



INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA

Departamento de Engenharia Mecânica



Análise Estrutural de Chassis e Suspensão de Veículo Automóvel

JOÃO LUCAS SOLAPA ALMEIDA
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Trabalho de Projeto para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Orientadores:

Doutor João Filipe de Almeida Milho
Doutor Ricardo José Fontes Portal

Júri:

Presidente: Doutor Mário José Gonçalves Cavaco Mendes
Vogais:

Doutor André Rui Dantas Carvalho
Doutor João Filipe de Almeida Milho

Novembro de 2023

Página propositadamente em branco



INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA

Departamento de Engenharia Mecânica

Análise Estrutural de Chassis e Suspensão de Veículo Automóvel

JOÃO LUCAS SOLAPA ALMEIDA
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Trabalho de Projeto para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Orientadores:

Doutor João Filipe de Almeida Milho
Doutor Ricardo José Fontes Portal

Júri:

Presidente: Doutor Mário José Gonçalves Cavaco Mendes

Vogais:

Doutor André Rui Dantas Carvalho
Doutor João Filipe de Almeida Milho

Novembro de 2023

Página propositadamente em branco

Agradecimentos

Em primeiro lugar, gostaria de agradecer aos orientadores, o Professor João Milho e o Professor Ricardo Portal, pela sugestão do tema, por toda a disponibilidade oferecida, bem como pelo aconselhamento e motivação, que foram dados ao longo destes meses.

Gostaria de agradecer aos meus amigos universitários, pela presença constante ao longo destes cinco anos de faculdade, tendo sido fundamentais para as conquistas alcançadas.

Gostaria também de deixar um agradecimento geral a todos os familiares, amigos e colegas, que direta ou indiretamente, acabaram por me apoiar ao longo de todo o meu percurso académico.

Gostaria de agradecer aos meus pais, por todo o suporte que me garantiram ao longo desta jornada, representando assim um elemento fulcral do meu sucesso. Gostaria ainda de deixar um agradecimento especial à minha mãe, por toda a motivação e força que me deu ao longo do meu percurso académico, para além da dedicação diária que teve comigo.

Por último, gostaria de deixar um agradecimento à minha namorada, por todo o apoio incondicional nos momentos mais difíceis, pela paciência e aconselhamento ao longo desta jornada, mas, principalmente, por acreditar sempre no meu sucesso.

Página propositadamente em branco

Resumo

Nas últimas décadas tem-se verificado um aumento do desenvolvimento de protótipos virtuais em substituição dos protótipos físicos, de forma a verificar a viabilidade de um componente ou sistema. Uma análise estrutural, realizada num âmbito digital, pode apresentar duas vertentes: estática e dinâmica.

A primeira é indispensável para assegurar que um elemento é capaz de suportar as cargas de funcionamento, nas condições pretendidas, mantendo a integridade estrutural do sistema. Neste tipo de análise, com recurso à simulação, é aplicado o método dos elementos finitos. Já a segunda, permite verificar se os componentes, que formam um sistema, se movem consoante a sua finalidade, de forma a alcançar o desempenho desejado. No ponto de vista da análise de movimento, estes conjuntos de componentes são denominados por sistemas de corpos múltiplos.

O presente trabalho tem como principal objetivo realizar uma análise estrutural, de um chassis e suspensão de um veículo automóvel, mais especificamente, de um Lancia Stratos HF. Este estudo é então realizado no âmbito estático, com recurso aos softwares *Ansys Workbench* e *SolidWorks Simulation*, e no âmbito dinâmico, onde se utilizou o *SolidWorks Motion*.

Primeiramente, criou-se um modelo CAD do chassis no *SolidWorks*, que através de um estudo de frequências, foi possível fazer a sua verificação a partir de um modelo já existente no *Ansys Workbench*, comparando os resultados obtidos nos dois *softwares*. Com isto, foi possível utilizar o modelo CAD do *SolidWorks* para diversas análises, no domínio estático, da avaliação estrutural do chassis.

No estudo da dinâmica, utilizou-se este mesmo modelo 3D do chassis, bem como os modelos CAD das suspensões que foram posteriormente desenvolvidos, dando origem a um sistema representativo do veículo. Nesta análise submete-se este veículo a diversas condições de velocidade e movimento, a partir das quais é possível avaliar o comportamento dinâmico do veículo e estrutural dos componentes da suspensão.

Palavras-chave: Protótipos Virtuais, Modelo CAD, Chassis, Suspensão, Análise Estrutural, Estática, Dinâmica, Método dos Elementos Finitos, Sistemas de Corpos Múltiplos.

Página propositadamente em branco

Abstract

In recent decades there has been an increase in the development of virtual prototypes to replace physical ones, in order to verify the viability of a component or system. A structural analysis, carried out in a digital context, can present two aspects: static and dynamic.

The first one is indispensable to ensure that an element is able to withstand operating loads, under the desired conditions, maintaining the structural integrity of the system. In this type of analysis, using simulation, the finite element method is applied. The second one allows you to check whether the components, which make up a system, move according to their purpose, in order to the desired performance. In the context of motion analysis, these sets of components are referred to as multiple body systems.

The main objective of this work is to carry out a structural analysis of a chassis and suspension of an automotive vehicle, more specifically, a Lancia Stratos HF. This study is performed in the static field using the software Ansys Workbench and SolidWorks Simulation, and in the dynamic field, where SolidWorks Motion was used.

First, a CAD model of the chassis was created in SolidWorks, which through a frequency study, it was possible to make its verification from a model of the same chassis, that already existed in Ansys Workbench, by comparing the results obtained in the two software. With this, it was possible to use the SolidWorks CAD model for various analysis in the static domain, of the structural evaluation of the chassis

In the study of the dynamics, this same 3D model of the chassis was used, as well as the CAD models of the suspension that were subsequently developed, giving rise to a representative system of the vehicle. In this analysis, this vehicle is subjected to various conditions of speed and movement, from which it is possible to assess the dynamic behavior of the vehicle and the structural behavior of the suspension components.

Keywords: Virtual Prototypes, CAD Model, Chassis, Suspension, Structural Analysis, Statistics, Dynamics, Finite Element Method, Multibody Systems.

Página deixada propositadamente em branco

Índice

1.	Introdução	1
1.1.	Motivação e Objetivos	1
1.2.	Estrutura do Documento.....	2
2.	Estado da Arte	5
2.1.	Metodologia de Projeto e Testagem de Chassis e Suspensão.....	7
2.1.1.	Chassis.....	7
2.1.2.	Suspensão	9
2.2.	Descrição Geral do Veículo Lancia Stratos HF.....	14
2.2.1.	Estrutura	14
2.2.2.	Suspensão Anterior.....	15
2.2.3.	Suspensão Posterior.....	16
2.2.4.	Motor.....	16
2.2.5.	Pneus	17
2.2.6.	Dimensões Gerais do Veículo.....	17
2.3.	Simulação Estática e Dinâmica	18
3.	Propriedades estruturais do modelo físico do veículo.....	23
3.1.	Propriedades Geométricas da Estrutura do Chassis	23
3.2.	Medição das Massas dos Elementos do Veículo	28
3.3.	Avaliação das Propriedades Mecânicas das Molas, Amortecedores e Pneus	31
3.3.1.	Propriedades Mecânicas das Molas e Amortecedores.....	31
3.3.2.	Propriedades Mecânicas dos Pneus.....	33
3.4.	Materiais do Chassis e dos Componentes da Suspensão.....	33
4.	Verificação do Modelo CAD do Chassis.....	35
4.1.	Análise de Frequências Naturais e Modos de Vibração com recurso ao <i>software Ansys Workbench</i>	35
4.1.1.	Desenvolvimento do Modelo 3D do Chassis	35
4.1.1.1.	Nuvem de Pontos do Modelo	35
4.1.1.2.	Elementos	36

4.1.2.	Atribuição dos Materiais aos Elementos da Estrutura.....	41
4.1.3.	Análise da Massa da Estrutura e o seu Centro de Massa	43
4.1.4.	Simulação Computacional.....	44
4.1.4.1.	Malha de Elementos Finitos	44
4.1.4.2.	Parametrização da Simulação.....	45
4.1.5.	Resultados Obtidos.....	45
4.2.	Análise de Frequências Naturais e Modos de Vibração com recurso ao <i>software SolidWorks Simulation</i>	51
4.2.1.	Desenvolvimento do Modelo CAD do Chassis.....	51
4.2.1.1.	Nuvem de Pontos do Modelo	51
4.2.1.2.	Elementos	52
4.2.2.	Configuração da Simulação Computacional	56
4.2.2.1.	Parametrização dos elementos estruturais	56
4.2.2.2.	Malha de Elementos Finitos	59
4.2.3.	Resultados obtidos.....	61
4.3.	Comparação de resultados.....	66
5.	Análise Estática.....	69
5.1.	Estudo de Rigidez Torsional do Chassis	69
5.1.1.	Configuração da Simulação Computacional	69
5.1.2.	Malha de Elementos Finitos	71
5.1.3.	Resultados obtidos e Cálculo da Rigidez Torsional	72
5.2.	Estudo de Resistência à Flexão	76
5.2.1.	Configuração da Simulação Computacional	76
5.2.2.	Malha de Elementos Finitos	77
5.2.3.	Resultados obtidos.....	77
6.	Análise Dinâmica	81
6.1.	Modelo Computacional de Análises Dinâmicas.....	81
6.1.1.	Descrição do Modelo Computacional	81
6.1.2.	Desenvolvimento dos Modelos CAD dos Componentes das Suspensões e Propriedades dos seus Materiais	83

6.1.3.	Conjuntos Pneu-Jante.....	90
6.1.4.	Juntas Cinemáticas.....	92
6.1.5.	Propriedades de Inércia do Modelo Computacional do Veículo.....	97
6.2.	Simulação Dinâmica do Veículo.....	99
6.2.1.	Parâmetros Gerais das Simulações Dinâmicas.....	100
6.2.1.1.	Configuração dos Elementos de Massa Estrutural do Chassis.....	100
6.2.1.2.	Configuração da Mola e Amortecedor da Suspensão do Veículo.....	101
6.2.1.3.	Configuração dos Motores Rotativos.....	103
6.2.1.4.	Configuração dos Contactos entre Corpos Sólidos.....	105
6.2.1.5.	Configuração da Gravidade no Modelo Computacional.....	106
6.2.2.	Análise da Passagem de Todo o Veículo Sobre Duas Rampas Idênticas.....	107
6.2.3.	Análise da Passagem do Veículo Sobre Duas Rampas Não Simétricas.....	111
6.2.4.	Análise da Mudança de Direção do Veículo com Elevação nas Curvas.....	118
7.	Conclusões e Desenvolvimentos Futuros.....	129
7.1.	Conclusões.....	129
7.2.	Desenvolvimentos Futuros.....	132
8.	Bibliografia.....	133
	Anexos.....	137

Página deixada propositadamente em branco

Índice de Figuras

Figura 1 - Lancia Stratos HF.	1
Figura 2 - Banco de ensaios preparado para: (a) um ensaio de torção; (b) um ensaio de flexão. Adaptado de [6].	8
Figura 3 – Esquema representativo de uma situação de torção longitudinal, num veículo automóvel. Adaptado de [23].	9
Figura 4 - Esquema representativo de uma situação de flexão, num veículo automóvel. Adaptado de [23].	9
Figura 5 - Esquema representativo dos diferentes tipos de suspensões: (a) Suspensão ativa com um amortecedor eletromagnético e um amortecedor hidráulico; (b) Suspensão semiativa com um amortecedor eletromagnético; (c) Suspensão passiva com um amortecedor hidráulico. Adaptado de [26].	11
Figura 6 - Esquema representativo dos dois tipos de suspensões que constituem o Lancia Stratos HF: (a) Suspensão do tipo <i>McPherson</i> ; (2) Suspensão do tipo duplo braço triangular.	11
Figura 7 - Veículo submetido a um ensaio elasto-cinético. Adaptado de [6].	13
Figura 8 - Modelo original de um Lancia Stratos HF. Retirado de [28].	14
Figura 9 - Localização das suspensões traseiras, do grupo propulsor e dos depósitos de combustível, na zona posterior do chassis. Retirado de [28].	15
Figura 10 - Configuração da suspensão anterior esquerda. Retirado de [28].	15
Figura 11 - Configuração da suspensão posterior esquerda. Retirado de [28].	16
Figura 12 - Motor "Dino" do Lancia Stratos HF. Retirado de [31].	17
Figura 13 - Dimensões gerais do Lancia Stratos HF. Adaptado de [30].	17
Figura 14 - Processo de análise estática através do método dos elementos finitos. Adaptado de [7].	19
Figura 15 - Processo de análise dinâmica de sistemas de corpos múltiplos. Adaptado de [7]. ...	20
Figura 16 - Exemplo da configuração dos dez primeiros nós da estrutura, no ficheiro "txt".	23
Figura 17 - Perfil de secção retangular.	24
Figura 18 - Perfis de secção circular.	24
Figura 19 - Perfil das vigas de secção M.	25
Figura 20 - Zona lateral do chassis.	26
Figura 21 - Zona inferior do chassis.	26
Figura 22 - Zona superior do chassis.	27
Figura 23 - Zona central do chassis.	27
Figura 24 - Zona traseira do chassis.	27
Figura 25 - Esquema ilustrativo do modelo de cálculo da massa do chassis. Adaptado de [4]. ...	30

Figura 26 - Nuvem de pontos obtida no <i>Ansys Workbench</i> , após a importação do ficheiro em formato "txt".....	36
Figura 27 - Configuração do Modelo 3D do chassis no <i>Ansys Workbench</i>	36
Figura 28 – Numeração dos nós que possuem um elemento de massa estrutural atribuído: Vista Isométrica 1.....	40
Figura 29 - Numeração dos nós que possuem um elemento de massa estrutural atribuído: Vista Isométrica 2.....	41
Figura 30 - Atribuição do aço estrutural a todos os elementos de viga tridimensional elástica. .	41
Figura 31 - Atribuição do Aço Estrutural a determinadas placas da estrutura.	42
Figura 32 - Atribuição do Alumínio a determinadas placas da estrutura.	42
Figura 33 - Localização: do sistema de eixos de coordenadas do centro de massa (à esquerda); do sistema de eixos de coordenadas global (à direita).	44
Figura 34 - Malha de elementos finitos criada no <i>Ansys Workbench</i>	44
Figura 35 - Parametrização da simulação para serem reproduzidos os dez primeiros modos de vibração, no <i>Ansys Workbench</i>	45
Figura 36 – 1º modo de torção em x, com uma frequência de 24,682 Hz, obtido no <i>Ansys Workbench</i>	47
Figura 37 – 1º modo de flexão em y, com uma frequência de 30,111 Hz, obtido no <i>Ansys Workbench</i>	48
Figura 38 – 1º modo de flexão em z, com uma frequência de 33,949 Hz, obtido no <i>Ansys Workbench</i>	49
Figura 39 – 2º modo de flexão em y, com uma frequência de 41,653 Hz, obtido no <i>Ansys Workbench</i>	50
Figura 40 - Nuvem de pontos obtida no <i>SolidWorks</i> , após a importação do ficheiro em formato "txt".	52
Figura 41 - Configuração do sketch 3D criado a partir da nuvem de pontos importada.....	52
Figura 42 - Configuração da viga F como exemplo para a criação dos elementos de viga tridimensional elástica, com recurso à ferramenta " <i>Structural Member</i> ".	53
Figura 43 - Secção predefinida pelo <i>software</i> (à esquerda) e, após as alterações, obteve-se a secção com as dimensões pretendidas (à direita).....	54
Figura 44 - Estrutura do chassis após a configuração de todos os perfis.	54
Figura 45 - Estrutura do chassis após a configuração das superfícies que darão origem aos elementos do tipo placa elástica.	55
Figura 46 - Estrutura do chassis, modelada no <i>SolidWorks</i> , para o estudo de frequências naturais e modos de vibração.....	55
Figura 47 - Função " <i>Shell Definition</i> " aplicada às placas com espessura de 5 mm.	56
Figura 48 - Função " <i>Local Interactions</i> " aplicada a uma placa da base do chassis.	57

Figura 49 - Configuração utilizada para a função " <i>Edit Joints</i> ".....	58
Figura 50 - Função " <i>Distributed Mass</i> " aplicada ao elemento de massa estrutural do nó 267. ..	58
Figura 51 - Parametrização da malha referente aos perfis do chassis.	59
Figura 52 - Parametrização da malha referente às placas do chassis.	60
Figura 53 - Malha gerada para a estrutura do chassis, com um elemento entre cada nó (para os perfis) e uma dimensão de elemento de 125 mm (para as placas).	60
Figura 54 - Parametrização da simulação para serem reproduzidos os dez primeiros modos de vibração, no <i>SolidWorks Simulation</i>	61
Figura 55 – 1º modo de torção em x, com uma frequência de 22,504 Hz, obtido no <i>SolidWorks Simulation</i>	62
Figura 56 – 1º modo de flexão em y, com uma frequência de 28,563 Hz, obtido no <i>SolidWorks Simulation</i>	63
Figura 57 – 1º modo de flexão em z, com uma frequência de 33,497 Hz, obtido no <i>SolidWorks Simulation</i>	64
Figura 58 – 2º modo de flexão em y, com uma frequência de 41,212 Hz, obtido no <i>SolidWorks Simulation</i>	65
Figura 59 - Definição dos constrangimentos da estrutura do chassis, para o estudo de rigidez torsional.....	70
Figura 60 - Força vertical com sentido descendente, aplicada no nó da suspensão dianteira esquerda.....	70
Figura 61 - Força vertical com sentido ascendente, aplicada no nó da suspensão dianteira direita.	71
Figura 62 - Parametrização da malha gerada para o estudo de rigidez à torsão.....	72
Figura 63 - Malha de elementos finitos do chassis, gerada para o estudo de rigidez à torsão.	72
Figura 64 - Visão geral da deformação causada no chassis.....	73
Figura 65 - Modelo de cálculo para a rigidez torsional.....	74
Figura 66 - Verificação dos valores de deslocamento vertical, no <i>Solidworks Simulation</i>	75
Figura 67 - Definição dos constrangimentos da estrutura do chassis, para o estudo de resistência estrutural.....	77
Figura 68 - Variação das tensões de Von Mises nos elementos de placa da estrutura.	78
Figura 69 – Pormenor da variação da tensão de von Mises, nos elementos de placa da estrutura, na zona da suspensão dianteira do veículo.....	78
Figura 70 - Variação das tensões de von Mises nos elementos de viga da estrutura.....	79
Figura 71 - Variação do coeficiente de segurança na estrutura do chassis.....	79
Figura 72 - Variação da deformação resultante na estrutura do chassis.	80
Figura 73 - Estrutura do Chassis e Conjuntos Pneu-Jante.....	82
Figura 74 - Componentes da Suspensão Dianteira.....	82

Figura 75 - Componentes da Suspensão Traseira.....	83
Figura 76 - Organograma do processo de avaliação de propriedades dos componentes. Adaptado de [4].	85
Figura 77 - Localização do Centro de Massa do Braço Inferior da Suspensão Dianteira.	86
Figura 78 - Localização do Centro de Massa do Triângulo Superior da Suspensão Dianteira. ..	86
Figura 79 - Localização do Centro de Massa do Cubo da Roda Dianteira.	87
Figura 80 - Localização do Centro de Massa do Triângulo Inferior da Suspensão Traseira.	87
Figura 81 - Localização do Centro de Massa do Cubo da Roda Traseira.	88
Figura 82 - Modelo CAD do conjunto mola-amortecedor.	89
Figura 83 - Jantes dianteiras utilizadas no modelo computacional do veículo.	90
Figura 84 - Jantes traseiras utilizadas no modelo computacional do veículo.....	90
Figura 85 - Versão final do modelo CAD dos pneus dianteiros.	91
Figura 86 - Versão final do modelo CAD dos pneus traseiros.	91
Figura 87 - (a) Versão inicial do pneu dianteiro, com uma espessura de 10 mm e com rasgos; (b) Versão final do pneu dianteiro, com o interior preenchido e sem rasgos.	92
Figura 88 - Localização das juntas cinemáticas 1, 2 e 3, da suspensão dianteira.....	93
Figura 89 - Localização das juntas cinemáticas 4, 5 e 6, da suspensão dianteira.....	93
Figura 90 - Localização da junta cinemática 7, da suspensão dianteira.	94
Figura 91 - Compressão-descompressão do conjunto mola-amortecedor da suspensão dianteira do veículo.....	94
Figura 92 - Mudança de direção das rodas dianteiras do veículo.	95
Figura 93 - Localização das juntas cinemáticas 1, 2, 3 e 4, da suspensão traseira.....	96
Figura 94 - Localização da junta cinemática 5, da suspensão traseira.	96
Figura 95 - Compressão-descompressão do conjunto mola-amortecedor da suspensão traseira do veículo.....	97
Figura 96 - Exemplo da definição de uma força representativa de um elemento de massa estrutural do chassis.	101
Figura 97 - Configuração da mola e do amortecedor, da suspensão dianteira, no <i>SolidWorks Motion</i>	102
Figura 98 - Configuração da mola e do amortecedor, da suspensão traseira, no <i>SolidWorks Motion</i>	102
Figura 99 - Seleção do pneu como elemento de aplicação do motor rotativo.....	104
Figura 100 - Parametrização da opção "Segments" para um motor com velocidade de rotação de 4257 %/s.....	104
Figura 101 - Parametrização da função "Contact", no <i>SolidWorks Motion</i>	106
Figura 102 - Configuração da função "Gravity", no <i>SolidWorks Motion</i>	106
Figura 103 - Sequência de posições do veículo ao passar sobre uma das rampas.	107

Figura 104 - Veículo junto a uma das rampas da superfície.....	107
Figura 105 - Perfil das rampas criadas.....	107
Figura 106 - Sequência de posições do veículo ao passar com o seu lado direito sobre a rampa.	111
Figura 107 - Veículo junto à primeira rampa, neste caso, do lado direito.....	111
Figura 108 - Veículo junto à segunda rampa, neste caso, do lado esquerdo.....	112
Figura 109 - Sequência de posições do veículo no percurso efetuado.....	118
Figura 110 - Veículo junto à primeira curva do percurso.....	119
Figura 111 - Veículo junto à segunda curva do percurso.....	119
Figura 112 - Sketch 3D criado para definir a rota do veículo no percurso: (a) vista de topo; (b) vista isométrica.....	120
Figura 113 - Configuração das funções " <i>Path Mate</i> " na terceira simulação dinâmica.....	121
Figura 114 - Variação da altura dos pontos que definem a linha da trajetória do veículo na pista.	121
Figura 115 - Curva de resposta força-deslocamento das molas da suspensão dianteira.....	141
Figura 116 - Curva de resposta força-deslocamento das molas da suspensão traseira.....	142
Figura 117 - Curva de resposta tração-compressão dos amortecedores da suspensão dianteira.	143
Figura 118 - Curva de resposta tração-compressão dos amortecedores da suspensão traseira.	144

Página deixada propositadamente em branco

Índice de Tabelas

Tabela 1 - Dimensões dos perfis de secção retangular. Adaptado de: [4].	24
Tabela 2 - Dimensões dos perfis de secção circular. Adaptado de: [4].	25
Tabela 3 - Valores de Massa de alguns elementos do veículo. Adaptado de: [4].	28
Tabela 4 - Valores de massa dos componentes da suspensão do veículo. Adaptado de: [4].	29
Tabela 5 - Massa de combustível nos depósitos do veículo. Adaptado de: [4].	29
Tabela 6 - Dados recolhidos e valores obtidos analiticamente, referentes às molas da suspensão do veículo. Adaptado de: [4].	31
Tabela 7 - Massa total do chassis e a sua distribuição percentual pelas suspensões dianteira e traseira. Adaptado de: [4].	31
Tabela 8 - Propriedades mecânicas das molas. Adaptado de: [4].	32
Tabela 9 - Propriedades mecânicas dos amortecedores. Adaptado de: [4].	32
Tabela 10 - Especificação dos pneus frontais e traseiros. Adaptado de: [4].	33
Tabela 11 - Propriedades dos materiais constituintes do chassis.	34
Tabela 12 - Tipos de elementos estruturais utilizados na discretização do modelo.	37
Tabela 13 - Caracterização dos tipos de elementos estruturais.	37
Tabela 14 - Especificações dos perfis (elementos de viga), utilizados na caracterização da estrutura.	38
Tabela 15 - Especificações dos elementos de placa, utilizados na caracterização da estrutura... ..	39
Tabela 16 - Especificações dos elementos de massa estrutural, utilizados na caracterização da estrutura.	39
Tabela 17 - Massa total da estrutura e a sua distribuição por tipo de elementos.	43
Tabela 18 - Comparação entre as massas da Estrutura Modelada e da Estrutura Física.	43
Tabela 19 - Localização do Centro de Massa em relação ao sistema de coordenadas global.	43
Tabela 20 - Frequências naturais e modos de vibração, obtidos pela simulação computacional efetuada no <i>Ansys Workbench</i>	46
Tabela 21 - Frequências naturais e modos de vibração, obtidos pela simulação computacional efetuada no <i>SolidWorks Simulation</i>	61
Tabela 22 - Análise percentual de desvios entre os resultados obtidos no <i>Ansys Workbench</i> e no <i>SolidWorks Simulation</i>	66
Tabela 23 - Identificação dos elementos utilizados no estudo dinâmico.	81
Tabela 24 - Massas adotadas para os componentes da suspensão do veículo.	84
Tabela 25 - Volume dos modelos CAD dos componentes e respectivas densidades de compatibilização.	85
Tabela 26 - Momentos principais de inércia de cada componente da suspensão.	88

Tabela 27 - Momentos de inércia segundo o referencial local do centro de massa de cada componente da suspensão.	89
Tabela 28 - Massas e Inércias do Sistema.	97
Tabela 29 – Conversão dos valores de massa, dos elementos de massa estrutural, para força.	100
Tabela 30 - Conversão das velocidades de Km/h para %/s.	104

Índice de Gráficos

Gráfico 1 - Passagem total do veículo sobre duas rampas - variação do comprimento da mola da suspensão dianteira.....	108
Gráfico 2 - Passagem total do veículo sobre duas rampas - variação do comprimento da mola da suspensão traseira.....	108
Gráfico 3 - Passagem total do veículo sobre duas rampas - variação da força de reação da suspensão dianteira.....	109
Gráfico 4 - Passagem total do veículo sobre duas rampas - variação da força de reação da suspensão dianteira.....	109
Gráfico 5 - Passagem total do veículo sobre duas rampas - variação da posição do centro de massa do veículo na direção do eixo Z (vertical).....	110
Gráfico 6 - Passagem do veículo sobre duas rampas não simétricas - variação do comprimento da mola do lado esquerdo, da suspensão dianteira.....	112
Gráfico 7 - Passagem do veículo sobre duas rampas não simétricas - variação do comprimento da mola do lado direito, da suspensão dianteira.....	113
Gráfico 8 - Passagem do veículo sobre duas rampas não simétricas - variação do comprimento da mola do lado esquerdo, da suspensão traseira.....	113
Gráfico 9 - Passagem do veículo sobre duas rampas não simétricas - variação do comprimento da mola do lado direito, da suspensão traseira.....	114
Gráfico 10 - Passagem do veículo sobre duas rampas não simétricas - variação da força de reação do lado esquerdo, da suspensão dianteira.....	114
Gráfico 11 - Passagem do veículo sobre duas rampas não simétricas - variação da força de reação do lado direito, da suspensão dianteira.....	115
Gráfico 12 - Passagem do veículo sobre duas rampas não simétricas - variação da força de reação do lado esquerdo, da suspensão traseira.....	115
Gráfico 13 - Passagem do veículo sobre duas rampas não simétricas - variação da força de reação do lado direito, da suspensão traseira.....	116
Gráfico 14 - Passagem do veículo sobre duas rampas não simétricas - variação da posição do centro de massa do veículo na direção do eixo Z (vertical).....	116
Gráfico 15 – Análise da mudança de direção do veículo com elevação nas curvas - variação do comprimento da mola do lado esquerdo, da suspensão dianteira.....	122
Gráfico 16 - Análise da mudança de direção do veículo com elevação nas curvas - variação do comprimento da mola do lado direito, da suspensão dianteira.....	122
Gráfico 17 - Análise da mudança de direção do veículo com elevação nas curvas - variação do comprimento da mola do lado esquerdo, da suspensão traseira.....	123

Gráfico 18 - Análise da mudança de direção do veículo com elevação nas curvas - variação do comprimento da mola do lado direito, da suspensão traseira.	123
Gráfico 19 - Análise da mudança de direção do veículo com elevação nas curvas - variação da força de reação do lado esquerdo, da suspensão dianteira.	124
Gráfico 20 - Análise da mudança de direção do veículo com elevação nas curvas - variação da força de reação do lado direito, da suspensão dianteira.	124
Gráfico 21 - Análise da mudança de direção do veículo com elevação nas curvas - variação da força de reação do lado esquerdo, da suspensão traseira.	125
Gráfico 22 - Análise da mudança de direção do veículo com elevação nas curvas - variação da força de reação do lado direito, da suspensão traseira.	125
Gráfico 23 - Análise da mudança de direção do veículo com elevação nas curvas - variação da posição do centro de massa do veículo na direção do eixo Y (lateral).	126
Gráfico 24 - Análise da mudança de direção do veículo com elevação nas curvas - variação da posição do centro de massa do veículo na direção do eixo Z (Vertical).	126

1. Introdução

Os avanços na área da testagem de protótipos, que cada vez mais é efetuada no âmbito digital, demonstram a importância das ferramentas computacionais. Nos dias de hoje, o estudo estrutural de um componente ou sistema é, cada vez mais, executada por meio de simulações estáticas e dinâmicas, com recurso a um ambiente gráfico.

A vertente estática é indispensável na conceção de um produto, uma vez que verifica a sua capacidade de suportar a carga para o qual foi projetado, sem comprometer o funcionamento do sistema. Neste domínio, a análise é realizada com recurso ao método dos elementos finitos. No que diz respeito à simulação dinâmica, esta certifica que os componentes de um sistema se movem de acordo com o que é pretendido, demonstrando assim o comportamento do mecanismo físico.

O presente trabalho é o resultado de uma análise estrutural estática e dinâmica, de um chassis e suspensão de um veículo automóvel. Para efetuar o estudo estático, utilizou-se os softwares *Ansys Workbench* [1] e *SolidWorks Simulation* [2]. No que toca ao estudo dinâmico, recorreu-se ao *SolidWorks Motion* [3]. Os modelos 3D do chassis e das suspensões foram modelados com recurso às ferramentas de CAD do *SolidWorks*.

1.1. Motivação e Objetivos

A escolha do tema deste trabalho de projeto surge de uma proposta para realizar uma análise estrutural de um chassis e suspensão de um Lancia Stratos HF, cujos dados relativos a estes componentes foram anteriormente recolhidos, num trabalho de investigação, desenvolvido por Milho [4]. Para além disto, o autor dispunha ainda de um modelo 3D do chassis, no *Ansys Workbench*, que foi desenvolvido no ano de 1995. Este serviu como modelo de verificação para aquele que foi agora criado no *SolidWorks*, durante o presente projeto.



Figura 1 - Lancia Stratos HF.

Um dos objetivos principais deste trabalho é apresentar uma análise estrutural de um chassis e suspensão, nas suas vertentes estática e dinâmica. Para o mesmo ser alcançado é necessário cumprir alguns objetivos secundários:

- a) Modelação do Chassis, de acordo com o levantamento de dados previamente efetuado na referência [4];
- b) Desenvolvimento de um estudo de frequências do chassis com recurso ao *SolidWorks Simulation*,
- c) Verificação deste modelo 3D, por via de um estudo de frequências elaborado anteriormente para o trabalho apresentado na referência [4], no *Ansys Workbench*;
- d) Estudo de rigidez torsional e resistência estrutural do chassis, no *software SolidWorks Simulation*;
- e) Modelação da suspensão do veículo, com base no levantamento de dados previamente realizado por Milho [4];
- f) Criação do modelo do veículo (chassis + suspensão), utilizado na análise de movimento;
- g) Análise Dinâmica do veículo, quando este é submetido a diferentes condições de velocidade e movimento, com recurso ao *software SolidWorks Motion*.

Para além disto, o segundo objetivo principal deste trabalho de projeto é comprovar que tanto o *SolidWorks Simulation*, como o *SolidWorks Motion*, permitem satisfazer as necessidades de uma análise estrutural deste tipo.

1.2. Estrutura do Documento

O presente trabalho de projeto encontra-se dividido por dez capítulos e respetivos subcapítulos, de forma a organizar a informação contida neste documento, acerca da análise estrutural realizada:

- **Capítulo 1** – Este primeiro capítulo inicia-se com uma breve introdução acerca do tema da monografia. Adiante, é apresentada a motivação que levou à escolha deste objeto de estudo, bem como os objetivos propostos. Por fim, encerra-se com a explicação da estrutura do documento;
- **Capítulo 2** – É apresentado o estado da arte acerca do tema, realizando-se uma revisão bibliográfica, onde se começa por mostrar os processos de processo e testagem de chassis e suspensões de veículos automóveis. De seguida, é feita uma descrição geral do veículo automóvel Lancia Stratos HF. Este capítulo termina com o tópico de análise estática e dinâmica em ambiente de simulação computacional, que realça a importância destas ferramentas atualmente;
- **Capítulo 3** – São apresentadas as características estruturais do modelo físico do veículo, onde se parte das propriedades geométricas da estrutura do chassis. Para além disto,

analisa-se as massas dos elementos do veículo, encerrando com as características mecânicas das molas, amortecedores e pneus e respectivos materiais dos componentes em questão;

- **Capítulo 4** – Este capítulo inicia-se com a configuração do modelo de simulação, no *Ansys Workbench*, de um estudo de frequências no chassi. De seguida é apresentado o processo de modelação e simulação do novo modelo do chassi, no *SolidWorks Simulation*. Termina-se com a verificação deste novo modelo, onde são expostos os desvios nos valores obtidos entre os dois *softwares*;
- **Capítulo 5** – São apresentados mais alguns estudos estáticos aplicados à modelação do chassi, nomeadamente um estudo de rigidez torsional e outro de flexão vertical;
- **Capítulo 6** – Neste capítulo é apresentado o modelo computacional utilizado para as análises dinâmicas do veículo, com recurso ao *SolidWorks Motion*. Primeiramente, são desenvolvidos os modelos CAD das suspensões dianteira e traseira, bem como dos pneus do veículo. De seguida são mostradas as juntas cinemáticas utilizadas para dar origem ao modelo computacional, passando por uma avaliação das propriedades de inércia dos componentes. Por fim, neste capítulo, o veículo é sujeito a três estudos de simulação dinâmica, segundo diferentes condições de velocidade e deslocamento. São mostradas as configurações dos elementos de simulação e, posteriormente, apresenta-se os diferentes estudos e respetivos resultados;
- **Capítulo 7** – Este é o capítulo que encerra a monografia, onde é formalizada uma reflexão sobre todos os resultados obtidos dos estudos efetuados. Para além disto, são também enunciadas algumas propostas de trabalho futuro.

Página deixada propositadamente em branco

2. Estado da Arte

O chassis de um veículo automóvel é utilizado para suportar todos os componentes do mesmo e está sujeito a cargas externas e internas [5]. As cargas externas provêm da interface roda-terra, propagando-se através do mecanismo de suspensão, bem como da aerodinâmica da carroçaria do automóvel. Já as cargas internas são causadas pela massa do veículo (p.e. motor) e pelas cargas úteis (tais como passageiros e bagagem). Relativamente à suspensão de um automóvel, este é um mecanismo que liga a roda diretamente ao chassis e a sua principal função é isolar o corpo dos distúrbios provenientes da superfície irregular da estrada [6].

Na década de 1930, as deformações da estrutura do chassis e suspensão de um automóvel, tornaram-se numa temática importante à medida que as velocidades máximas aumentavam. Desde então, a construção desta estrutura passou a respeitar imposições à indústria, relativamente ao cumprimento das medidas de segurança, tanto para os passageiros como para a integridade do veículo [6].

Nesta altura, depois da produção de cada automóvel estar concluída, os mesmos eram levados para a estrada para serem testados e avaliados relativamente à sua condução. Posteriormente, se tudo estivesse conforme, seriam entregues ao cliente [6].

Com o passar do tempo, concluiu-se que esta não seria uma opção viável, na medida em que alguns veículos apresentavam defeitos irreversíveis, que poderiam ter sido evitados se houvesse um estudo prévio das características dos mesmos, antes de se iniciar a sua produção [6]. Passaram assim a ser utilizados protótipos físicos. O desempenho do produto e as avaliações de fiabilidade começaram a depender somente de testes físicos. A produção de protótipos envolve um planeamento específico, bem como equipamentos e ferramentas, para uma quantidade muito pequena de produção. Desta forma, o processo torna-se dispendioso e demorado, especialmente quando é solicitada uma alteração no protótipo, de forma a corrigir lacunas encontradas nos testes físicos, levando assim à necessidade de produzir uma nova versão [7].

Estando este processo assim organizado, o ciclo de desenvolvimento do produto tende a ser alargado, e a qualidade do produto é muitas vezes comprometida para evitar mais atrasos. Deste modo, muitas abordagens e conceitos têm vindo a ser propostos ao longo dos anos, todos com três objetivos comuns: encurtar o ciclo de desenvolvimento do produto, melhorar a qualidade do mesmo e reduzir o seu custo [7].

Várias propostas passam pela utilização de protótipos virtuais. Este é um método baseado na simulação, que fornece aos engenheiros uma melhor compreensão do comportamento do produto e permite a tomada de decisões no domínio virtual. Este ambiente virtual é um *software* de *e-Design*, em que tanto a geometria como as propriedades físicas de um produto são representadas

e simuladas com precisão. Deste modo, é possível conceber produtos com melhor qualidade, menor custo de fabrico e com um ciclo de desenvolvimento mais curto. Com um conhecimento exaustivo do produto obtido através das simulações, permite também que sejam tomadas decisões de projeto mais acertadas [7]. Um *software* típico de *e-Design* pode ser constituído por uma combinação de ferramentas de Desenho Assistido por Computador (*Computer-Aided Design - CAD*), Engenharia Assistida por Computador (*Computer-Aided Engineering - CAE*) e Fabrico Assistido por Computador (*Computer-Aided Manufacturing - CAM*), como é o caso do *software* que é utilizado na realização do presente projeto (*SolidWorks*) [7].

A utilização destas ferramentas computacionais nos estudos de validação de projetos, é considerada uma abordagem de nova geração no processo de desenvolvimento do produto. Isto deve-se à facilidade na obtenção de resultados numéricos, bem como de sugestões de soluções alternativas [8–10].

Antes deste tipo de abordagem, em 1997, Verganti já tinha argumentado que a mesma desempenharia um papel importante na testagem e também na evolução dos conceitos utilizados na análise de protótipos físicos [11]. Atualmente, os estudos de verificação do projeto e a utilização de protótipos virtuais são utilizados para explorar ou testar novas ideias, seguindo sempre o mesmo raciocínio que era aplicado aos protótipos físicos [12–15].

De entre todos os estudos possíveis aquando da utilização destas ferramentas computacionais, os testes mais comuns aplicados à indústria automóvel são os seguintes: teste de colisão, teste de inclinação e testes de suporte da massa da estrutura. O facto destes ensaios estruturais terem sido realizados por veículos físicos até à data, mostram o rápido desenvolvimento de estudos de validação do projeto nas fases de desenvolvimento do produto [16].

De forma a realizar todos estes testes no domínio virtual, são utilizadas duas vertentes dos *softwares* de simulação numérica: a análise estrutural e a análise de movimento.

A análise estrutural compreende o conjunto de teorias de engenharia mecânica, que obedecem às leis da física necessárias para o estudo do comportamento de estruturas, relativamente à sua capacidade de suportar cargas. De uma perspetiva teórica, o principal objetivo da análise estrutural é a simulação de deformações, forças internas e tensões. Na prática, esta temática revela o desempenho estrutural do projeto de uma estrutura e assegura a sua integridade, sem a necessidade de testes físicos [7].

Em relação à análise de movimento, esta inclui as leis da física e da matemática necessárias para prever o desempenho e comportamento de sistemas mecânicos. Após a conclusão de um modelo CAD, não é claro se o sistema se comportará como pretendido, se os componentes se moverão devidamente, ou se haverá interferências. Deste modo, a análise de movimento oferece a

possibilidade de dar resposta a estas incertezas com a devida precisão. Na prática, esta temática sustenta o projeto de um equipamento através da simulação do seu desempenho cinemático e dinâmico e garante o seu sucesso, sem a necessidade de recorrer a testes físicos, sendo bastante relevante na fase inicial de um projeto [7].

A análise de publicações recentes ([5, 17, 18]) confirma que a utilização destas ferramentas digitais é fulcral para o sucesso de um projeto. Deste modo, é seguro afirmar que a utilização de protótipos digitais, não só é vantajosa em comparação às metodologias antigas, como também possui uma excelente fiabilidade no que toca aos resultados obtidos. Para além disto, permite que seja efetuado um maior volume de ensaios, com menores custos, promovendo assim a qualidade e a segurança na tomada de decisões de um projeto.

2.1. Metodologia de Projeto e Testagem de Chassis e Suspensão

2.1.1. Chassis

O chassis representa a espinha dorsal de um veículo, ao qual estão ligados grande parte dos componentes. Todas as forças e vibrações acabam por ser transmitidas para ele. Durante o seu projeto, a segurança do condutor deve ser a prioridade máxima, de modo que qualquer tipo de força proveniente de um impacto não o atinja [19].

Este é um componente desenvolvido, maioritariamente, por tubos que são soldados entre si, de forma a criar uma estrutura rígida que pode resistir a várias condições adversas durante um impacto. O chassis deve ser suficientemente resistente para suportar todas as cargas e, ao mesmo tempo, permanecer o mais leve possível, de forma a maximizar o desempenho do veículo [20].

