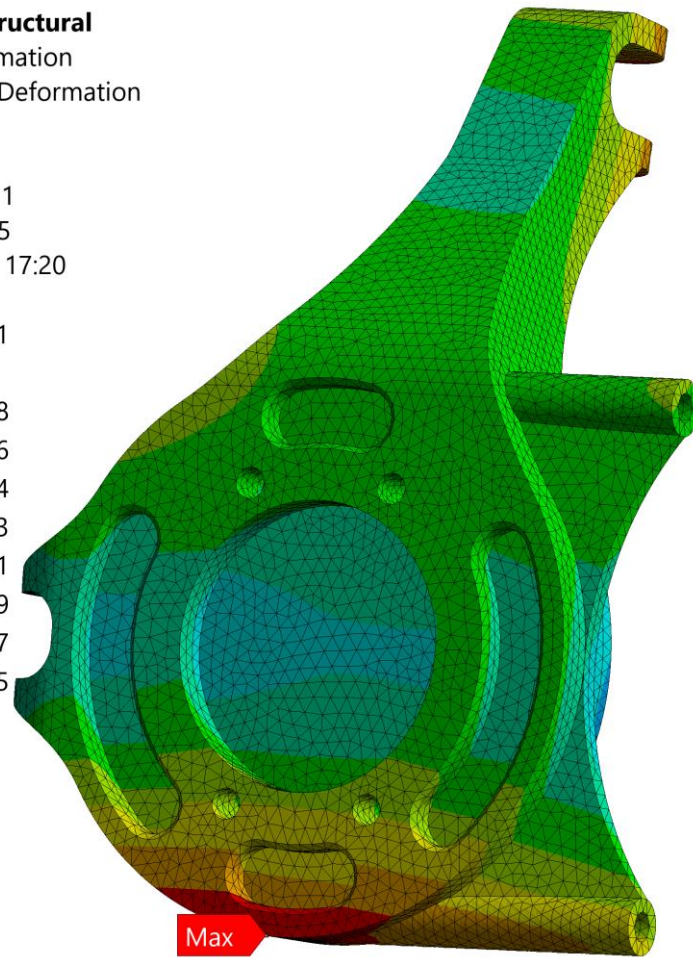
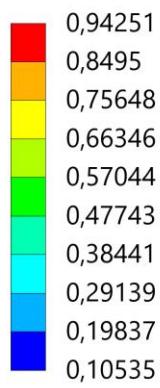


Figura 236 – Deslocamentos da manga de eixo vista de dentro – Curva a Velocidade Média escala da deformada 10x

A: Static Structural
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1 s
 Max: 0,94251
 Min: 0,10535
 26/05/2025 17:20



Max

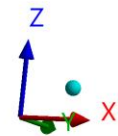
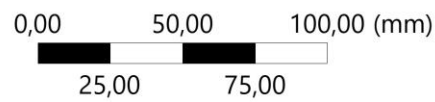


Figura 237 – Deslocamentos da manga de eixo vista de fora – Curva a Velocidade Média escala da deformada 10x

- **Curva a Alta Velocidade com Travagem**

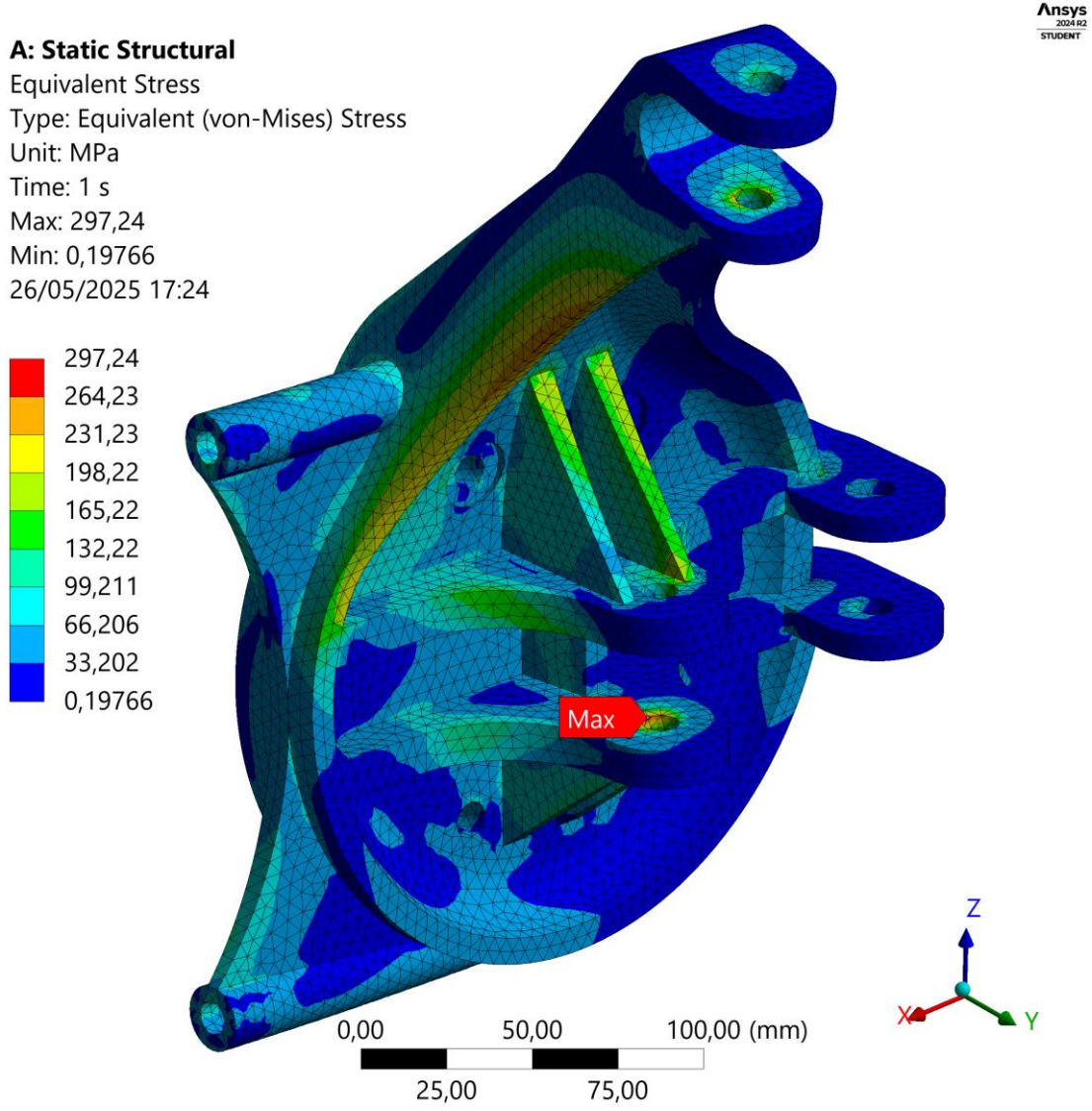


Figura 238 – Distribuição das tensões na manga de eixo vista de dentro – Curva a Alta Velocidade com Travagem, escala da deformada 10x

A: Static Structural

Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1 s
 Max: 297,24
 Min: 0,19766
 26/05/2025 17:24

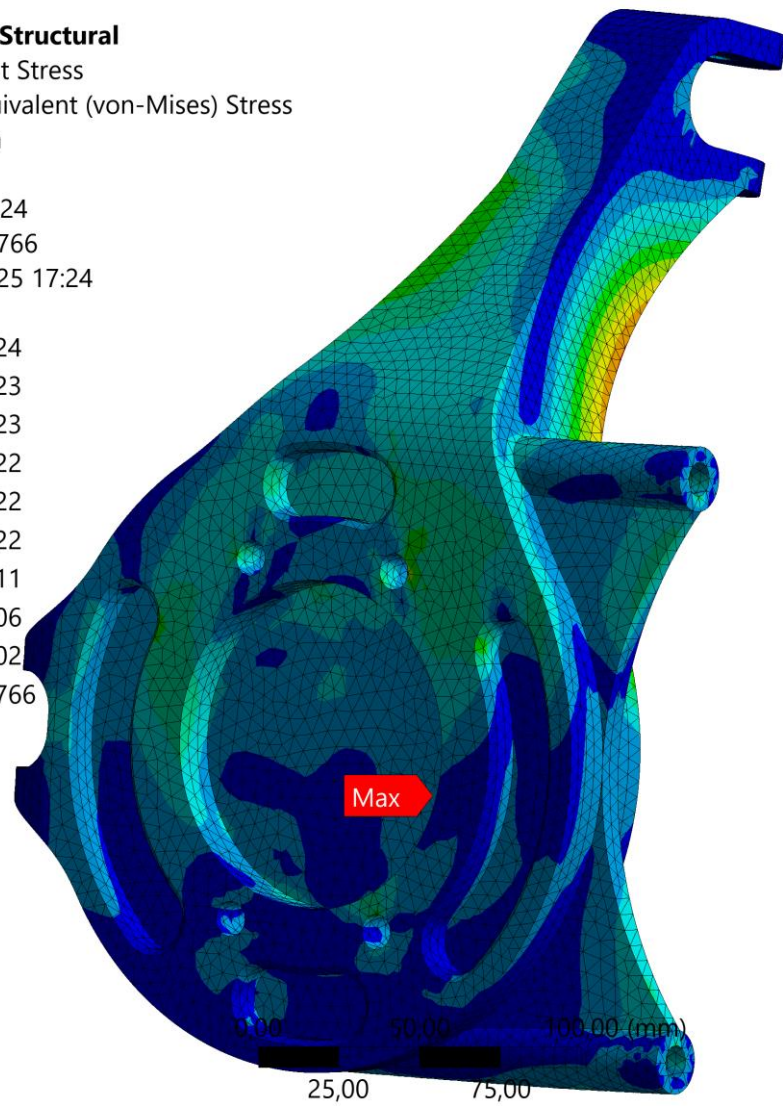
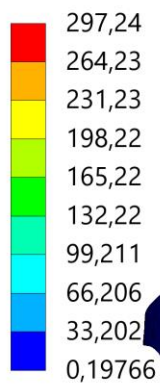


Figura 239 – Distribuição das tensões na manga de eixo vista de Fora – Curva a Alta Velocidade com Travagem, escala da deformada 10x

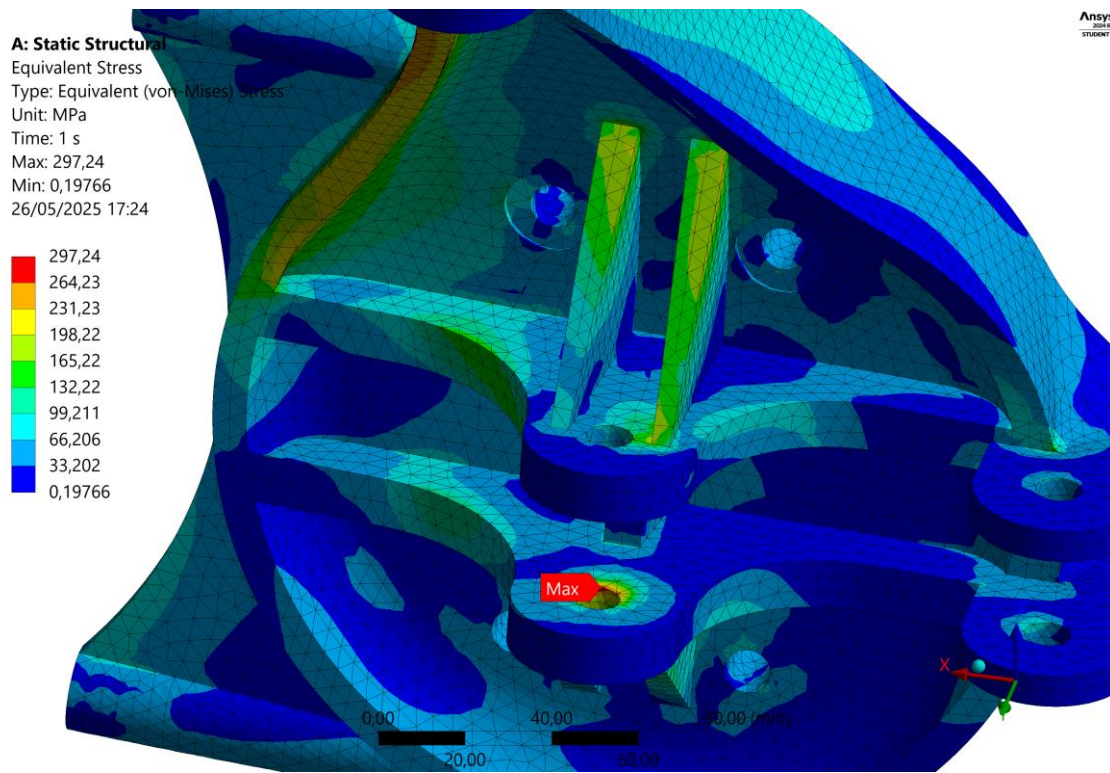


Figura 240 – Tensão máxima instalada no furo de articulação ao braço inferior – Curva a Alta Velocidade com Travagem, escala da deformada 10x