O processo de conceção do chassis é composto por várias etapas, desde a atribuição do fim para o qual é projetado, até à sua construção. De um modo geral, as etapas podem ser organizadas da seguinte forma: identificação de restrições (massa, dimensões, etc.); determinar os critérios de desempenho necessários; pesquisa de técnicas e metodologias de conceção; utilização de *software* CAD para a criação de um modelo 3D; e por fim, o início da construção [21].

Uma das principais considerações durante o projeto de um chassis é também a ergonomia do condutor, com o objetivo de aumentar a eficiência e o conforto proporcionados. Para tal, as dimensões gerais do chassis devem ser determinadas tendo em conta que um indivíduo com um percentil de 95, pode facilmente acomodar-se no cockpit, para além do motor, caixa de velocidades e outros componentes elétricos e mecânicos, que serão acoplados a esta estrutura [20]. Outro aspeto importante é a seleção adequada do material, de modo a aumentar a fiabilidade, a segurança e o desempenho global do veículo. Para além disto, a escolha do material deve ter em conta que o chassis deverá satisfazer critérios de rigidez e resistência à flexão e torção [21].

Com isto, é então possível afirmar que o chassis é concebido com base em quatro fatores principais - a segurança do condutor, a ergonomia, a resistência e a capacidade de fabrico [20].

De forma a assegurar que esta estrutura é viável, a mesma deve ser submetida a diferentes testes, neste caso no âmbito digital, mas também, eventualmente, com protótipos físicos.

Existem dois ensaios principais que permitem avaliar o comportamento do chassis relativamente à rigidez de torção e flexão. O ensaio de torção simula o que acontece quando o veículo, por exemplo, sobe um passeio com apenas uma das rodas, enquanto o ensaio de flexão examina o que acontece com a aplicação de cargas úteis. No caso destes testes serem efetuados em protótipos físicos, ambos são efetuados no mesmo banco de ensaios, que é configurado de acordo com o objetivo de cada ensaio. Esta máquina (ilustrada na Figura 2-(a) para os ensaios de torção e na Figura 2-(b) para os ensaios de flexão) é feita de um bloco de fundação caracterizado por uma rigidez bastante superior aos valores a medir [6].

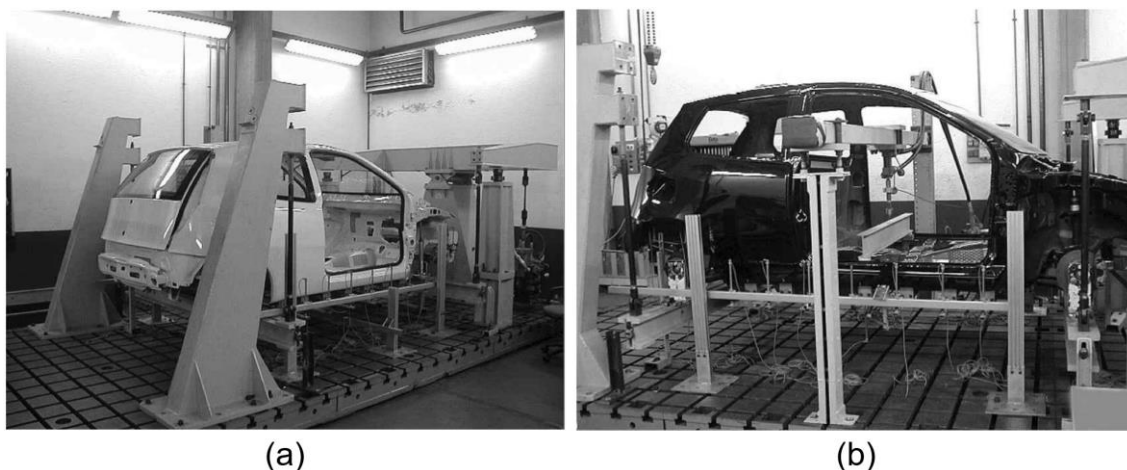


Figura 2 - Banco de ensaios preparado para: (a) um ensaio de torção; (b) um ensaio de flexão. Adaptado de [6].

A rigidez à torção de um chassis determina a sua capacidade de suportar cargas ou binários em condições dinâmicas críticas. Caso este componente não possua uma rigidez à torção adequada, haverá um comprometimento do desempenho da suspensão e, conseqüentemente, do veículo como um todo. Para efetuar esta análise, os pontos onde é acoplada a suspensão traseira tornam-se fixos e o binário é aplicado em torno do eixo longitudinal nos pontos onde é fixa a suspensão dianteira. Deste modo, testa-se as condições críticas do chassis [22]. Na Figura 3 é apresentado um esquema do chassis quando submetido a este teste.

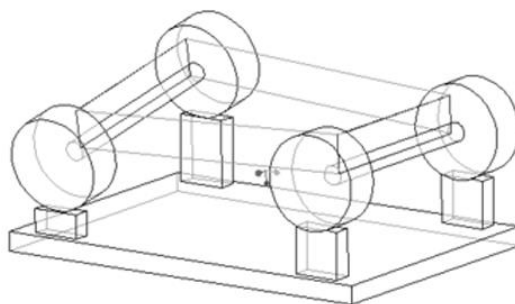


Figura 3 – Esquema representativo de uma situação de torção longitudinal, num veículo automóvel. Adaptado de [23].

No que toca ao ensaio de flexão vertical, este é efetuado para determinar se o chassi pode suportar a carga gravitacional de todos os componentes nele acoplados, em condições estáticas. Durante este teste, todos os pontos de acoplação das suspensões tornam-se fixos e assume-se que todas as cargas atuam na direção vertical e no sentido de cima para baixo [22]. De forma a compreender melhor o movimento efetuado pelo chassi, observe-se a Figura 4, onde está representado um esquema de uma situação de flexão.

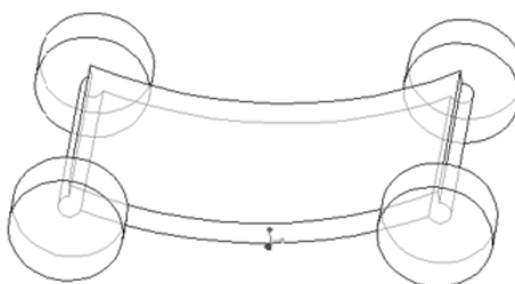


Figura 4 - Esquema representativo de uma situação de flexão, num veículo automóvel. Adaptado de [23].

É ainda importante referir que através destes, é possível descobrir discontinuidades na função estrutural do veículo, derivadas de deformações cíclicas, provenientes do funcionamento do veículo. Estas discontinuidades de deformação representam potenciais pontos de rutura [6].

2.1.2. Suspensão

Uma vez que um veículo rígido, com mais de três rodas, é considerado um sistema hiperestático, é necessário que a sua estrutura seja suficientemente flexível para permitir o contacto contínuo das rodas com o solo. Em alternativa, as rodas podem também estar conectadas a um corpo rígido, através de um sistema deformável, uma suspensão [6].

O sistema da suspensão é uma combinação, essencialmente, de pneus, molas, amortecedores e conectores, que permitem estabelecer o contacto entre o veículo e as rodas, permitindo uma deslocação razoável. Este sistema é essencial para a manobrabilidade do veículo e consistência na sua movimentação. Atualmente, o mecanismo da suspensão é um dos mais importantes no

conjunto de um automóvel, pois tem um papel fulcral na segurança e no conforto proporcionados aos passageiros [24].

O principal objetivo do conjunto da suspensão de um veículo é reduzir a aceleração vertical que é transmitida ao chassis, garantindo o conforto dos passageiros e assegurando que as rodas permanecem em contacto com o solo [24, 25]. No entanto, existem também outros fatores a ter em conta, tais como: impedir que os choques originados pelas irregularidades do solo sejam transmitidos para outros componentes do veículo; proteger os passageiros desses mesmos choques; e manter a estabilidade do veículo durante uma inclinação (segundo o eixo lateral) ou rolagem do mesmo (segundo o eixo longitudinal) [24].

Este sistema pode ser dividido em três grupos principais: uma estrutura que suporta a massa do veículo e que determina a geometria da suspensão; uma mola que converte energia cinética em energia potencial, ou vice-versa; e um amortecedor, que é um dispositivo mecânico concebido para dissipar a energia cinética [24, 25]. Uma suspensão de um automóvel permite o movimento relativo entre a roda e o chassis do veículo. Do ponto de vista teórico, este mecanismo deve reduzir o número de graus de liberdade de uma roda, de 6 para 2 no eixo traseiro e para 3 no eixo dianteiro. Para além disto, o sistema terá também de suportar a propulsão, a direção, os travões e as forças que lhes estão associadas. No que diz respeito aos movimentos relativos das rodas, estes são: o movimento vertical (proveniente da compressão-descompressão das molas e amortecedores); o movimento de rotação em torno dos eixos laterais; e o movimento de rotação em torno dos eixos verticais devido ao ângulo de viragem [25].

Nos dias de hoje, considera-se que existem três famílias de suspensões: ativas, semiativas e passivas.

As suspensões ativas estão equipadas com quadros de controlo eletrónico, que permitem comandar a atividade dos componentes da suspensão. Este tipo de suspensões beneficia significativamente da energia que é fornecida ao controlo dinâmico da oscilação vertical do veículo. Esta contribuição de energia é suficiente para modificar, instantaneamente, o comportamento da suspensão perante as irregularidades do solo, podendo até mesmo anular qualquer oscilação vertical. Relativamente às suspensões semiativas, este é um sistema que utiliza um amortecedor variável ou outras peças de dispersão variável. Esta gama de suspensões tem um consumo de energia limitado pelo controlo estático da oscilação vertical do veículo ou pelo controlo do amortecedor. Contrariamente às suspensões ativas, neste caso a contribuição de energia não é suficiente para modificar esta oscilação de forma instantânea [6, 24].

Por fim, no que toca às suspensões passivas, estas são constituídas apenas por molas e amortecedores, com uma rigidez e um coeficiente de amortecimento específico. Reagem apenas a forças provenientes da superfície do solo. O amortecimento é conseguido através da

transformação da energia proveniente das oscilações em calor, que é posteriormente disperso no ar. Estes tipos de suspensões são projetados para oferecer uma relação razoável entre conforto e segurança, acabando por serem fiáveis, simples e económicas [6, 24].

De forma a facilitar a compreensão destes três grupos distintos de suspensões, observe-se a Figura 5.

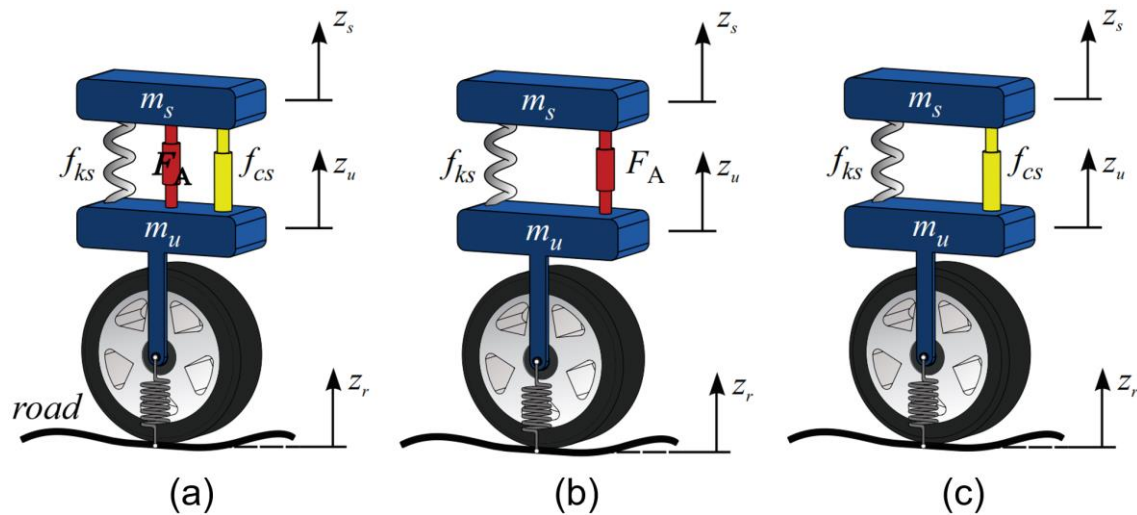


Figura 5 - Esquema representativo dos diferentes tipos de suspensões: (a) Suspensão ativa com um amortecedor eletromagnético e um amortecedor hidráulico; (b) Suspensão semiativa com um amortecedor eletromagnético; (c) Suspensão passiva com um amortecedor hidráulico. Adaptado de [26].

No caso do Lancia Stratos HF, este dispõe apenas de suspensões passivas. A sua suspensão traseira é do tipo *McPherson* (Figura 6-(a)), enquanto a dianteira é do tipo duplo braço triangular (Figura 6-(b)), ambas com barras de torção para impedir a rolagem do veículo [4].

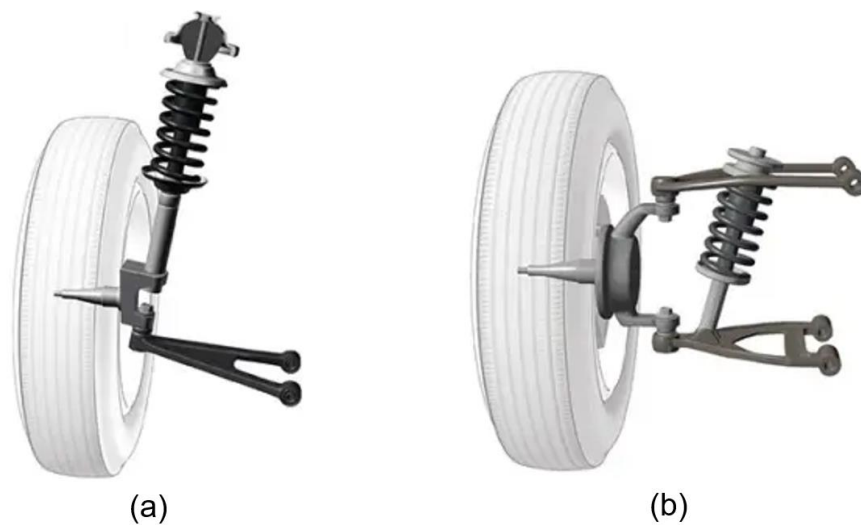


Figura 6 - Esquema representativo dos dois tipos de suspensões que constituem o Lancia Stratos HF: (a) Suspensão do tipo *McPherson*; (2) Suspensão do tipo duplo braço triangular.

Em relação à testagem de suspensões, as mesmas podem ser submetidas a ensaios de fadiga, de uso indevido, de colisão, elasto-cinéticos e também de caracterização de vibrações [6].

No caso da avaliação do comportamento da suspensão à fadiga, esta pode ser efetuada através de cálculos ou testes. No caso desta análise ser realizada num banco de ensaios, são utilizadas instalações específicas que permitem efetuar as medições necessárias. É feita uma especificação de carga e será simulada de forma sintética, toda a vida útil do componente em estudo. O ensaio de fadiga pode ser aplicado a toda a suspensão ou a um único componente (como um braço, uma mola, etc.), separado do sistema [6].

Num ensaio de uso indevido é assegurado que a suspensão permite um número mínimo de utilizações incorretas, sem rutura. Nesta situação, o objetivo é que, após uma má utilização, o condutor compreenda que cometeu um erro. Desta forma, o utilizador acabará por entender que nunca mais o deverá repetir, existindo assim uma curva de aprendizagem. Deste modo, ao assegurar que existe um número mínimo de utilizações indevidas, não se interrompe a aprendizagem do condutor, que certamente passará a utilizar a suspensão de forma correta [6].

Segundo o que é especificado por lei, o ensaio de colisão deve ser realizado numa suspensão. Estes mecanismos devem ser concebidos de modo a não penetrarem no habitáculo. Deve ser comprovado que estas estruturas são capazes de colapsar de forma não agressiva durante uma colisão, enquanto desempenham um papel importante na conservação da integridade geométrica do habitáculo [6].

Um banco preparado para um ensaio elasto-cinético é capaz de impor às suspensões um determinado deslocamento ou conjunto de forças. A possibilidade de aplicar ciclos de carga é essencial para avaliar os atritos e histereses. Para além disto, podem ser também aplicadas forças verticais ou simular uma situação em que o veículo sofre uma mudança de direção. Neste ensaio, o banco é normalmente composto por um sistema de controlo de atuadores, um sistema de medição e registo e também um *software* adequado para a aquisição de dados [6]. Na Figura 7 é apresentado um exemplo de um veículo a ser submetido a um ensaio elasto-cinético.



Figura 7 - Veículo submetido a um ensaio elasto-cinético. Adaptado de [6].

Por fim, pode também ser realizado um ensaio de caracterização de vibrações. Num banco de ensaios desenvolvido para este fim, é possível analisar o comportamento vibracional do veículo completo e das suas suspensões, provocado pela aplicação de forças periódicas nas rodas, que simulam, num ambiente controlado, o perfil da estrada. As forças aplicadas, durante este ensaio, são unicamente verticais, e as rodas do veículo encontram-se imóveis. Contudo, este ensaio é útil na medida que permite: controlar a capacidade de filtragem das suspensões; recriar e resolver problemas detetados durante o movimento do veículo na estrada; resolver vibrações indesejadas que podem produzir ruído; e também fornecer correlações experimentais a modelos matemáticos sobre o conforto do veículo [6].

2.2. Descrição Geral do Veículo Lancia Stratos HF

O Lancia Stratos HF é um automóvel desportivo italiano, fabricado pela Lancia entre 1972 e 1975, tendo sido produzido em duas versões: uma para estrada e outra para rally, ambas com tração traseira [27].

No presente estudo foi utilizada uma réplica do modelo original de um Lancia Stratos HF de estrada, mostrado na Figura 8. Este exemplar, existente no Instituto Superior Técnico (IST), apresenta uma estrutura, suspensões e carroçaria bastante semelhantes ao modelo original do veículo [4].



Figura 8 - Modelo original de um Lancia Stratos HF. Retirado de [28].

Algumas características relativamente à estrutura, suspensões, motor, pneus e dimensões gerais deste veículo serão descritas adiante.

2.2.1. Estrutura

O chassis deste veículo foi projetado para enfrentar terrenos difíceis e para proteger os ocupantes de eventuais colisões. Pretendia-se que o mesmo oferecesse uma boa rigidez, mantendo a premissa que teria de ser o mais leve possível [29].

Assim, foi concebido um chassis do tipo monobloco, maioritariamente em aço. O chassis tubular posterior suporta as suspensões traseiras, bem como o grupo propulsor, que está posicionado transversalmente. Este veículo possui dois depósitos de combustível, um de cada lado, estando os mesmos colocados à frente de cada roda posterior [4]. Toda esta configuração pode ser verificada na Figura 9.

É ainda relevante referir que a carroçaria do Lancia Stratos HF é totalmente em fibra de vidro.



Figura 9 - Localização das suspensões traseiras, do grupo propulsor e dos depósitos de combustível, na zona posterior do chassis. Retirado de [28].

2.2.2. Suspensão Anterior

A suspensão anterior é de rodas independentes, do tipo duplo braço triangular, pois possui triângulos superiores clássicos e braços laterais inferiores, que acabam por formar um triângulo com os tirantes. Possui ainda molas helicoidais e amortecedores hidráulicos telescópicos coaxiais, para além de uma barra de torção transversal [4].

Este tipo de suspensão é conhecido por fornecer um excelente controlo sobre o veículo, especialmente em velocidades elevadas [29].

Na Figura 10 é mostrada a configuração da suspensão anterior esquerda do Lancia Stratos HF.



Figura 10 - Configuração da suspensão anterior esquerda. Retirado de [28].

2.2.3. Suspensão Posterior

No que toca à suspensão posterior, esta é também de rodas independentes, no entanto, é do tipo *McPherson*. Possui também molas helicoidais, amortecedores hidráulicos telescópicos e uma barra de torção transversal [4].

A utilização deste tipo de configuração de suspensão é menos comum na traseira de um automóvel desportivo, no entanto, concluiu-se que confere um ótimo equilíbrio entre controlo e conforto [6].

Na Figura 11 é apresentada a suspensão posterior esquerda do Lancia Stratos HF, pelo que é possível notar o local onde a mesma está acoplada ao chassis.



Figura 11 - Configuração da suspensão posterior esquerda. Retirado de [28].

2.2.4. Motor

O motor do Lancia Stratos HF é conhecido como “Dino”, uma vez que foi codesenvolvido por Alfredo Dino Ferrari, em parceria com a Lancia [29].

Este grupo propulsor, apresenta uma configuração de 6 cilindros em V (V6) a 65°, com 2418 cm^3 de cilindrada, 190 CV de potência às 7000 RPM e segue o ciclo Otto [30]. Possui um bloco de ferro fundido, cabeças de alumínio e carburadores Weber triplos. Como já foi referido anteriormente, o motor do Lancia Stratos HF era montado transversalmente, na zona posterior do veículo, e a ele está acoplada uma caixa de 5 velocidades [29].

Este motor pode ser observado na Figura 12.

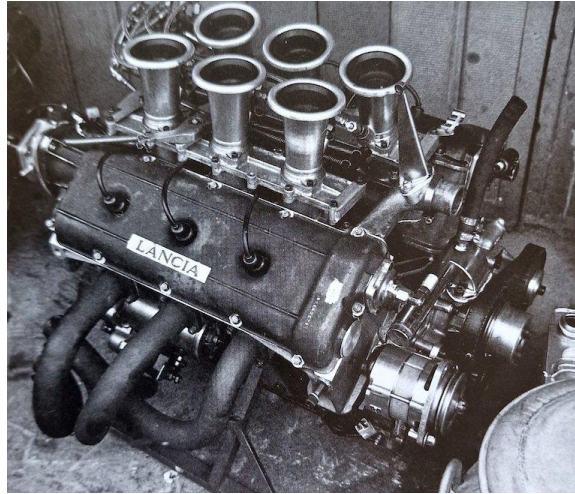


Figura 12 - Motor "Dino" do Lancia Stratos HF. Retirado de [31].

2.2.5. Pneus

Relativamente ao tipo de pneus utilizados, são da marca YOKOHAMA, modelo AV1-50i, com os códigos 225/50 ZR15 para os pneus posteriores e 205/50 ZR15 para os anteriores [4].

2.2.6. Dimensões Gerais do Veículo

As dimensões gerais do Lancia Stratos HF estão apresentadas na Figura 13.

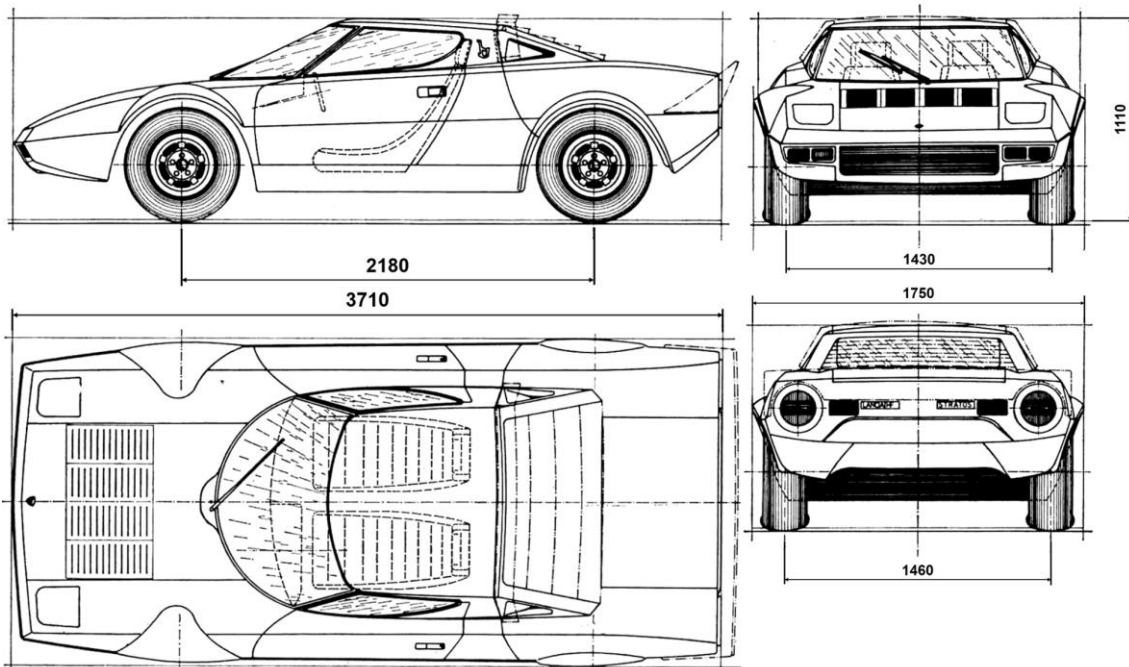


Figura 13 - Dimensões gerais do Lancia Stratos HF. Adaptado de [30].

2.3. Simulação Estática e Dinâmica

A criação de protótipos para a verificação da viabilidade de um componente ou sistema, nos dias de hoje, é muitas das vezes efetuada no âmbito digital. Assim, a utilização de protótipos físicos tem vindo a diminuir, sendo gradualmente substituídos por protótipos virtuais. A avaliação destes modelos é baseada na simulação, que pode ter duas vertentes: estática e dinâmica [7].

A análise estática é uma parte essencial da conceção de um produto. É fundamental que os componentes mecânicos sejam resistentes e duráveis, de modo que todo o sistema seja capaz de suportar as cargas de funcionamento nas condições pretendidas, mantendo a sua integridade estrutural. Neste tipo de análise podem ser efetuados estudos de encurvadura, deformada, frequências, tensões, entre outros. No entanto, algo que é transversal a todos eles é o método numérico utilizado para a sua resolução, como o método dos elementos finitos [7].

O método ou análise de elementos finitos, é um método numérica para encontrar soluções aproximadas para equações diferenciais parciais que regem um problema físico [32]. De um modo geral, considera-se que existem três etapas principais na utilização deste método: o pré-processamento, as soluções e o pós-processamento [7].

O pré-processamento tem início com a criação de um modelo geométrico da estrutura em estudo, que é normalmente efetuada com recurso a ferramentas CAD. Este modelo é depois importado para um domínio onde será efetuada a análise de elementos finitos. Aqui existe a possibilidade da criação automática ou manual, de uma malha de elementos finitos. Esta malha pode ser poligonal ou poliédrica, tendo de se gerada de acordo com os contornos da superfície, pois a malha tem um impacto direto nos resultados obtidos. Para além disto, são também definidas as propriedades dos materiais, os carregamentos aplicados e as condições de fronteira. Este passo é fundamental, pois a malha deve ser devidamente limitado por restrições de deslocação, de forma a eliminar o movimento de corpo rígido e, mais importante que isto, para captar com exatidão as condições físicas. Por fim, deverá ser especificado o tipo de solução pretendido (vibrações, encurvadura, etc.) [7, 32, 33].

A etapa das soluções é tratada consoante o tipo de solução especificado. O tipo de código por detrás da análise de elementos finitos formula as matrizes de elementos, bem como as matrizes globais, impõe as condições de fronteira e resolve o sistema de equações, recorrendo a um algoritmo numérico. Este algoritmo decompõe a matriz de rigidez, que resultará numa multiplicação entre a matriz triangular inferior e a matriz triangular superior [7].

Os resultados da análise podem ser visualizados de várias formas na etapa de pós-processamento. Podem ser apresentados gráficos com gradação de cores ou nos contornos do componente em

estudo, bem como a forma deformada ou uma animação, com o objetivo de facilitar a visualização da deformação estrutural [7].

Para realizar esta análise de elementos finitos, existem alguns softwares com esta capacidade, como o caso do *Ansys Workbench* e o *SolidWorks Simulation*, que serão utilizados ao longo do estudo apresentado no presente trabalho.

De forma a simplificar o entendimento destas etapas, verifique-se o esquema da Figura 14.

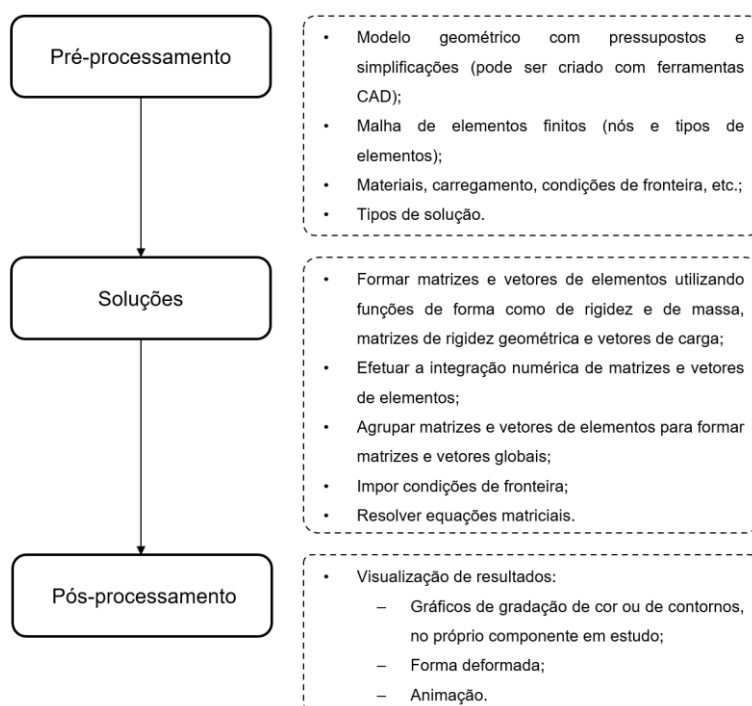


Figura 14 - Processo de análise estática através do método dos elementos finitos. Adaptado de [7].

Relativamente à vertente da análise dinâmica de um protótipo digital, esta é fulcral, especialmente, para sistemas mecânicos que envolvam componentes com movimento. Os componentes devem mover-se de determinada forma para realizar a funcionalidade necessária e alcançar o desempenho desejado. Não deve existir colisão ou interferência entre eles, uma vez que pode comprometer o funcionamento e a durabilidade de um mecanismo. Essencialmente, o produto deve ser concebido e os projetistas devem entender o comportamento cinemático e dinâmico do sistema. Assim, recorre-se à análise de movimento, que oferece alternativas viáveis de apoio aos engenheiros de projeto, na simulação e análise do movimento de peças em sistemas mecânicos, nas fases iniciais de um projeto [7, 33].

A maioria destes sistemas envolve múltiplas peças móveis. Numa perspetiva de análise do movimento, esses produtos são frequentemente referidos como sistemas de corpos múltiplos, que devem ser modelados através da incorporação de massa e inércia das peças individuais, bem como as ligações entre componentes (também designadas por juntas cinemáticas) [7, 34].

A análise cinemática de sistemas de corpos múltiplos envolve a formulação de equações de movimento e a sua resolução para a posição, velocidade e aceleração dos corpos individuais do sistema, no tempo. Esta análise é importante pois permite avaliar a funcionalidade e o desempenho de um sistema mecânico. Assim sendo, o movimento dos corpos é descrito pelo seu comportamento cinemático. Já o seu comportamento dinâmico resulta do equilíbrio das forças aplicadas e da taxa de variação dos momentos. Como característica importante, a dinâmica de sistemas de corpos múltiplos dispõe, normalmente, de uma forma logarítmica e assistida por computador para modelar, analisar, simular e otimizar o movimento arbitrário de vários corpos interligados [7, 33, 34].

O processo para efetuar uma análise de movimento consiste, essencialmente, em três etapas, semelhantes às que foram apresentadas para a análise estática: o pré-processamento (criação do modelo), a análise (ou simulação) e a visualização de resultados. Durante a fase do pré-processamento, são configurados os motores que acionam o mecanismo para a análise cinemática, bem como as cargas externas aplicadas, molas, amortecedores e condições iniciais do sistema. Para além disto, devem ser também corretamente definidas as juntas cinemáticas, de modo que o modelo capte as características essenciais e se assemelhe ao comportamento físico do sistema mecânico. Já na fase da análise, esta é efetuada por um código de simulação, que representa um solucionador numérico que resolve as equações de movimento do mecanismo. Este solucionador calcula a posição, a velocidade, a aceleração e as forças de reação que atuam em cada uma das partes móveis do sistema. Por fim, na fase da visualização de resultados, estes podem ser averiguados de várias formas. Geralmente, o movimento do mecanismo pode ser animado, ou podem ser gerados gráficos para informação mais específica, como por exemplo, a força de reação de uma junta cinemática. O utilizador pode também consultar resultados em locais específicos para um determinado instante de tempo [7, 34].

Para facilitar a compreensão destas etapas, observe-se o esquema da Figura 15.

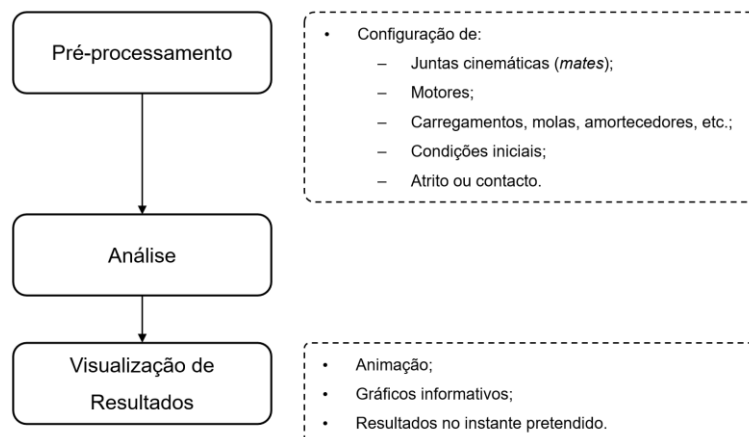


Figura 15 - Processo de análise dinâmica de sistemas de corpos múltiplos. Adaptado de [7].

Para definir o processo de análise de movimento, é então necessário configurar algumas entidades básicas para se obter um modelo válido. Em primeiro lugar, é preciso definir o corpo de solo, que representa uma referência fixa no espaço. Normalmente, este é o primeiro componente trazido para a montagem do sistema, tornando-se assim no corpo de solo ou base. Este componente, quando necessário, deve ser também modelado, de acordo com as necessidades pretendidas. De seguida, definem-se os corpos móveis, que representam componentes rígidos que possuem movimento em relação a outros corpos. Podem ser constituídos por uma única peça ou por um subconjunto de vários componentes. Um corpo móvel possui seis graus de liberdade – três de translação e três de rotação – enquanto um corpo de solo não possui nenhum. De forma a reduzir estes graus de liberdade, constringendo os componentes de acordo com o pretendido, é necessário aplicar juntas cinemáticas. Numa análise de movimento, executada com recurso a um *software* específico, as juntas mais comumente utilizadas (por exemplo rotativas, de translação, cilíndricas, etc.) são designadas por “*mates*”. Uma outra entidade básica são as forças aplicadas no sistema. Geralmente, as forças são produzidas por motores, molas, amortecedores, pela gravidade e por outras variáveis. Uma entidade de força num *software* de análise de movimento pode ser configurada como uma força ou um binário. As condições iniciais do sistema representam também uma entidade básica do modelo. Estas condições consistem na configuração inicial do mecanismo, que deve ser dada por um modelo sólido corretamente montado, que determina a posição e orientação inicial de cada componente. Por fim, devem também ser definidos eventuais contactos entre componentes, que sejam necessários para a propagação de movimento no sistema [7, 33, 34].

Página deixada propositadamente em branco

3. Propriedades estruturais do modelo físico do veículo

Neste capítulo serão apresentados os dados levantados pelo autor do trabalho da referência [4], a partir do modelo físico do veículo.

3.1. Propriedades Geométricas da Estrutura do Chassis

De forma a iniciar o processo de concepção do modelo 3D do chassis, o autor caracterizou a estrutura, começando por recolher as propriedades geométricas do mesmo, a partir do modelo físico. Fez um levantamento das suas dimensões, bem como da geometria das secções transversais de cada elemento estrutural e das espessuras das várias placas integrantes.

Para facilitar a criação do modelo do chassis, optou por dividir o modelo físico por um total de 281 nós. Atribuiu-se um nó para cada interseção entre perfis (juntas de duas ou mais vigas) e também para cada curvatura existente num perfil. Os restantes nós foram distribuídos pelos elementos estruturais, sendo que a quantidade por perfil é diretamente proporcional ao seu comprimento.

Após esta divisão, foram medidas as coordenadas xyz de todos os nós da estrutura, considerando como origem do referencial o nó localizado no centro da base do chassis. Todas as coordenadas xyz obtidas são apresentadas no Anexo 1.

Uma vez obtida a localização de cada nó no espaço, transcreveu-se esses mesmos dados para um ficheiro de formato “txt”, de forma a ser carregado nos softwares utilizados. Na Figura 16 é apresentado o exemplo da configuração dos dez primeiros nós da estrutura, no ficheiro “txt”. Nesta figura está também, assinalado a vermelho, o nó 9, que é a origem do referencial adotado para a medição das coordenadas de cada nó.

Nº do nó	x	y	z
1	0	-0,64	0
2	-0,28	-0,64	0
3	-0,14	-0,64	0
4	-0,52	-0,64	0
5	-0,52	-0,5	0
6	-0,52	-0,3	0
7	-0,52	-0,15	0
8	-0,52	0	0
9	0	0	0
10	-0,347	0	0

Figura 16 - Exemplo da configuração dos dez primeiros nós da estrutura, no ficheiro "txt".

A partir do modelo físico recolheu-se também informação acerca da geometria das secções transversais dos diferentes elementos estruturais. Verificou-se que o chassis é constituído por treze perfis com dimensões distintas, no entanto podem ser agrupados em três tipos de secção: retangular, circular e uma secção com uma geometria específica.

Os perfis de secção retangular, representados na Figura 17, são descritos geometricamente segundo os valores da Tabela 1.

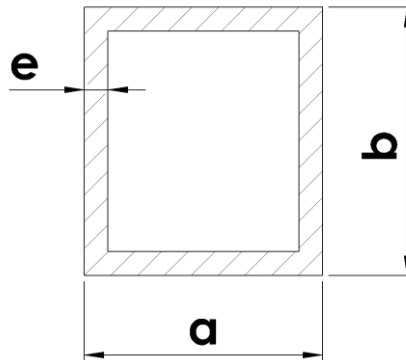


Figura 17 - Perfil de secção retangular.

Tabela 1 - Dimensões dos perfis de secção retangular. Adaptado de [4].

Secção	Largura a [mm]	Altura b [mm]	Espessura e [mm]
A	38	38	2
B	50	50	2
C	50	80	2
D	80	50	2
E	25	25	2
F	80	80	2
G	38	20	2
H	50	20	2
I	40	68	2

No que toca aos perfis de secção circular, segundo o esquema da Figura 18, as dimensões respectivas são apresentadas na Tabela 2.

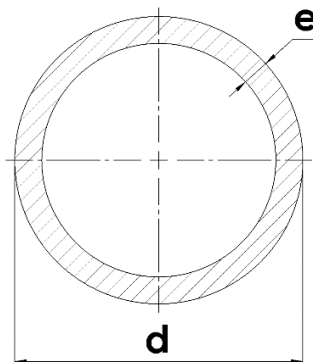


Figura 18 - Perfis de secção circular.

Tabela 2 - Dimensões dos perfis de secção circular. Adaptado de [4].

Secção	Diâmetro d [mm]	Espessura e [mm]
J	32	2
K	38	2
L	26	2

Relativamente à secção M, esta apresenta uma geometria característica, tal como pode ser verificado na Figura 19.

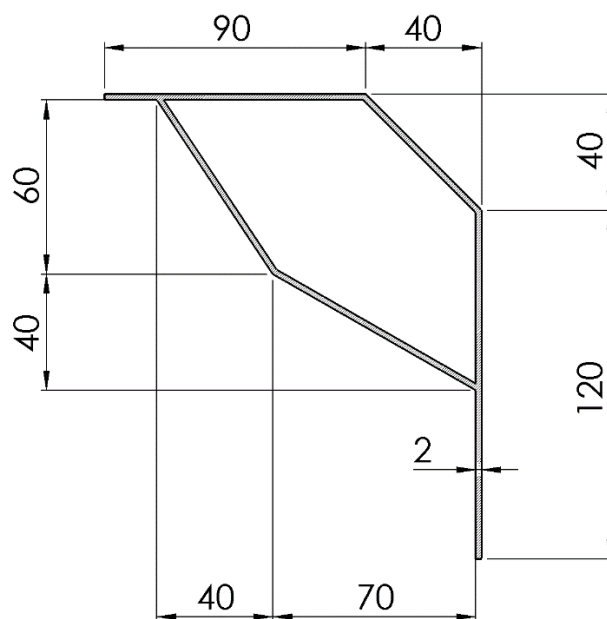


Figura 19 - Perfil das vigas de secção M.

Nas Figuras 20 a 24 são apresentadas as diferentes zonas do chassis, onde é possível verificar as localizações de cada perfil, encontrando-se nomeados de A a M, de acordo com as designações anteriormente mostradas.

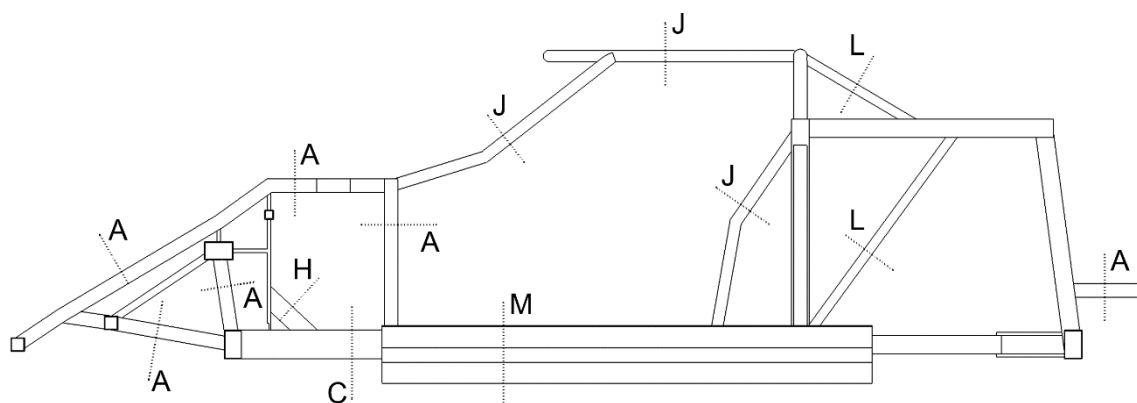


Figura 20 - Zona lateral do chassis.