A: Static Structural
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1 s
 Max: 1,3171
 Min: 0,066615
 26/05/2025 17:25

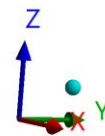
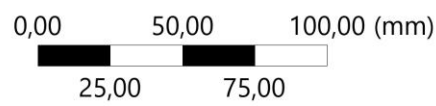
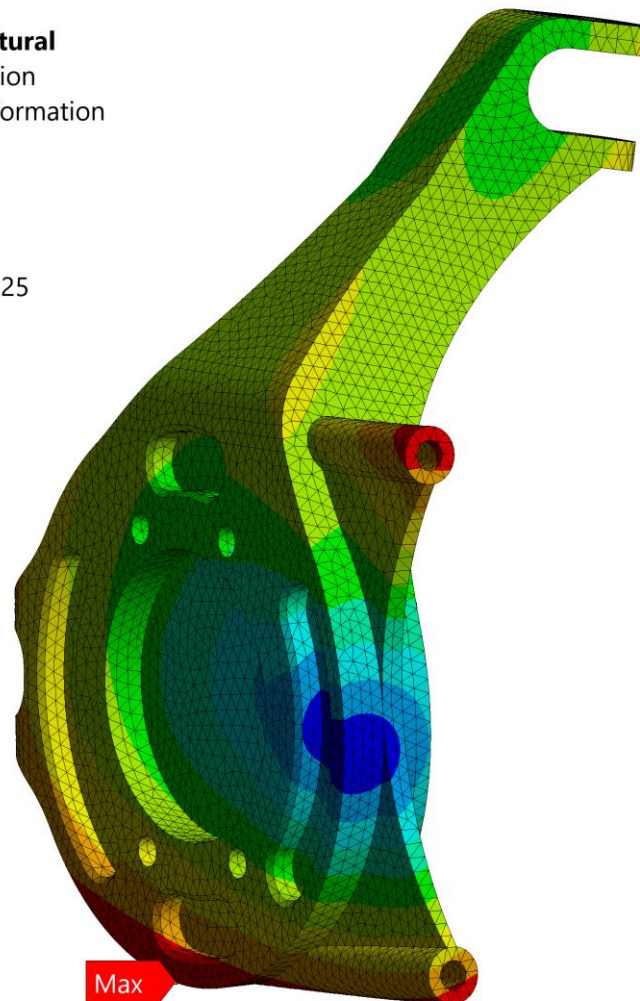
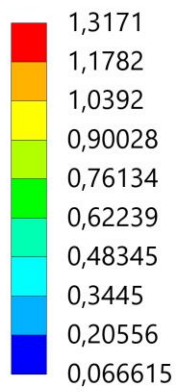


Figura 241 – Deslocamentos da manga de eixo vista de fora – Curva a Alta Velocidade com Travagem, escala da deformada 10x

A: Static Structural

Total Deformation

Type: Total Deformation

Unit: mm

Time: 1 s

Max: 1,3171

Min: 0,066615

26/05/2025 17:25

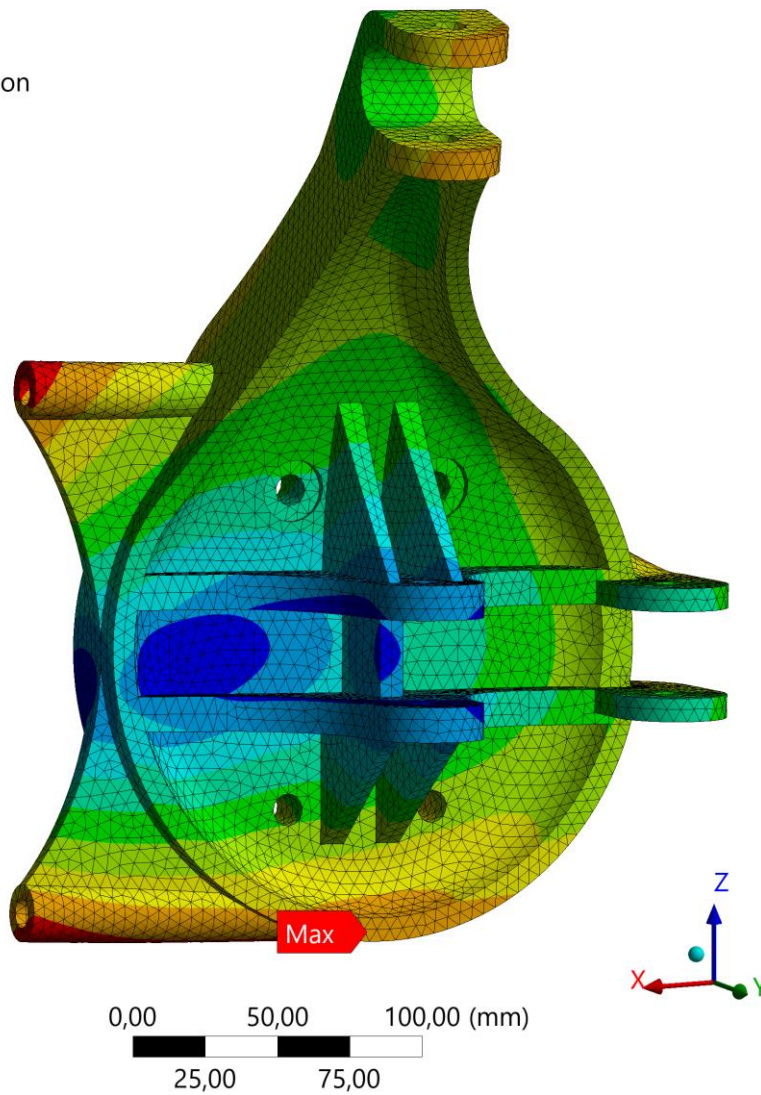
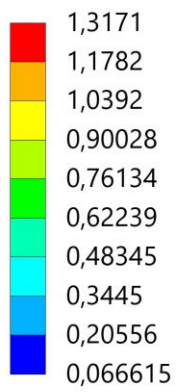


Figura 242 – Deslocamentos da manga de eixo vista de dentro – Curva a Alta Velocidade com Travagem, escala da deformada 10x

- Curva a Alta Velocidade com Travagem 2

Ansys
2024 R2
STUDENT

A: Static Structural

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1 s

Max: 299,77

Min: 0,12869

26/05/2025 18:10

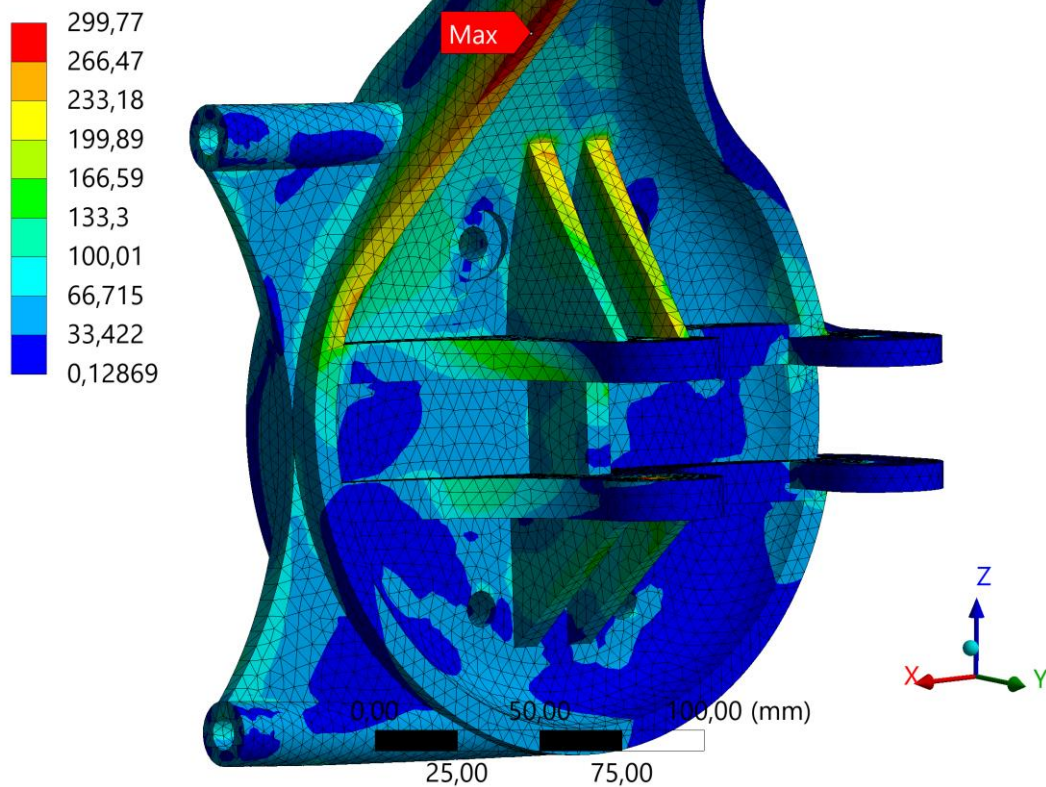


Figura 243 – Distribuição das tensões na manga de eixo vista de dentro – Curva a Alta Velocidade com Travagem 2, escala da deformada 10x