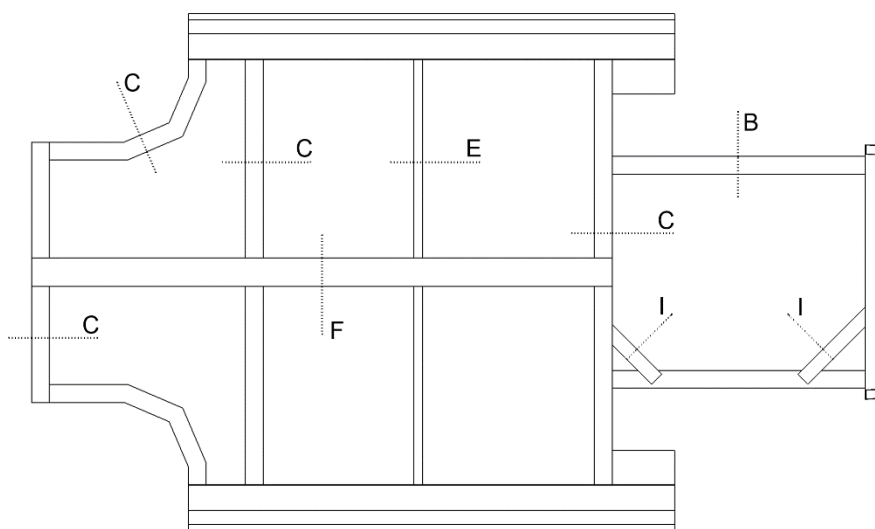


Figura 21 - Zona inferior do chassis.

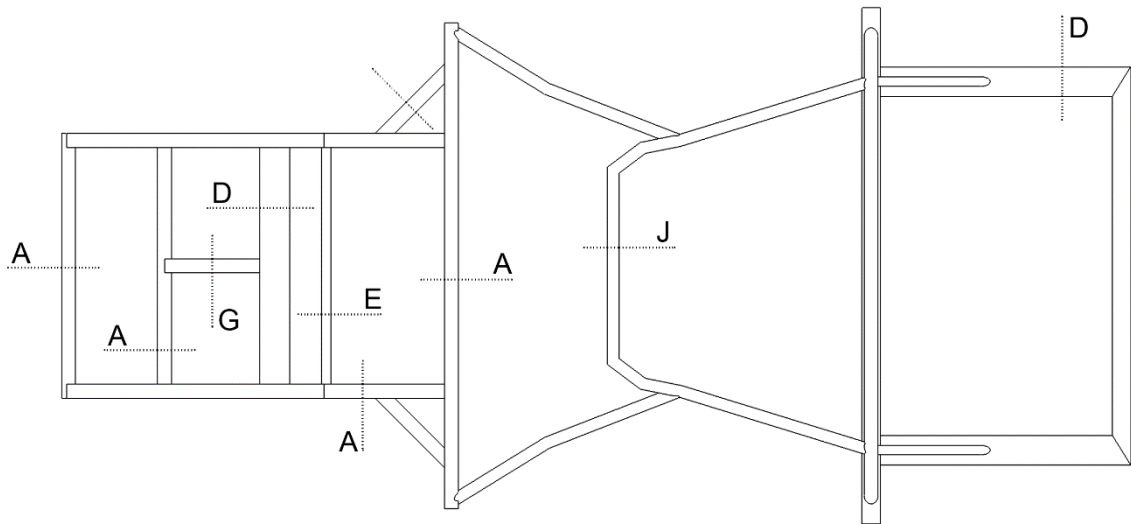


Figura 22 - Zona superior do chassis.

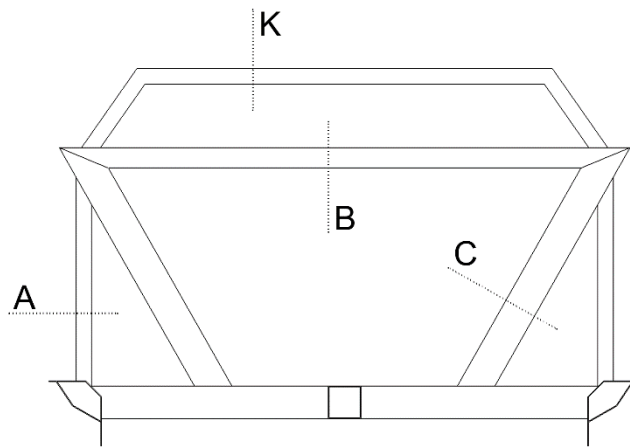


Figura 23 - Zona central do chassis.

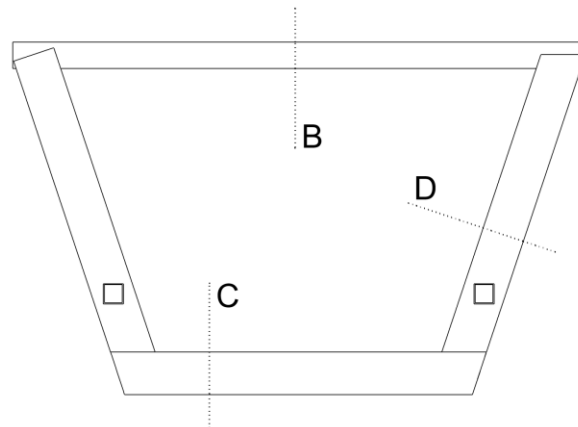


Figura 24 - Zona traseira do chassis.

Relativamente às placas integrantes do chassis, verificou-se que o mesmo possui 21 elementos deste tipo, com diferentes dimensões e configurações, dependendo da finalidade para a qual foram projetadas.

Do total de placas, cerca de 14 possuem uma espessura de 5 mm e têm o objetivo de conferir rigidez ao chassis. Este grupo localiza-se, maioritariamente, na zona frontal da estrutura, sendo esta uma das regiões que mais suporte necessita, devido à suspensão dianteira que ali é acoplada.

As restantes 7 placas, que possuem uma espessura de 2 mm, encontram-se posicionadas, principalmente, em toda a base do chassis, à exceção de uma delas que se encontra na zona frontal. Têm o propósito de preencher o chão do chassis, bem como permitir a acoplação de alguns equipamentos do veículo. Este tipo de placas apresenta dimensões consideravelmente maiores, em comparação às anteriores.

3.2. Medição das Massas dos Elementos do Veículo

No que diz respeito às medições realizadas às massas dos elementos do veículo, houve componentes aos quais não foi possível a sua apuração. Um destes casos foi o conjunto do motor-caixa de velocidades, uma vez que o mesmo já se encontrava montado no chassis e por não existir equipamento de medição para este tipo de ordens de grandeza. Uma das opções foi contactar entidades, com o objetivo de serem facultadas essas informações, no entanto, não houve sucesso. Noutros tipos de componentes, não foi também possível efetuar medições, uma vez que a sua desmontagem iria interferir na ordem de trabalhos estipulada para a montagem do veículo.

Apesar de tudo, todas as medições efetuadas, para determinar a massa de alguns dos elementos do veículo, resultaram nos valores apresentados na Tabela 3. De entre os elementos avaliados, foi também feito um levantamento da massa dos componentes da suspensão do veículo, sendo que os valores obtidos são apresentados na Tabela 4.

Tabela 3 - Valores de Massa de alguns elementos do veículo. Adaptado de [4].

Elementos do Veículo	Massa [kg]
Disco dos travões frontais	6,9
Disco dos travões traseiros	3,7
Jogo de pinças e pastilhas dos travões frontais	3,4
Jogo de pinças e pastilhas dos travões traseiros	3,7
Barra de torção dianteira	1,5
Servo freio	3,6
Faróis frontais	3,4
Porta	7,5

Elementos do Veículo	Massa [kg]
Puxadores das portas	1,4
Vidro da porta	1,7
Dobradiças das portas	2,0

Tabela 4 - Valores de massa dos componentes da suspensão do veículo. Adaptado de: [4].

Componentes da Suspensão do Veículo	Massa [kg]
Braço inferior da suspensão dianteira	2,0
Triângulo superior da suspensão dianteira	1,1
Cubo da roda dianteira	6,3
Triângulo inferior da suspensão traseira	1,5
Cubo da roda traseira	4,0
Conjunto mola-amortecedor dianteiro	3,1
Conjunto mola-amortecedor traseiro	9,2
Conjunto pneu-jante dianteiro	9,0
Conjunto pneu-jante traseiro	9,5

Tendo em conta a capacidade máxima de cada depósito de combustível do veículo, foi possível estimar a sua massa quando os mesmos se encontram completamente cheios. Tal foi possível com base na densidade da gasolina, em que se optou pelo valor de 715 kg/m^3 [35]. Os resultados obtidos podem ser verificados na Tabela 5.

Tabela 5 - Massa de combustível nos depósitos do veículo. Adaptado de [4].

Depósito	Capacidade [l]	Massa de Combustível [kg]
Direito	10	7,15
Esquerdo	20	14,30

De forma a determinar a massa real do chassis, e tendo em conta que não se possuía meios para efetuar medições com uma ordem de grandeza elevada, simulou-se uma balança, a partir do modelo físico, segundo o esquema representado na Figura 25.

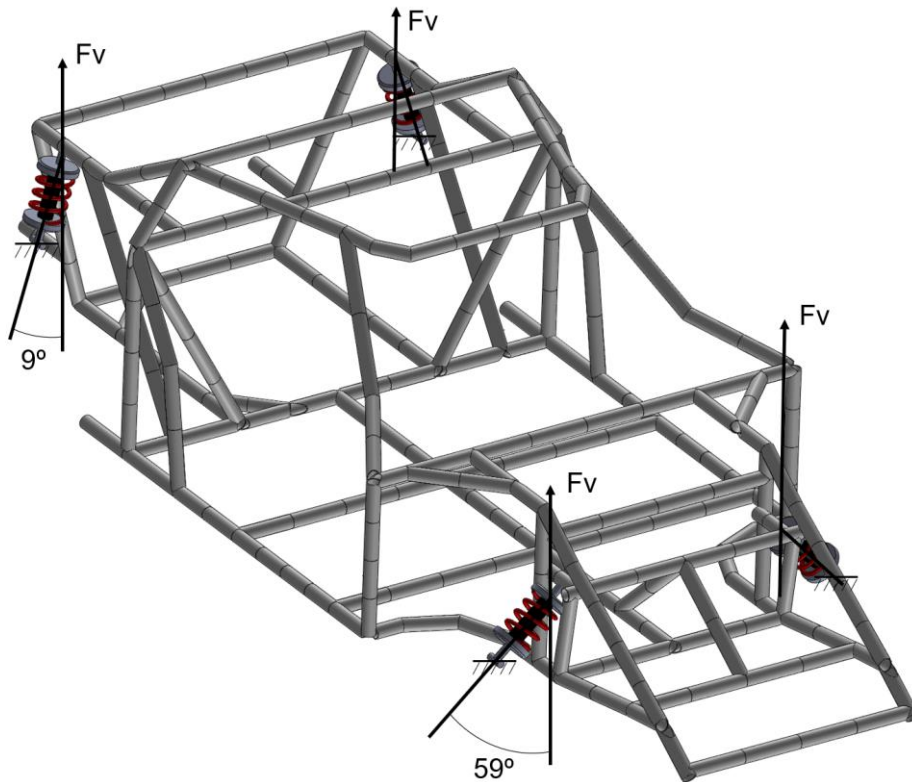


Figura 25 - Esquema ilustrativo do modelo de cálculo da massa do chassi. Adaptado de: [4].

Na representação da Figura 25, pressupõe-se que as molas da suspensão do veículo são os únicos pontos de ligação do chassi ao solo. Seguindo este raciocínio, as forças a que as molas se encontram sujeitas, na posição de repouso do veículo, representam as reações desta estrutura. Uma vez que são conhecidos os comprimentos das molas num estado não deformado, efetuou-se a medição dos comprimentos das molas da suspensão na situação de compressão (com o veículo em repouso), dando assim a possibilidade de determinar a variação do seu comprimento. Consequentemente, foi possível calcular as forças a que estas molas estão submetidas e obteve-se a massa total da estrutura.

Previamente, averiguou-se que as suspensões dianteira e traseira se encontram instaladas com uma inclinação, em relação ao seu eixo vertical, de 59° e 9° , respetivamente. Desta forma, as reações obtidas por via analítica seguiram este declive, sendo que, posteriormente, foi apurado o valor da reação vertical de cada uma das molas.

Todos os valores medidos, bem como os valores obtidos analiticamente, encontram-se apresentados na Tabela 6.

Tabela 6 - Dados recolhidos e valores obtidos analiticamente, referentes às molas da suspensão do veículo. Adaptado de [4].

Mola	Comprimento quando <u>não</u> está comprimida [m]	Comprimento quando está comprimida [m]	Força de reação na direção da <u>inclinação</u> [N]	Força de reação na direção <u>vertical</u> [N]
Dianteira da esquerda	0,230	0,1875	2246,26	1156,90
Dianteira da direita	0,230	0,1875	2246,26	1156,90
Traseira da esquerda	0,345	0,185	2264,00	2236,13
Traseira da direita	0,345	0,185	2334,75	2306,01
		Total	9091,27	6855,94

Uma vez obtido o total das forças de reação na direção vertical, recorreu-se à segunda Lei de Newton, com o objetivo de calcular a massa do chassis.

Na Tabela 7, é mostrado o valor obtido para a massa do veículo, bem como a distribuição percentual desta massa pelas suspensões dianteira e traseira.

Tabela 7 - Massa total do chassis e a sua distribuição percentual pelas suspensões dianteira e traseira. Adaptado de: [4].

Massa total do chassis [kg]	Distribuição de massas na suspensão dianteira	Distribuição de massas na suspensão traseira
698,87	33,7	66,3

3.3. Avaliação das Propriedades Mecânicas das Molas, Amortecedores e Pneus

3.3.1. Propriedades Mecânicas das Molas e Amortecedores

Relativamente às molas de ambas as suspensões, uma vez que não existia qualquer documentação acerca das suas propriedades mecânicas, foi necessário realizar um ensaio. Utilizou-se para o efeito o antigo Laboratório de Ensaios Mecânicos (CEMUL), que é agora conhecido como Instituto de Engenharia de Estruturas, Território e Construção (ICIST), localizado no Instituto

Superior Técnico (IST). A partir deste ensaio laboratorial, foi possível quantificar algumas das propriedades destas molas, estando estas apresentadas na Tabela 8.

Tabela 8 - Propriedades mecânicas das molas. Adaptado de: [4].

Molas	Início Comportamento Linear [N]	Início Comportamento Linear [mm]	Constante de Rigidez [N/mm]
Frontais	1721	29,9	57,559
Traseiras	0	0	14,150

No que toca às propriedades mecânicas dos amortecedores, frontais e traseiros, as mesmas foram adquiridas através de documentação relativa a ensaios laboratoriais já realizados na KONI Portugal.

Concluiu-se que os amortecedores deste veículo são reguláveis. Segundo a documentação referente aos amortecedores frontais, verificou-se que o ensaio foi realizado em várias condições de afinação, apesar de não ser possível afirmar se as afinações extremas correspondem às condições de amortecimento máximo e mínimo. Já os amortecedores traseiros, a documentação referente aos seus ensaios mostra a realização dos mesmos apenas numa condição de afinação. Embora não se possa afirmar se corresponde à afinação máxima ou mínima, ao comparar com os valores das constantes de amortecimento dos amortecedores frontais, supõe-se que esta afinação seja mais próxima do mínimo. Na Tabela 9, são apresentadas as características recolhidas da documentação referida.

Tabela 9 - Propriedades mecânicas dos amortecedores. Adaptado de: [4].

Amortecedores	Constante de Amortecimento à Tração [Ns/mm]	Constante de Amortecimento à Compressão [Ns/mm]
Frontais	[3,098 , 17,555]	[2,065 , 4,649]
Traseiros	2,433	3,406

No Anexo 2, estão disponíveis todas as informações de condições de ensaio, curva de resposta e características obtidas, de cada tipo de amortecedor e mola (dianteiros e traseiros).

3.3.2. Propriedades Mecânicas dos Pneus

No que diz respeito aos pneus que se encontravam montados nas jantes, quando foi feito o levantamento de dados através do modelo físico do veículo, os mesmos eram da marca YOKOHAMA. Não foi possível obter as suas propriedades mecânicas, apesar de terem sido feitos contactos com esse objetivo.

Deste modo, as únicas características recolhidas baseiam-se nas referências dos pneus, de onde é possível retirar informações acerca da sua largura, altura, classe de velocidade (velocidade máxima suportada), estrutura de construção e diâmetro da jante. Todas estas informações estão presentes na Tabela 10.

Tabela 10 - Especificação dos pneus frontais e traseiros. Adaptado de: [4].

Pneus	Referência	Largura [mm]	Altura [mm]	Velocidade Máxima [km/h]	Estrutura de Construção	Diâmetro da Jante [in]
Frontais	205/50 ZR15	205	102,5	240	Radial	15 (381 mm)
Traseiros	225/50 ZR15	225	112,5	240	Radial	15 (381 mm)

3.4. Materiais do Chassis e dos Componentes da Suspensão

Relativamente aos materiais que constituem os componentes em estudo, efetuou-se uma especificação dos mesmos.

No caso do chassis, foram identificados dois tipos de materiais, dos quais eram conhecidas as suas propriedades mecânicas. Foi identificado um aço estrutural, utilizado para todos os perfis da estrutura, bem como para as 14 placas localizadas, maioritariamente, na zona frontal do mesmo, necessárias para conferir rigidez à estrutura, tal como foi referido anteriormente. Foi também verificada a utilização de um alumínio, nomeadamente para as restantes 7 placas, localizadas na base do chassis. No que toca às suas propriedades mecânicas, as mesmas podem ser verificadas na Tabela 11.

Tabela 11 - Propriedades dos materiais constituintes do chassis.

Material	Módulo de Elasticidade [GPa]	Coefficiente de Poisson	Densidade [kg/m ³]	Tensão de Cedência [MPa]	Tensão de Rotura [MPa]
Aço Estrutural	200	0,3	7850	460	250
Alumínio	72	0,33	2800	170	70

No que diz respeito ao material das suspensões do veículo, sabe-se que o mesmo é um aço estrutural com propriedades idênticas ao aço que é apresentado na Tabela 11. Contudo, para efeito de simulação, será necessário variar o parâmetro da densidade, para cada o componente da suspensão. Esta ação tem o propósito de conferir a massa conhecida de componente estrutural, com base no modelo físico, de forma a efetuar uma simulação com maior aproximação à realidade. No Capítulo 8, ponto 8.2, é demonstrado o processo efetuado, bem como os valores obtidos para a densidade do material para cada componente.

4. Verificação do Modelo CAD do Chassis

No presente capítulo é desenvolvido o modelo CAD do chassis, com recurso ao *software SolidWorks*. Deste modo, o objetivo é verificar esta modelação de acordo com um outro modelo computacional, que foi anteriormente desenvolvido por Milho [4], no *software Ansys Workbench*. Para o efeito, será configurada uma simulação, para cada um dos modelos, onde se pretende analisar as frequências naturais e os modos de vibração de ambas as estruturas. Por fim são analisados os resultados das simulações para cada modelo e é feita uma análise percentual de desvio dos resultados obtidos.

4.1. Análise de Frequências Naturais e Modos de Vibração com recurso ao *software Ansys Workbench*

Ao longo deste ponto, é apresentada a análise de Frequências Naturais e Modos de Vibração da estrutura do chassis, pelo método dos elementos finitos (MEF), com recurso ao *software Ansys Workbench*. O sistema de análise utilizado é o *Static Structural*, que permite determinar o efeito de um carregamento numa estrutura.

A simulação apresentada neste capítulo, foi desenvolvida pelo autor da referência [4]. No entanto, é importante salientar que, o modelo que é aqui apresentado, é uma adaptação do original, uma vez que foram efetuadas algumas alterações no que diz respeito aos materiais utilizados e às configurações das secções transversais de cada viga.

É relevante referir que, no decorrer desta simulação, na estrutura cuja discretização é apresentada adiante, são considerados os elementos mecânicos e todos os elementos não estruturais do veículo (p.e. motor, caixa de velocidades, etc.), que se encontram assentes sobre o chassis. Relativamente à carroçaria, a mesma não é considerada neste estudo, uma vez que a sua influência não se reflete a nível estrutural.

4.1.1. Desenvolvimento do Modelo 3D do Chassis

De forma a possibilitar a análise do chassis, pelo método dos elementos finitos, é necessário desenvolver, previamente, um modelo 3D do mesmo. No *software* em questão, esse mesmo modelo já tinha sido desenvolvido, tal como foi referido anteriormente.

4.1.1.1. Nuvem de Pontos do Modelo

A sua criação partiu do ficheiro em formato “txt”, que é referido anteriormente no ponto 3.1., e cujas coordenadas xyz são apresentadas no Anexo 1. O mesmo foi importado para o *Ansys Workbench*, resultando numa nuvem de pontos com a configuração apresentada na Figura 26.

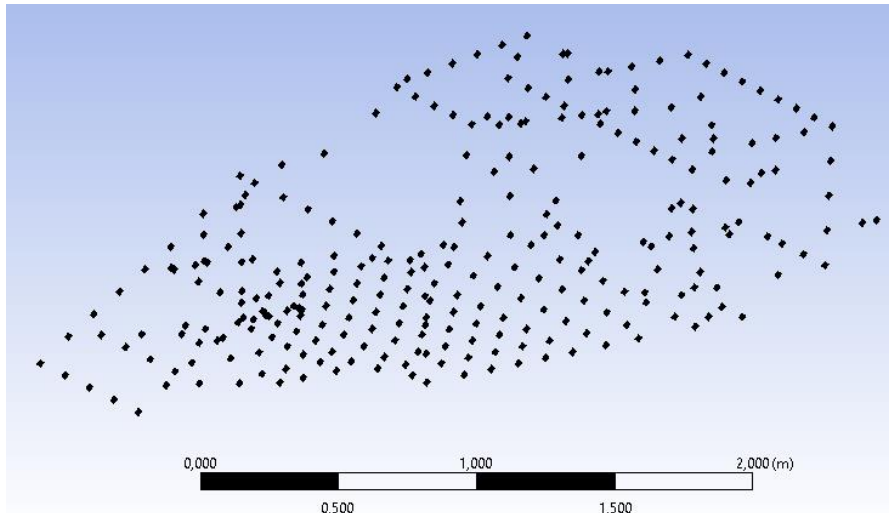


Figura 26 - Nuvem de pontos obtida no *Ansys Workbench*, após a importação do ficheiro em formato "txt".

Os pontos obtidos foram posteriormente ligados entre si, de acordo com a estrutura do chassis físico, de forma a replicar a sua configuração. Esta mesma configuração pode ser verificada na Figura 27.

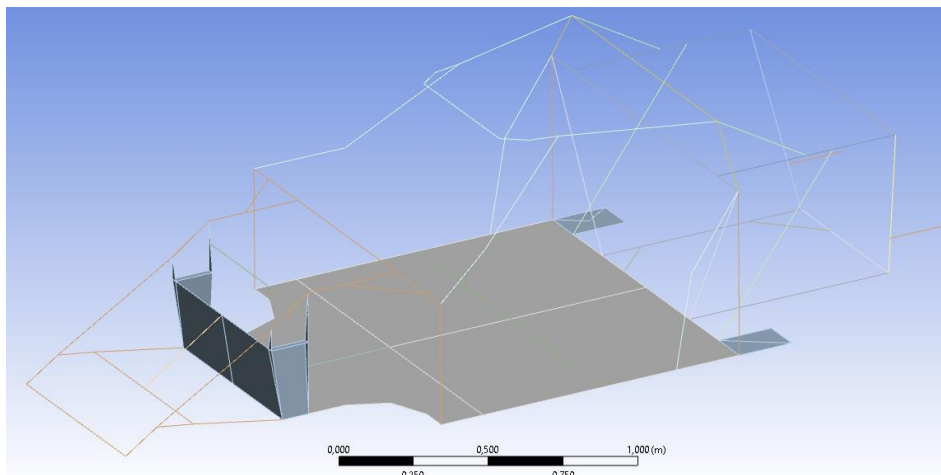


Figura 27 - Configuração do Modelo 3D do chassis no *Ansys Workbench*.

Na Figura 27 é apresentado o modelo 3D que já tinha sido desenvolvido, sendo este o ponto de partida para as alterações efetuadas no mesmo.

4.1.1.2. Elementos

Na discretização da estrutura foram utilizados três tipos de elementos estruturais: o elemento viga tridimensional elástica, o elemento placa elástica e o elemento massa estrutural, que é utilizado na replicação de massas de elementos mecânicos, sendo associado a determinados nós do modelo 3D do chassis. Na Tabela 12 é apresentada a aplicação de cada um deles aos diferentes elementos presentes na estrutura física do chassis.

Tabela 12 - Tipos de elementos estruturais utilizados na discretização do modelo.

Tipo de Elemento	Aplicação
Viga Tridimensional Elástica	Vigas de secção constante
Placa Elástica	Chapas da zona frontal e da base do chassis
Massa Estrutural	Conjunto motor-caixa de velocidades e outras massas não estruturais

Relativamente à caracterização de cada tipo de elemento, foram definidas algumas propriedades, podendo as mesmas ser verificadas na Tabela 13.

Tabela 13 - Caracterização dos tipos de elementos estruturais.

Tipo de Elemento	Propriedades	Geometria
Viga Tridimensional Elástica	<ul style="list-style-type: none"> Área da secção; Dimensões da secção em Z e Y; Inércias em Y e Z; Orientação do eixo x da viga em relação ao plano XY Global. 	
Placa Elástica	<ol style="list-style-type: none"> Espessuras nos vários nós I, J, K e L. 	
Massa Estrutural	<ol style="list-style-type: none"> Massa segundo X, Y e Z. 	

No que toca aos elementos de vigas tridimensionais elásticas, foram utilizados cerca de 16 perfis para caracterizar a estrutura do chassis. Deste total, 13 perfis são apresentados no Capítulo 4, nas Figuras 15 a 17 e nas Tabelas 1 e 2, em que as diferentes secções apresentadas são denominadas

de A a M. Dos 16 perfis, dois deles representam diferentes orientações da viga com a secção D. Por fim, o último perfil utilizado para caracterizar a estrutura, não consta no modelo físico do chassis, tendo sido adicionado ao modelo computacional de forma a conferir algum suporte para determinadas chapas na zona frontal do chassis. Este é um perfil de reduzidas dimensões, atuando com o propósito de replicar uma soldadura das chapas, ao qual se atribuiu a denominação de secção N.

Na Tabela 14 são apresentadas as especificações de todos os perfis utilizados para caracterizar a estrutura.

Tabela 14 - Especificações dos perfis (elementos de viga), utilizados na caracterização da estrutura.

Secção	Área [m ²]	Largura [m]	Altura [m]	Segundo momento de área em Y [m ⁴]	Segundo momento de área em Z [m ⁴]	Ângulo da orientação [°]
A	2,88E-04	3,80E-02	3,80E-02	6,24E-08	6,24E-08	0,0
B	3,84E-04	5,00E-02	5,00E-02	1,48E-07	1,48E-07	0,0
C	5,04E-04	5,00E-02	8,00E-02	4,51E-07	2,17E-07	0,0
D	5,04E-04	8,00E-02	5,00E-02	4,51E-07	2,17E-07	0,0
D1	5,04E-04	8,00E-02	5,00E-02	4,51E-07	2,17E-07	71,5
D2	5,04E-04	8,00E-02	5,00E-02	4,51E-07	2,17E-07	288,5
E	1,84E-04	2,50E-02	2,50E-02	1,63E-08	1,63E-08	0,0
F	6,24E-04	8,00E-02	8,00E-02	6,33E-07	6,33E-07	0,0
G	2,16E-04	2,00E-02	3,80E-02	3,90E-08	1,37E-07	0,0
H	2,72E-04	5,00E-02	2,00E-02	8,69E-08	1,83E-08	0,0
I	4,16E-04	4,00E-02	6,80E-02	2,62E-07	1,14E-07	0,0
J	1,89E-04	3,20E-02	3,20E-02	2,13E-08	2,13E-08	0,0
K	2,26E-04	3,80E-02	3,80E-02	3,68E-08	3,68E-08	0,0
L	1,51E-04	2,60E-02	2,60E-02	1,09E-08	1,09E-08	0,0
M	8,32E-04	1,30E-01	1,60E-01	2,58E-06	4,63E-07	0,0
N	1,00E-04	1,00E-02	1,00E-02	8,33E-10	8,33E-10	0,0

Nota: As secções D1 e D2 representam as vigas localizadas na parte traseira do veículo, que possuem uma ligeira inclinação em relação ao eixo vertical, tal como é possível verificar na Figura 24, no Capítulo 4.

Em relação aos elementos de placas elásticas, foram utilizadas duas configurações distintas, com espessuras constantes de 5 mm e 2 mm. Na Tabela 15 é possível verificar as propriedades dos elementos utilizados.

Tabela 15 - Especificações dos elementos de placa, utilizados na caracterização da estrutura.

Espessura no nó I [m]	Espessura no nó J [m]	Espessura no nó K [m]	Espessura no nó L [m]
5,00E-03	5,00E-03	5,00E-03	5,00E-03
2,00E-03	2,00E-03	2,00E-03	2,00E-03

No que diz respeito aos elementos de vigas tridimensionais elásticas e de placas elásticas, apresentados nas Tabelas 14 e 15, a sua localização foi atribuída ao modelo computacional, com base no levantamento de dados que é apresentado no Capítulo 4.

Por fim, foram definidas também as massas estruturais. Este tipo de elementos tem o objetivo de reproduzir as massas dos componentes mecânicos e de todos os elementos não estruturais, que se encontram assentes sobre o chassis. Cada massa foi associada a um nó específico, tendo em conta a localização destes componentes no veículo.

Deste modo, foram criados 16 elementos de massa estrutural, sendo que as suas especificações podem ser averiguadas na Tabela 16.

Tabela 16 - Especificações dos elementos de massa estrutural, utilizados na caracterização da estrutura.

Nº do nó	Massa em X [kg]	Massa em Y [kg]	Massa em Z [kg]	Descrição
267	119,5	119,5	119,5	Apoios do motor do lado direito
266	119,5	119,5	119,5	Apoios do motor do lado direito
215	5,0	5,0	5,0	Apoio da porta esquerda junto ao puxador
212	5,0	5,0	5,0	Apoio da porta direita junto ao puxador
209	13,6	13,6	13,6	Depósito de combustível do lado esquerdo
206	6,8	6,8	6,8	Depósito de combustível do lado direito
203	5,7	5,7	5,7	Apoio da porta esquerda junto às dobradiças
200	5,7	5,7	5,7	Apoio da porta direita junto às dobradiças

Nº do nó	Massa em X [kg]	Massa em Y [kg]	Massa em Z [kg]	Descrição
198	5,0	5,0	5,0	Painel de instrumentos
182	10,0	10,0	10,0	Bateria
171	11,7	11,7	11,7	Sistema do radiador
168	11,7	11,7	11,7	Sistema do radiador
132	192,5	192,5	192,5	Apoios do motor do lado esquerdo
124	3,6	3,6	3,6	Servo freio
116	35,0	35,0	35,0	Sistema de controlo de direção
112	35,0	35,0	35,0	Sistema de controlo de direção

De forma a ter uma melhor perceção da atribuição de elementos de massa estrutural a determinados nós da estrutura, observe-se as Figuras 28 e 29.

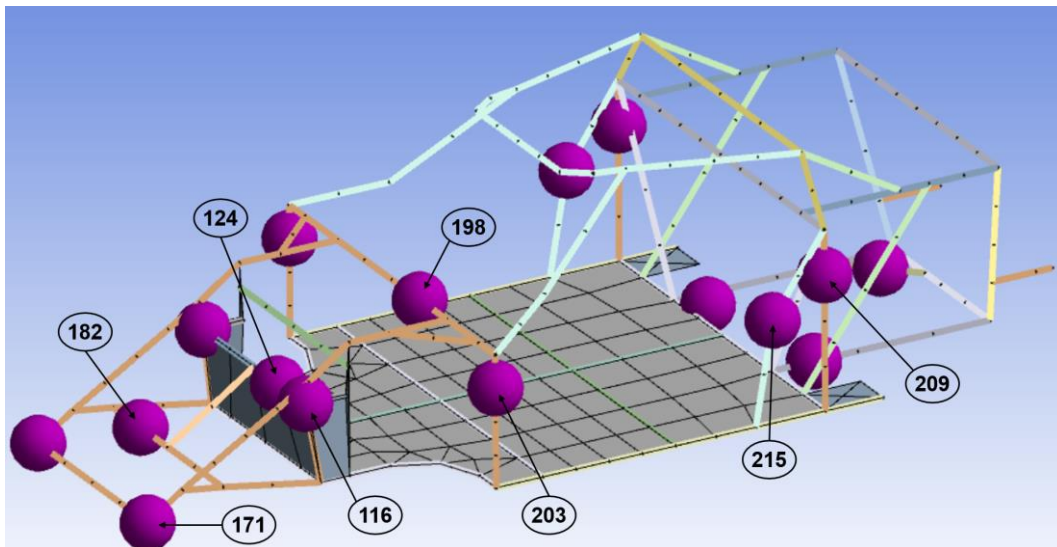


Figura 28 – Numeração dos nós que possuem um elemento de massa estrutural atribuído: Vista Isométrica 1.

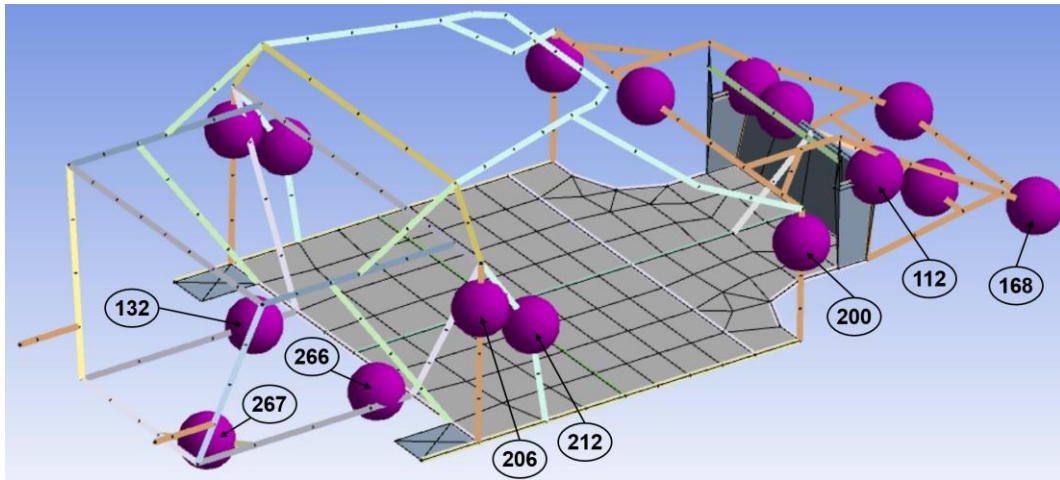


Figura 29 - Numeração dos nós que possuem um elemento de massa estrutural atribuído: Vista Isométrica 2.

Deste modo, conclui-se a configuração dos diferentes elementos estruturais, no modelo computacional do chassi, desenvolvido no *software Ansys Workbench*.

4.1.2. Atribuição dos Materiais aos Elementos da Estrutura

No que toca aos materiais utilizados nesta simulação, considerou-se os que são apresentados no ponto 4.4.. Com isto, definiu-se um aço estrutural e um alumínio com as propriedades mecânicas apresentadas na Tabela 11.

A atribuição dos materiais é feita com base no levantamento das propriedades da estrutura física do chassi, tal como é apresentada anteriormente. Atribuiu-se o aço estrutural a todos os elementos de viga tridimensional elástica, de acordo com a Figura 30, bem como às placas assinaladas na Figura 31.

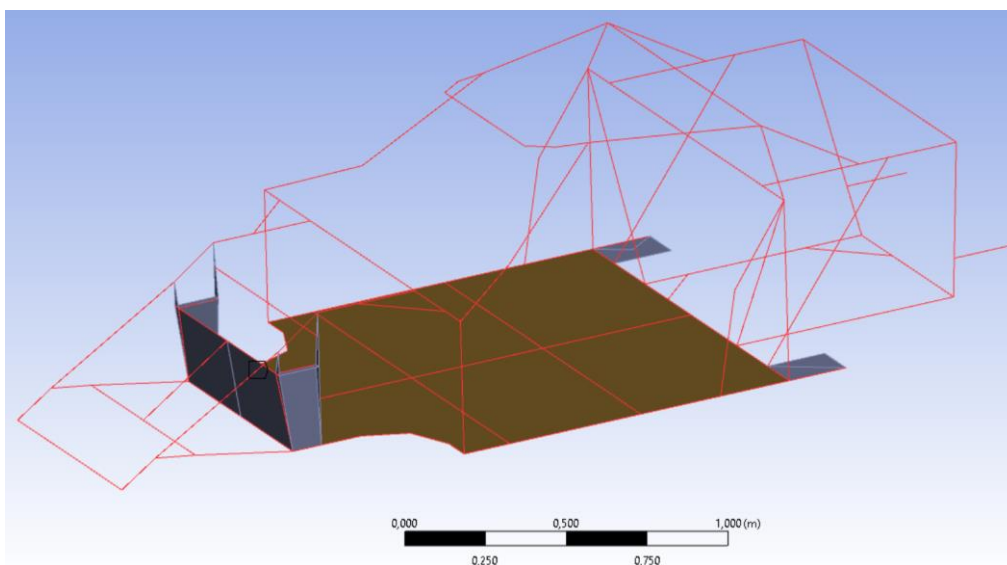


Figura 30 - Atribuição do aço estrutural a todos os elementos de viga tridimensional elástica.

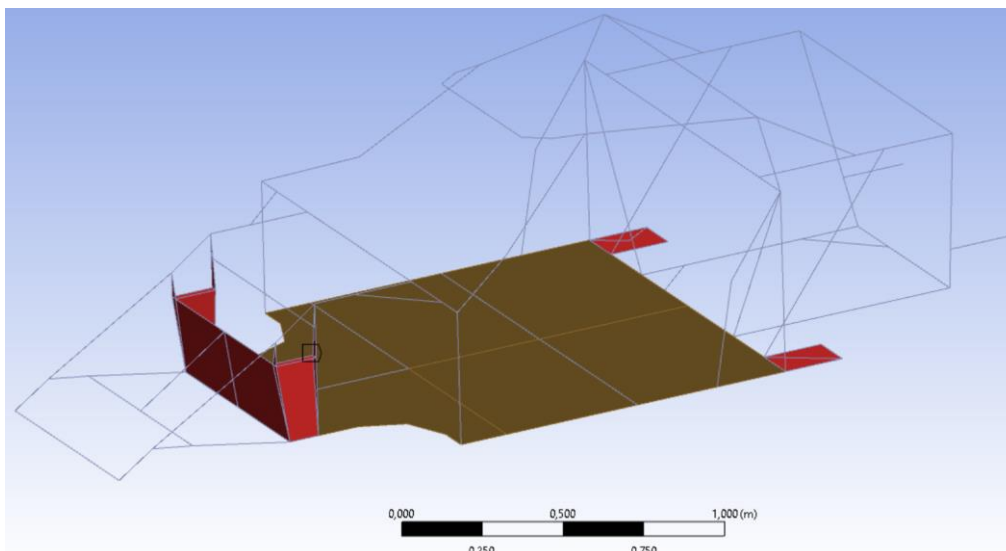


Figura 31 - Atribuição do Aço Estrutural a determinadas placas da estrutura.

Relativamente ao alumínio que foi definido no *software*, o mesmo foi atribuído às placas assinaladas na Figura 32.

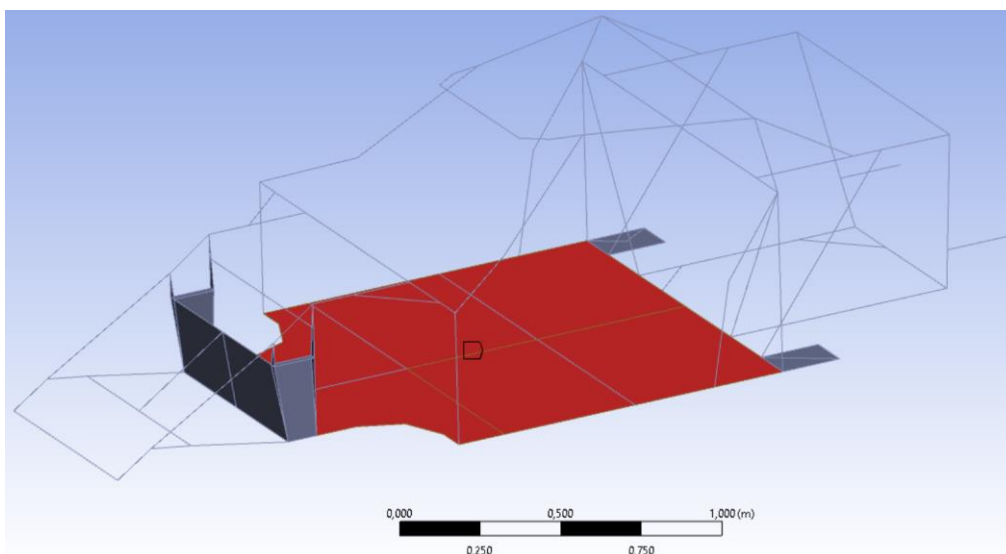


Figura 32 - Atribuição do Alumínio a determinadas placas da estrutura.