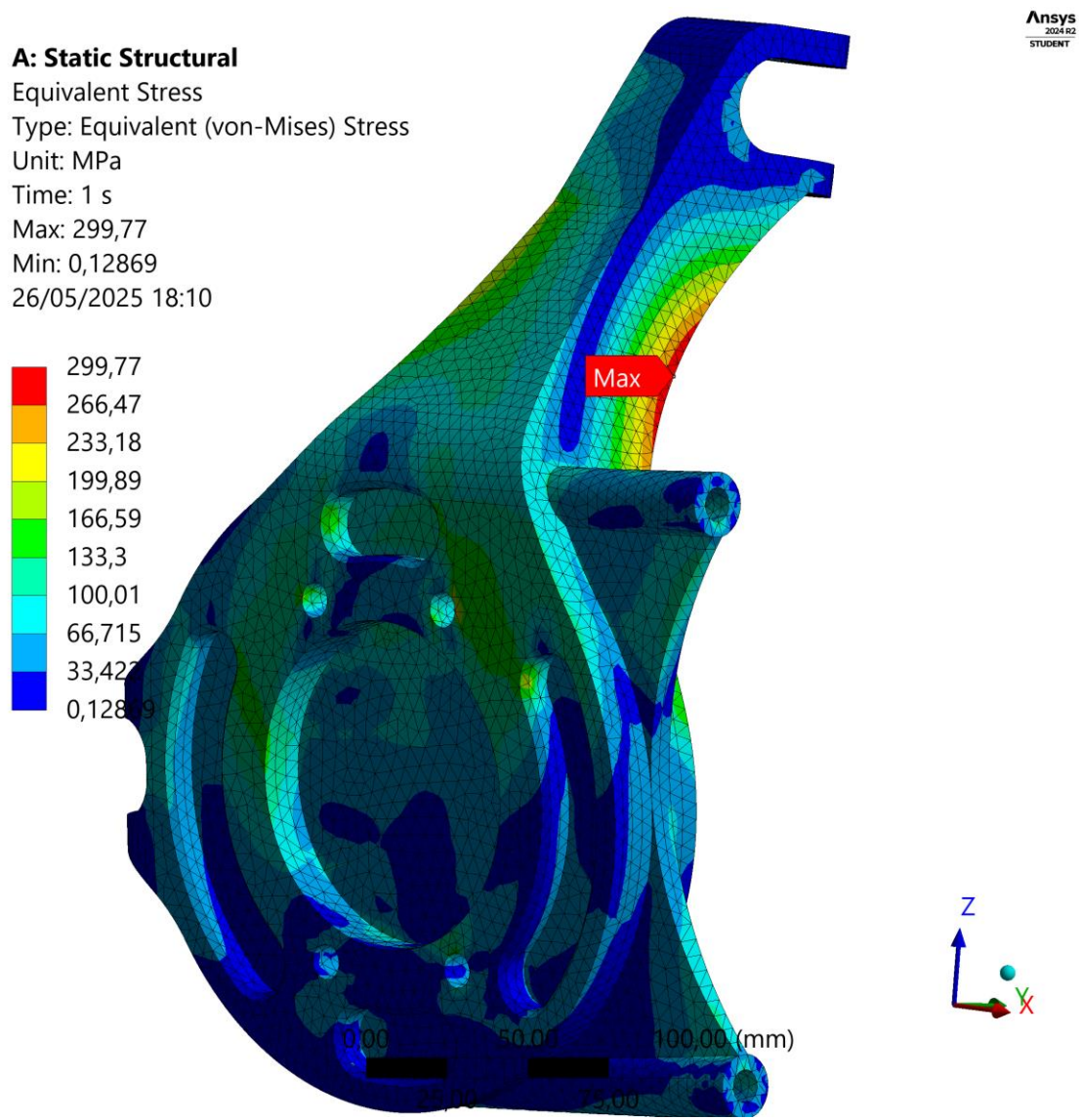


Figura 244 – Distribuição das tensões na manga de eixo vista de Fora – Curva a Alta Velocidade com Travagem 2, escala da deformada 10x

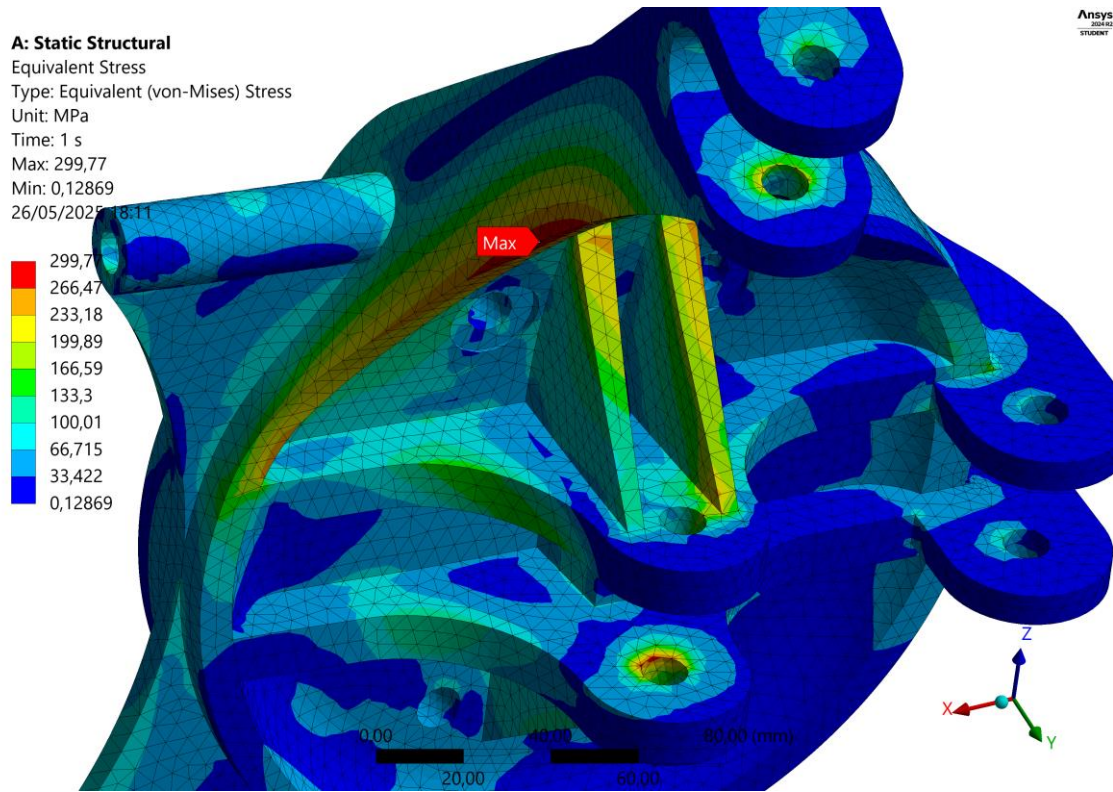
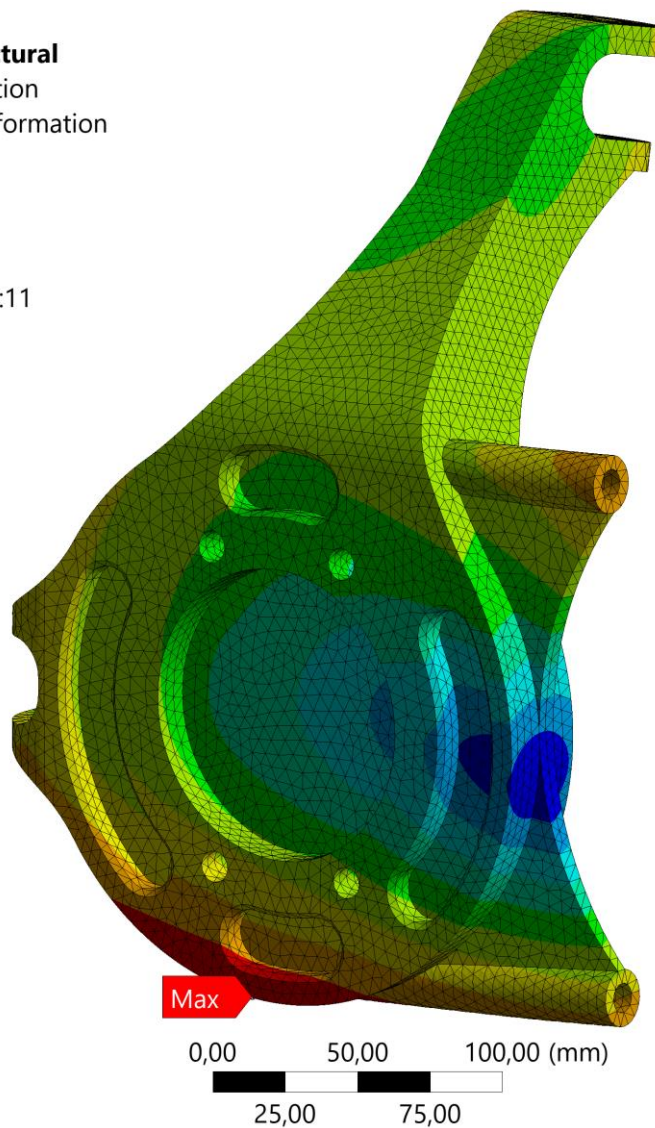
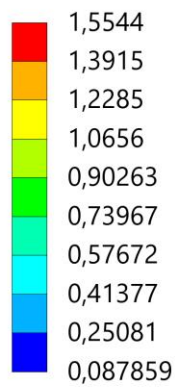


Figura 245 – Tensão máxima instalada no braço de ligação ao braço superior– Curva a Alta Velocidade com Travagem 2, escala da deformada 10x

A: Static Structural

Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1 s
Max: 1,5544
Min: 0,087859
26/05/2025 18:11



ANSYS
2025 R2
STUDENT

Figura 246 – Deslocamentos da manga de eixo vista de fora – Curva a Alta Velocidade com Travagem 2, escala da deformada 10x

A: Static Structural
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1 s
 Max: 1,5544
 Min: 0,087859
 26/05/2025 18:12

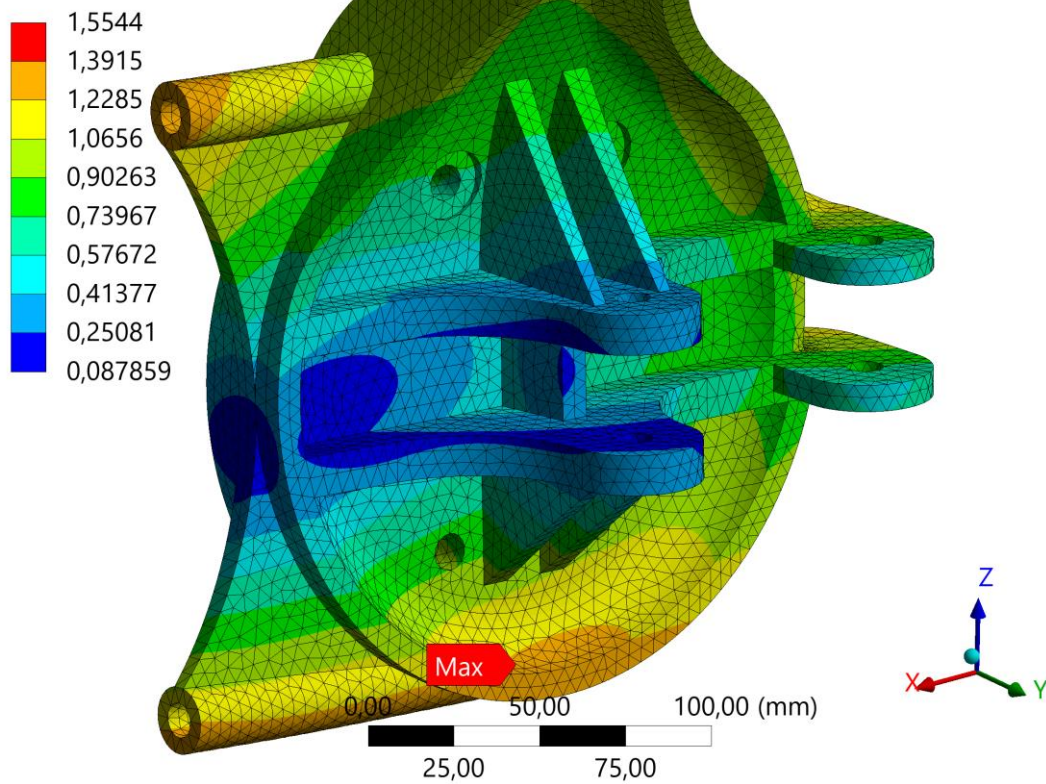


Figura 247 – Deslocamentos da manga de eixo vista de dentro – Curva a Alta Velocidade com Travagem 2, escala da deformada 10x