Com isto, dá-se por concluída a atribuição dos materiais aos elementos da estrutura, no modelo computacional criado no *software Ansys Workbench*.

4.1.3. Análise da Massa da Estrutura e o seu Centro de Massa

Ao analisar a estrutura discretizada por elementos finitos, foi possível recolher características relativamente à sua massa e a sua distribuição ao longo do veículo, bem como a localização do centro de massa da estrutura.

Na Tabela 17 é apresentada a massa total da estrutura criada no modelo computacional, assim como a massa de cada grupo de elementos.

Tabela 17 - Massa total da estrutura e a sua distribuição por tipo de elementos.

Massa Total da Estrutura [kg]	Massa de Elementos de Viga [kg]	Massa de Elementos de Placa [kg]	Massa de Elementos de Massa Estrutural [kg]
717,91	115,64	18,35	585,30

A partir do modelo 3D é também possível estabelecer uma comparação entre a massa total do mesmo e o modelo físico do chassis. Na Tabela 18 é representada esta mesma comparação.

Tabela 18 - Comparação entre as massas da Estrutura Modelada e da Estrutura Física.

	Massa Total da Estrutura	Distribuição de Massas na Frente	Distribuição de Massas na Traseira
Estrutura Modelada	717,91 kg	35,0 %	65,0 %
Estrutura Física	698,87 kg	33,7 %	66,3 %
Desvio entre as Estruturas	19,04 kg = 2,7 %	1,3 %	1,3 %

No que toca à localização do centro de massa do modelo 3D, em relação ao sistema de eixos de coordenadas global considerado como origem da estrutura, obteve-se os resultados apresentados na Tabela 19. De forma a ter uma perceção da sua localização, observe-se a Figura 33. Na Figura 33, o sistema de eixos de coordenadas localizado mais à esquerda representa a posição do centro de massa, e o mais à direita o sistema de eixos de coordenadas global.

Tabela 19 - Localização do Centro de Massa em relação ao sistema de coordenadas global.

X [m]	Y [m]	Z [m]
0,054	0	0,006

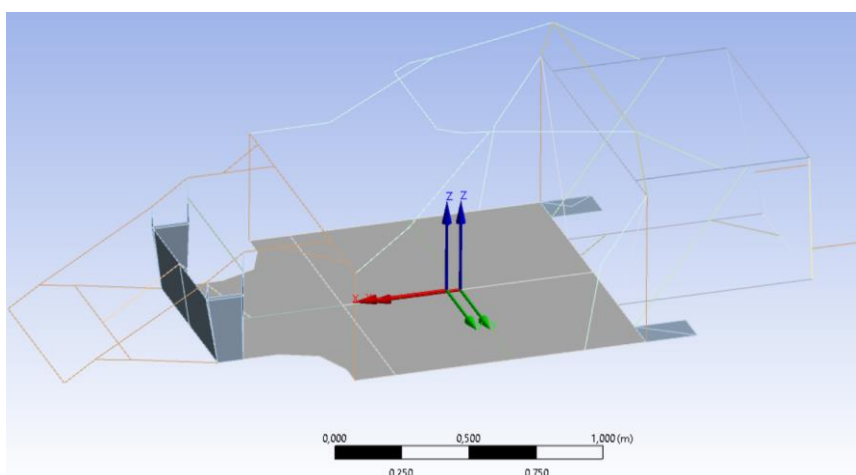


Figura 33 - Localização: do sistema de eixos de coordenadas do centro de massa (à esquerda); do sistema de eixos de coordenadas global (à direita).

4.1.4. Simulação Computacional

4.1.4.1. Malha de Elementos Finitos

A malha de elementos finitos criada no *software Ansys Workbench*, apresenta 281 nós, o que significa que a mesma foi configurada para ter um único elemento entre cada nó, representando assim a discretização mínima da estrutura.

Esta configuração reproduz uma malha simples, permitindo a comparação com o *software SolidWorks Simulation*, onde será configurada uma malha com parâmetros bastante similares, de forma a gerar resultados o mais idênticos possíveis.

Na Figura 34 é apresentada a malha de elementos finitos desenvolvida para a simulação que será efetuada no *software Ansys Workbench*.

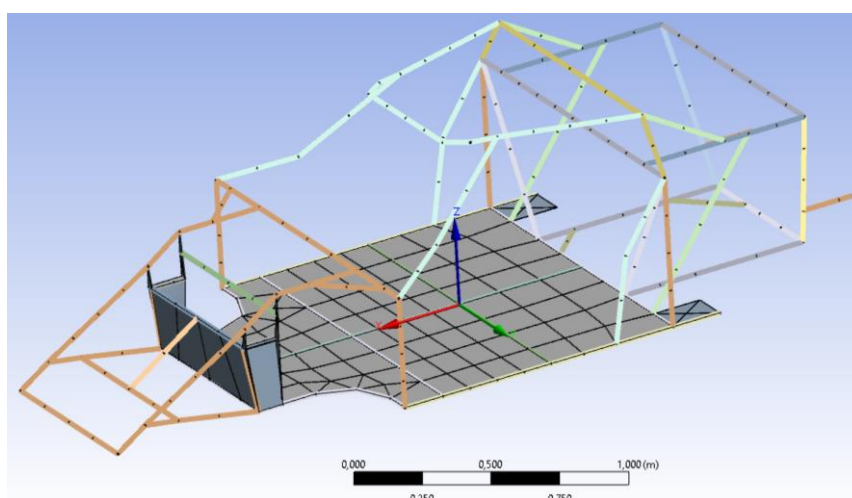


Figura 34 - Malha de elementos finitos criada no *Ansys Workbench*.

4.1.4.2. Parametrização da Simulação

Tal como foi referido anteriormente, este estudo, desenvolvido com recurso ao *software Ansys Workbench*, tem o objetivo de determinar as frequências naturais e os modos de vibração da estrutura modelada do chassis. Neste ponto do presente capítulo, são analisadas as configurações da simulação, bem como os resultados obtidos pela mesma.

Para a determinação das frequências naturais e dos modos de vibração, não foram utilizados quaisquer constrangimentos ou forças aplicadas. Assim sendo, considera-se a estrutura como livre.

Para além disto, parametrizou-se a simulação para serem reproduzidos os dez primeiros modos de vibração, tal como se pode verificar na Figura 35.

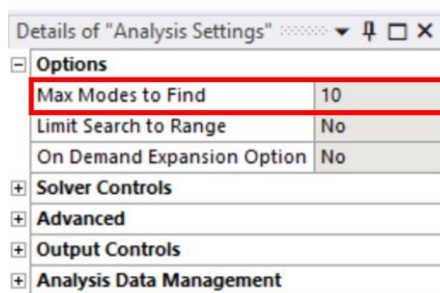


Figura 35 - Parametrização da simulação para serem reproduzidos os dez primeiros modos de vibração, no *Ansys Workbench*.

Uma vez terminada a configuração da simulação, é então possível adquirir os seus resultados.

4.1.5. Resultados Obtidos

A partir da análise modal dos dez primeiros modos de vibração, verificou-se que os seis primeiros refletem translações e rotações em torno dos eixos coordenados, com valores de frequência nulos ou bastante baixos, sendo então considerados como modos de corpo rígido. Ao desprezar estes modos, apura-se que a frequência fundamental da estrutura ocorre ao sétimo modo calculado, com o valor de 24,682 Hz. Desta forma, e tendo em consideração a configuração da simulação, conclui-se que o chassis apresenta 4 modos de vibração, tendo em conta as 10 iterações pedidas ao *software*.

Na Tabela 20 são apresentados os dez resultados obtidos da simulação que foi efetuada.

Tabela 20 - Frequências naturais e modos de vibração, obtidos pela simulação computacional efetuada no *Ansys Workbench*.

Modo	Frequência [Hz]	Descrição
1	0	Modo Rígido
2	0	Modo Rígido
3	4,866e-06	Modo Rígido
4	1,428e-05	Modo Rígido
5	2,823e-05	Modo Rígido
6	1,039e-04	Modo Rígido
7	24,682	1º Modo de Vibração
8	30,111	2º Modo de Vibração
9	33,949	3º Modo de Vibração
10	41,653	4º Modo de Vibração

Os modos de vibração dos primeiros quatro modos, são apresentados nas Figuras 36 a 39.

Uma vez alcançados os resultados da simulação efetuada, com recurso ao *software Ansys Workbench*, passa a existir um modelo computacional a partir do qual se podem efetuar comparações.

Sendo este o seu principal intuito deste capítulo, é então possível criar um outro modelo computacional, no *software SolidWorks Simulation*, onde será configurada uma simulação idêntica. Posteriormente, será realizada uma comparação de resultados entre os modelos elaborados nos diferentes *softwares*.

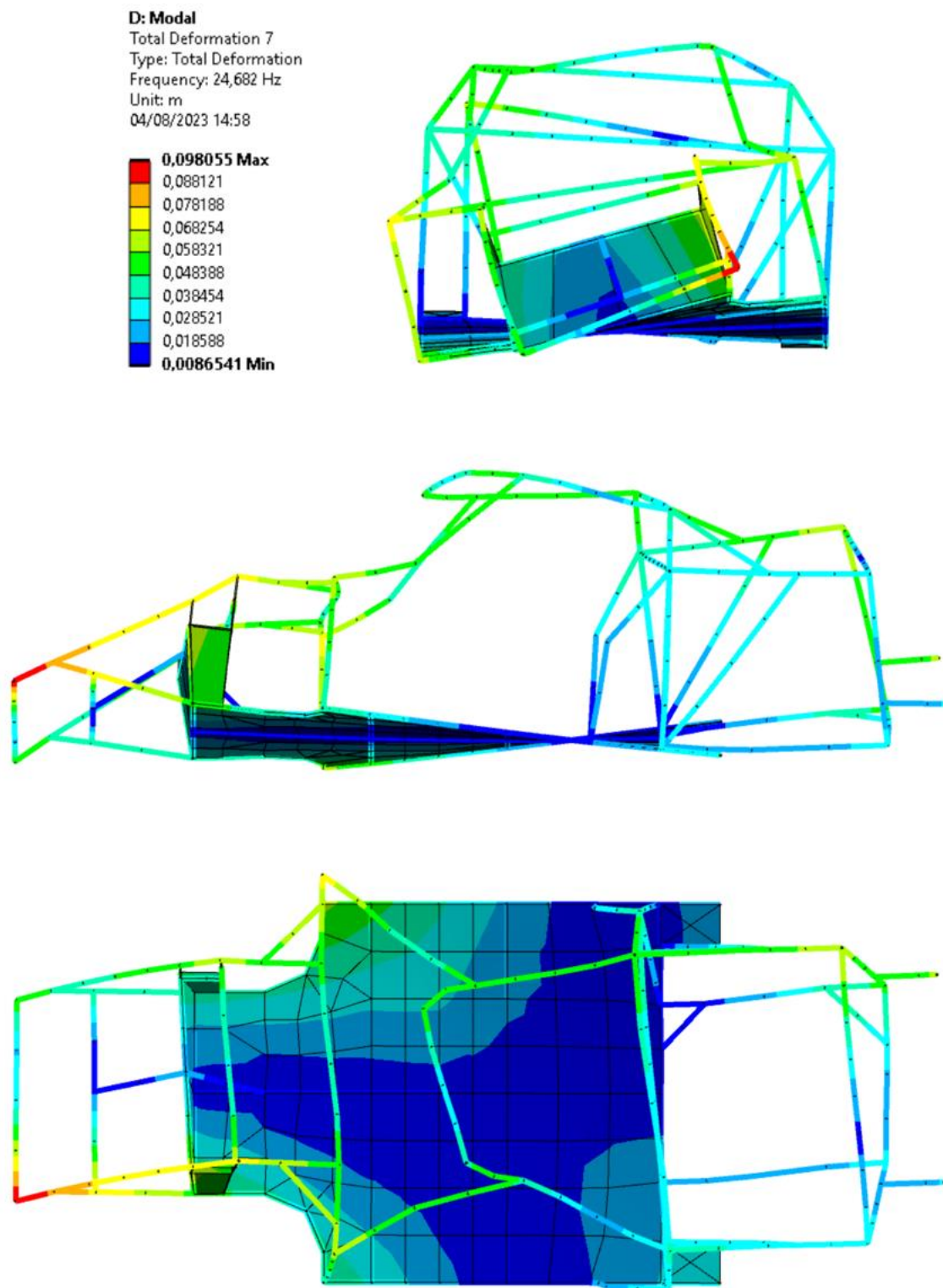


Figura 36 – 1º modo de torção em x, com uma frequência de 24,682 Hz, obtido no *Ansys Workbench*.

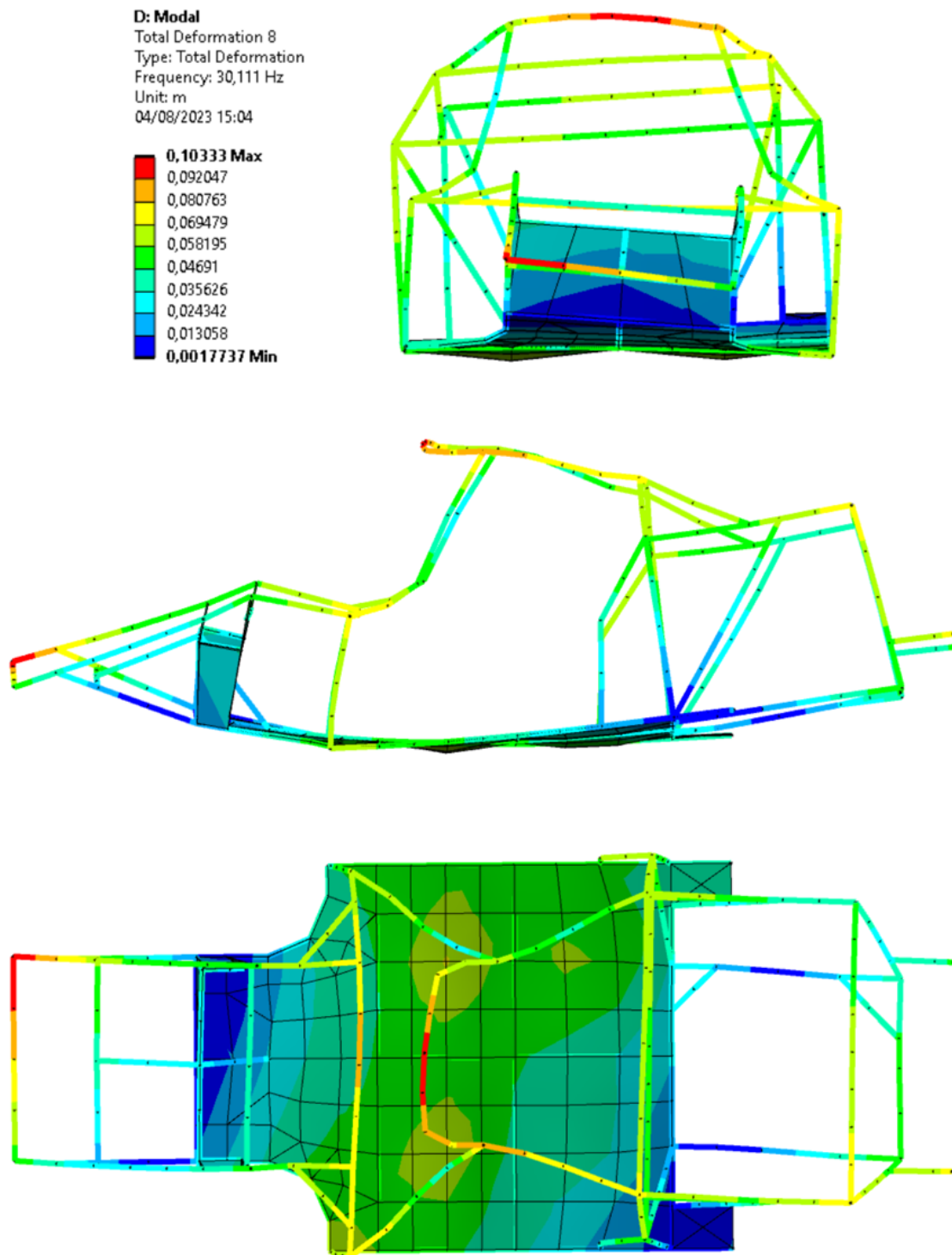


Figura 37 – 1º modo de flexão em y, com uma frequência de 30,111 Hz, obtido no *Ansys Workbench*.

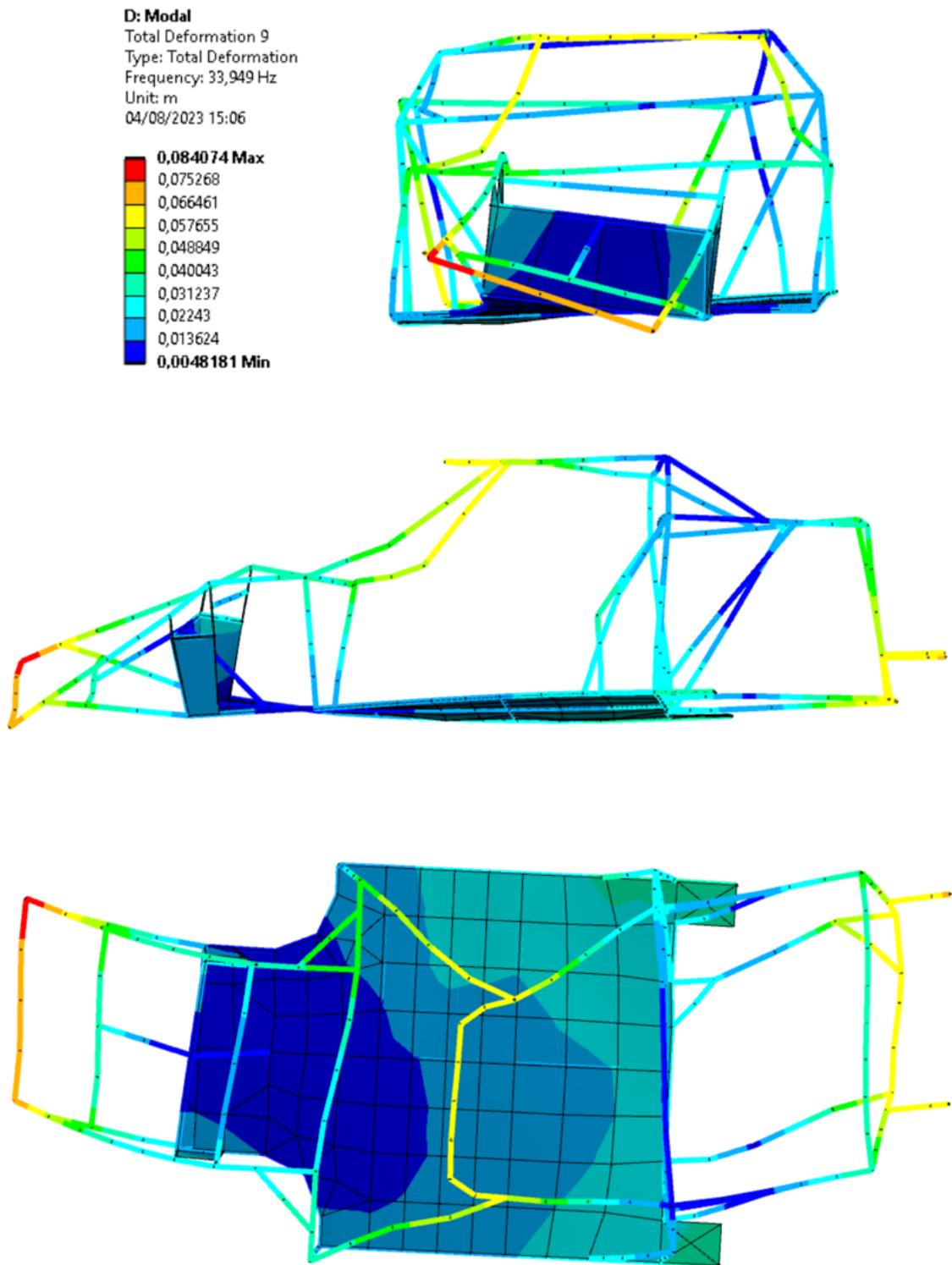


Figura 38 – 1º modo de flexão em z, com uma frequência de 33,949 Hz, obtido no *Ansys Workbench*.

D: Modal
Total Deformation 10
Type: Total Deformation
Frequency: 41,653 Hz
Unit: m
04/08/2023 15:08

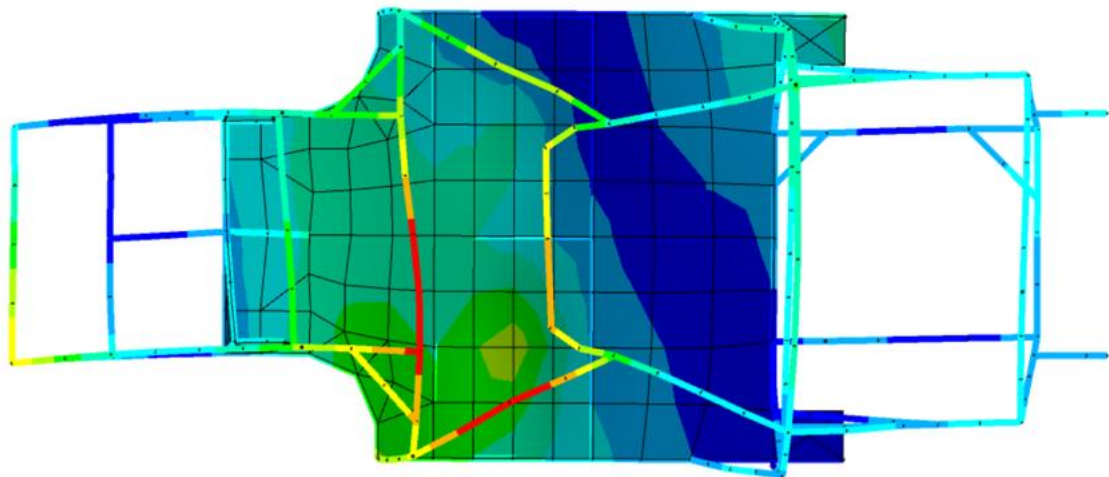
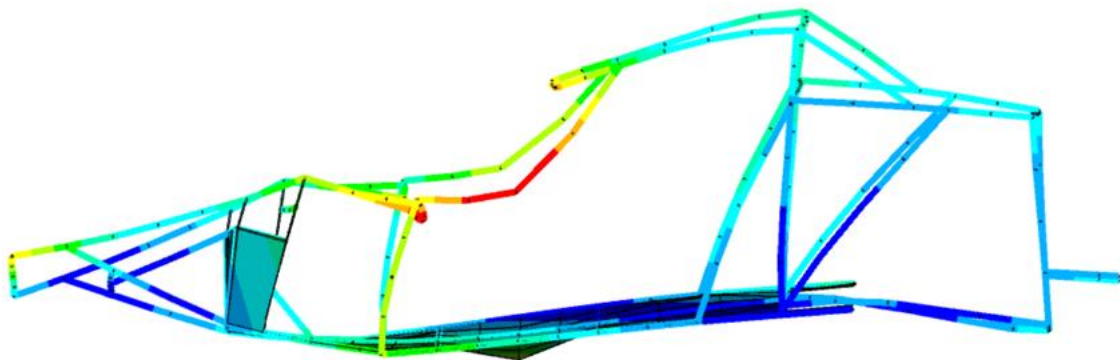
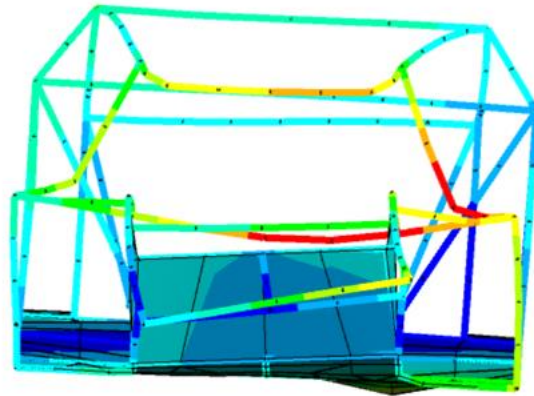
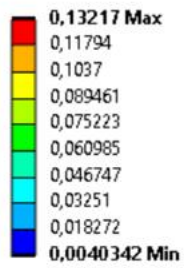


Figura 39 – 2º modo de flexão em y, com uma frequência de 41,653 Hz, obtido no *Ansys Workbench*.

4.2. Análise de Frequências Naturais e Modos de Vibração com recurso ao *software SolidWorks Simulation*

Neste ponto, à semelhança do ponto 4.1., pretende-se determinar as Frequências Naturais e os Modos de Vibração da estrutura do chassis. Neste caso em específico, será agora utilizado o *software SolidWorks Simulation*.

Esta análise é efetuada, maioritariamente, segundo a definição de elemento de viga no *software*, no que toca às vigas da estrutura. Já para as placas que a complementam, as mesmas são consideradas como elementos do tipo *shell*.

Numa perspetiva de processamento computacional, os elementos de viga são o tipo mais simples de elementos. Deste modo, se forem aplicados corretamente, podem economizar bastante tempo de resolução, reproduzindo ainda resultados com uma boa precisão. Os elementos do tipo viga requerem a definição da secção transversal exata, pois estes são definidos pelo momento de inércia da mesma, bem como pela linha média do elemento. Neste tipo de análise, as tensões variam no plano da secção transversal e ao longo da viga.

No que diz respeito aos elementos do tipo *shell*, estes são o segundo tipo de elemento mais simples e podem ser aplicados a componentes com espessura constante, como é o caso das placas metálicas presentes no chassis.

No desenvolvimento deste subcapítulo, parte-se da construção do modelo CAD do chassis, posteriormente, verifica-se a configuração de toda a simulação e termina-se nos resultados obtidos neste *software*.

4.2.1. Desenvolvimento do Modelo CAD do Chassis

Comparativamente ao que foi feito no *software Ansys Workbench*, antes de se iniciar a análise estrutural do chassis, pelo método dos elementos finitos, é fundamental desenvolver o modelo CAD do mesmo. Contrariamente ao *software* utilizado anteriormente, este modelo será criado do zero.

4.2.1.1. Nuvem de Pontos do Modelo

Em conformidade com o que é efetuado na criação do modelo no *software Ansys Workbench*, importou-se o ficheiro em formato “txt”, que é referido anteriormente no ponto 3.1., e cujas coordenadas xyz dos nós do chassis são apresentadas no Anexo 1, para o *SolidWorks*. Com isto, obteve-se uma nuvem de pontos, tal como pode ser verificado na Figura 40.



Figura 40 - Nuvem de pontos obtida no *SolidWorks*, após a importação do ficheiro em formato "txt".

Uma vez importados os 281 nós da estrutura, utilizou-se a ferramenta de *sketch* 3D, estabelecendo assim a conexão entre pontos, de acordo com a configuração do chassis físico. O seu resultado é apresentado na Figura 41.

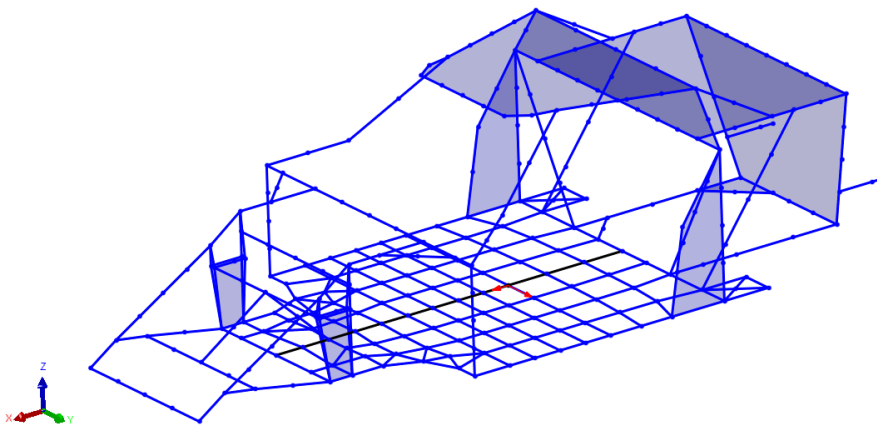


Figura 41 - Configuração do *sketch* 3D criado a partir da nuvem de pontos importada.

Ao criar o *sketch* 3D apresentado na Figura 41, obteve-se a linha média de cada viga da estrutura, sendo então possível passar à modelação de cada elemento estrutural.

4.2.1.2. Elementos

Na discretização desta estrutura, foram utilizados novamente os três tipos de elementos estruturais: o elemento viga tridimensional elástica, placa elástica e massa estrutural, de acordo com a sua aplicação apresentada na Tabela 12. Contudo, durante o desenvolvimento do modelo CAD, foram criados somente os elementos de viga, uma vez que os elementos de placa e de massa apenas podem ser configurados na parametrização da simulação.

Para a criação dos elementos de vigas tridimensionais elásticas, utilizou-se a função “*Structural Member*” do *software*. Uma vez que esta ferramenta não possui, como predefinidas, as secções transversais utilizadas na estrutura, foi necessário elaborar o *sketch* 2D de cada uma delas. Para

tal, utilizou-se as dimensões das secções anteriormente apresentadas no Capítulo 3, nas Figuras 17 a 19 e nas Tabelas 1 e 2.

De forma a demonstrar o processo efetuado para cada viga da estrutura, utilizou-se o exemplo da configuração da viga F. Ao iniciar a ferramenta “*Structural Member*”, escolheu-se a norma ISO e o tipo de secção. Deste modo, foram selecionadas as linhas do sketch 3D existente, de acordo com a localização desta viga no chassis físico. Assim dá-se por terminada a primeira fase de definição de um elemento do tipo viga tridimensional elástica, podendo a mesma ser verificada na Figura 42.

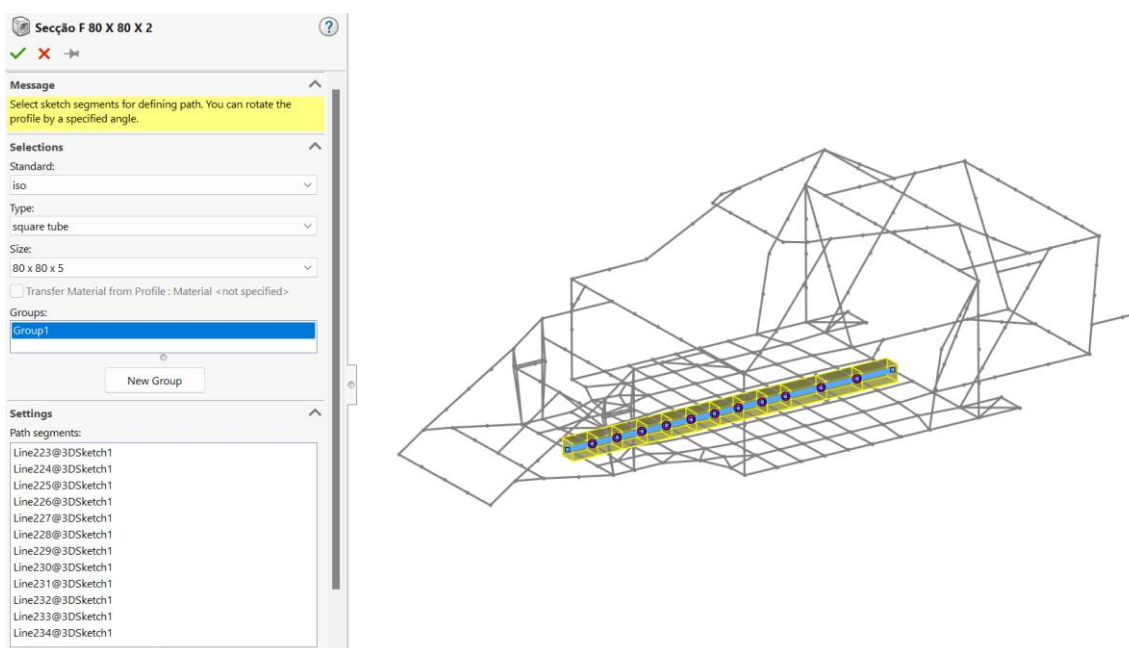


Figura 42 - Configuração da viga F como exemplo para a criação dos elementos de viga tridimensional elástica, com recurso à ferramenta “*Structural Member*”.

Na segunda fase de definição deste tipo de elementos, é então necessário editar a secção predefinida pelo *software*. Na Figura 43 são apresentadas as diferenças entre a secção criada automaticamente pela ferramenta utilizada e a secção já editada, de acordo com as dimensões pretendidas.

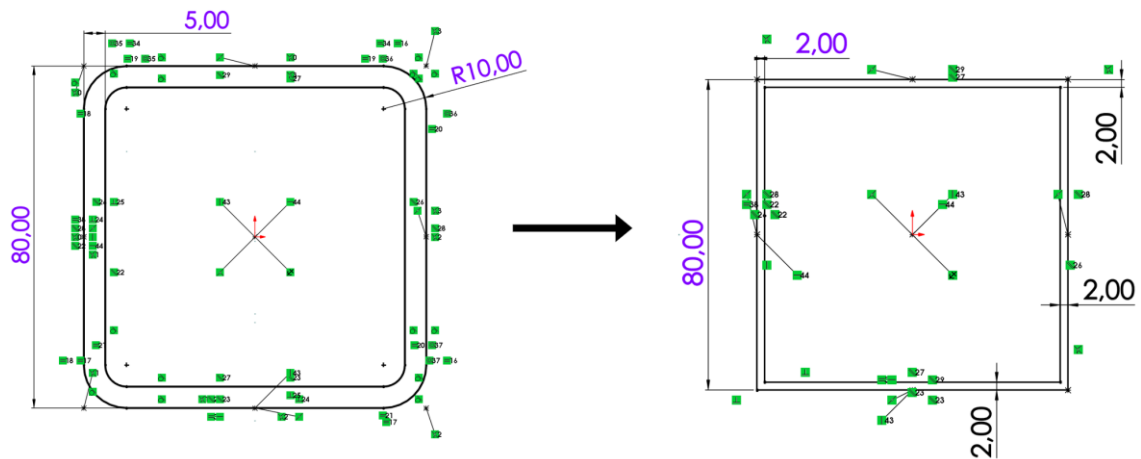


Figura 43 - Secção predefinida pelo software (à esquerda) e, após as alterações, obteve-se a secção com as dimensões pretendidas (à direita).

Após efetuar este processo para cada um dos elementos do tipo viga tridimensional elástica, obteve-se o resultado apresentado na Figura 44. Tem importância referir que, após a configuração de todos estes elementos, verificaram-se os parâmetros da secção de cada perfil (área, inércia, etc.), de acordo com a Tabela 14. É fulcral que as especificações dos perfis sejam iguais em ambos os *softwares*, de forma a obter resultados o mais idênticos possível.

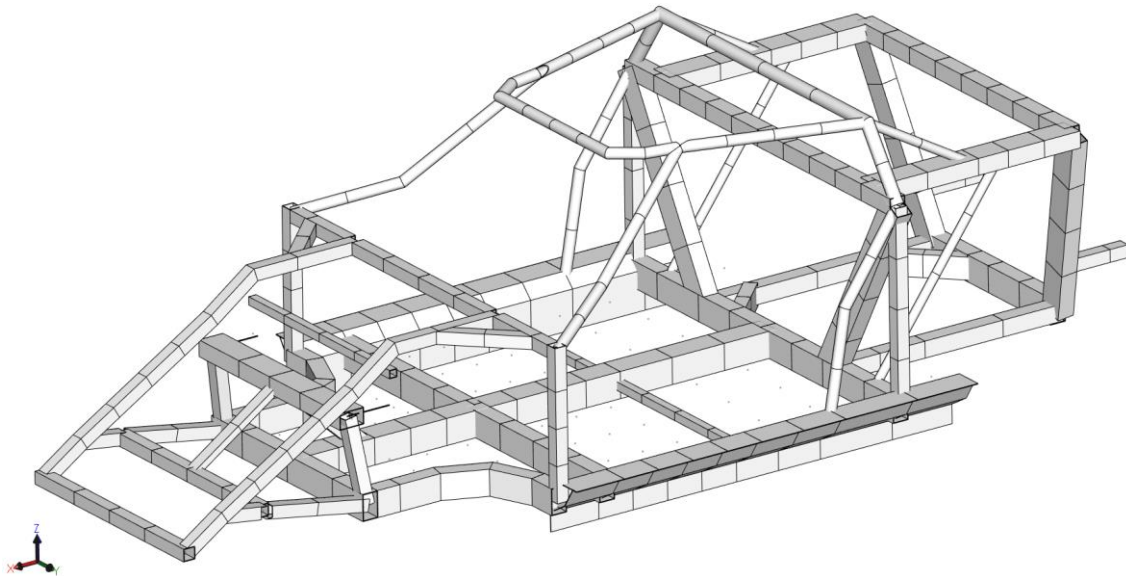


Figura 44 - Estrutura do chassis após a configuração de todos os perfis.

Ainda na configuração dos perfis da estrutura, aplicou-se, a todos eles, o Aço Estrutural, cujas propriedades constam na Tabela 11.

Apesar da configuração dos elementos de placa elástica apenas ser efetuada no domínio da simulação, é necessário delinear, previamente, a sua superfície, ainda no âmbito da modelação do modelo 3D. Deste modo, criaram-se então as superfícies a partir das quais, posteriormente, serão

configuradas todas as placas da estrutura. A partir da Figura 45 é possível conferir o resultado desta ação.

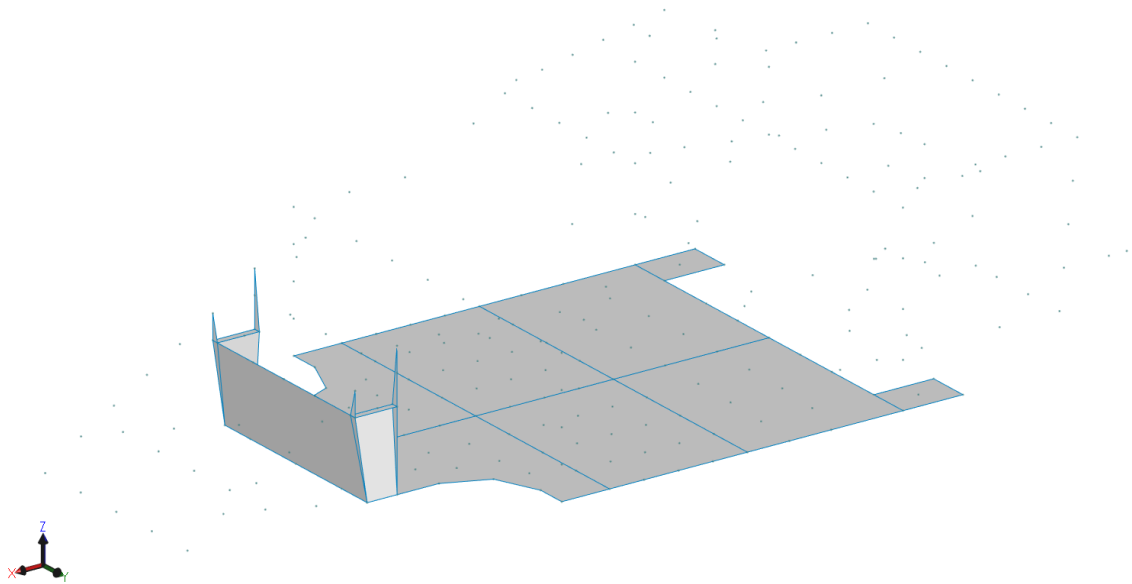


Figura 45 - Estrutura do chassis após a configuração das superfícies que darão origem aos elementos do tipo placa elástica.

Desta forma, dá-se por concluída a modelação do chassis, que será utilizado no estudo em questão. A estrutura resultante pode ser verificada na Figura 46.

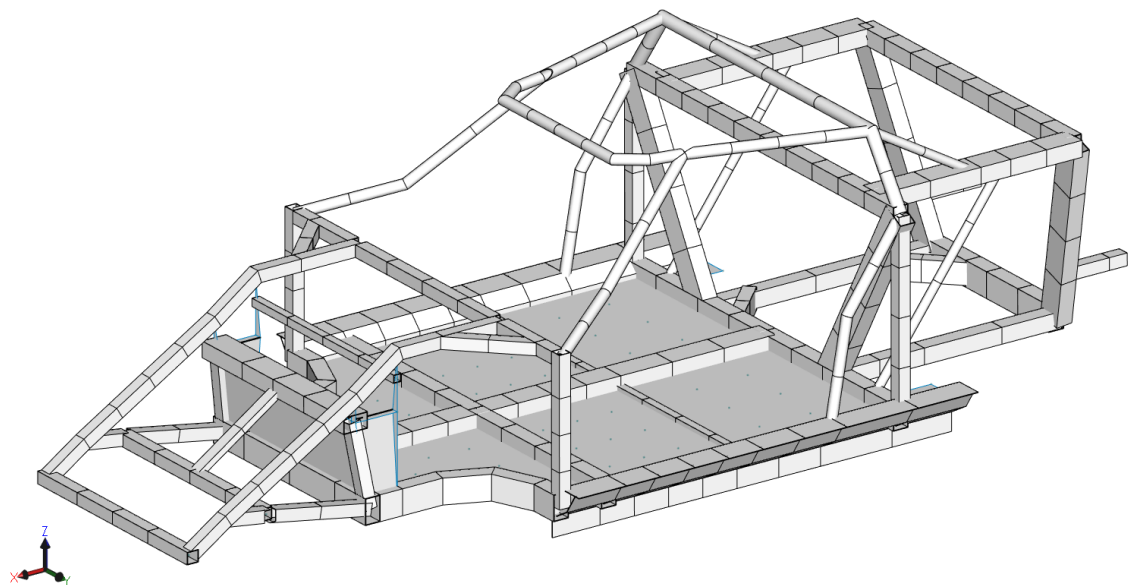


Figura 46 - Estrutura do chassis, modelada no *SolidWorks*, para o estudo de frequências naturais e modos de vibração.