- Saída de Curva a Alta Velocidade

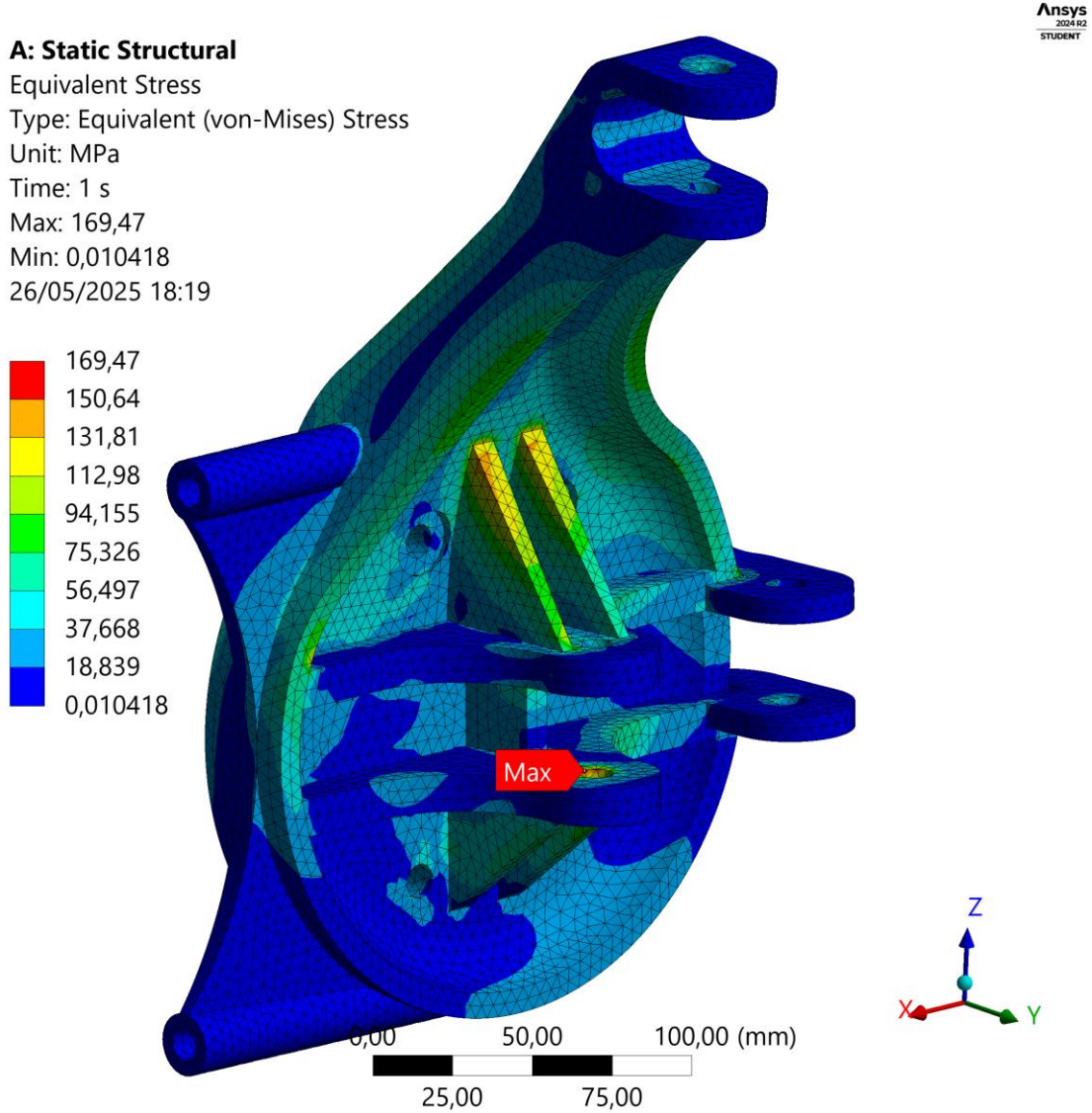


Figura 248 – Distribuição das tensões na manga de eixo vista de dentro – Saída de Curva a Alta Velocidade, escala da deformada 10x

A: Static Structural

Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1 s
 Max: 169,47
 Min: 0,010418
 26/05/2025 18:19

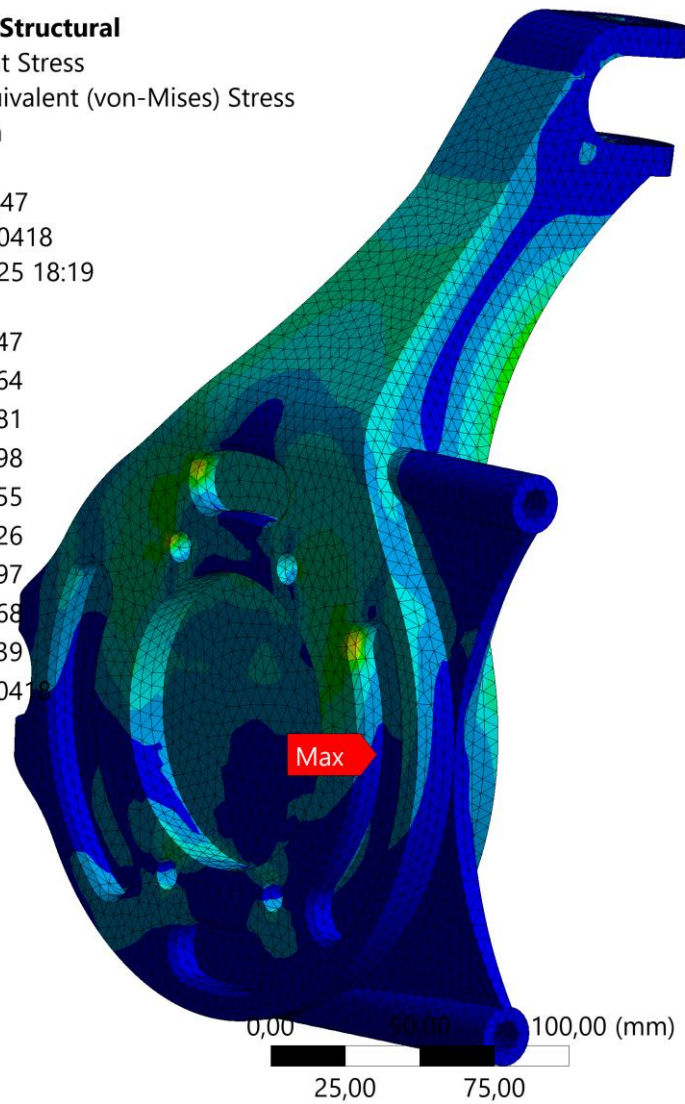
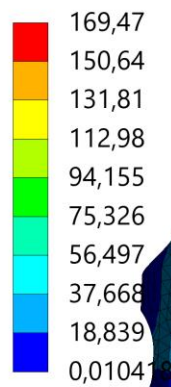


Figura 249 – Distribuição das tensões na manga de eixo vista de Fora – Saída de Curva a Alta Velocidade, escala da deformada 10x

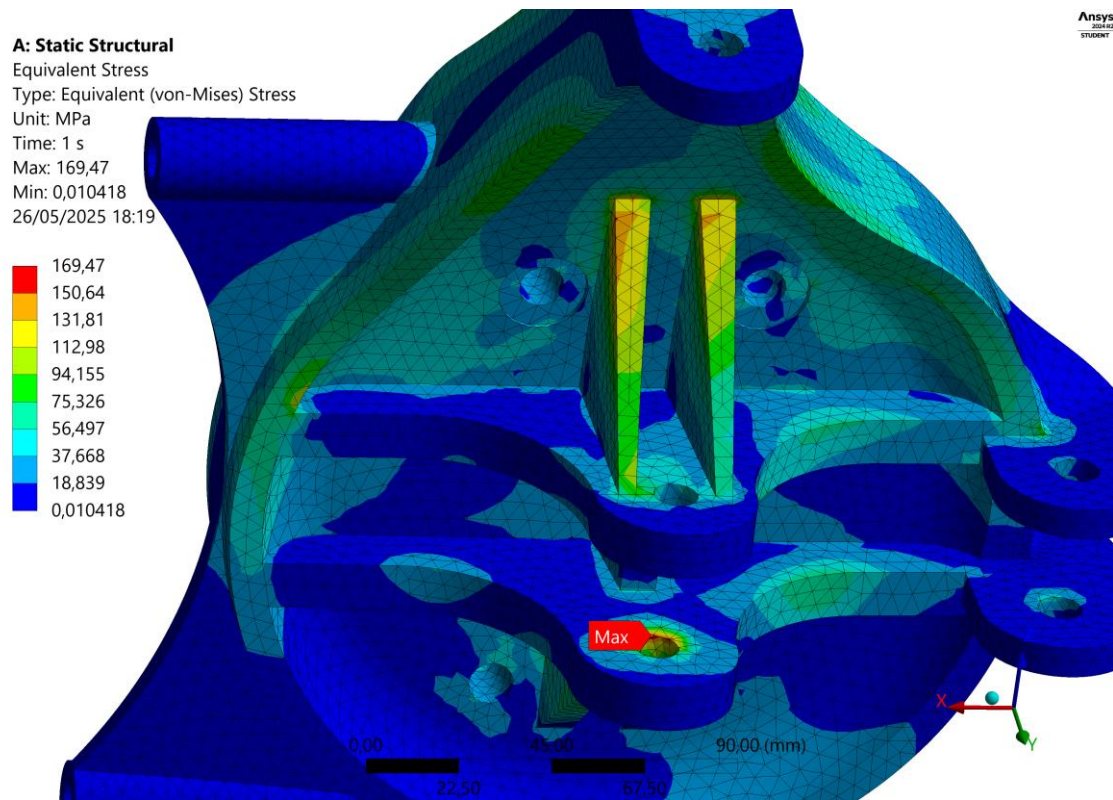


Figura 250 – Tensão máxima instalada no furo de articulação ao braço inferior – Saída de Curva a Alta Velocidade, escala da deformada 10x

A: Static Structural

Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1 s
 Max: 0,82885
 Min: 0,071098
 26/05/2025 18:20

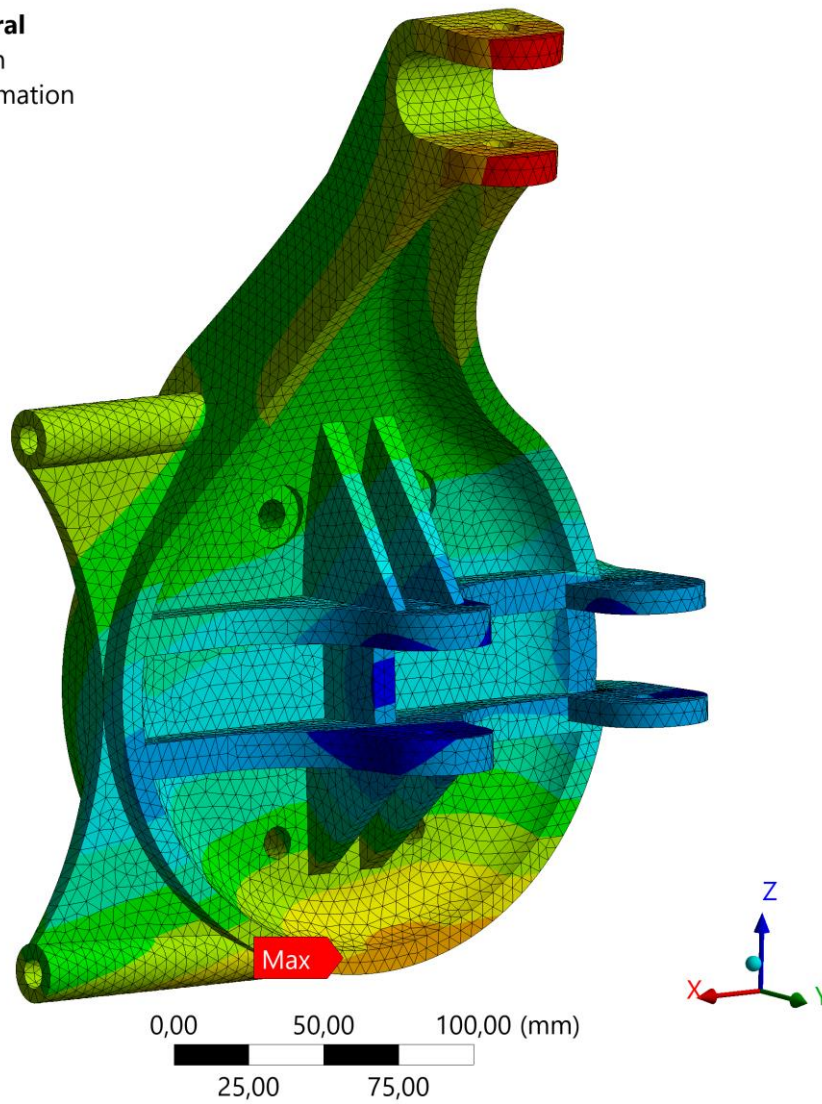
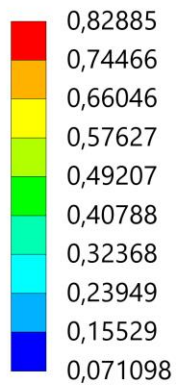