4.2.2. Configuração da Simulação Computacional

À semelhança da simulação desenvolvida no *Ansys Workbench*, elaborou-se uma simulação idêntica no *SolidWorks Simulation*, como forma de validar a modelação do chassis efetuada neste *software*. Como foi referido anteriormente, o objetivo deste estudo é determinar as frequências naturais e os modos de vibração da estrutura.

Ao longo deste ponto, é analisada a parametrização dos elementos estruturais, nomeadamente, a configuração dos elementos de placa e de massa, bem como a interação entre eles. Para além disto, é também apresentada a configuração da malha de elementos finitos.

É também importante referir que, para todos os perfis da estrutura, se selecionou a opção “*Treat as a Beam*” (Tratar como uma Viga), de forma a tornar esta simulação num estudo segundo a definição de elemento de viga do *software*, e acabando por seguir a mesma lógica do *Ansys Workbench*.

Nesta simulação, não foram utilizados quaisquer constrangimentos ou forças aplicadas, considerando a estrutura como livre.

4.2.2.1. Parametrização dos elementos estruturais

A parametrização dos elementos de placa da estrutura foi o primeiro passo na configuração da simulação.

Em primeiro lugar, foram configurados os elementos de placa com uma espessura de 5 mm. Uma vez que, no *SolidWorks Simulation*, as placas são consideradas como elementos do tipo *shell*, utilizou-se a função “*Shell Definition*”, onde foi aplicada a espessura pretendida para as superfícies que foram criadas anteriormente. Na Figura 47 é apresentada esta mesma função, aplicada às placas com 5 mm de espessura.

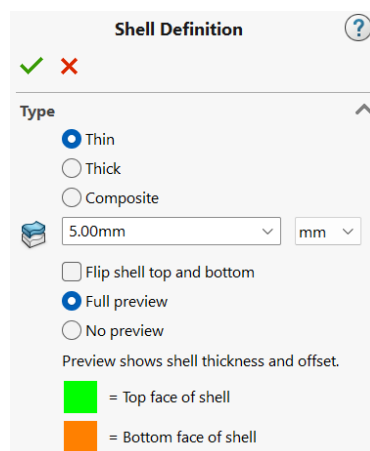


Figura 47 - Função "Shell Definition" aplicada às placas com espessura de 5 mm.

Relativamente às placas com uma espessura de 2 mm, recorreu-se também a esta função.

Para além disto, foram atribuídas as propriedades do Aço Estrutural e do Alumínio, de acordo com as propriedades da Tabela 11, às placas assinaladas nas Figuras 29 e 30, respetivamente.

De forma a obter resultados fidedignos, o *software* necessita, por parte do utilizador, de uma indicação de como devem interagir os diferentes elementos da estrutura entre si. Isto acontece, pois, a simulação segue a lógica do elemento de viga (para os perfis), e os elementos de placa são no fundo uma superfície com uma configuração de espessura, não existindo assim uma interseção física entre eles. Caso o modelo fosse tratado como um corpo sólido, esta indicação não seria necessária.

Deste modo, utilizou-se a função “*Local Interactions*” com a definição “*Bonded*”, selecionando o grupo de troços das vigas nos quais assenta cada placa, e selecionando também a placa pretendida. Isto indicará ao software que os diferentes elementos selecionados se devem comportar como se estivessem fisicamente soldados. Na Figura 48 é apresentado um exemplo da aplicação desta função, a uma das placas da base do chassis.

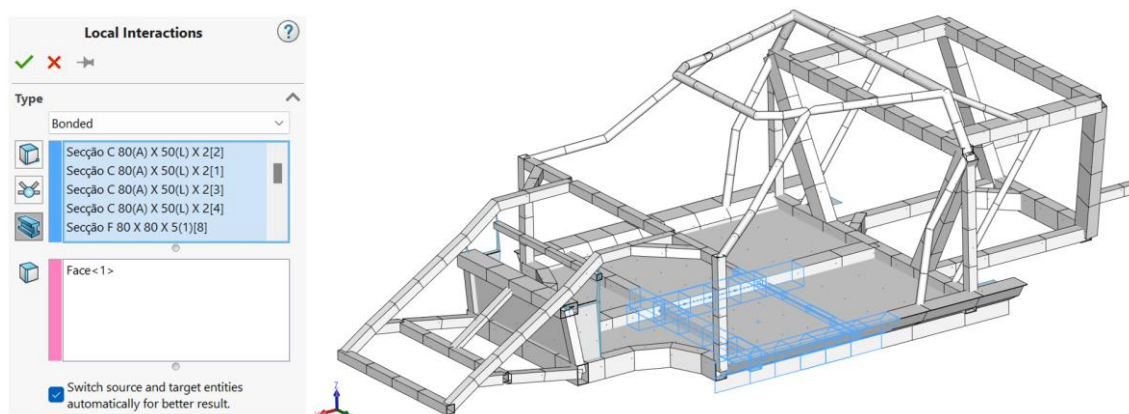


Figura 48 - Função “*Local Interactions*” aplicada a uma placa da base do chassis.

De seguida, é necessário configurar os elementos de massa estrutural. Pretende-se que estes elementos sejam associados a determinados nós da estrutura, com a mesma localização dos que foram apresentados anteriormente nas Figuras 28 e 29. No que toca às suas especificações, estas são apresentadas na Tabela 16.

No entanto, antes da sua configuração, foi necessário calcular os nós da estrutura, que no *SolidWorks Simulation* se denominam de *joints*. Para tal, utilizou-se a função “*Edit Joints*”, permitindo assim a criação dos nós.

Neste caso, de forma a este modelo se tornar congruente em relação ao modelo do *Ansys*, pretende-se que apenas existam *joints* nos nós originais da nuvem de pontos da estrutura. Na Figura 49 é demonstrada a configuração utilizada para esta mesma função.

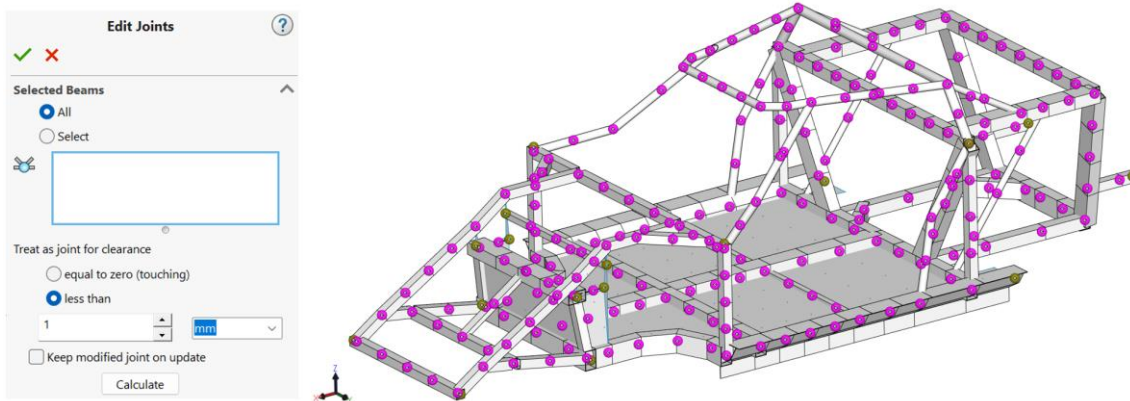


Figura 49 - Configuração utilizada para a função "Edit Joints".

Uma vez configurados os *joints* (nós) da estrutura, é então possível criar os elementos de massa estrutural. Para definir este tipo de elementos, utilizou-se a função “*Distributed Mass*”, onde é possível seleccionar o nó de aplicação e conferir-lhe a massa pretendida. Na Figura 50 está presente um exemplo desta configuração, neste caso, do elemento de massa estrutural correspondente ao nó 267 (Tabela 16). É ainda importante referir que, para o *software* ter em conta estes pontos de massa, o mesmo exige que seja ativada a força da gravidade durante a simulação realizada

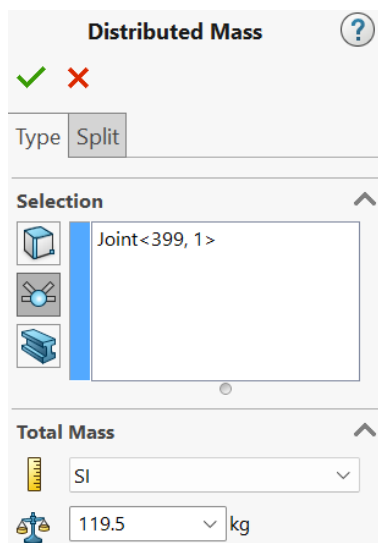


Figura 50 - Função "Distributed Mass" aplicada ao elemento de massa estrutural do nó 267.

Uma vez utilizada esta função para criar os 16 elementos de massa estrutural do chassis, a configuração de toda a estrutura fica concluída.

4.2.2.2. Malha de Elementos Finitos

No que toca à malha de elementos finitos, criada para a presente simulação computacional, pretende-se que a mesma seja o mais idêntica possível, de forma a reproduzir resultados próximos aos obtidos no *software Ansys Workbench*.

Deste modo, foi necessário recorrer à função “*Mesh Control*”, aplicando-a aos elementos de viga e de placa.

No que toca a todos os perfis da estrutura, aplicou-se esta função com o objetivo de configurar a malha para ter um único elemento entre cada nó, obtendo-se assim a discretização mínima da estrutura. Para tal, selecionou-se a opção “*Number of elements*” e inseriu-se o valor pretendido. A parametrização da malha referente aos perfis do chassis, pode ser verificada na Figura 51.

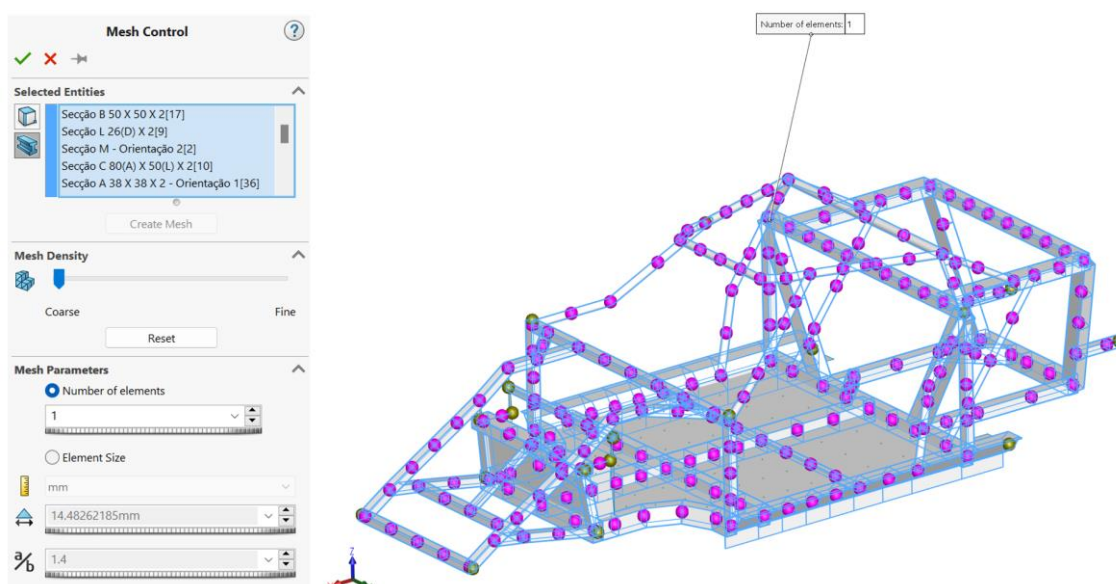


Figura 51 - Parametrização da malha referente aos perfis do chassis.

No que diz respeito às placas do chassis, foi necessário aplicar novamente esta função. Contudo, esta parametrização foi um pouco mais complexa, uma vez que foi necessário, através de um processo iterativo, encontrar o valor pretendido para a dimensão dos elementos da malha. Isto tem por objetivo gerar uma malha o mais aproximada possível com a que foi gerada no *Ansys*. Neste caso, verificou-se que o valor ideal, apesar de não ser perfeito, são 125 mm. Na Figura 52 é apresentada a configuração da malha das placas, recorrendo à função “*Mesh Control*”.

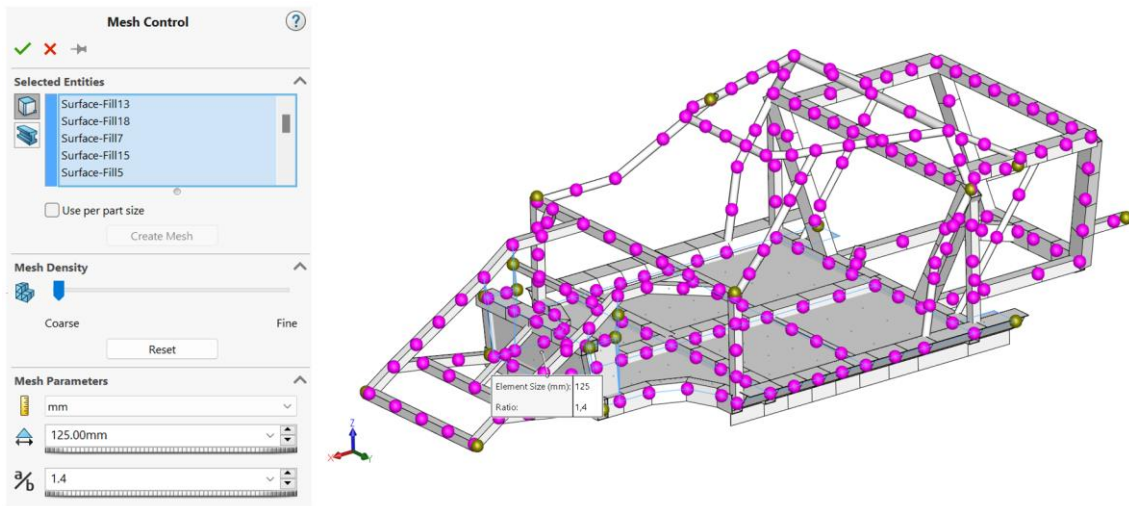


Figura 52 - Parametrização da malha referente às placas do chassis.

Uma vez terminadas as diferentes parametrizações para cada tipo de elemento, foi possível gerar a malha da estrutura, cuja sua aparência pode ser verificada na Figura 53.

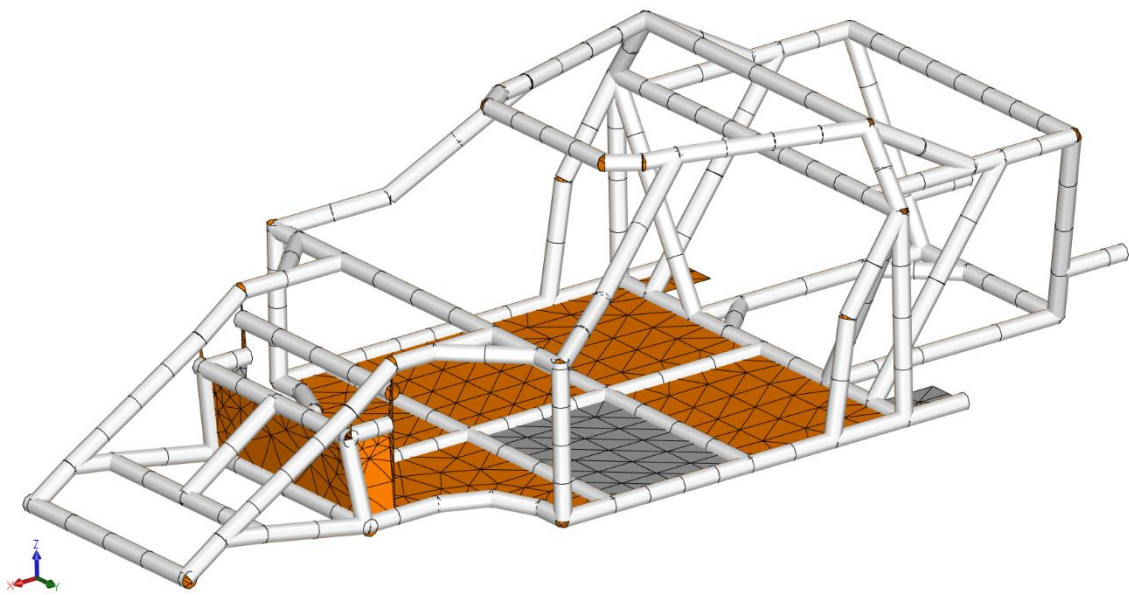


Figura 53 - Malha gerada para a estrutura do chassis, com um elemento entre cada nó (para os perfis) e uma dimensão de elemento de 125 mm (para as placas).

Com o finalizar da configuração da malha da estrutura, resta apenas parametrizar as especificações da simulação e executá-la, de forma a obter os seus resultados.

4.2.3. Resultados obtidos

Antes de se executar a simulação de forma a reproduzir os seus resultados, foi necessário parametrizá-la para calcular apenas os dez primeiros modos de vibração, tal como se pode averiguar na Figura 54.

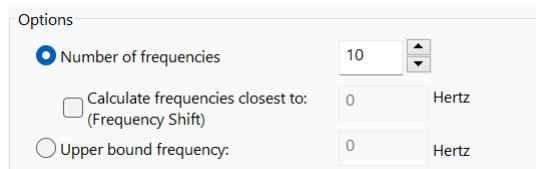


Figura 54 - Parametrização da simulação para serem reproduzidos os dez primeiros modos de vibração, no *SolidWorks Simulation*.

De seguida, executou-se a simulação. À semelhança dos resultados que foram obtidos no *Ansys*, no *SolidWorks Simulation* verificou-se que os seis primeiros modos de vibração representam translações e rotações em torno dos eixos coordenados, com valores nulos ou bastante baixos, sendo assim considerados como modos de corpo rígido. Desprezando estes modos, confirma-se que a frequência fundamental da estrutura ocorre no sétimo modo calculado, com um valor de 22,504 Hz. Na Tabela 21 são apresentados os dez resultados obtidos da simulação efetuada no *SolidWorks Simulation*.

Tabela 21 - Frequências naturais e modos de vibração, obtidos pela simulação computacional efetuada no *SolidWorks Simulation*.

Modo	Frequência [Hz]	Descrição
1	2,413e-02	Modo Rígido
2	1,327e-02	Modo Rígido
3	1,134e-02	Modo Rígido
4	1,280e-02	Modo Rígido
5	0,2947	Modo Rígido
6	0,9738	Modo Rígido
7	22,504	1º Modo de Vibração
8	28,563	2º Modo de Vibração
9	33,497	3º Modo de Vibração
10	41,212	4º Modo de Vibração

Os modos de vibração dos primeiros quatro modos de vibração, são apresentados nas Figuras 55 a 58.

Uma vez adquiridos os resultados da simulação aqui efetuada, é possível compará-los aos que foram obtidos, anteriormente, no *Ansys*, de forma a validar o modelo 3D criado no *SolidWorks Simulation*.

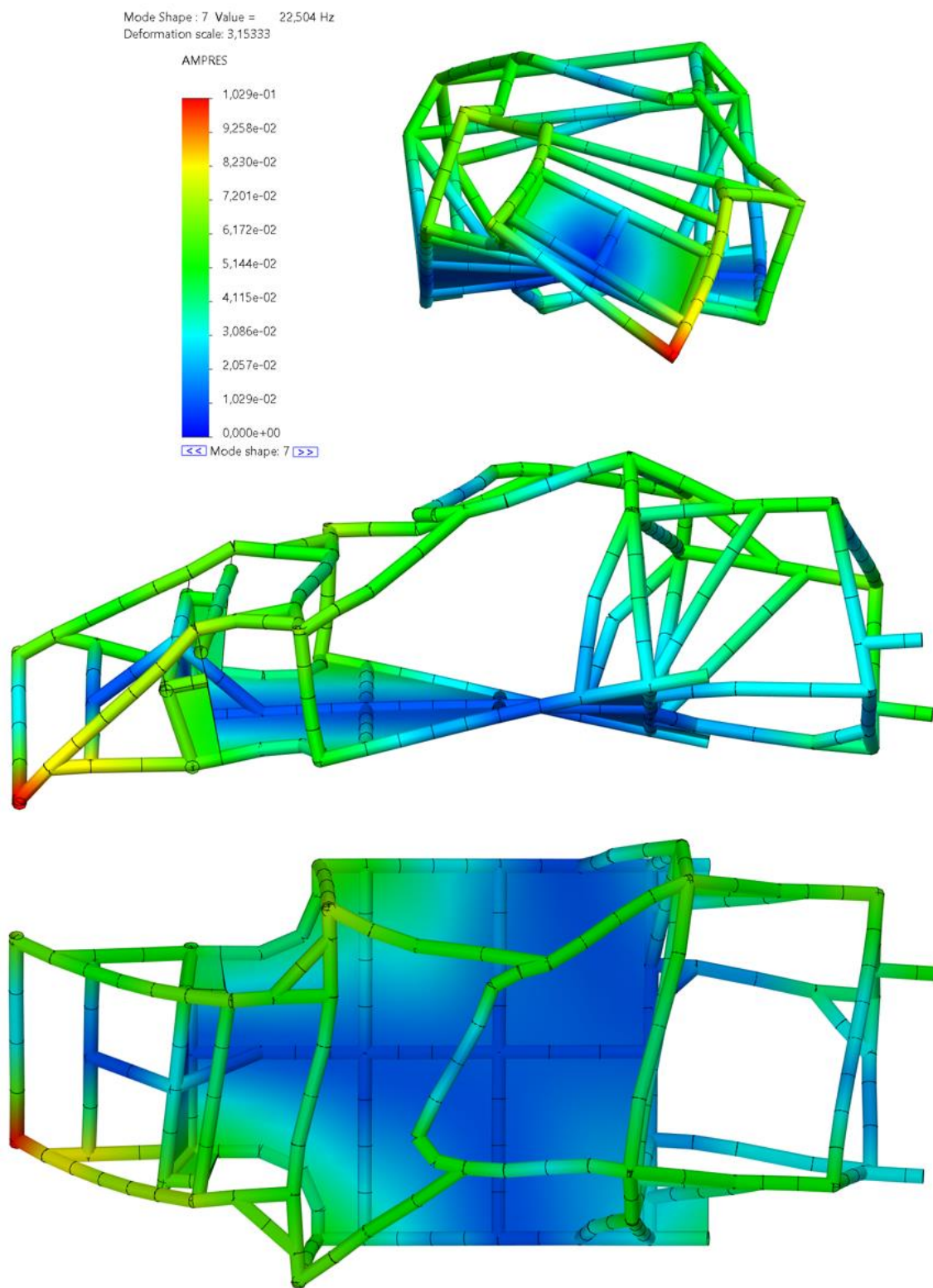


Figura 55 – 1º modo de torção em x, com uma frequência de 22,504 Hz, obtido no *SolidWorks Simulation*.

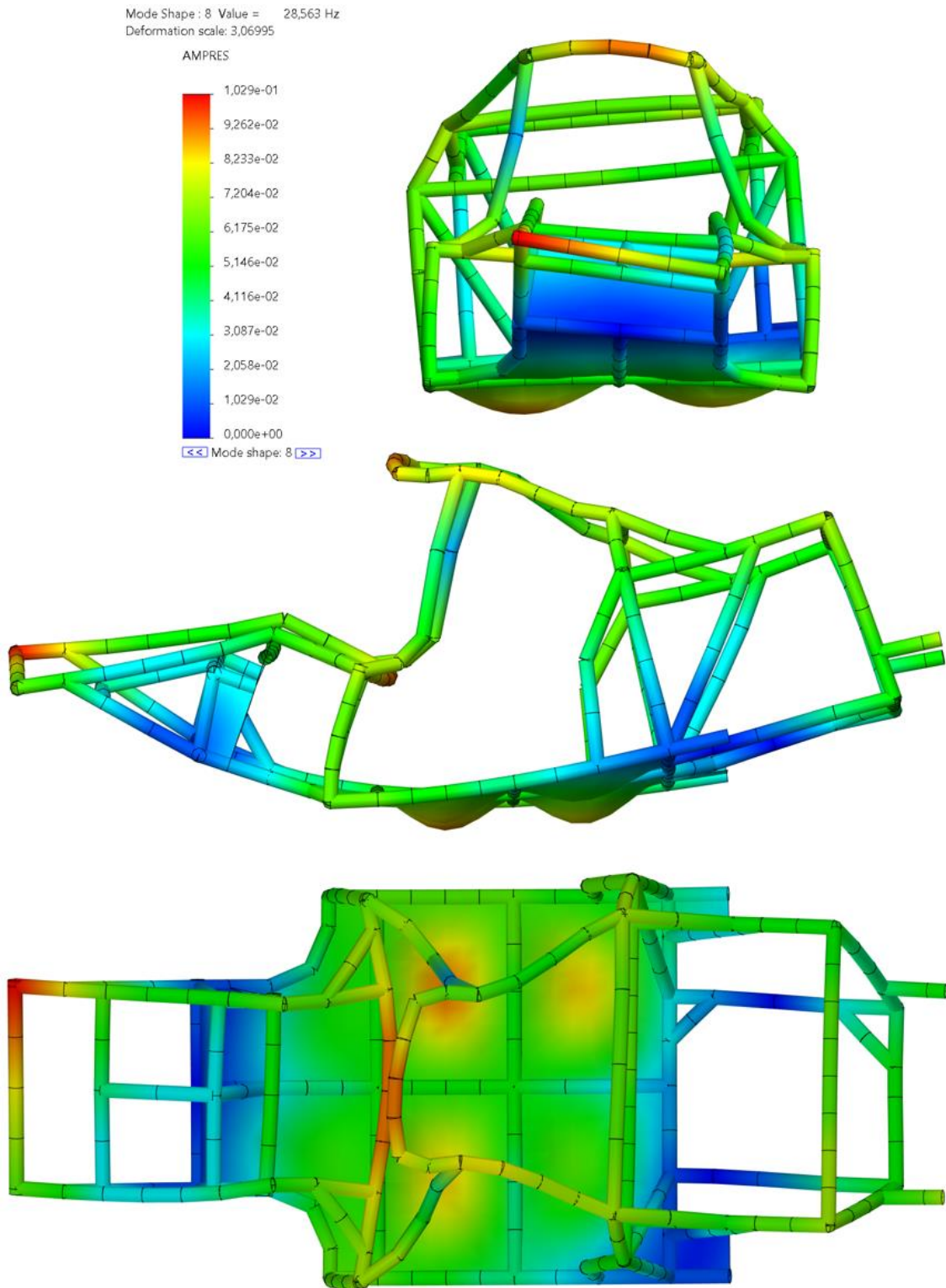


Figura 56 – 1º modo de flexão em y, com uma frequência de 28,563 Hz, obtido no *SolidWorks Simulation*.

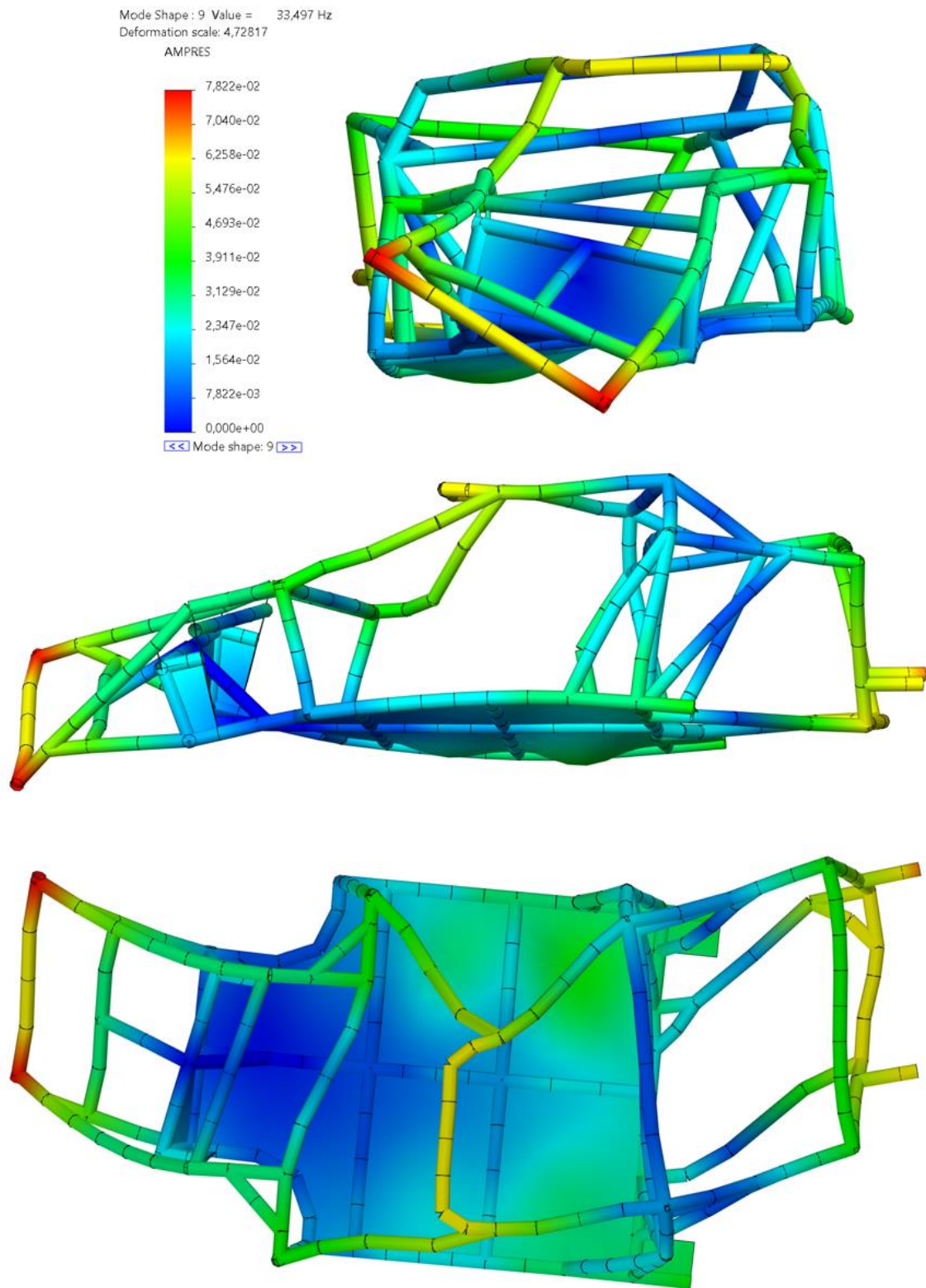


Figura 57 – 1º modo de flexão em z, com uma frequência de 33,497 Hz, obtido no *SolidWorks Simulation*.

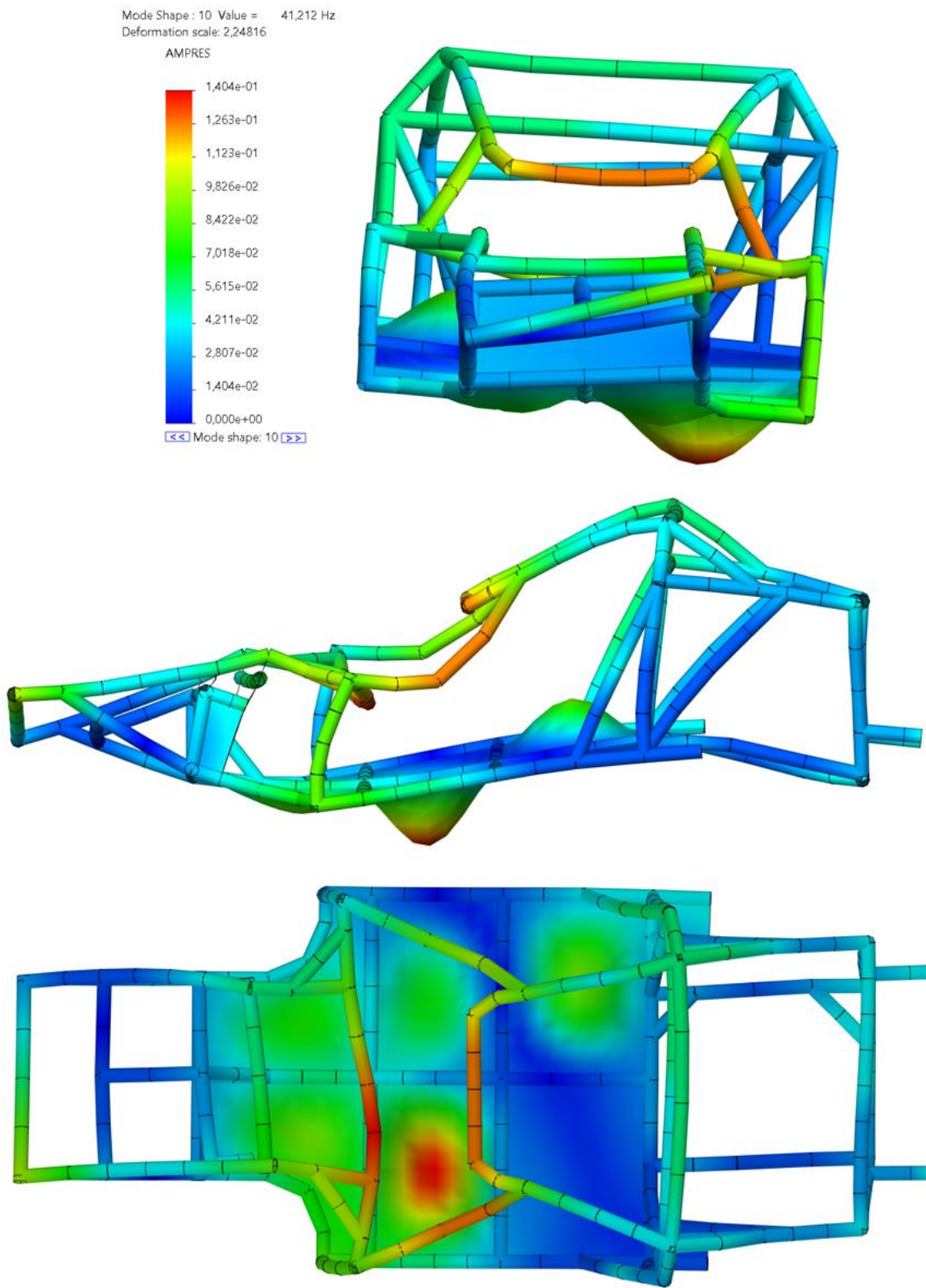


Figura 58 – 2º modo de flexão em y, com uma frequência de 41,212 Hz, obtido no *SolidWorks Simulation*.

4.3. Comparação de resultados

Após a conclusão das simulações de frequências naturais e modos de vibração da estrutura, em ambos os *softwares*, é agora possível cumprir o objetivo principal do presente capítulo: validar o modelo 3D que foi criado no *SolidWorks*. Tal como foi referido anteriormente, esta validação será feita através da comparação dos resultados obtidos nas duas simulações. Uma vez que parte do ficheiro utilizado no *software Ansys* já havia sido utilizado em estudos anteriores, é seguro afirmar que os seus resultados estão corretos.

Deste modo, efetuou-se uma análise percentual de desvio entre os resultados obtidos nos dois *softwares*, tal como é possível verificar na Tabela 22.

Tabela 22 - Análise percentual de desvios entre os resultados obtidos no *Ansys Workbench* e no *SolidWorks Simulation*.

<i>Ansys Workbench</i>		<i>SolidWorks Simulation</i>		Desvio
Modo de Vibração	Frequência [Hz]	Modo de Vibração	Frequência [Hz]	
1	0	1	2,413e-02	0%
2	0	2	1,327e-02	0%
3	4,866e-06	3	1,134e-02	0%
4	1,428e-05	4	1,280e-02	0%
5	2,823e-05	5	0,2947	0%
6	1,039e-04	6	0,9738	0%
7	24,682	7	22,504	8,82%
8	30,111	8	28,563	5,14%
9	33,949	9	33,497	1,33%
10	41,653	10	41,212	1,05%

Analisando a Tabela 22, é possível verificar que os valores de frequências dos seis primeiros modos de vibração, em ambos os *softwares*, são notavelmente diferentes. Contudo, uma vez que estes valores são bastante próximos de zero, e que representam modos de corpo rígido, passa-se a considerar que estes possuem uma frequência nula. Assim, é possível chegar à conclusão que o desvio entre os resultados obtidos para estes valores de frequência é zero.

No que toca aos valores de frequência do sétimo e oitavo modo de vibração, verifica-se que os valores obtidos no *SolidWorks Simulation* são ligeiramente diferentes dos que foram obtidos no *Ansys Workbench*. Esta pequena discrepância resulta então nos maiores desvios calculados, com cerca de 8,82% e 5,14%, respetivamente.

Já o nono e décimo modo de vibração, apresentam valores de frequência bastante próximos entre os *softwares*, resultando em desvios de, aproximadamente, 1% para ambos.

No entanto, considera-se que estes desvios são aceitáveis, uma vez que o valor com maior disparidade é inferior a 9%, podendo assegurar assim que o modelo 3D criado no *SolidWorks* apresenta um erro de, aproximadamente, 9%.

Deste modo, cumpre-se o objetivo principal deste estudo: validar a modelação do chassis, criada no *SolidWorks*. Com isto, passa a ser possível aprofundar a análise estrutural do chassis, efetuando outras simulações com este modelo 3D.

Página deixada propositadamente em branco

5. Análise Estática

No presente capítulo é feita uma análise estática ao chassis do veículo, onde são apresentados dois estudos: rigidez torsional e resistência estrutural.

No decorrer destes dois estudos, são apresentadas as configurações das simulações computacionais criadas para cada um deles. Para além disto, averigua-se também a parametrização das malhas de elementos finitos que foram geradas para a estrutura. No final de cada ponto, são apresentados os resultados obtidos em cada simulação.

5.1. Estudo de Rigidez Torsional do Chassis

Neste primeiro ponto do capítulo de análise estática, é feito um estudo de rigidez torsional da estrutura do chassis. A rigidez à torção permite determinar a capacidade deste componente de suportar um binário em condições extremas.

No presente estudo, será utilizado o modelo CAD do chassis, cujo seu processo de modelação é apresentado no ponto 4.2.. Deste modo, a simulação é feita segundo o elemento de viga para todos os perfis e segundo o elemento do tipo *shell*, para as placas da estrutura.

5.1.1. Configuração da Simulação Computacional

A parametrização desta simulação computacional é bastante idêntica à que foi utilizada no estudo de frequências naturais e modos de vibração, com recurso ao *Solidworks Simulation*. Deste modo, a configuração dos elementos do tipo *shell*, a definição dos materiais dos diferentes constituintes da estrutura, a parametrização da função “*Local Interactions*”, o cálculo dos nós da estrutura e associação dos elementos de massa estrutural, mantém-se inalterada para a realização desta análise.

Contudo, neste estudo foi necessário definir condições de fronteira e forças aplicadas na estrutura.

No que toca aos constrangimentos do chassis, foram aplicados encastramentos (deslocamentos e rotações nulas) nos nós de apoio da suspensão traseira (nós 179 e 561). Esta configuração pode ser averiguada na Figura 59, onde é mostrada a localização dos constrangimentos referidos, bem como a sua parametrização.

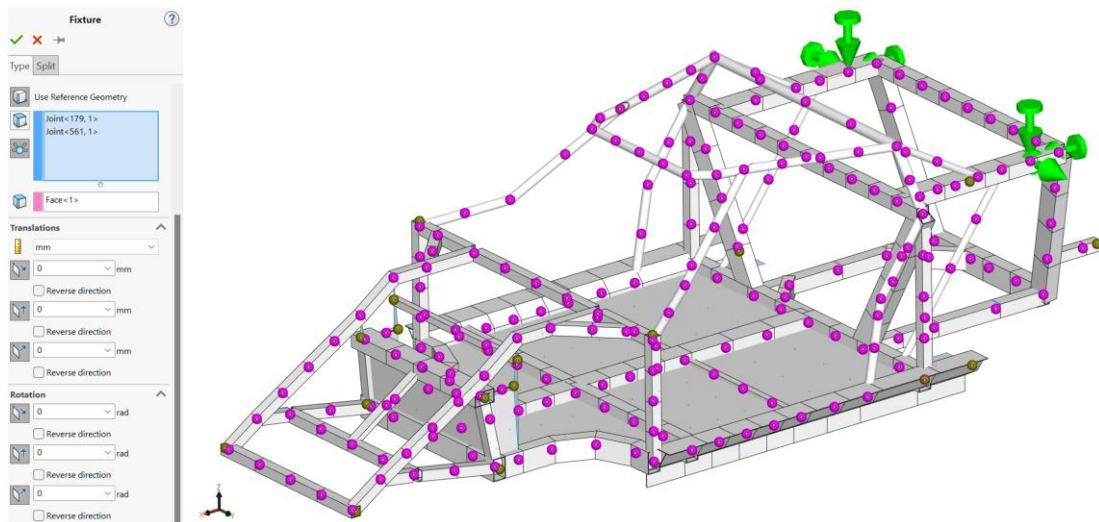


Figura 59 - Definição dos constrangimentos da estrutura do chassis, para o estudo de rigidez torsional.

Relativamente aos carregamentos aplicados, foram atribuídas forças verticais com sentidos opostos, de magnitude arbitrária de 1000 N, nos nós de apoio da suspensão dianteira (nós 387 e 257). Nas Figuras 60 e 61, verifica-se a configuração das forças verticais aplicadas na estrutura.

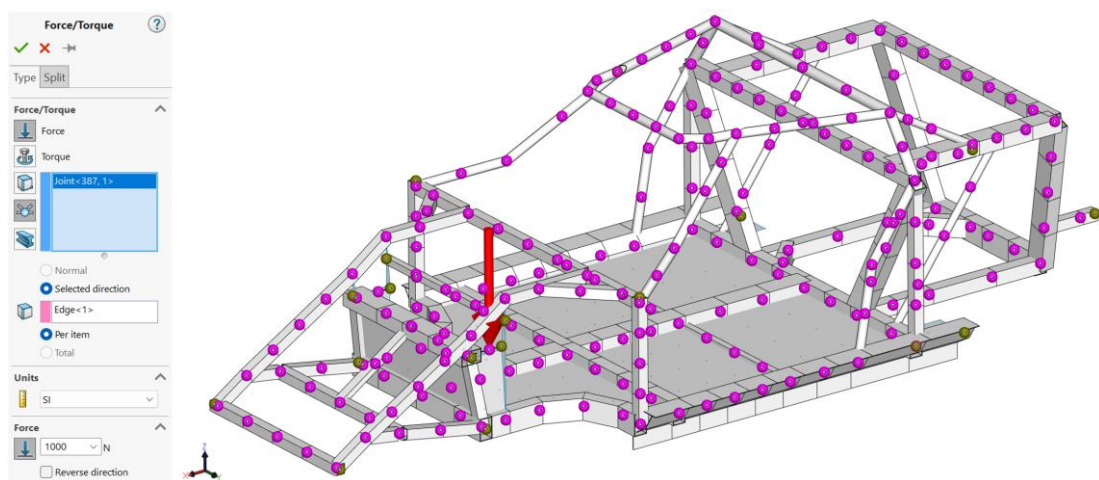


Figura 60 - Força vertical com sentido descendente, aplicada no nó da suspensão dianteira esquerda.

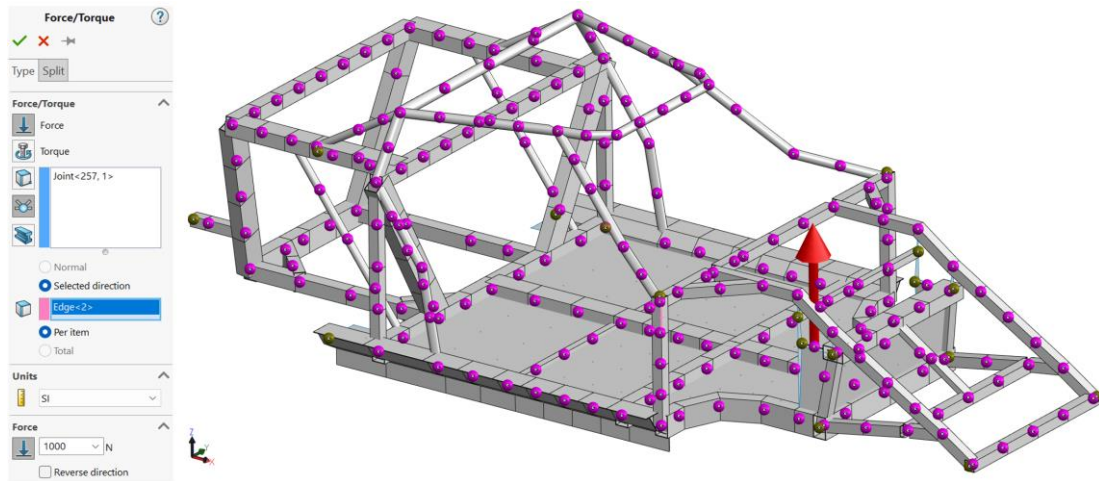


Figura 61 - Força vertical com sentido ascendente, aplicada no nó da suspensão dianteira direita.

5.1.2. Malha de Elementos Finitos

A malha de elementos finitos gerada para o presente estudo, possui uma configuração diferente daquela que foi utilizada no estudo de frequências naturais e modos de vibração. No estudo anterior, realizado no *Solidworks Simulation*, pretendia-se criar uma malha que fosse o mais idêntica possível à do modelo existente no *Ansys Workbench*, pois o objetivo era a confirmação do novo modelo CAD. Quanto mais idênticas fossem as malhas entre si, maior seria a aproximação dos resultados.

No entanto, uma vez que esta modelação do chassis já passou pelo seu processo de verificação, é agora possível gerar uma malha de elementos finitos com mais refinamento. Ao aumentar o número de elementos da malha, os resultados reproduzidos terão uma maior exatidão.

Desta forma, configurou-se uma malha geral para toda a estrutura, configurando-a para ser o mais refinada possível. Esta parametrização pode ser verificada na Figura 62.

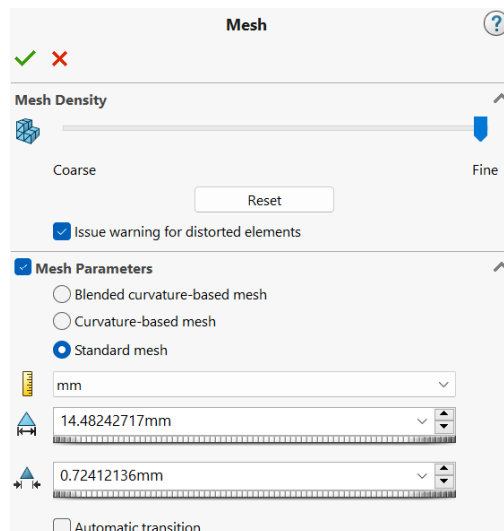


Figura 62 - Parametrização da malha gerada para o estudo de rigidez à torsão.

Com isto, é criada uma malha de elementos finitos com a configuração apresentada na Figura 63.

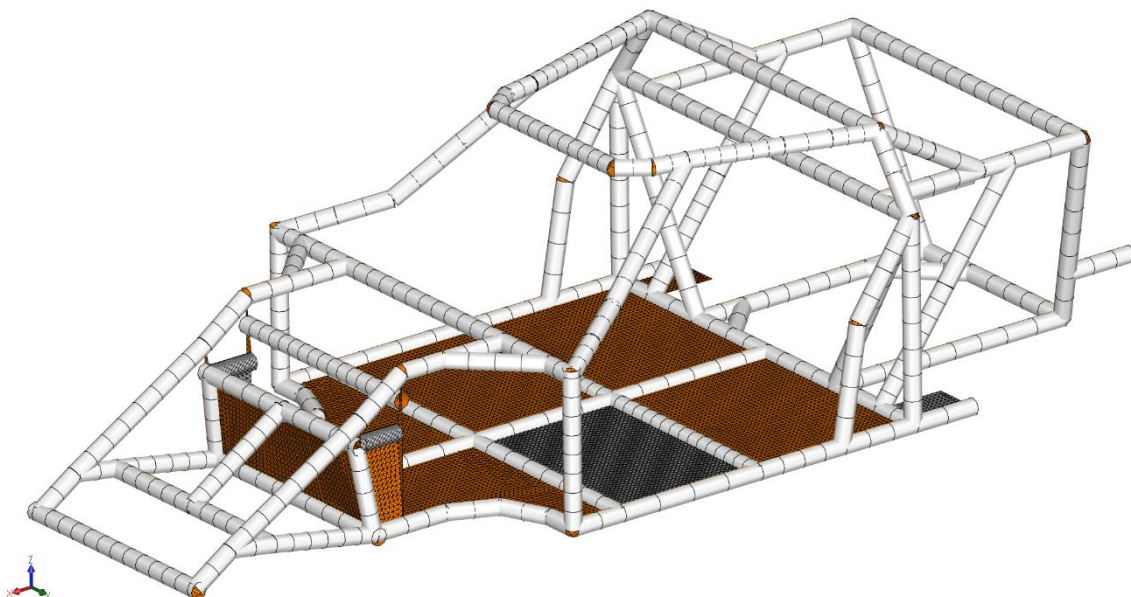


Figura 63 - Malha de elementos finitos do chassi, gerada para o estudo de rigidez à torsão.

5.1.3. Resultados obtidos e Cálculo da Rigidez Torsional

Uma vez configurados todos os parâmetros necessários para a simulação, foi então possível executá-la e extrair os resultados da mesma. Na Figura 64 é possível ter uma visão geral da deformação causada no chassi, na direção vertical (eixo Z). É importante salientar que a representação destas deformações, refletem uma ampliação da deformação real, uma vez que é utilizada uma escala de aumento de cerca de 12 vezes.

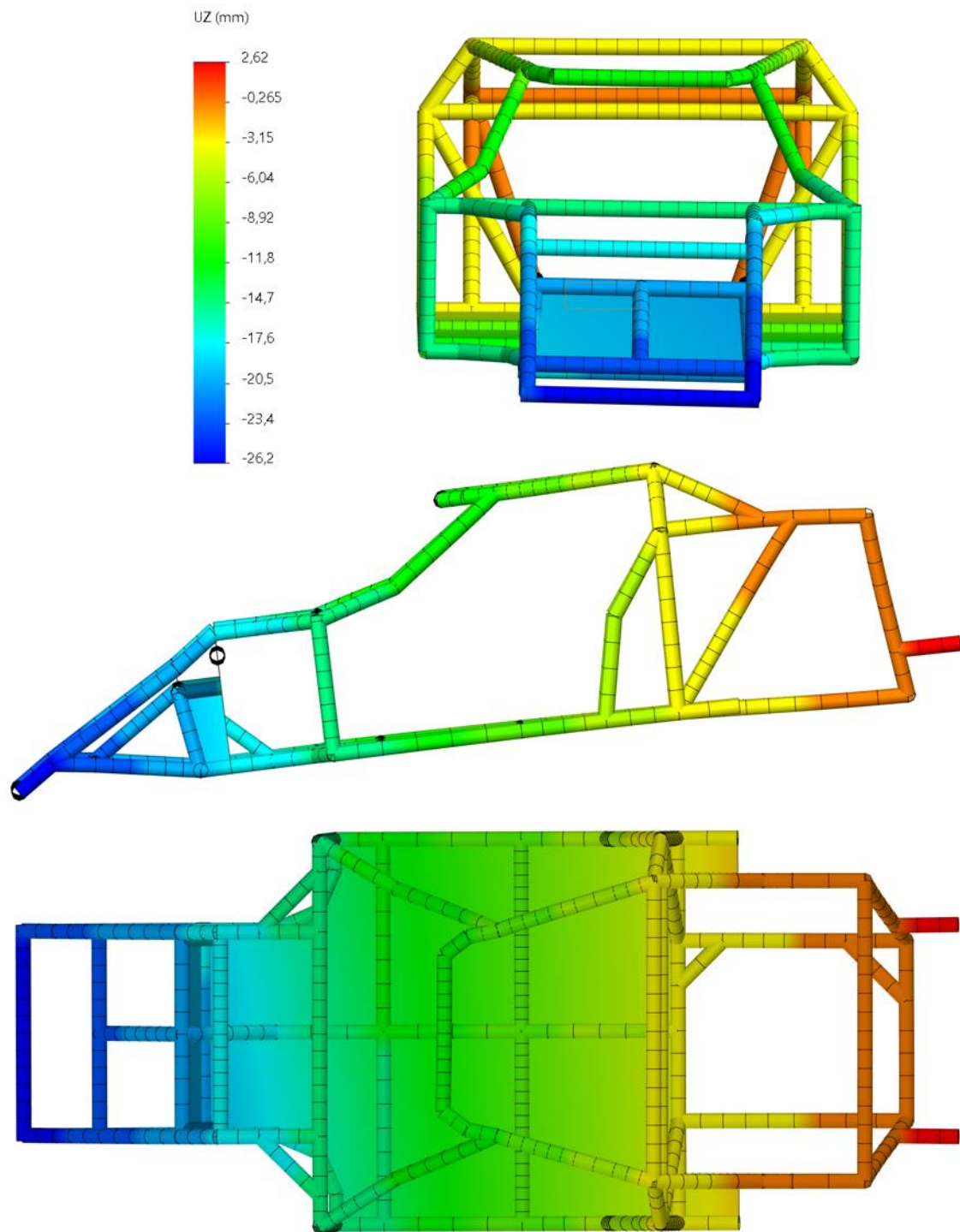


Figura 64 - Visão geral da deformação causada no chassi.

Para efetuar o cálculo da rigidez torsional, seguiu-se o modelo de cálculo aplicado para uma estrutura que seja formada por três vigas, como se pode verificar na Figura 65, encastrada nos em dois nós e com duas forças F opostas, aplicadas dos dois nós simétricos.

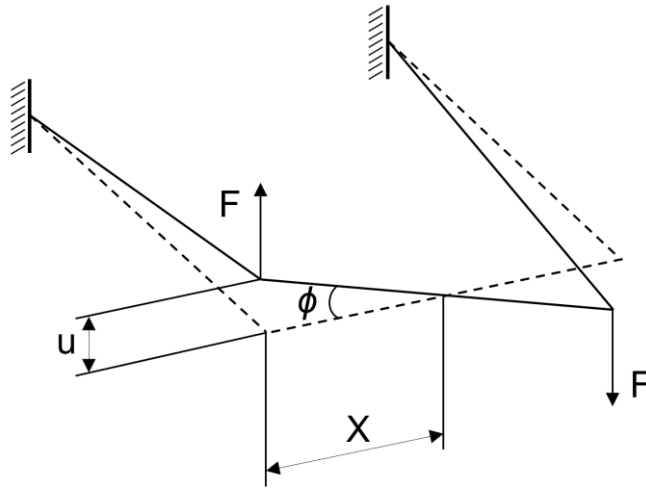


Figura 65 - Modelo de cálculo para a rigidez torsional.

Seguindo o raciocínio aplicado para uma estrutura como a que é apresentada na Figura 65, o ângulo ϕ da viga (com comprimento $2X$) que liga os dois nós de aplicação das forças, é dado pela relação apresentada na Equação (1).

$$\tan \phi = \frac{u}{X} \quad (1)$$

O binário aplicado na viga, implica que o movimento torsor aplicado é dado pela Equação (2).

$$M_t = 2. \text{Binário} = 2(FX) \quad (2)$$

Com isto, a rigidez torsional é dada pela Equação (3).

$$\beta = \frac{M_t}{\phi} [N.m/^\circ] \quad (3)$$

A partir dos resultados obtidos na simulação computacional, averiguou-se o valor do deslocamento vertical dos nós de apoio da suspensão dianteira, tal como é possível confirmar na Figura 66. Na Tabela 23 são apresentados esses mesmos valores.

Tabela 23 - Valores obtidos para os deslocamentos verticais nos nós da suspensão dianteira.

Nó	Uz [m]
257	-1,830E-2
387	-1,940E-2

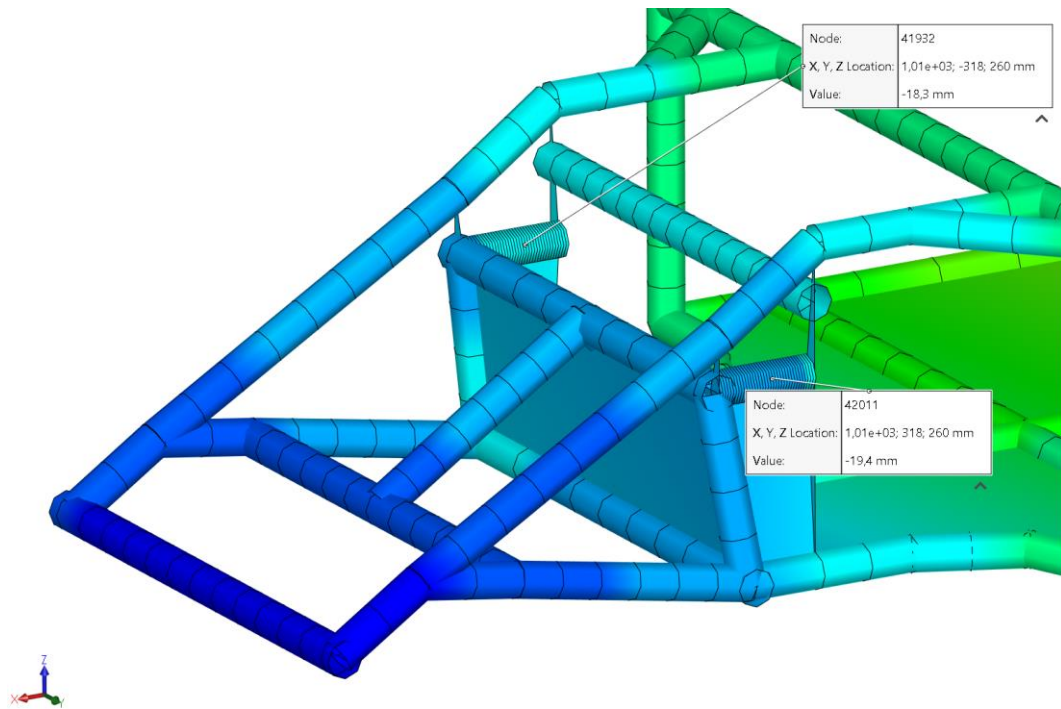


Figura 66 - Verificação dos valores de deslocamento vertical, no *Solidworks Simulation*.

Dado que estes valores não refletem simetria na estrutura do chassis, foi utilizado, para o deslocamento (u), um valor médio em módulo, dos deslocamentos verticais obtidos (U_z), sendo $1,885E-2$ m.

Sabendo que o valor de X para estes nós é de $0,359$ m, obtém-se através da Equação (1) um valor do ângulo ϕ de $3,006^\circ$.

Recorrendo à Equação (2), é então possível calcular um momento torsor (M_t) aplicado de 718 N.m. Por sua vez, ao utilizar a Equação (3), chega-se a um valor de rigidez torsional de $238,856$ N.m/°.

A partir deste resultado obtido para a rigidez torsional, conclui-se que para o mesmo sofrer uma deformação de 1° , é necessário aplicar um binário de magnitude $238,856$ N.m.

5.2. Estudo de Resistência à Flexão

No segundo ponto deste capítulo de análise estática, é realizado um estudo de resistência estrutural do chassis. Esta análise permite averiguar se este componente é capaz de suportar a carga gravitacional de todos os componentes nele acoplados.

Para a realização da simulação computacional, será utilizado o mesmo modelo CAD do chassis do ponto 5.1.. Neste estudo pretende-se replicar um ensaio de flexão vertical de um chassis. Contudo, em vez de se aplicar um carregamento na zona central da estrutura (como é retratado na Figura 2-(b) no Capítulo 2), cuja sua magnitude representa a massa total dos componentes, são configurados os elementos de massa estrutural do chassis, de forma a simular a massa dos constituintes do veículo.

5.2.1. Configuração da Simulação Computacional

A configuração desta simulação computacional é muito semelhante à que se utilizou no estudo de rigidez torsional. Assim sendo, a parametrização dos componentes do tipo *shell*, a associação dos materiais aos diferentes elementos da estrutura, a função “*Local Interactions*”, o cálculo dos nós do chassis e a associação dos respetivos elementos de massa estrutural, não sofreram quaisquer alterações.

Já as condições de fronteira, foram adaptadas para a simulação em questão. No que toca a carregamentos, tal como foi referido anteriormente, não foi necessária a aplicação de forças no chassis, uma vez que, por estarem configurados os elementos de massa estrutural, já se obtém o carregamento pretendido sobre a estrutura.

Assim, relativamente aos constrangimentos impostos, foram aplicados constrangimentos de apoios fixos (deslocamentos nulos, permitindo a existência de rotação) nos nós de apoio da suspensão traseira (nós 179 e 561) e nos nós de apoio da suspensão dianteira (nós 257 e 387). Esta configuração pode ser verificada na Figura 67, onde é mostrada a localização dos constrangimentos referidos, bem como a sua configuração.

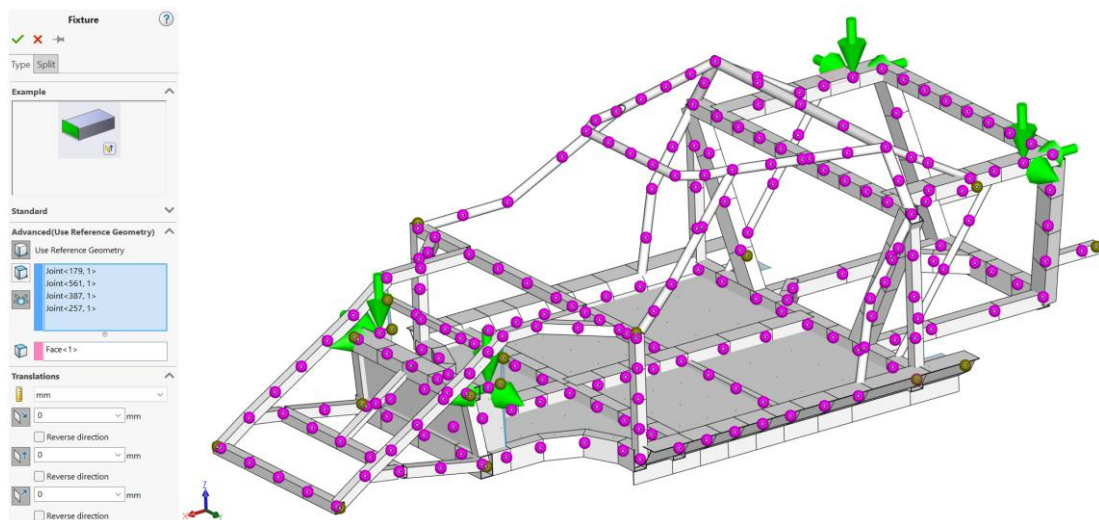


Figura 67 - Definição dos constrangimentos da estrutura do chassi, para o estudo de resistência estrutural.

5.2.2. Malha de Elementos Finitos

Em relação à malha de elementos finitos criada para o presente estudo, esta possui uma configuração exatamente igual à que foi utilizada no estudo de rigidez torsional. Deste modo, a malha foi gerada com a maior refinação possível para os diferentes elementos da estrutura. A sua parametrização pode ser verificada na Figura 62, enquanto a sua aparência pode ser analisada na Figura 63.

5.2.3. Resultados obtidos

Uma vez configurados todos os critérios necessários para a simulação, foi então possível executá-la, de forma a extrair os resultados pretendidos. É ainda importante referir que a representação das deformações na estrutura, reflete uma ampliação da deformação real, uma vez que é utilizada uma escala de aumento de cerca de 850 vezes.

O primeiro parâmetro a ser analisado é a variação das tensões equivalentes de von Mises. No *SolidWorks Simulation*, esta análise foi efetuada em duas fases. Na primeira avaliou-se as tensões apenas nas placas da estrutura, pelo que se obteve um valor máximo de 120 MPa. Na Figura 68 é apresentada uma visão geral da variação da tensão de von Mises, e na Figura 69 um pormenor desta mesma variação, na zona da suspensão dianteira.

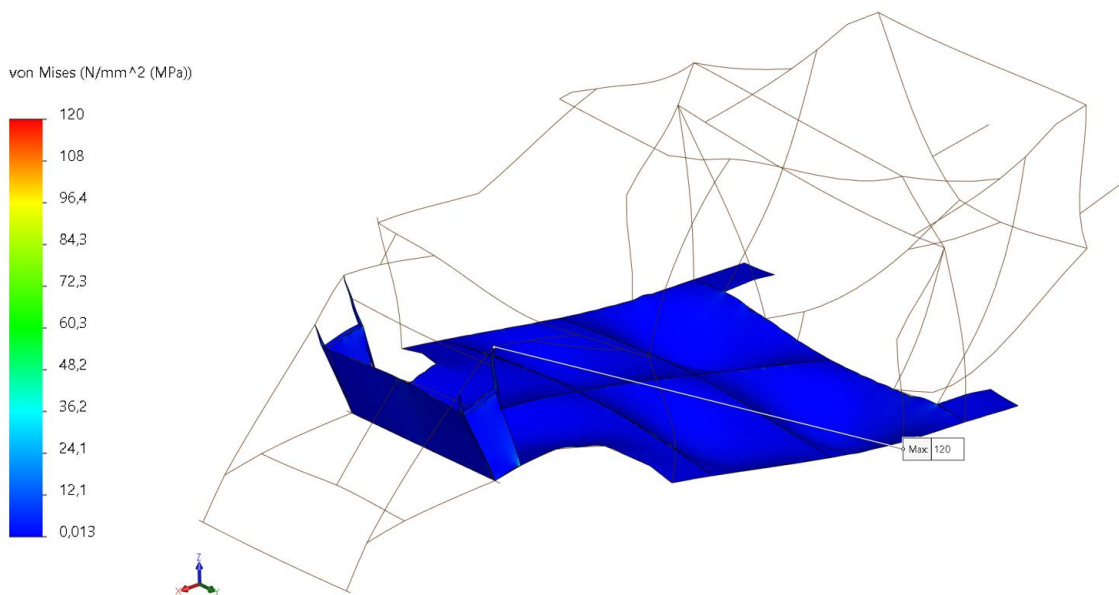


Figura 68 - Variação das tensões de von Mises nos elementos de placa da estrutura.

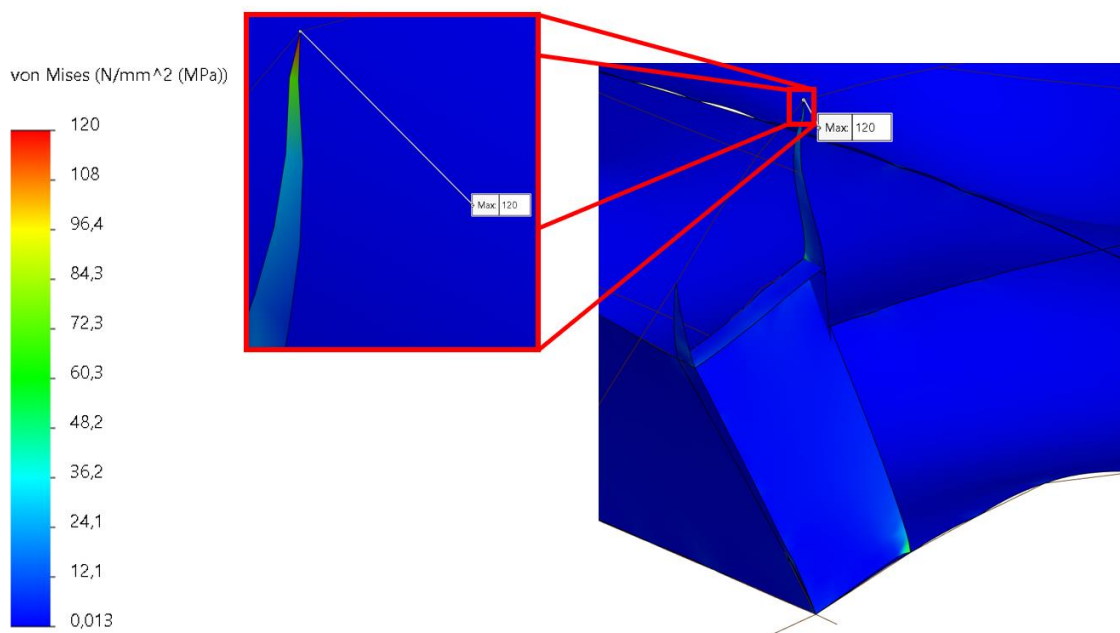


Figura 69 – Pormenor da variação da tensão de von Mises, nos elementos de placa da estrutura, na zona da suspensão dianteira do veículo.

Na segunda fase, analisou-se as tensões apenas nos elementos de viga da estrutura, obtendo-se um valor máximo de 144 MPa. Na Figura 70 é apresentada uma visão geral da variação da tensão de von Mises nestes elementos.

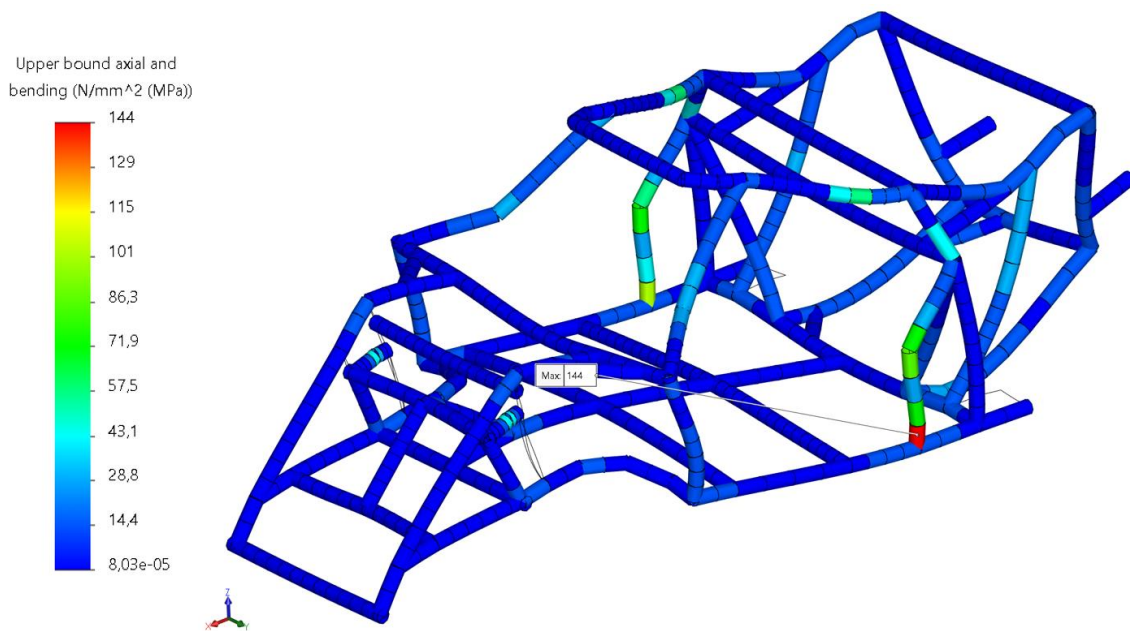


Figura 70 - Variação das tensões de von Mises nos elementos de viga da estrutura.

O segundo parâmetro a ser avaliado a partir desta simulação computacional, é o coeficiente de segurança da estrutura, com base nos valores obtidos para as tensões de von Mises. Verificou-se que o coeficiente de segurança mínimo do chassi é de 1,74, tal como se pode verificar a partir da Figura 71. Desta forma, pode concluir-se que esta estrutura é considerada como segura, uma vez que, para um chassi de um veículo automóvel, o fator de segurança deve ser superior a 1,5 para estas condições de carregamentos aplicados [36].

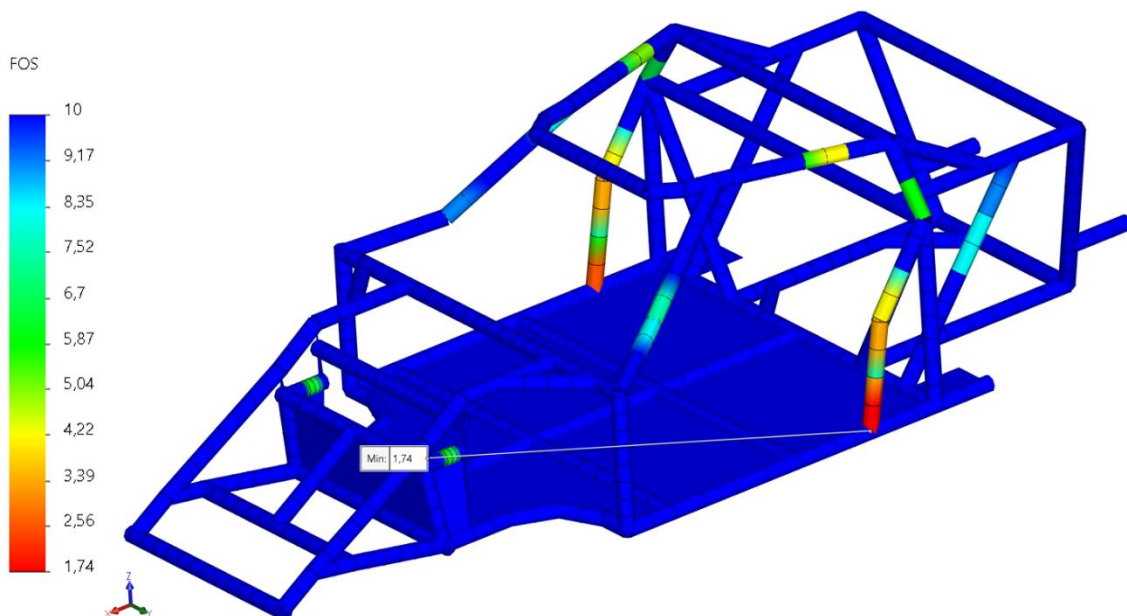


Figura 71 - Variação do coeficiente de segurança na estrutura do chassi.

Por último, o terceiro parâmetro a sofrer avaliação foi a deformação resultante no chassi, causada pelo carregamento aplicado. Pode concluir-se que a deformação máxima apresenta um valor de

0,383 mm, assim como é possível averiguar a partir da Figura 72. Este é um valor bastante baixo, o que permite considerar que, com este carregamento aplicado, a deformação nesta estrutura pode ser considerada como nula.

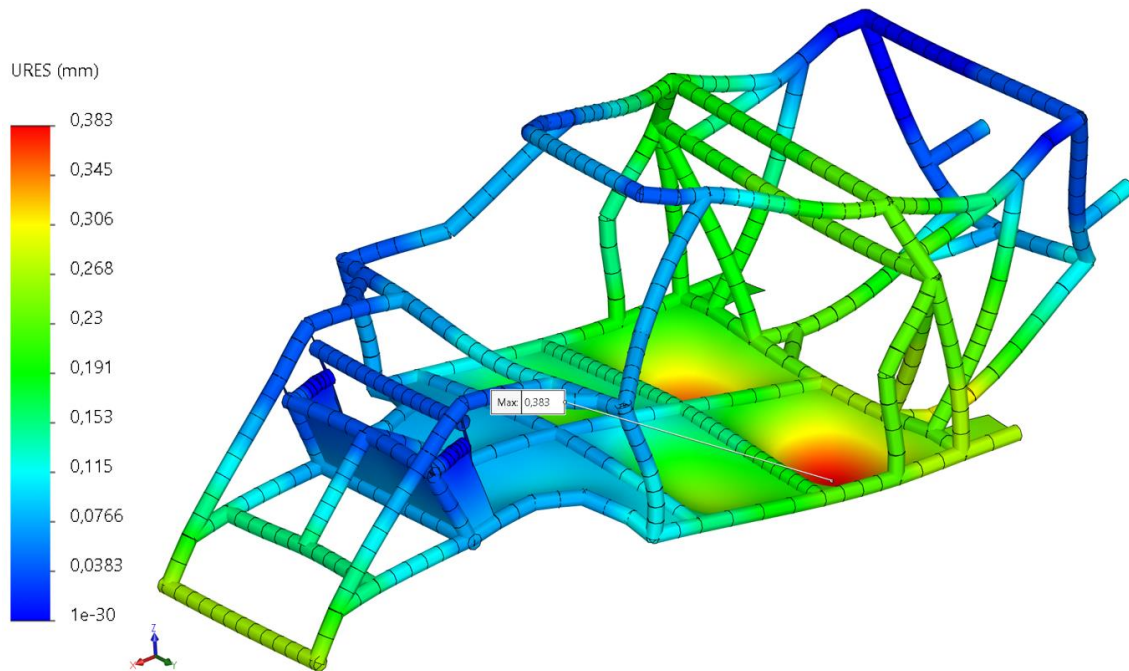


Figura 72 - Variação da deformação resultante na estrutura do chassis.

Uma vez analisados todos estes parâmetros, é possível concluir que os resultados obtidos refletem uma boa resistência estática da estrutura. Para além disso, é possível afirmar que este componente é capaz de suportar a carga gravitacional, de todos os constituintes do veículo, nele acoplados.

6. Análise Dinâmica

6.1. Modelo Computacional de Análises Dinâmicas

Neste capítulo, é apresentado o modelo computacional de análises dinâmicas, do conjunto chassis-suspensão.

No decorrer deste capítulo, parte-se da descrição do modelo computacional do veículo, passando depois para a concessão dos modelos CAD dos diferentes componentes da suspensão, bem como dos conjuntos pneu-jante. Posteriormente, são apresentadas as diferentes juntas cinemáticas, utilizadas na configuração da suspensão e a sua ligação ao chassis. Finaliza-se com a verificação das propriedades de inércia do modelo computacional do veículo.

6.1.1. Descrição do Modelo Computacional

O modelo dinâmico computacional do veículo Lancia Stratos, utilizado para as simulações aqui apresentadas, é caracterizado por 23 elementos com movimento (corpos rígidos). Entre eles estão componentes como a estrutura do chassis, os constituintes das suspensões dianteira e traseira e as rodas do veículo (jantes e pneus). Na Tabela 24 é apresentada a lista de elementos utilizados no estudo dinâmico, cujos mesmos podem ser identificados nas Figuras 73 a 75.

Tabela 24 - Identificação dos elementos utilizados no estudo dinâmico.

Nº do Corpo	Descrição
1	Estrutura do Chassis
2	Conjunto pneu-jante dianteiro do lado esquerdo
3	Conjunto pneu-jante dianteiro do lado direito
4	Conjunto pneu-jante traseiro do lado esquerdo
5	Conjunto pneu-jante traseiro do lado direito
6	Braço inferior da suspensão dianteira do lado esquerdo
7	Braço inferior da suspensão dianteira do lado direito
8	Cubo da roda dianteira do lado esquerdo
9	Cubo da roda dianteira do lado direito
10	Triângulo superior da suspensão dianteira do lado esquerdo
11	Triângulo superior da suspensão dianteira do lado direito
12	Apoio inferior do conjunto mola-amortecedor dianteiro do lado esquerdo
13	Apoio inferior do conjunto mola-amortecedor dianteiro do lado direito
14	Apoio superior do conjunto mola-amortecedor dianteiro do lado esquerdo
15	Apoio superior do conjunto mola-amortecedor dianteiro do lado direito

Nº do Corpo	Descrição
16	Triângulo inferior da suspensão traseira do lado esquerdo
17	Triângulo inferior da suspensão traseira do lado direito
18	Cubo da roda traseiro do lado esquerdo
19	Cubo da roda traseiro do lado direito
20	Apoio inferior do conjunto mola-amortecedor traseiro do lado esquerdo
21	Apoio inferior do conjunto mola-amortecedor traseiro do lado direito
22	Apoio superior do conjunto mola-amortecedor traseiro do lado esquerdo
23	Apoio superior do conjunto mola-amortecedor traseiro do lado direito

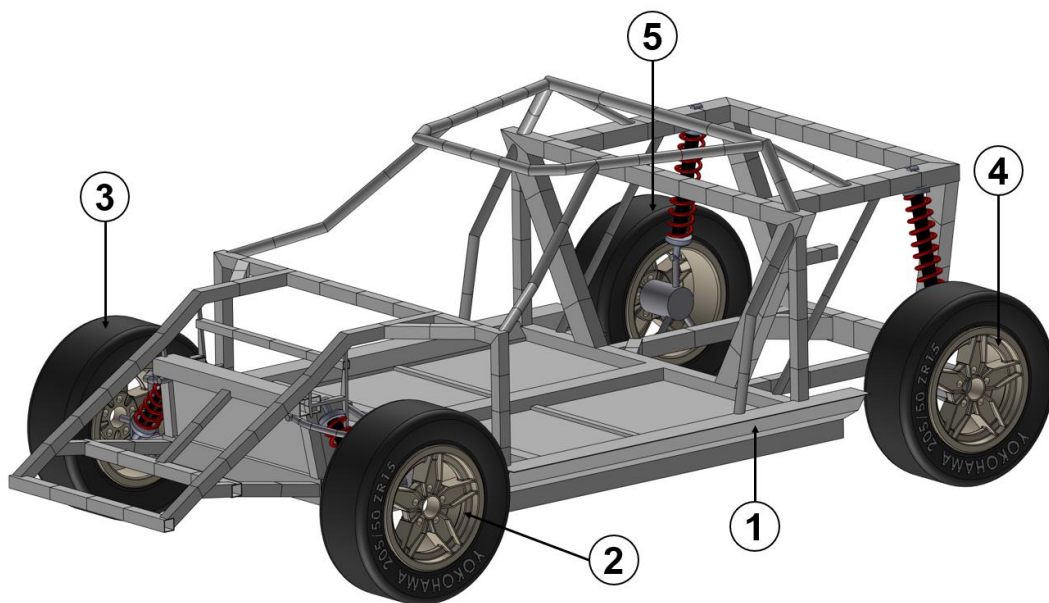


Figura 73 - Estrutura do Chassis e Conjuntos Pneu-Jante.

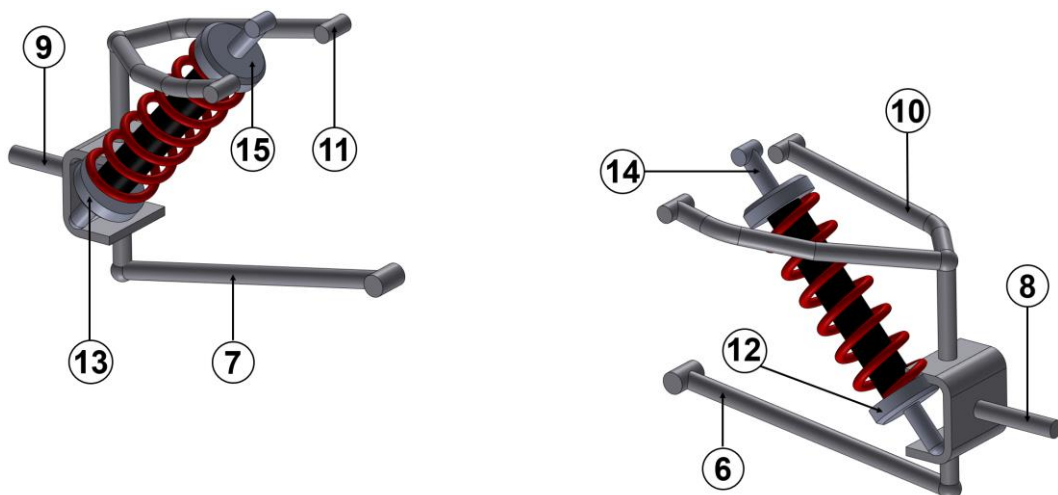


Figura 74 - Componentes da Suspensão Dianteira.