Figura 251 – Deslocamentos da manga de eixo vista de dentro – Saída de Curva a Alta Velocidade, escala da deformada 10x

A: Static Structural

Total Deformation

Type: Total Deformation

Unit: mm

Time: 1 s

Max: 0,82885

Min: 0,071098

26/05/2025 18:20

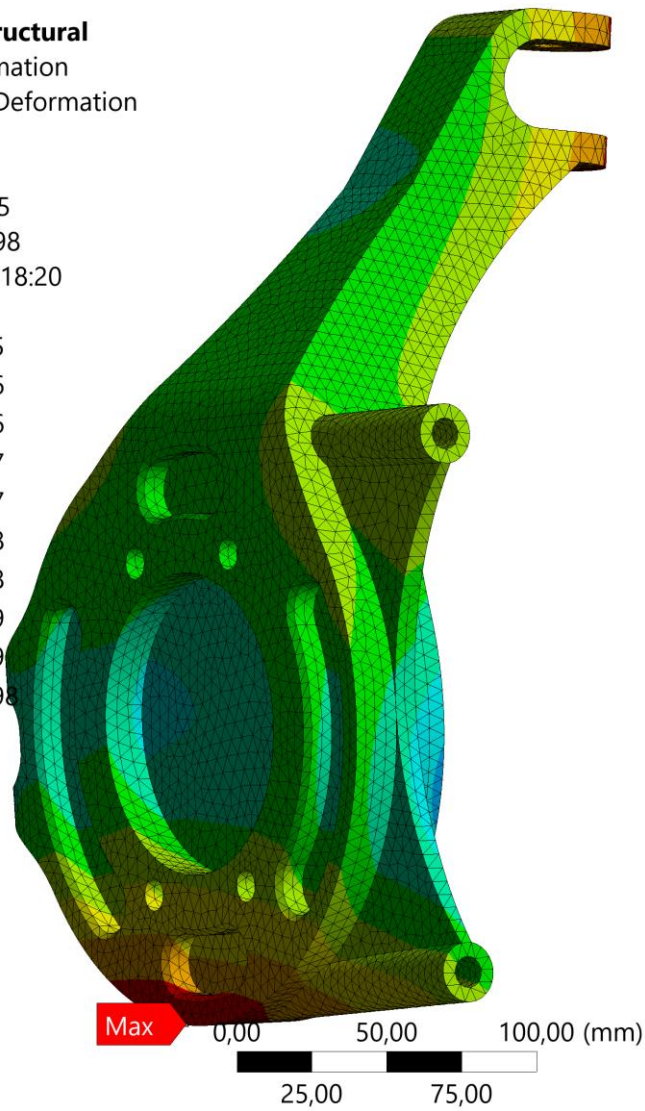
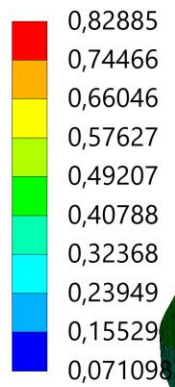