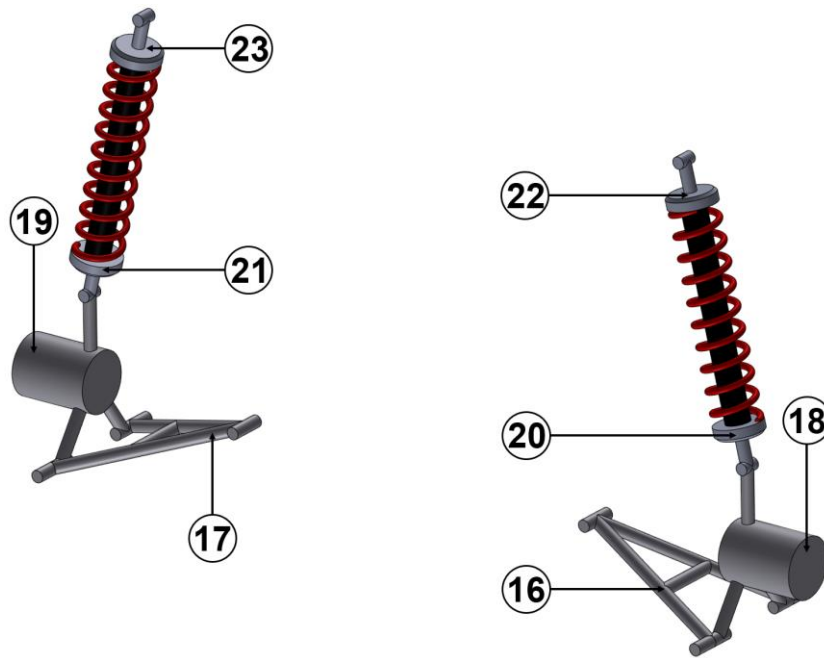


Figura 75 - Componentes da Suspensão Traseira.

A origem do referencial local de cada corpo, localiza-se no centro de massa do corpo correspondente. Estas coordenadas surgem na forma de $\xi\eta\zeta$.

6.1.2. Desenvolvimento dos Modelos CAD dos Componentes das Suspensões e Propriedades dos seus Materiais

Os modelos CAD dos componentes das suspensões foram criados com base nas medições das propriedades geométricas, bem como nas características morfológicas dos elementos físicos e na massa de cada um. Relativamente a estas especificações dos componentes físicos, as mesmas foram obtidas através da referência [4].

Uma vez que se pretende que no modelo computacional existam componentes que representem mais do que um elemento físico do veículo, calculou-se as suas massas de modo a refletir a inércia dos elementos pretendidos, nesse componente. Com isto, foram calculadas novas massas a adotar na criação destes modelos CAD, tal como se pode verificar na Tabela 25 (valores de massas retirados das Tabelas 3 e 4).

Tabela 25 - Massas adotadas para os componentes da suspensão do veículo.

Componente da Suspensão	Massa [kg]
Braço inferior da suspensão dianteira	2,0
Cubo da roda dianteira	16,6 = 6,3 (cubo da roda) + 6,9 (disco de travão) + 3,4 (jogo de pinças e pastilhas)
Triângulo superior da suspensão dianteira	1,1
Triângulo inferior da suspensão traseira	1,5
Cubo da roda traseira	11,4 = 4,0 (cubo da roda) + 3,7 (disco de travão) + 3,7 (jogo de pinças e pastilhas)

Tal como foi referido anteriormente, sabe-se que o material dos componentes da suspensão é um aço estrutural com propriedades idênticas ao aço estrutural que é apresentado na Tabela 11. No entanto, de forma a obter modelos CAD com massas idênticas às que estão apresentadas na Tabela 25, foi necessário manipular o valor da densidade do material aplicado a cada componente.

Com base nos valores adotados para as massas dos componentes da suspensão do veículo, seguiu-se um determinado processo de configuração das propriedades características de cada corpo. Inicia-se pela medição da massa do componente físico. Paralelamente, é criado o seu modelo CAD, no *software SolidWorks*, com base nas dimensões e geometria recolhida. Com isto, é possível averiguar o volume do modelo geométrico, através do *software* modelador de sólidos. Posteriormente, é efetuado o cálculo da densidade de compatibilização entre a massa real do componente (tendo em conta os vários elementos que o compõem, de acordo com a Tabela 25) e o volume do modelo 3D. Por fim, será possível obter informação acerca da localização do centro de massa e dos momentos de inércia, de cada componente. Na Figura 76 é representado um organograma com este raciocínio.

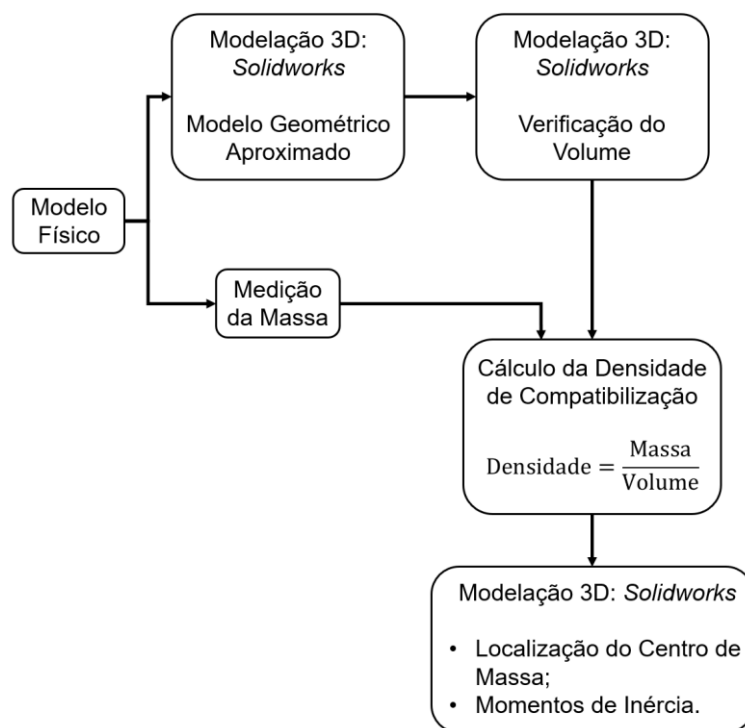


Figura 76 - Organograma do processo de avaliação de propriedades dos componentes. Adaptado de: [4].

A modelação geométrica dos componentes da suspensão foi realizada por aproximação a volumes elementares de secção circular e retangular, de forma a simplificar a geometria dos elementos utilizados. Contudo, são preservadas as suas características fundamentais e cumprem o objetivo para o qual foram modeladas. Para além disso, de forma a criar as juntas cinemáticas necessárias para as simulações, foi essencial adaptar parte da geometria de cada componente.

Concluída a modelação dos diferentes elementos da suspensão, e tendo em conta as massas apresentadas na Tabela 25, realizou-se o cálculo da densidade de compatibilização do material de cada componente. Os valores obtidos são apresentados na Tabela 26.

Tabela 26 - Volume dos modelos CAD dos componentes e respetivas densidades de compatibilização.

Componente	Volume do modelo [m ³]	Densidade de Compatibilização [kg/ m ³]
Braço inferior da suspensão dianteira	1,310E-4	15267,176
Triângulo superior da suspensão dianteira	2,017E-4	5453,644
Cubo da roda dianteira	2,788E-4	59540,890
Triângulo inferior da suspensão traseira	2,855E-4	5253,940
Cubo da roda traseira	1,129E-3	10097,431

Uma vez aplicadas as especificações do Aço Estrutural (Tabela 11), com as densidades de compatibilização do material, calculadas para cada componente (Tabela 26), foi possível obter as localizações dos centros de massa. Nas Figuras 77 a 81 são representados os diferentes elementos das suspensões com os respectivos centros de massa.

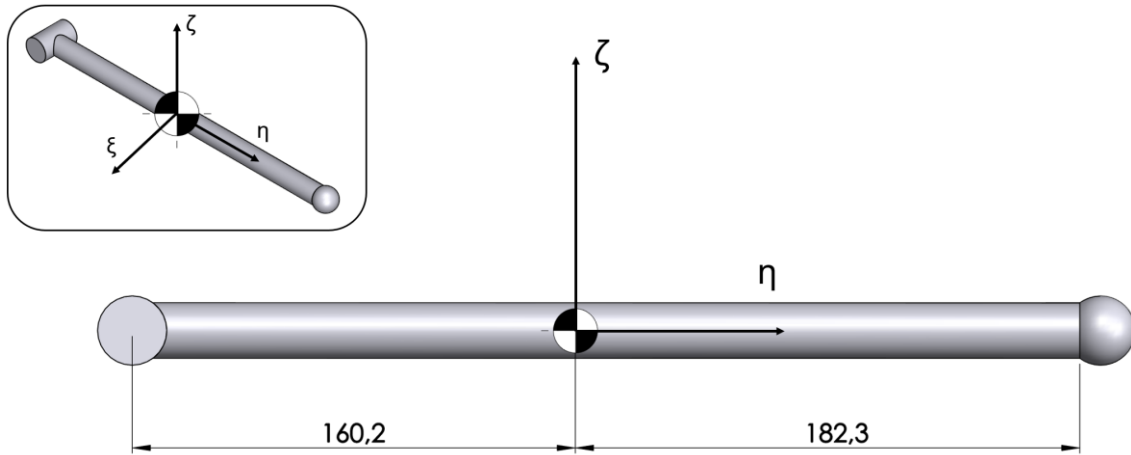


Figura 77 - Localização do Centro de Massa do Braço Inferior da Suspensão Dianteira.

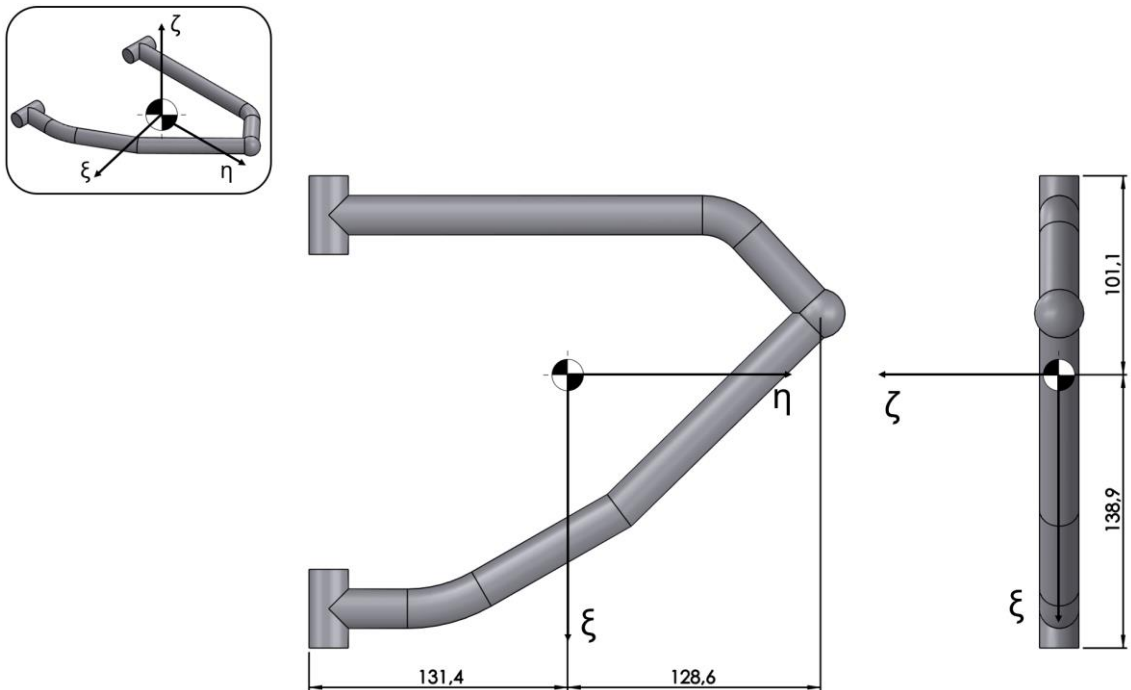


Figura 78 - Localização do Centro de Massa do Triângulo Superior da Suspensão Dianteira.

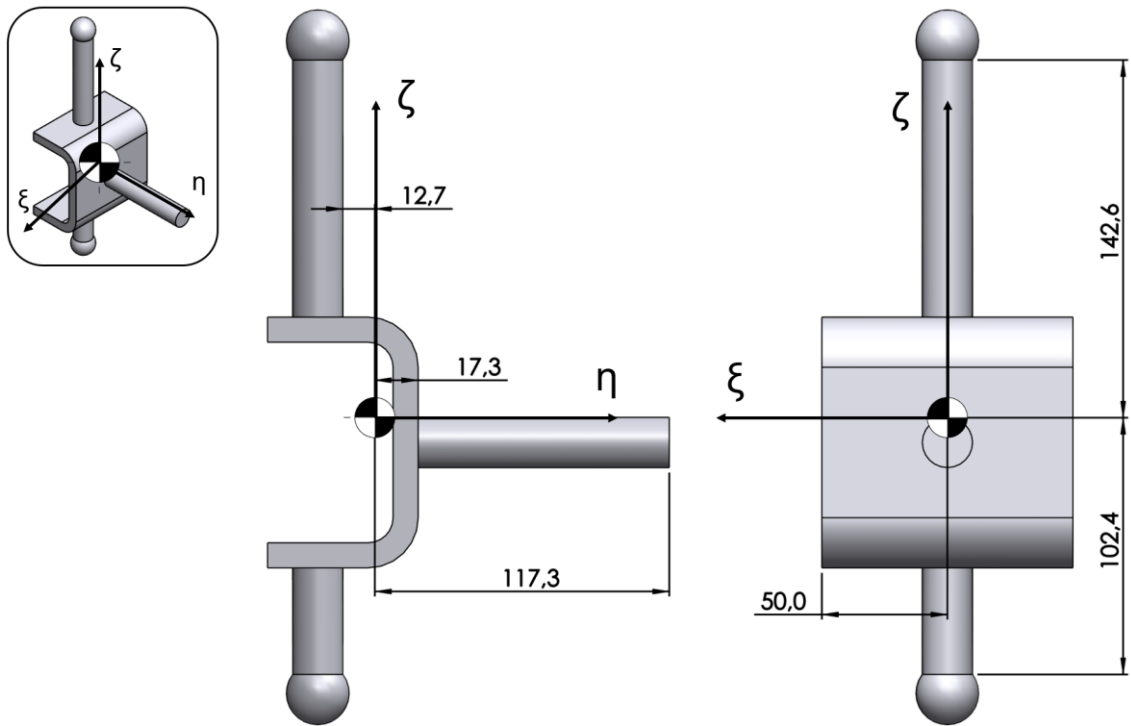


Figura 79 - Localização do Centro de Massa do Cubo da Roda Dianteira.

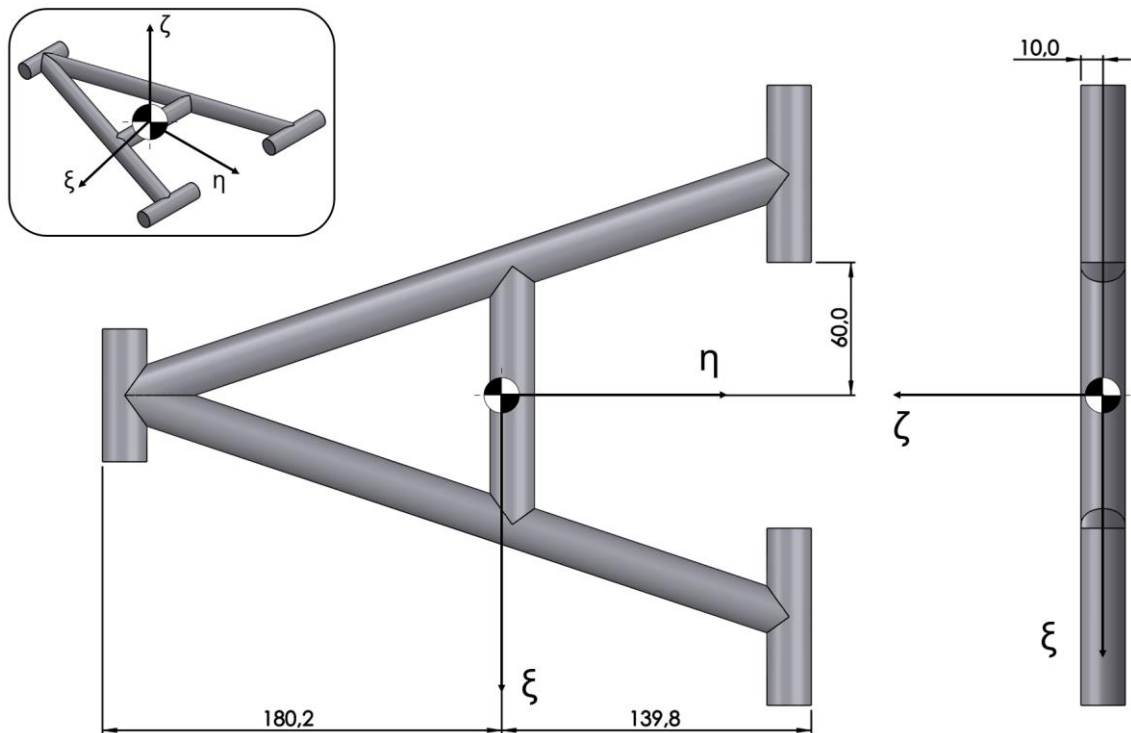


Figura 80 - Localização do Centro de Massa do Triângulo Inferior da Suspensão Traseira.

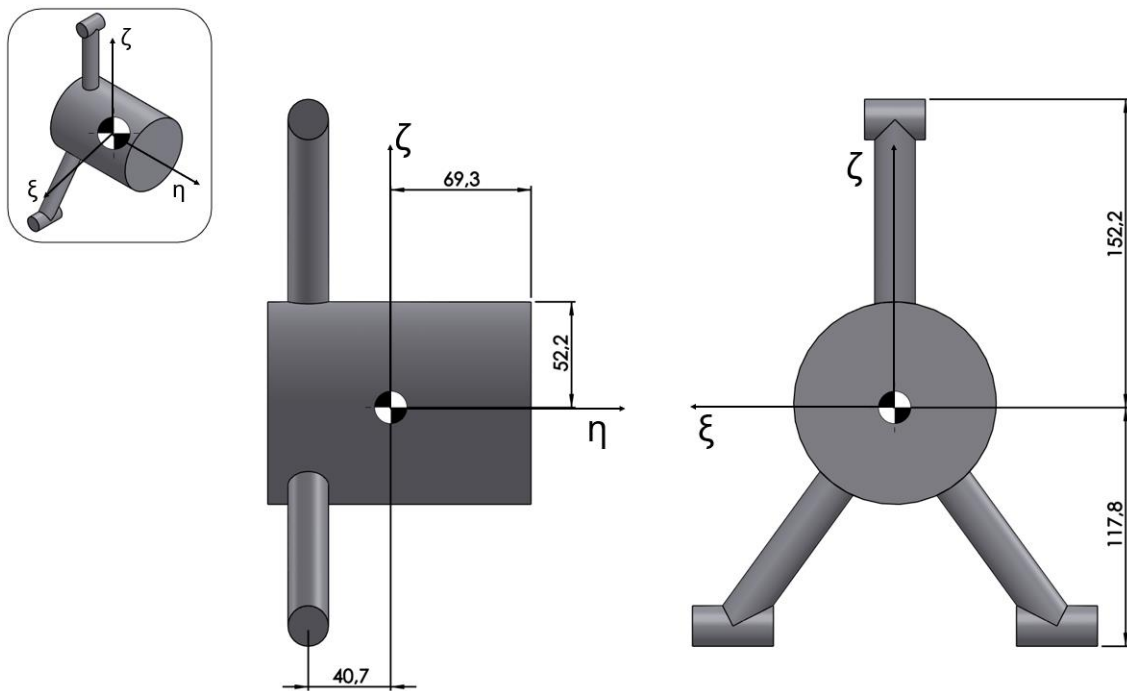


Figura 81 - Localização do Centro de Massa do Cubo da Roda Traseira.

Recolheu-se também informação acerca dos momentos de inércia obtidos, tanto em relação ao referencial principal (xyz) como ao referencial local ($\xi\eta\zeta$), de acordo com o centro de massa de cada componente.

Na Tabela 27 são apresentados os momentos de inércia em relação ao referencial principal, e na Tabela 28 em relação ao referencial local.

Tabela 27 - Momentos principais de inércia de cada componente da suspensão.

Componente	I_x [kg.m ²]	I_y [kg.m ²]	I_z [kg.m ²]
Braço inferior da suspensão dianteira	2,889E-2	1,469E-4	2,892E-2
Triângulo superior da suspensão dianteira	7,754E-3	3,172E-2	2,401E-2
Cubo da roda dianteira	1,224E-1	5,490E-2	1,587E-1
Triângulo inferior da suspensão traseira	6,203E-3	6,368E-2	5,755E-2
Cubo da roda traseira	2,573E-2	2,625E-2	3,298E-2

Tabela 28 - Momentos de inércia segundo o referencial local do centro de massa de cada componente da suspensão.

Componente	I_{ξ} [kg.m ²]	I_{η} [kg.m ²]	I_{ζ} [kg.m ²]
Braço inferior da suspensão dianteira	2,842E-2	1,469E-4	2,845E-2
Triângulo superior da suspensão dianteira	6,748E-3	1,352E-2	6,827E-3
Cubo da roda dianteira	6,365E-2	2,497E-2	7,000E-2
Triângulo inferior da suspensão traseira	6,203E-3	2,022E-2	1,409E-2
Cubo da roda traseira	2,567E-2	2,604E-2	3,272E-2

Para além da modelação dos componentes anteriormente apresentados, foi também criado um modelo de uma suspensão com mola helicoidal e amortecedor hidráulico, tal como pode ser verificado na Figura 82. Parte deste modelo foi desenvolvido apenas para efeitos representativos, uma vez que, tanto a mola como o amortecedor, serão suprimidos durante as simulações efetuadas com recurso ao *software SolidWorks Motion*. Relativamente aos apoios inferior e superior, os mesmos serão utilizados apenas para configurar os elementos que foram suprimidos, sobre a forma de funções do próprio *software*, replicando assim o seu funcionamento.

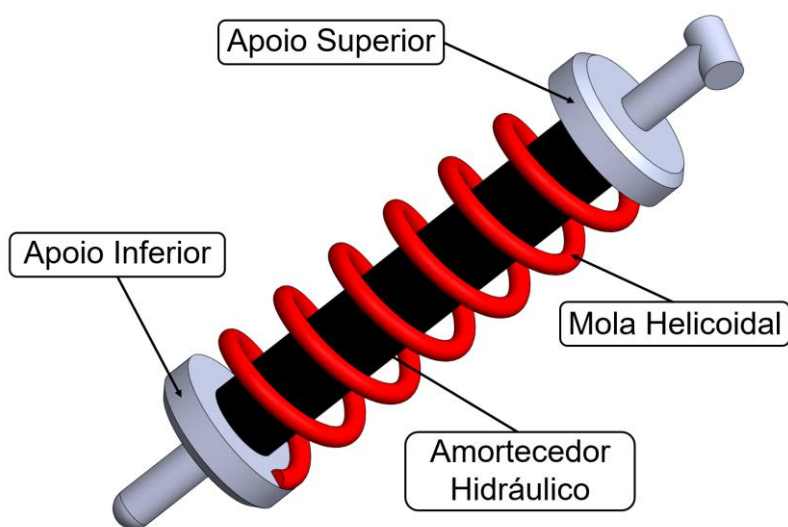


Figura 82 - Modelo CAD do conjunto mola-amortecedor.

Uma vez apresentados todos os modelos CAD dos constituintes da suspensão do veículo, é então possível passar à explicação da sua montagem, no *software*.

6.1.3. Conjuntos Pneu-Jante

Relativamente às rodas do veículo, cada uma é composta por dois elementos: um pneu e uma jante, formando assim o conjunto pneu-jante.

No que toca às jantes do veículo, as mesmas foram importadas de [37]. Nas Figuras 83 e 84 são apresentadas as jantes dianteiras e traseiras, respetivamente, com as suas dimensões gerais assinaladas.

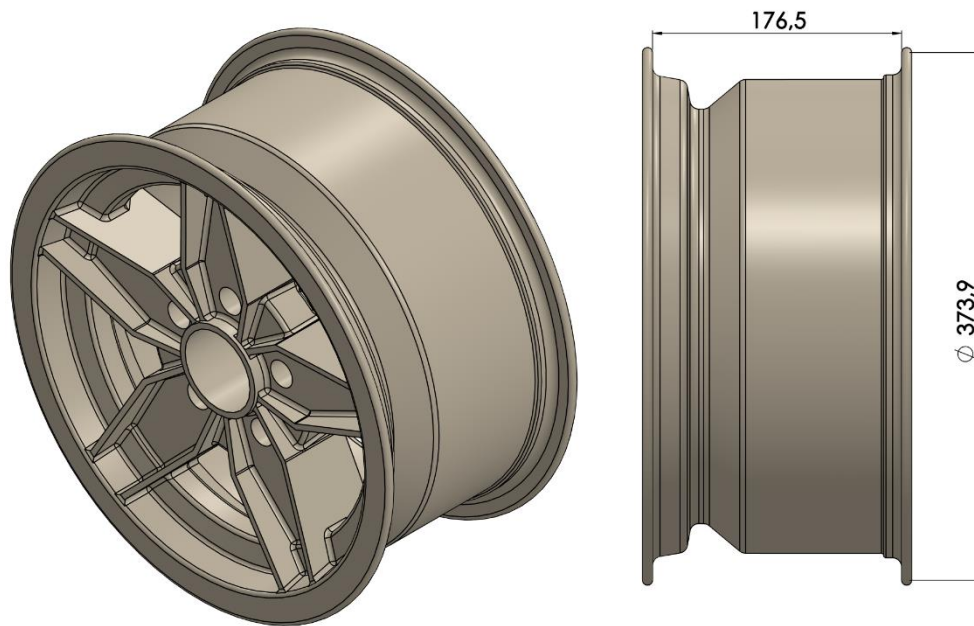


Figura 83 - Jantes dianteiras utilizadas no modelo computacional do veículo.

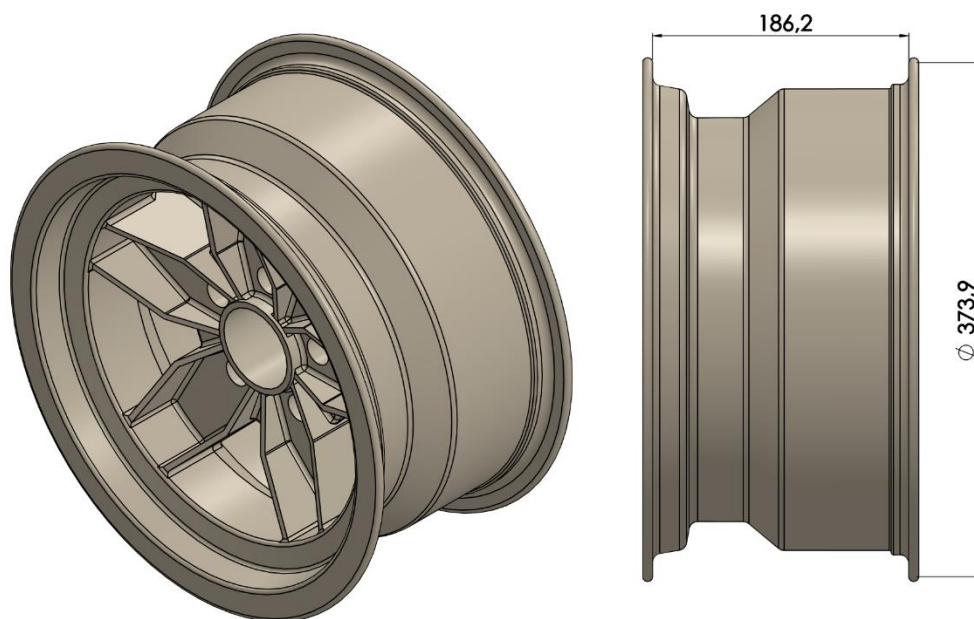


Figura 84 - Jantes traseiras utilizadas no modelo computacional do veículo.

Já os pneus utilizados no modelo computacional, estes foram modelados de acordo com os dados apresentados na Tabela 10, presente no Capítulo 3. Em cada pneu, foi ainda gravado o número de identificação do modelo, de forma a facilitar a sua identificação. Nas Figuras 85 e 86 são apresentadas as versões finais dos modelos CAD dos pneus dianteiros e traseiros, respetivamente.



Figura 85 - Versão final do modelo CAD dos pneus dianteiros.



Figura 86 - Versão final do modelo CAD dos pneus traseiros.

Contudo, a versão dos modelos CAD dos pneus do veículo, apresentadas nas Figuras 85 e 86, resulta de uma atualização de uma versão previamente desenvolvida. Inicialmente, foi desenvolvido um pneu com uma espessura de cerca de 10 mm. No entanto, com as simulações dinâmicas que foram desenvolvidas, verificou-se que o *SolidWorks Motion* não permitia a reprodução de resultados plausíveis, acabando por haver algumas falhas no movimento do

veículo. Concluiu-se assim que este problema se devia à reduzida espessura do pneu e que a melhor alternativa seria criar um pneu com o seu interior preenchido, em vez de oco. Outra alteração necessária, foi a eliminação dos rasgos na superfície do pneu, uma vez que, para efeitos de simulação, a aceitação por parte do *software* é melhor quando se trata de uma superfície contínua. Na Figura 87 são apresentadas as duas versões dos modelos CAD dos pneus do veículo (dando o exemplo do pneu dianteiro), onde é possível verificar as alterações supracitadas.

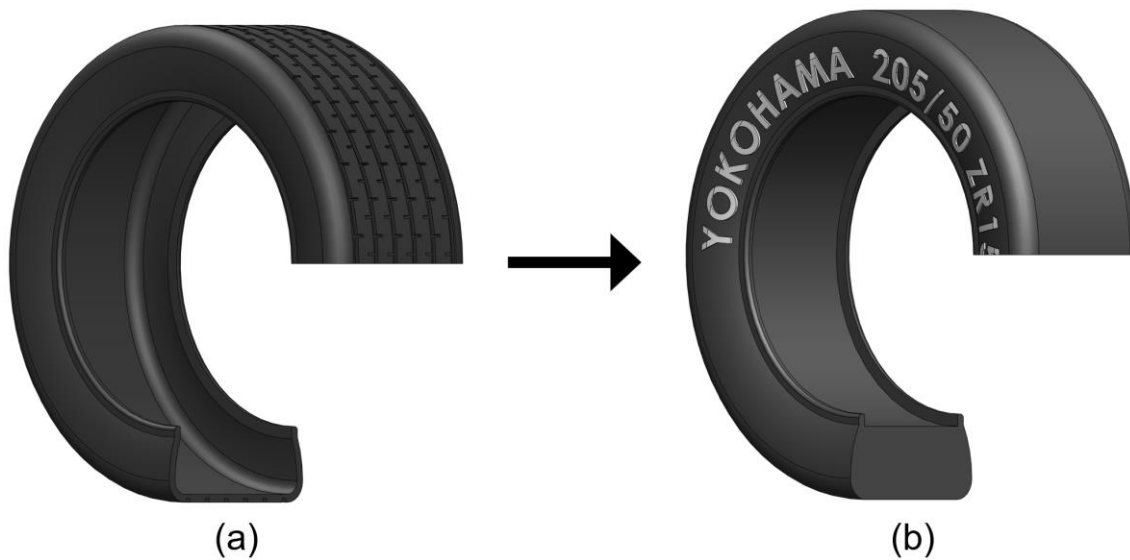


Figura 87 - (a) Versão inicial do pneu dianteiro, com uma espessura de 10 mm e com rasgos; (b) Versão final do pneu dianteiro, com o interior preenchido e sem rasgos.

6.1.4. Juntas Cinemáticas

A suspensão do veículo Lancia Stratos é um sistema complexo composto por vários componentes móveis, interligados entre si por juntas cinemáticas. No domínio do *SolidWorks Motion*, a estas juntas cinemáticas dá-se o nome de “*mates*”.

No que toca ao conjunto da suspensão dianteira, a mesma é composta por um conjunto de sete juntas cinemáticas:

1. Junta esférica que interliga o triângulo superior da suspensão dianteira ao cubo da roda dianteira;
2. Junta esférica que interliga o braço inferior da suspensão dianteira ao cubo da roda dianteira;
3. Junta de concentricidade que interliga o apoio inferior do conjunto dianteiro mola-amortecedor ao cubo da roda dianteira;
4. Junta de revolução que interliga o braço inferior da suspensão dianteira ao chassis;
5. Junta de revolução que interliga o triângulo superior da suspensão dianteira ao chassis;
6. Junta de revolução que interliga o apoio superior do conjunto dianteiro mola-amortecedor ao chassis;

7. Junta de revolução que interliga o cubo dianteiro à roda;

Nas Figuras 88 a 90 são apresentadas as localizações das juntas cinemáticas supracitadas, de forma a compreender melhor cada uma delas.

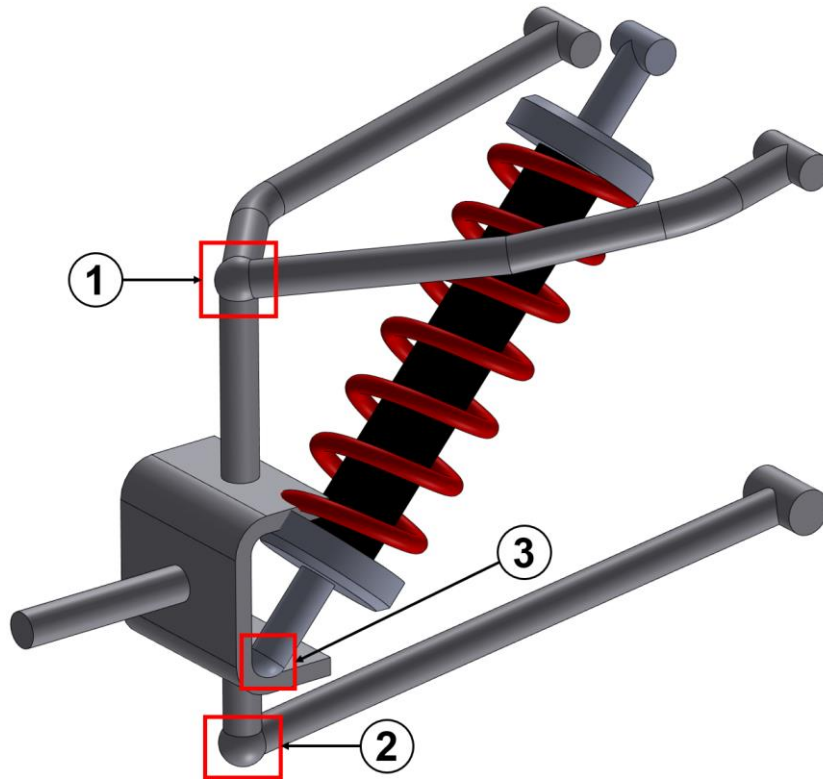


Figura 88 - Localização das juntas cinemáticas 1, 2 e 3, da suspensão dianteira.

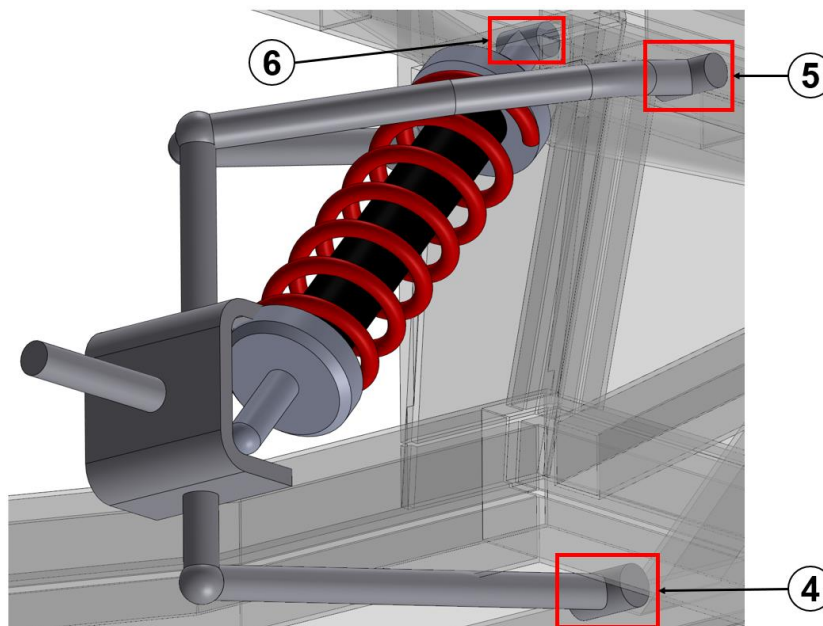


Figura 89 - Localização das juntas cinemáticas 4, 5 e 6, da suspensão dianteira.

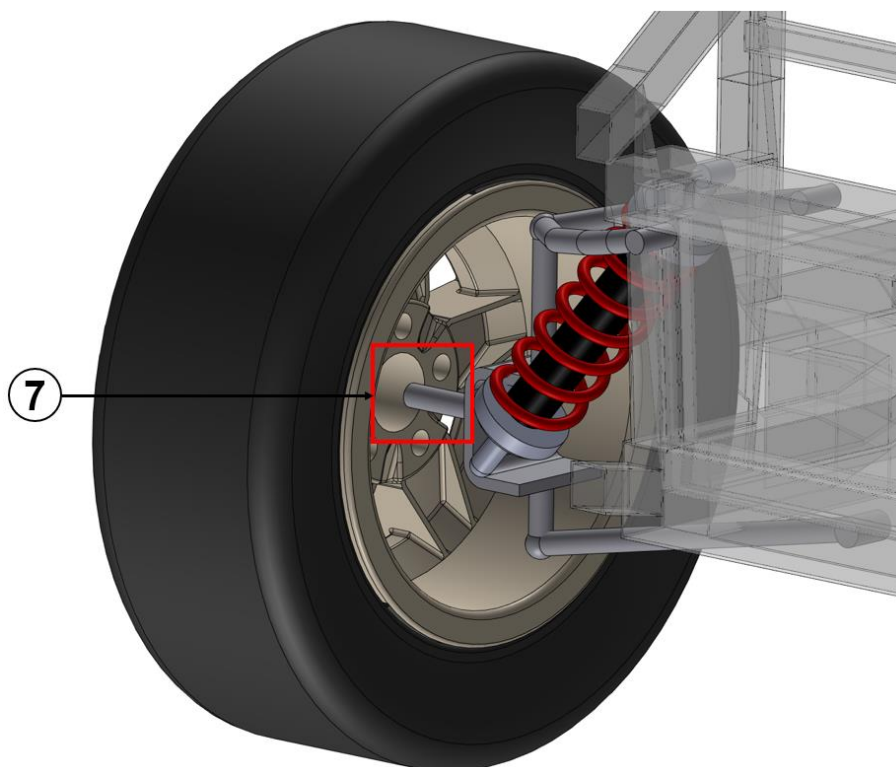


Figura 90 - Localização da junta cinemática 7, da suspensão dianteira.

Uma vez configuradas as juntas cinemáticas da suspensão dianteira, passa a ser possível a compressão-descompressão do conjunto mola-amortecedor, tal como é possível verificar na Figura 91.

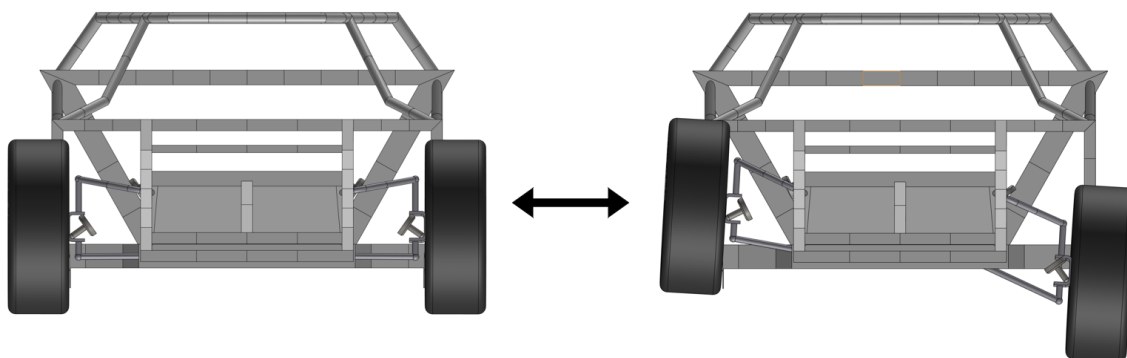


Figura 91 - Compressão-descompressão do conjunto mola-amortecedor da suspensão dianteira do veículo.

Para além disto, há também a possibilidade da mudança de direção das rodas dianteiras do veículo, como se pode observar na Figura 92.

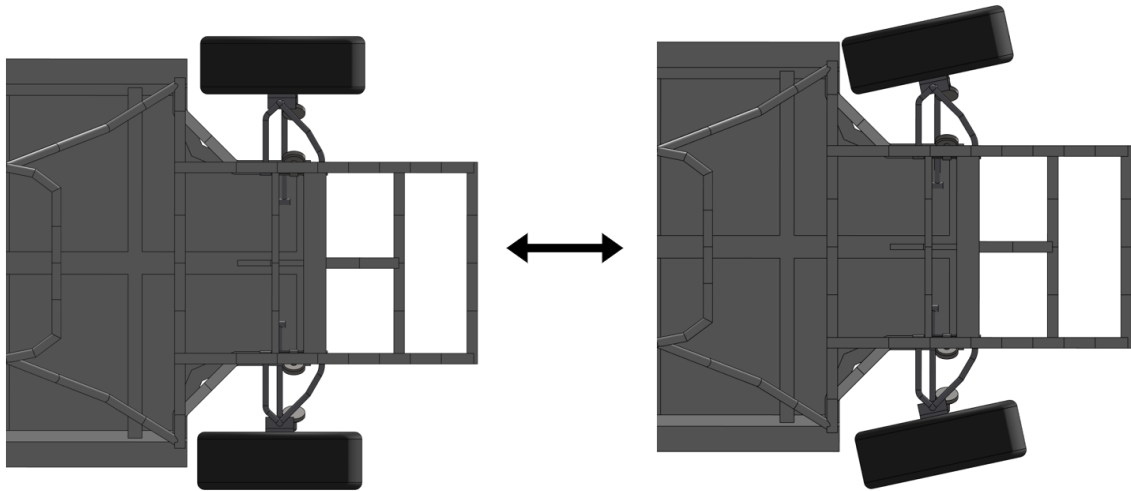


Figura 92 - Mudança de direção das rodas dianteiras do veículo.