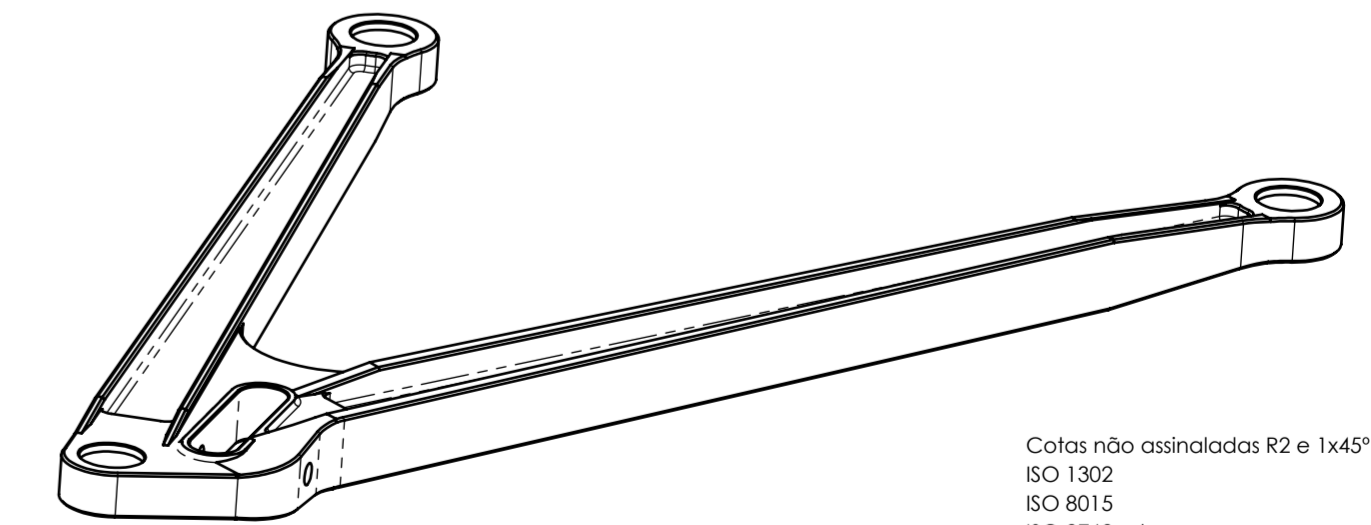
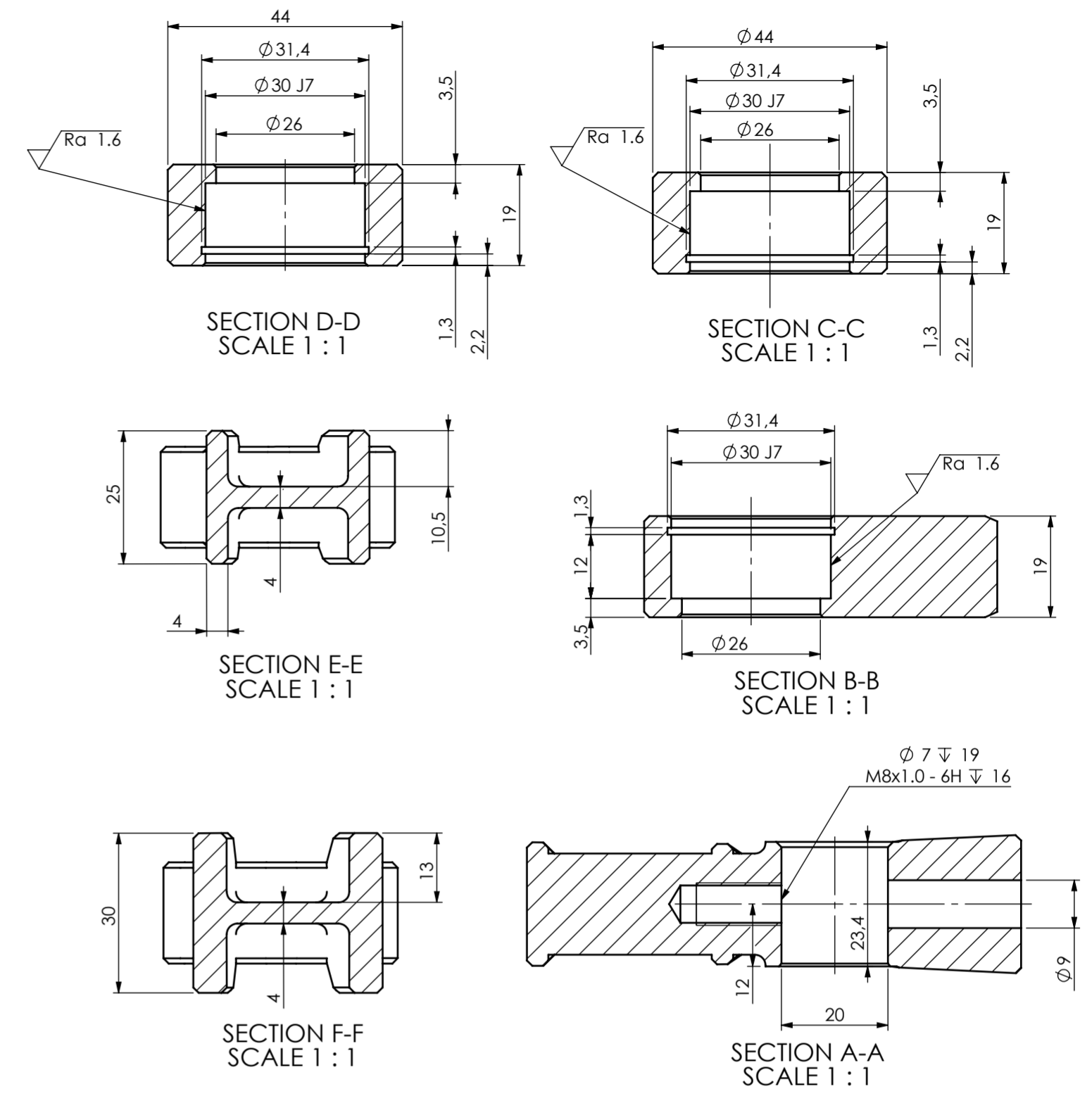
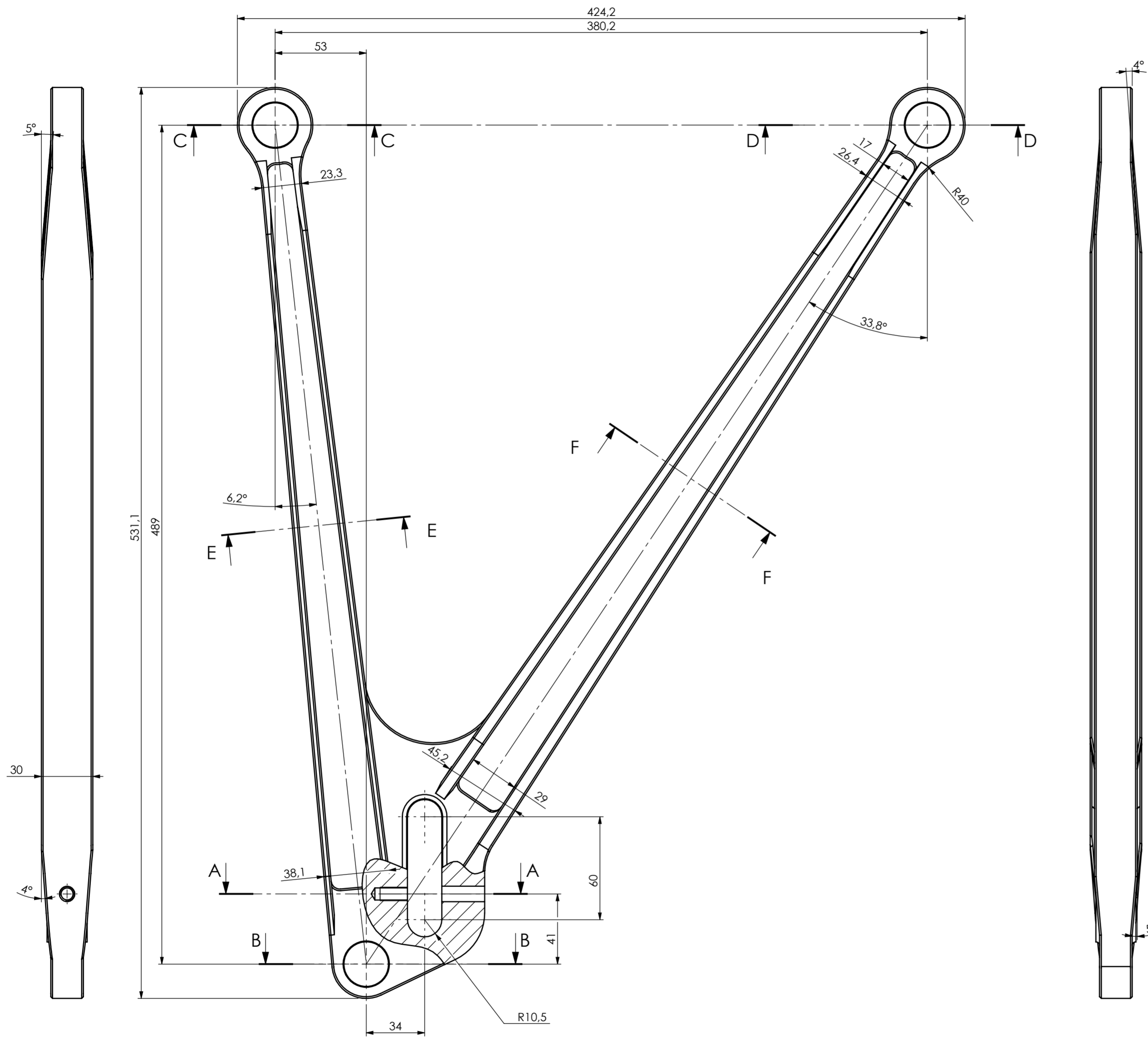
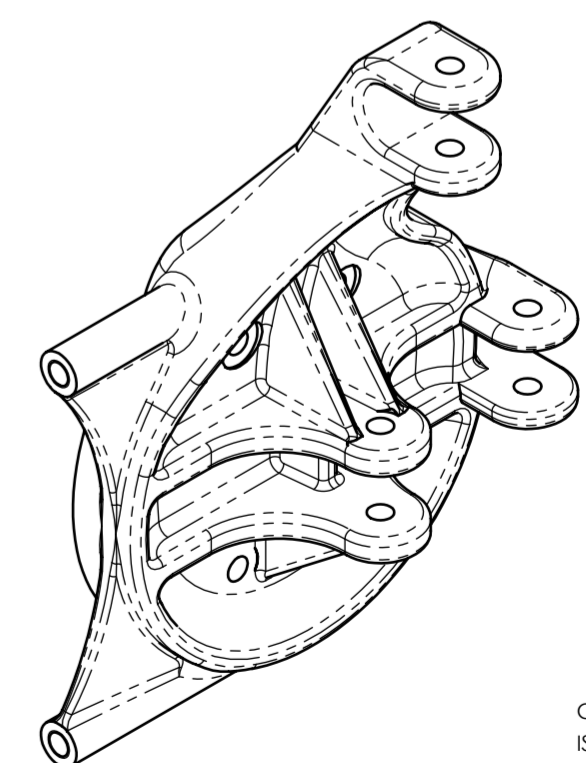
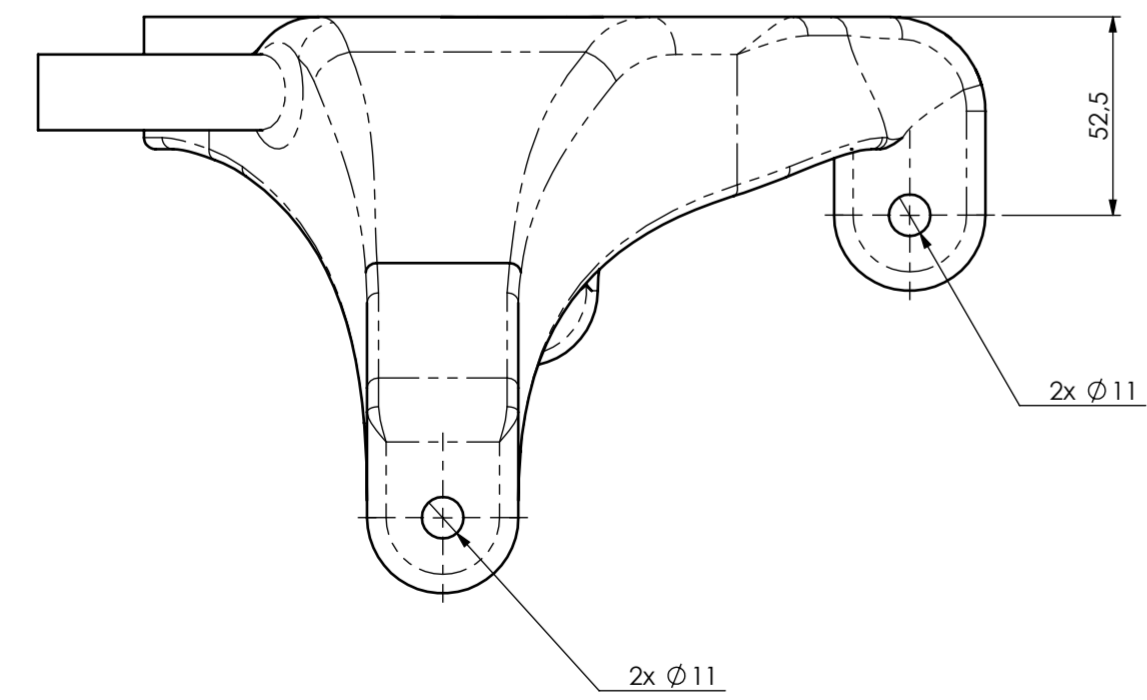
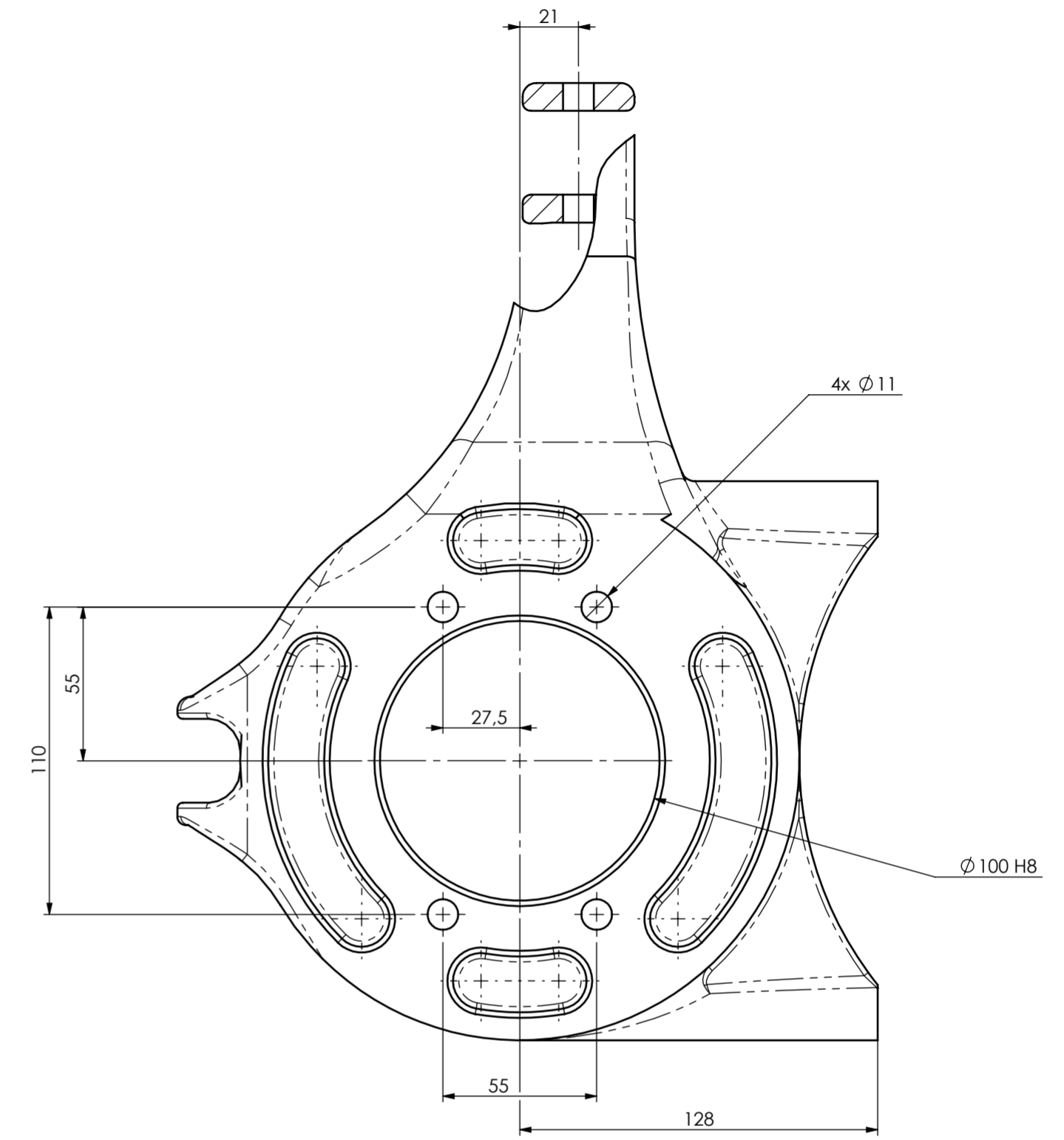
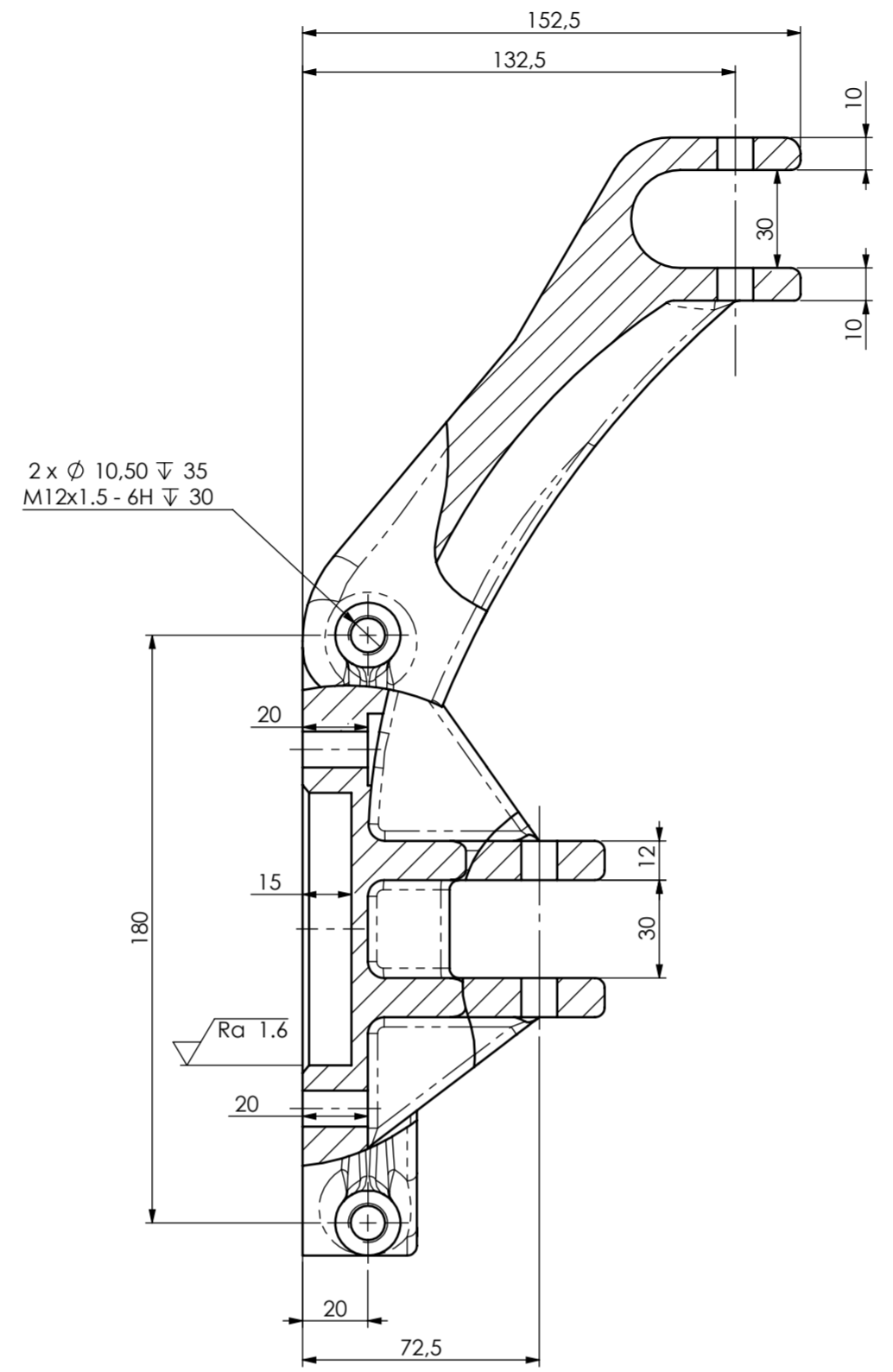
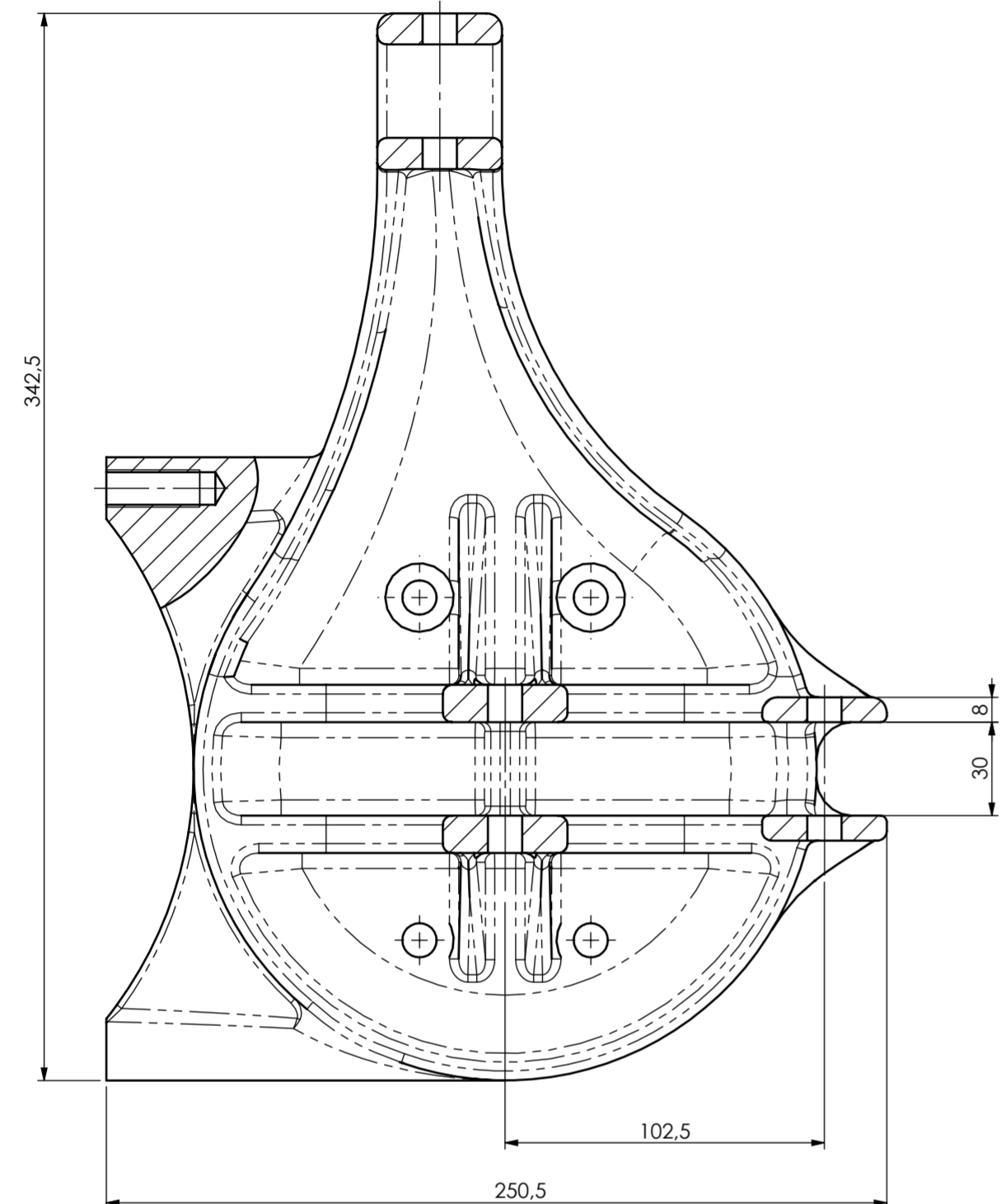


Figura 252 – Deslocamentos da manga de eixo vista de fora – Saída de Curva a Alta Velocidade, escala da deformada 10x



Cotas não assinaladas R2 e 1x45°
 ISO 1302
 ISO 8015
 ISO 2762-mk
 $\sqrt{Ra\ 3.2}$ ($\sqrt{Ra\ 1.6}$)

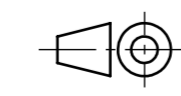
Nota: Material aço FR3 Pessoa responsável: Diogo Lopes Proprietário legal: DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA, INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DO PORTO, Rua Dr. António Bernardino de Almeida, 431 4200-072 Porto		Departamento responsável: www.dem.isep.ipp.pt Título: Braço Frontal Inferior	Tipo de documento: Desenho de Definição Número: Tese_001 Estado do documento: Publicado
ESCALA: 1:2	Revisão: A Data de edição: 02/06/2025	Língua: PT	Folha: 1/1



Cotas não assinaladas R5 e 1x45°
ISO 1302
ISO 8015
ISO 2762-mk

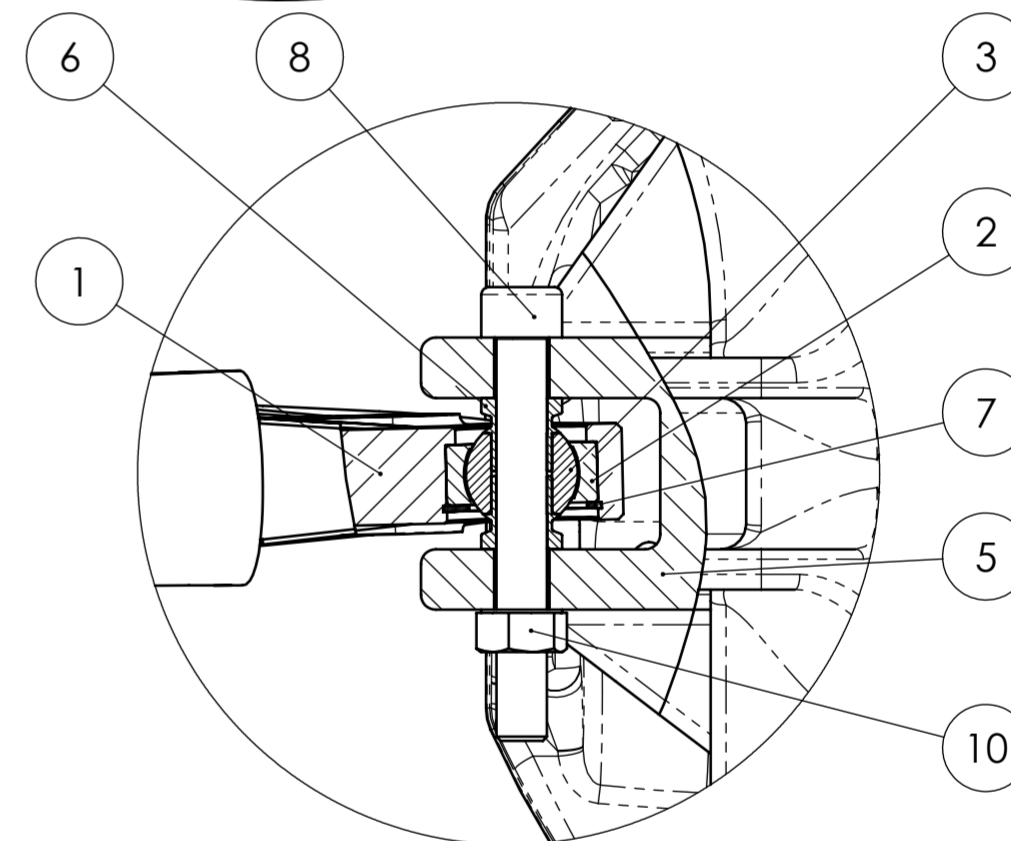
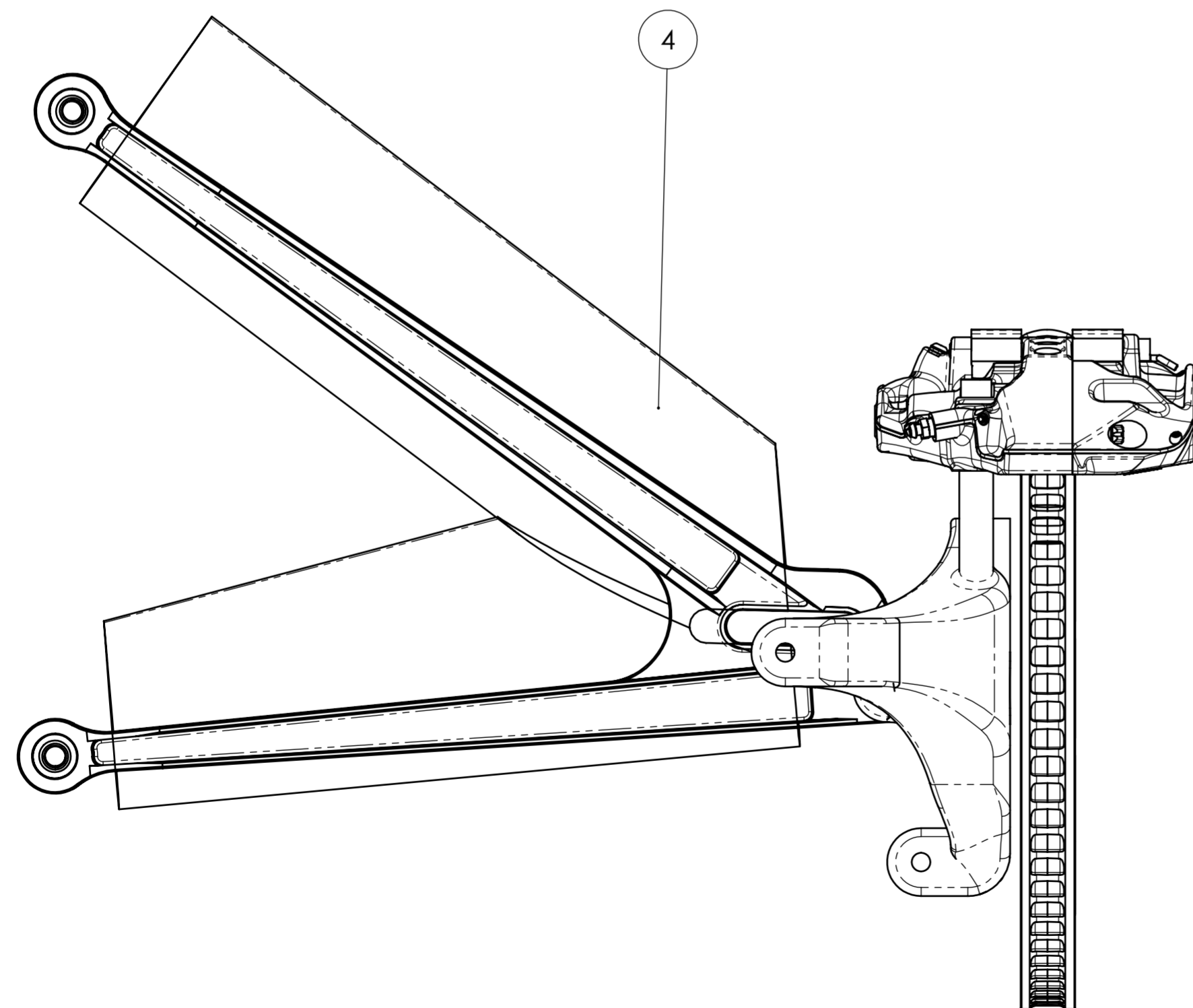
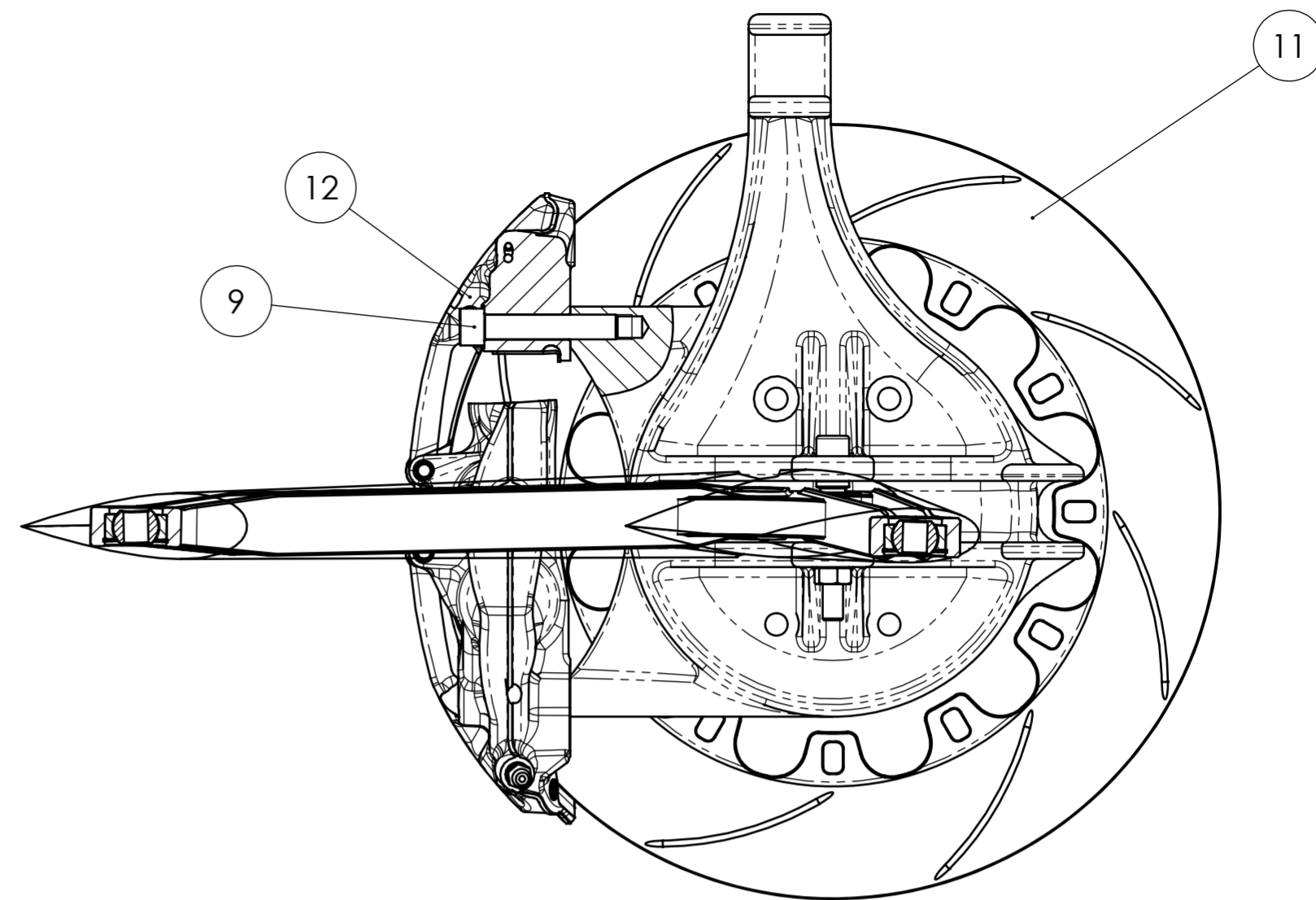
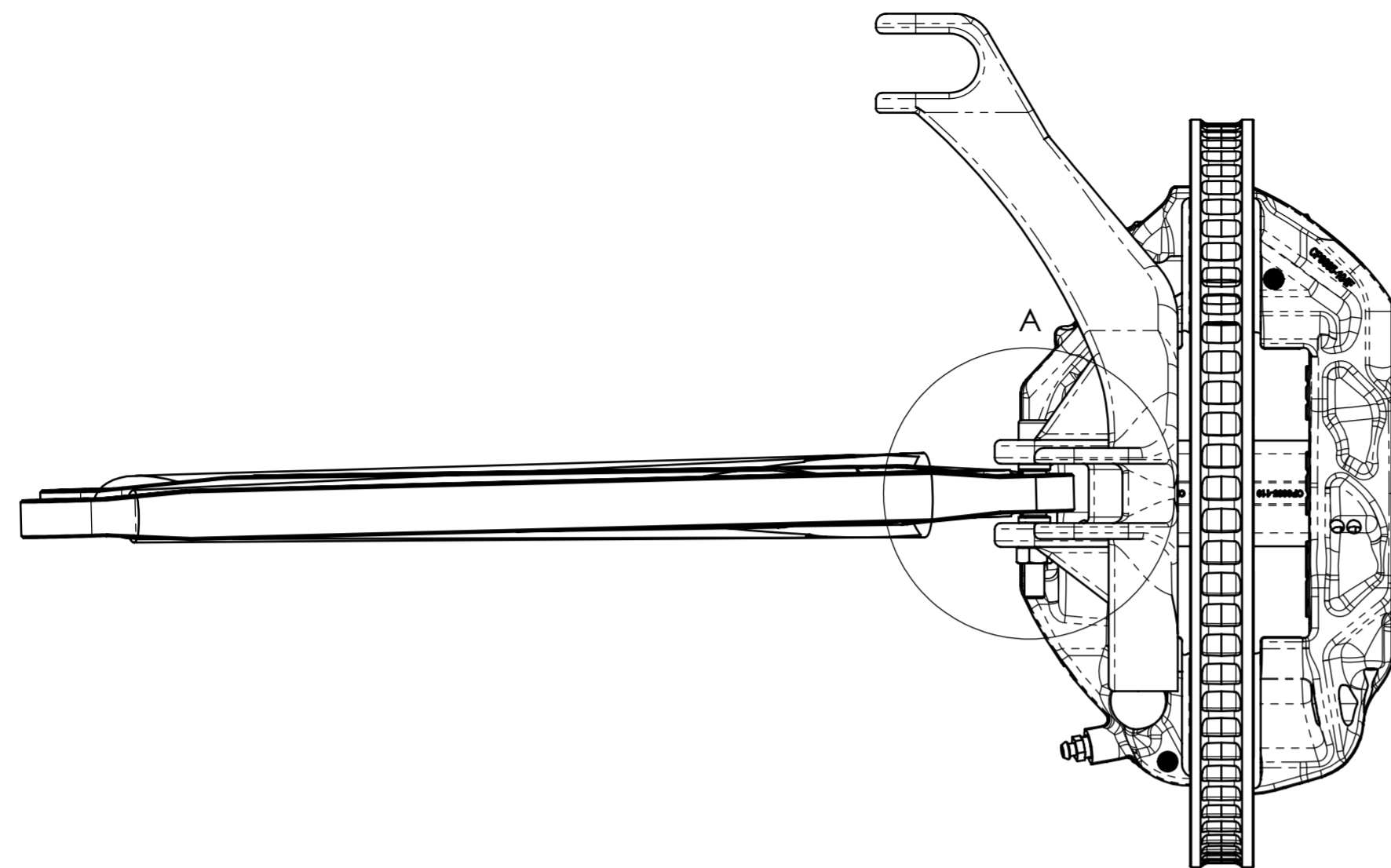
$\sqrt{Ra 3.2}$ ($\sqrt{Ra 1.6}$)

Nota: Material AL 7075-T6



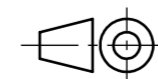
ESCALA
1:2

Pessoa responsável Diogo Lopes	Departamento responsável www.dem.isep.ipp.pt	Tipo de documento Desenho de Definição	Estado do documento Publicado
Proprietário legal DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DO PORTO Rua Dr. António Bernardino de Almeida, 431 4200-072 Porto	Título Manga de Eixo	Número Tese_002	Revisão A
	Data de edição 02/06/2025	Língua PT	Folha 1/1



DETAIL A
SCALE 2 : 3

1	cp9668-2s71	12	Pinça de travão 6 êmbolos APracing
1	cp5772-1030-1	11	Disco de travão 375mm APracing
1	ISO - 4032 - M10 - W - N	10	
2	ISO 4762 M12 x 65 - 36N	9	Classe 12.9
1	ISO 4762 M10 x 80 - 32N	8	Classe 12.9
3	Retaining ring DIN 472-1 30x1_2 36050_030_001 (High)	7	Anel elástico 30mm
2	Reducing sleeve KRC12	6	Espaçador/reductor rotula 12
1	Manga de Eixo	5	
1	Capa Aerodinâmica	4	
3	Gelenklager GXOW 12.30 MS-2	3	Anel interior rotula esferica GXOW 12
3	Gelenklager GXOW 12.30 MS-1	2	Anel exterior rotula esferica GXOW 12
1	Braço Inferior Frontal	1	
Qt.	Designação	Ref. Nº	Observações



ESCALA
1:3

Pessoa responsável Diogo Lopes	Departamento responsável www.dem.isep.ipp.pt	Tipo de documento Desenho de Conjunto	Estado do documento Publicado
Proprietário legal DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DO PORTO Rua Dr. António Bernardino de Almeida, 431 4200-072 Porto	Título Conjunto manga de eixo e braço inferior frontal com disco e pinça	Número Tese_003	Revisão A
		Data de edição 02/06/2025	Língua PT
			Folha 1/1