Em relação ao conjunto da suspensão traseira do veículo, esta é composta por um conjunto de cinco juntas cinemáticas:

1. Junta de revolução que interliga o cubo da roda traseira ao triângulo inferior da suspensão traseira;
2. Junta de revolução que interliga o cubo da roda traseira ao apoio inferior do conjunto traseiro mola-amortecedor;
3. Junta de revolução que interliga o apoio superior do conjunto traseiro mola-amortecedor ao chassis;
4. Junta de revolução que interliga o triângulo inferior da suspensão traseira ao chassis;
5. Junta de revolução que interliga o cubo traseiro à roda;

Nas Figuras 93 e 94 são apresentadas as localizações destas juntas cinemáticas, de forma a verificar a localização de cada uma delas.

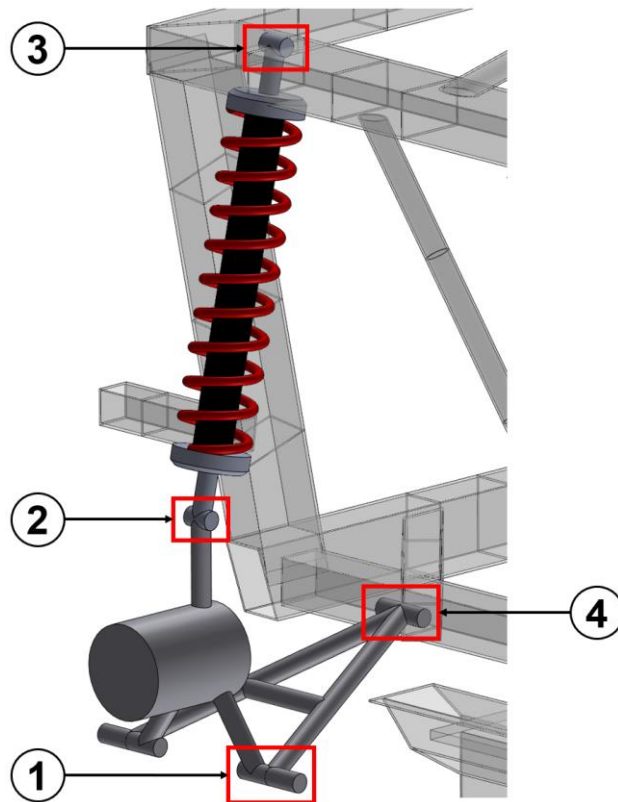


Figura 93 - Localização das juntas cinemáticas 1, 2, 3 e 4, da suspensão traseira.

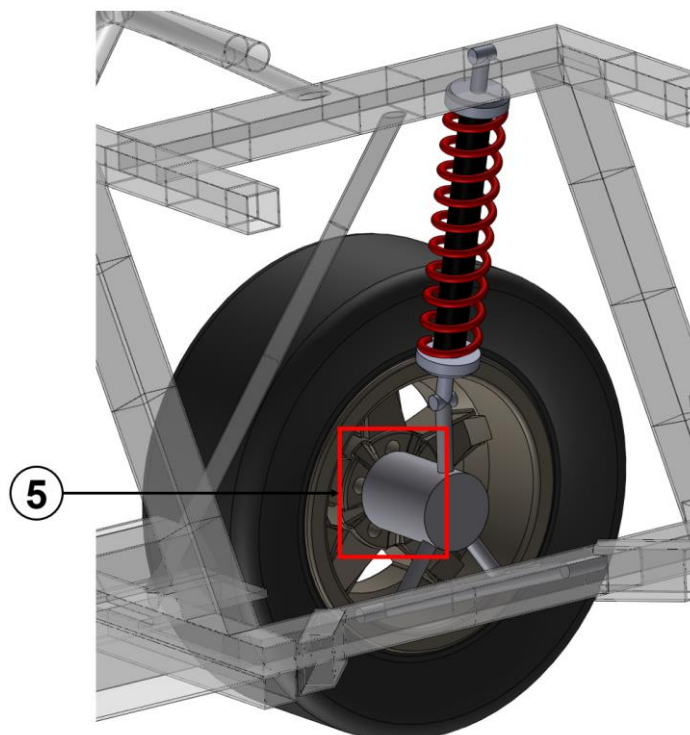


Figura 94 - Localização da junta cinemática 5, da suspensão traseira.

Ao terminar a configuração das juntas cinemáticas referentes à suspensão traseira do veículo, passa também a ser possível a compressão-descompressão do conjunto mola-amortecedor, tal

como se pode verificar na Figura 95. Contrariamente à suspensão dianteira, a suspensão traseira não permite a mudança de direção das rodas posteriores do veículo.

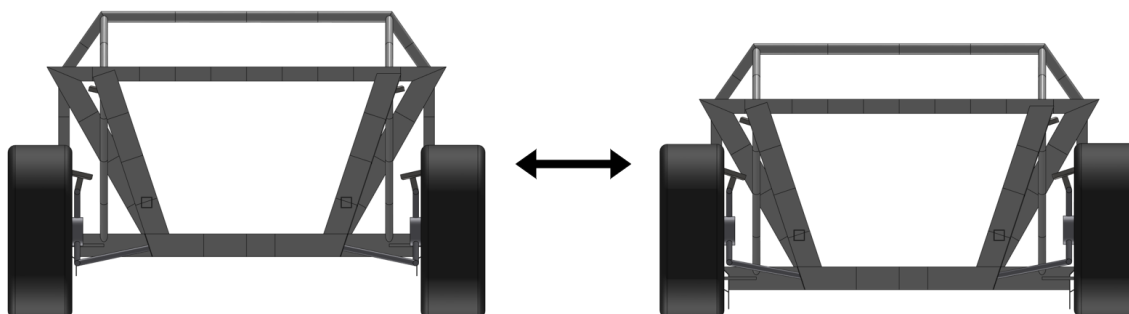


Figura 95 - Compressão-descompressão do conjunto mola-amortecedor da suspensão traseira do veículo.

6.1.5. Propriedades de Inércia do Modelo Computacional do Veículo

No que diz respeito às massas e momentos de inércia, relativamente ao eixo de coordenadas local de cada corpo, estas encontram-se sumarizadas na Tabela 29. A identificação dos corpos é feita de acordo com as Figuras 73 a 75.

Tabela 29 - Massas e Inércias do Sistema.

Corpo	Massa [kg]	I_{ξ} [kg.m ²]	I_{η} [kg.m ²]	I_{ζ} [kg.m ²]
1	717,91	38,659	106,296	126,011
2	9,04	1,968E-1	3,353E-1	1,969E-1
3	9,04	1,968E-1	3,353E-1	1,969E-1
4	9,53	2,161E-1	3,701E-1	2,161E-1
5	9,53	2,161E-1	3,701E-1	2,161E-1
6	2,12	2,840E-2	2,000E-4	2,840E-2
7	2,12	2,840E-2	2,000E-4	2,840E-2
8	16,39	6,999E-2	6,355E-2	2,510E-2
9	16,39	6,999E-2	6,355E-2	2,510E-2
10	1,04	6,828E-3	7,060E-3	1,321E-2
11	1,04	6,828E-3	7,060E-3	1,321E-2
12	0,91	5,439E-4	5,823E-4	5,688E-4
13	0,91	5,439E-4	5,823E-4	5,688E-4
14	0,95	6,536E-4	6,303E-4	6,398E-4
15	0,95	6,536E-4	6,303E-4	6,398E-4
16	1,50	1,409E-2	6,261E-3	2,016E-2
17	1,50	1,409E-2	6,261E-3	2,016E-2

Corpo	Massa [kg]	I_{ξ} [kg.m ²]	I_{η} [kg.m ²]	I_{ζ} [kg.m ²]
18	11,40	3,270E-2	2,554E-2	2,617E-2
19	11,40	3,270E-2	2,554E-2	2,617E-2
20	0,95	6,536E-4	6,303E-4	6,398E-4
21	0,95	6,536E-4	6,303E-4	6,398E-4
22	0,95	6,536E-4	6,303E-4	6,398E-4
23	0,95	6,536E-4	6,303E-4	6,398E-4
Total	827,47			

Uma vez terminada a configuração do modelo computacional de análises dinâmicas, é possível passar à explicação da configuração das diferentes simulações efetuadas.

6.2. Simulação Dinâmica do Veículo

Tendo por base o ponto anterior, neste é apresentado o estudo dinâmico do modelo computacional previamente apresentado. Esta análise foi feita com base nos Sistemas de Corpos Múltiplos, utilizando-se para tal o *software SolidWorks Motion*.

O comportamento do veículo Lancia Stratos foi analisado em diversas situações, dando a possibilidade de avaliar a sua estabilidade e manobrabilidade face a elevações no solo e mudanças de direção.

Ao longo deste capítulo serão exploradas três simulações distintas, a partir das quais é possível retirar diferentes conclusões. Para cada uma destas situações foram realizadas simulações a diferentes velocidades do veículo, sendo elas 50 km/h, 100 km/h e 200 km/h.

Parte-se da configuração dos parâmetros gerais das simulações dinâmicas, que são idênticos para todas elas. No primeiro ponto deste capítulo, é mostrada a parametrização utilizada para a definição dos elementos de massa estrutural do chassis, do conjunto mola-amortecedor de cada suspensão, dos motores rotativos aplicados nas rodas traseiras do veículo, os contactos entre cada roda e a superfície, bem como a definição das propriedades gravíticas do sistema.

Adiante, são apresentados os três casos de estudo. Nos restantes pontos do capítulo, inicia-se com uma análise dinâmica em que todo o veículo passa por duas rampas idênticas, efetuando um movimento retilíneo. Posteriormente, ainda deslocando-se em linha reta, verifica-se o comportamento do veículo ao passar por duas rampas não simétricas. Por fim, na última simulação dinâmica é avaliado o seu comportamento ao efetuar duas mudanças de direção, com um diferencial de elevação em cada curva do percurso. Ao longo de cada estudo, são expostos os resultados obtidos, nomeadamente no que diz respeito à variação do comprimento de cada mola, às forças de reação sentidas em cada suspensão e também no que diz respeito à variação da posição do centro de massa do chassis, ao longo do tempo da simulação.

6.2.1. Parâmetros Gerais das Simulações Dinâmicas

Antes de dar início às simulações que replicam as diversas situações a que o veículo poderá estar sujeito, é necessário configurar algumas funções no *software*.

6.2.1.1. Configuração dos Elementos de Massa Estrutural do Chassis

Durante o desenvolvimento do modelo CAD do chassis, que é utilizado na análise dinâmica do veículo, não é possível a criação dos elementos de massa estrutural. Desta forma, os mesmos são apenas inseridos durante a parametrização da simulação. Contudo, uma vez que não existe uma função específica para atribuir massa a um nó da estrutura, foi necessário converter cada massa para uma força. Para tal, recorreu-se à Segunda Lei de Newton (Lei Fundamental da Dinâmica: $F = m \times a$), classificando a aceleração (a) como a aceleração gravítica (g), com o valor de 9,81 m/s². É ainda importante ter em conta que, por se estar a aplicar forças em vez de massas pontuais, estas não possuem inércia, o que poderá influenciar ligeiramente o comportamento do veículo. A partir deste cálculo, a massa de cada elemento será traduzida num peso, representando assim uma força. Na Tabela 30 são apresentadas as forças aplicadas à estrutura do chassis, de forma a dar origem aos elementos de massa estrutural, que foram apresentados anteriormente na Tabela 16, presente no Capítulo 4. O local de aplicação de cada carregamento, na estrutura do chassis, é selecionado com base nas Figuras 28 e 29.

Tabela 30 – Conversão dos valores de massa, dos elementos de massa estrutural, para força.

Nº do nó	Massa [kg]	Força [N]
267	119,5	1172,30
266	119,5	1172,30
215	5,0	49,05
212	5,0	49,05
209	13,6	133,42
206	6,8	66,71
203	5,7	55,92
200	5,7	55,92
198	5,0	49,05
182	10,0	98,10
171	11,7	114,78
168	11,7	114,78
132	192,5	1888,42
124	3,6	35,32
116	35,0	343,35
112	35,0	343,35

De forma a definir estes elementos, utilizou-se a função “Force” do *software*, onde é selecionada a aresta do chassis em que a força será aplicada, bem como definida a magnitude do carregamento pretendido. Na Figura 96 é possível verificar o exemplo da definição de uma força de 49,05 N, correspondente a 5,0 kg de massa.

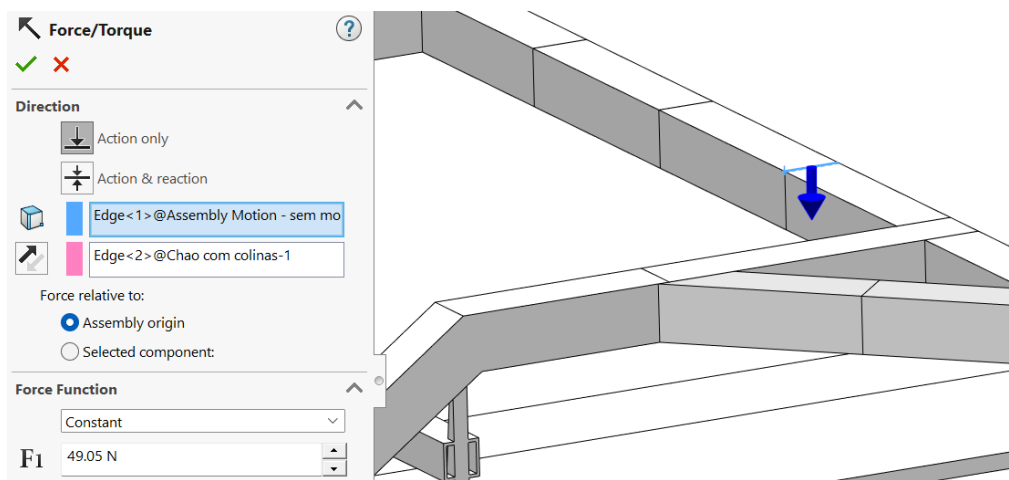


Figura 96 - Exemplo da definição de uma força representativa de um elemento de massa estrutural do chassis.

6.2.1.2. Configuração da Mola e Amortecedor da Suspensão do Veículo

Procedeu-se à parametrização da mola e do amortecedor da suspensão do veículo. Estes dois componentes foram suprimidos durante as simulações dinâmicas, uma vez que, tal como foi referido anteriormente, foram modelados apenas para efeitos representativos. Deste modo, e observando a Figura 82, verifica-se que apenas os apoios inferior e superior foram mantidos no modelo computacional.

Contudo, de forma a verificar o funcionamento pretendido da suspensão, foi necessário configurar uma função que criasse uma mola e um amortecedor, em cada ponto de apoio do veículo. Para o efeito, utilizou-se a função “Spring” do *SolidWorks Motion*. É importante referir que os valores utilizados nesta parametrização estão de acordo com as Tabelas 8 e 9, presentes no Capítulo 4.

Na Figura 97 é apresentada a configuração da suspensão dianteira. No caso específico dos amortecedores frontais, verificou-se que o valor a introduzir no software seria o máximo da constante de amortecimento à compressão. Isto deve-se ao facto de, após várias simulações, se concluir que este é o valor que melhor suporta todas as situações a que o veículo estará sujeito. Assim, para a constante de rigidez da mola, utilizou-se o valor de 57,559 N/mm, e para a constante de amortecimento à compressão, aplicou-se o valor de 4,649 Ns/mm.

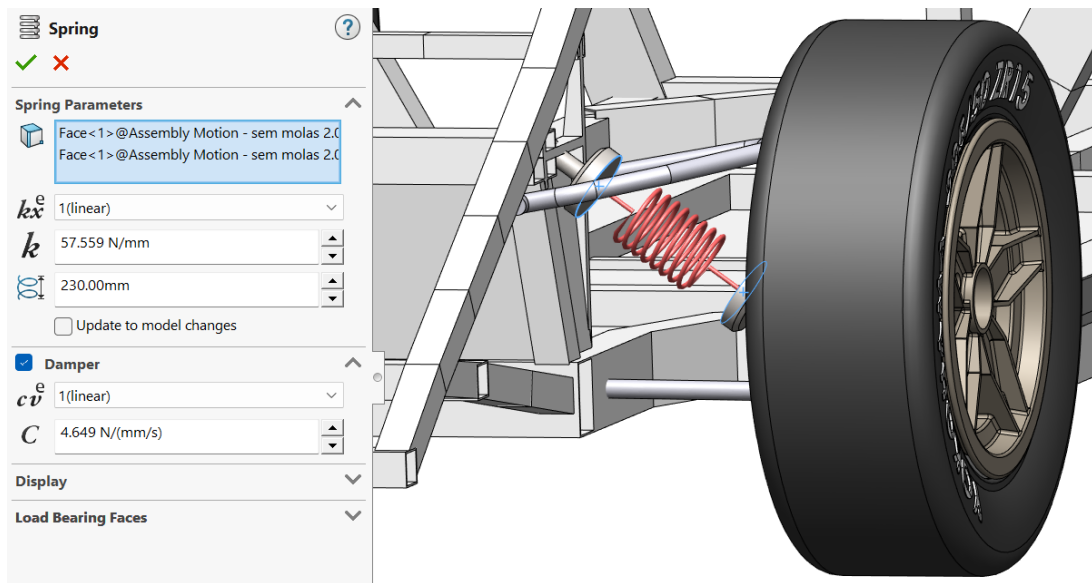


Figura 97 - Configuração da mola e do amortecedor, da suspensão dianteira, no *SolidWorks Motion*.

A parametrização da suspensão traseira pode ser verificada na Figura 98. Neste caso, para a constante de rigidez da mola, foi utilizado o valor de 14,15 N/mm, e para a constante de amortecimento à compressão do amortecedor, introduziu-se o valor de 3,406 Ns/mm.

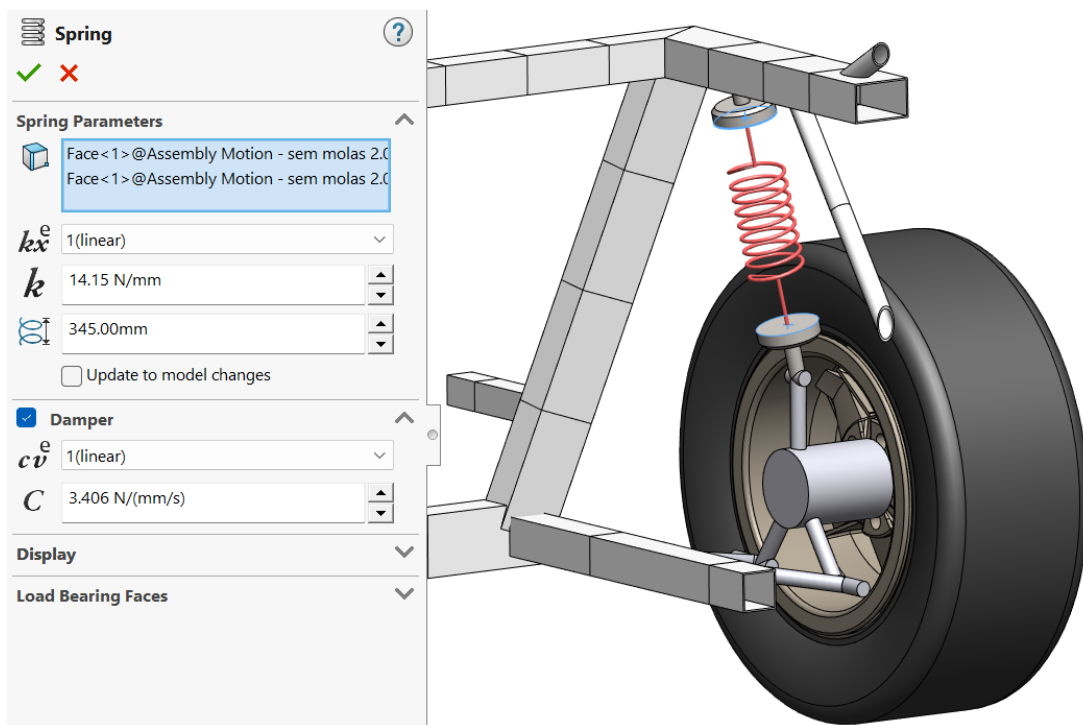


Figura 98 - Configuração da mola e do amortecedor, da suspensão traseira, no *SolidWorks Motion*.

Nas Figuras 97 e 98 é ainda possível observar uma mola entre os dois apoios seleccionados, no entanto, esta é apenas figurativa durante a configuração desta função, uma vez que, durante as simulações, a mesma não estará visível.

6.2.1.3. Configuração dos Motores Rotativos

É fundamental definir uma função que permita o movimento do veículo, nas diferentes simulações realizadas. Para tal, recorreu-se à função “*Motor*” do *SolidWorks Motion*.

Tal como foi referido anteriormente, no ponto 2.2., a tração deste veículo é feita pelas suas rodas traseiras. Deste modo, dentro desta função, ativou-se a especificação “*Rotary Motor*”, uma vez que se pretende que o motor rotativo seja diretamente aplicado apenas nas rodas traseiras do veículo.

Nesta função, para além de se seleccionar ambos os pneus traseiros, foi também definido o tipo de comportamento do motor aplicado. Existe a opção “*Constant Speed*” que permite definir um número constante de rotações por minuto, para cada roda, durante da simulação. No entanto, após testar diferentes configurações, concluiu-se que a melhor alternativa é utilizar a opção “*Segments*”. Nesta opção, é definido um gráfico velocidade-tempo, em que no eixo vertical (y) está a velocidade em graus de rotação da roda por segundo (°/s), e no eixo horizontal (x) está o tempo em segundos.

Deste modo, é necessário converter os valores de 50 km/h, 100 km/h e 200 km/h, para °/s.

Para a conversão de km/h para RPM, existe a equação 4 [38]:

$$k = dr0,001885 \quad (4)$$

Em que:

- k = Velocidade em km/h;
- d = Diâmetro da roda em cm;
- r = Velocidade em RPM.

Sabendo que 1 RPM equivale a 6 °/s, rearranjou-se a expressão apresentada anteriormente, resultando na equação 5:

$$r = \frac{6k}{0,001885d} \quad (5)$$

Na Tabela 31 são apresentados os dados considerados para a conversão das velocidades de km/h para °/s, bem como os resultados obtidos.

Tabela 31 - Conversão das velocidades de Km/h para %/s.

Velocidade [km/h]	Diâmetro da Roda [cm]	Velocidade [RPM]	Velocidade [%/s]
50	37,39	709	4257
100	37,39	1419	8513
200	37,39	2838	17026

Dado que cada simulação será realizada com três velocidades distintas, foi então necessário configurar três pares de motores rotativos.

Na Figura 99 é apresentada a seleção do pneu, que é comum a todos os motores rotativos criados, enquanto que na Figura 100 é apresentado um exemplo de uma parametrização da opção “Segments”, neste caso, para um motor que reproduzirá uma velocidade de rotação das rodas de 4257 %/s, ou seja, 50 km/h.

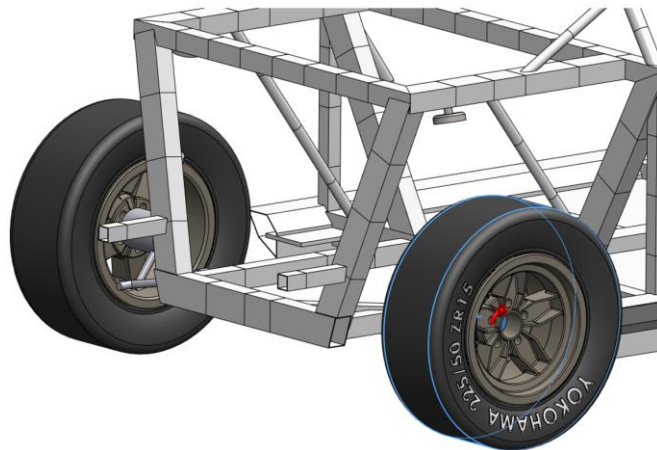
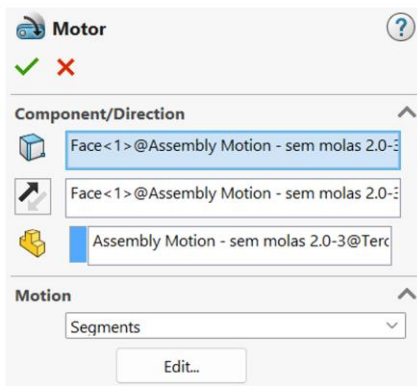


Figura 99 - Seleção do pneu como elemento de aplicação do motor rotativo.

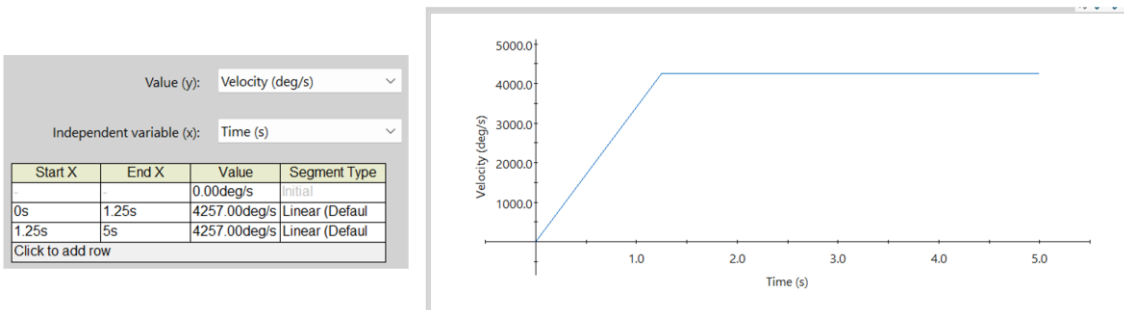


Figura 100 - Parametrização da opção "Segments" para um motor com velocidade de rotação de 4257 %/s.

A partir da Figura 100 verifica-se que no primeiro intervalo de tempo ([0; 1,25]s), o pneu parte do repouso, aumenta a sua velocidade de forma linear e, ao final de 1,25 s, atinge a velocidade

pretendida de 4257 %/s, que manterá durante o segundo intervalo de tempo ([1,25; 5]s). Este tipo de configuração só é possível na opção “*Segments*”, uma vez que na opção “*Constant Speed*”, a velocidade do pneu no instante 0 s já seria 4257 %/s. Esta é uma mais-valia da opção “*Segments*”, dado que permite que o pneu ganhe aderência nos primeiros instantes da simulação, contrariamente ao que acontecia na opção “*Constant Speed*” em que esta dava origem a um elevado escorregamento do pneu na superfície sobre a qual o veículo se deslocará. Contudo, não se descarta a hipótese deste fenómeno ocorrer durante o início da simulação, apesar de em baixa quantidade.

É ainda importante referir que, apesar da aceleração do Lancia Stratos, desde os 0 aos 100 km/h, demorar cerca de 6 s [39], optou-se por adotar o valor 1,25 s para período de aceleração, para todos os motores rotativos, das simulações em que o veículo se move num movimento retilíneo. Isto acontece, pois, uma vez que é necessário modelar a superfície onde o veículo se deslocará, para se cumprir os tempos reais de aceleração, seria necessário um modelo CAD do terreno de grandes dimensões. Já na simulação dinâmica que estuda a mudança de direção do veículo, dadas as dimensões do modelo 3D da superfície sobre a qual o veículo se desloca serem reduzidas, o tempo de aceleração aplicado foi 0,5 s.

6.2.1.4. Configuração dos Contactos entre Corpos Sólidos

A terceira fase de definição dos parâmetros gerais das simulações dinâmicas, é dedicada ao contacto entre os pneus e superfície sobre a qual o veículo se deslocará.

De forma que os pneus estejam assentes na superfície durante toda a simulação, é necessário definir um contacto entre corpos sólidos. Deste modo, utilizou-se a função “*Contact*” do *software*. Nesta parametrização, foi selecionado o conjunto dos quatro pneus do veículo, bem como a superfície que servirá de terreno para o veículo em cada simulação, de forma a estabelecer o contacto apenas entre os componentes pretendidos. Uma vez que nestas simulações será aplicado um motor rotativo em cada roda traseira do veículo, é necessário ativar a opção “*Friction*” dentro desta mesma função. Desta forma define-se a aderência dos pneus à superfície, que em conjunto com os motores rotativos, permitirá a deslocação do veículo, dando origem a umas condições mais próximas da realidade.

Neste caso em específico, definiu-se o coeficiente de fricção estática (μ_s) com um valor de 0,9, e o coeficiente de fricção dinâmica (μ_k) com um valor de 0,6 [40]. A utilização destes valores tem por base o contacto entre a borracha (pneus) e o asfalto (superfície).

Na Figura 101 é possível verificar a parametrização desta função, com as configurações supracitadas.

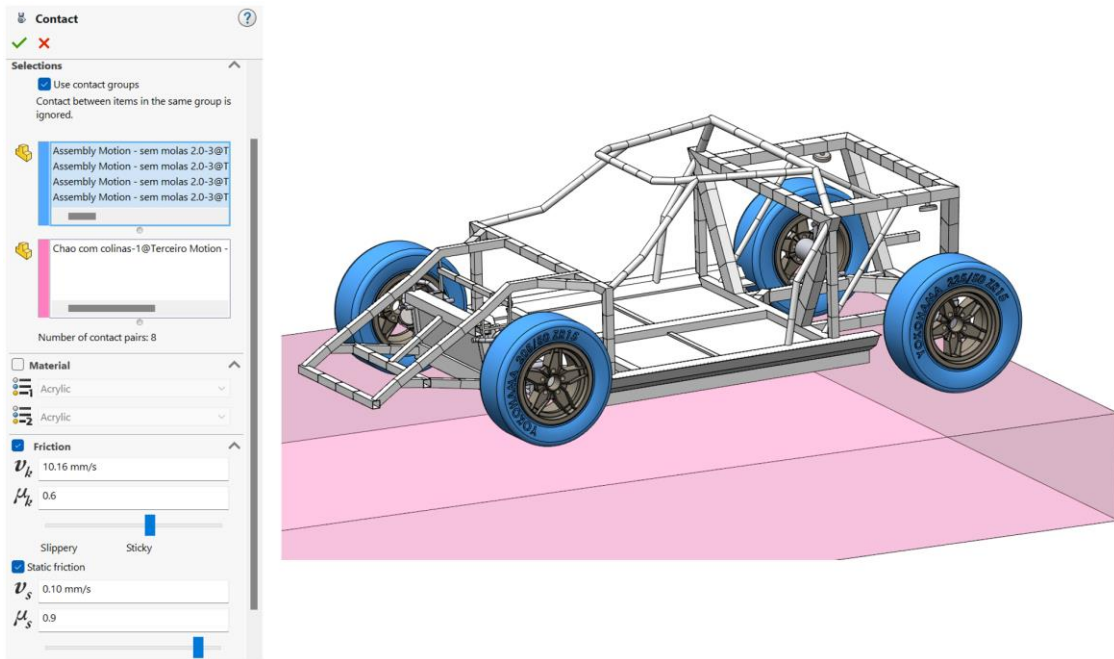


Figura 101 - Parametrização da função "Contact", no SolidWorks Motion.

6.2.1.5. Configuração da Gravidade no Modelo Computacional

Por fim, a última função a definir foi a presença de gravidade no sistema. Este é o parâmetro fulcral para estas simulações dinâmicas, uma vez que, sem ele, nenhuma das outras funções teria o funcionamento pretendido. Para tal, utilizou-se a função "Gravity" do software, onde foi ativada a gravidade na direção do eixo y (vertical), com sentido descendente, e magnitude $9806,65 \text{ mm/s}^2$. Na Figura 102 é possível verificar a configuração desta função.

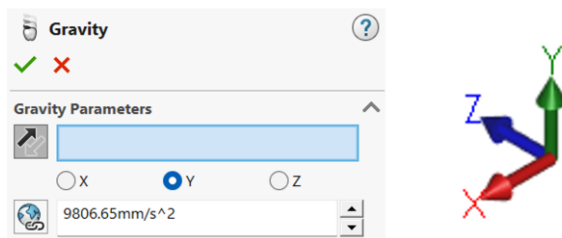


Figura 102 - Configuração da função "Gravity", no SolidWorks Motion.

6.2.2. Análise da Passagem de Todo o Veículo Sobre Duas Rampas Idênticas

Na primeira simulação dinâmica, analisou-se o comportamento do veículo quando este passa com todas as rodas sobre duas rampas com 100 mm de altura, com uma distância de, sensivelmente, 22 m entre ambas. Na Figura 103 é apresentada uma sequência de posições do veículo ao passar sobre uma das rampas.

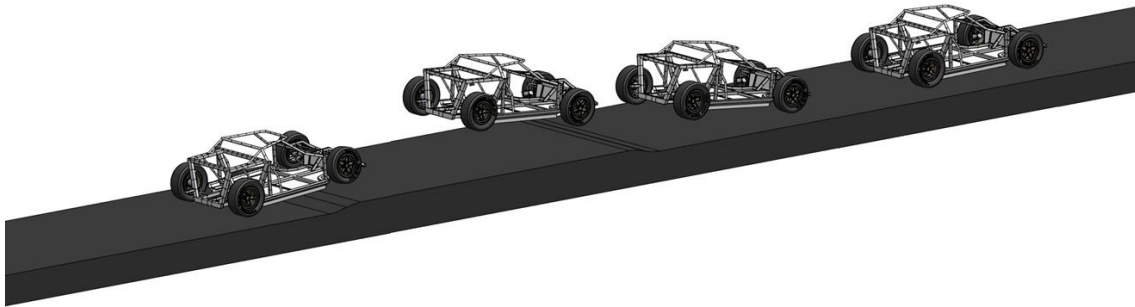


Figura 103 - Sequência de posições do veículo ao passar sobre uma das rampas.

Nesta análise a posição inicial do centro de massa do veículo encontra-se nas coordenadas globais segundo (XYZ) de (1742,75; 852,94; -1497,01), cujos valores são dados em milímetros.

Na Figura 104 é mostrado o veículo perto de uma das rampas, de forma a compreender melhor a sua morfologia. Para analisar o perfil da rampa modelada, observe-se a Figura 105.

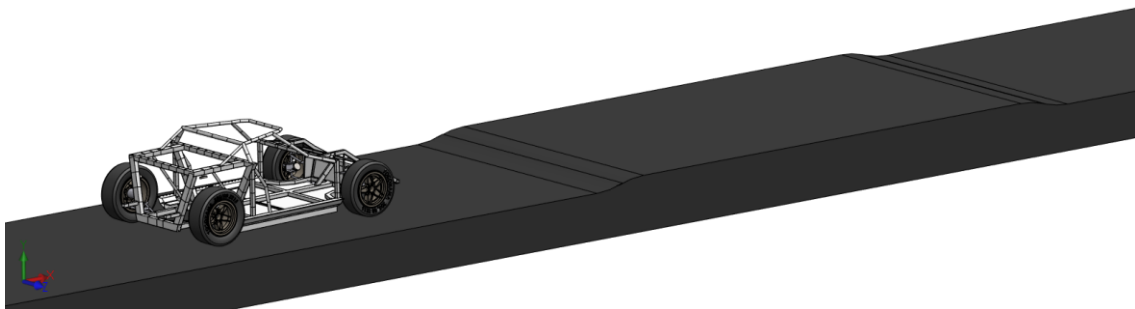


Figura 104 - Veículo junto a uma das rampas da superfície.



Figura 105 - Perfil das rampas criadas.

Nesta simulação dinâmica foram analisados cinco parâmetros do modelo computacional do veículo. Em primeiro lugar, estudou-se a variação do comprimento das molas das suspensões dianteira e traseira, do lado esquerdo, ao longo do tempo, cujos resultados são apresentados nos Gráficos 1 e 2, respectivamente. Neste caso, analisou-se apenas as molas do lado esquerdo do veículo, uma vez que, como este efetua a sua passagem total sobre ambas as rampas, o comportamento relativo às molas do lado direito do veículo seria bastante idêntico.

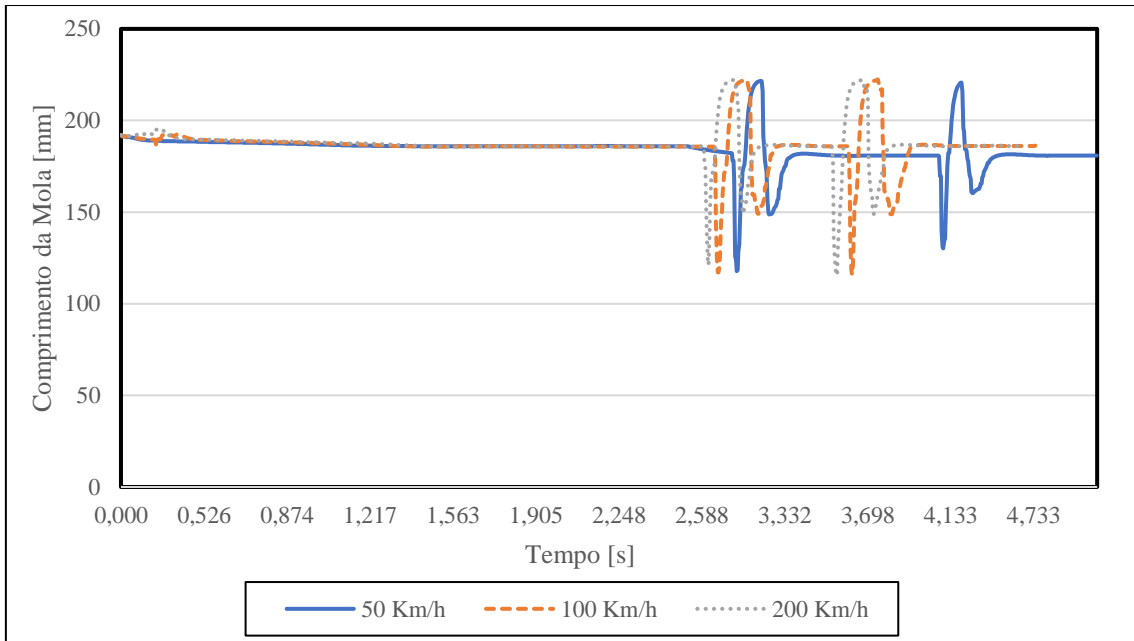


Gráfico 1 - Passagem total do veículo sobre duas rampas - variação do comprimento da mola da suspensão dianteira.

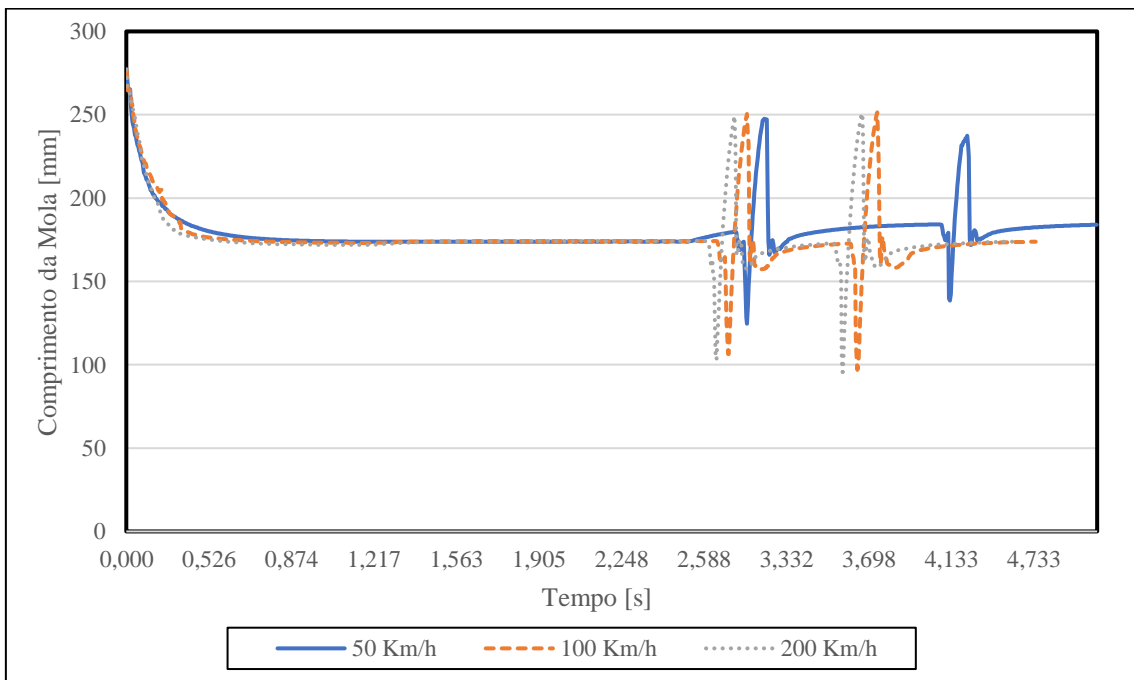


Gráfico 2 - Passagem total do veículo sobre duas rampas - variação do comprimento da mola da suspensão traseira.

Para além disto, foram também analisadas as forças de reação nos apoios das suspensões dianteira e traseira ao longo do tempo, podendo estes resultados ser verificados nos Gráficos 3 e 4, respetivamente.

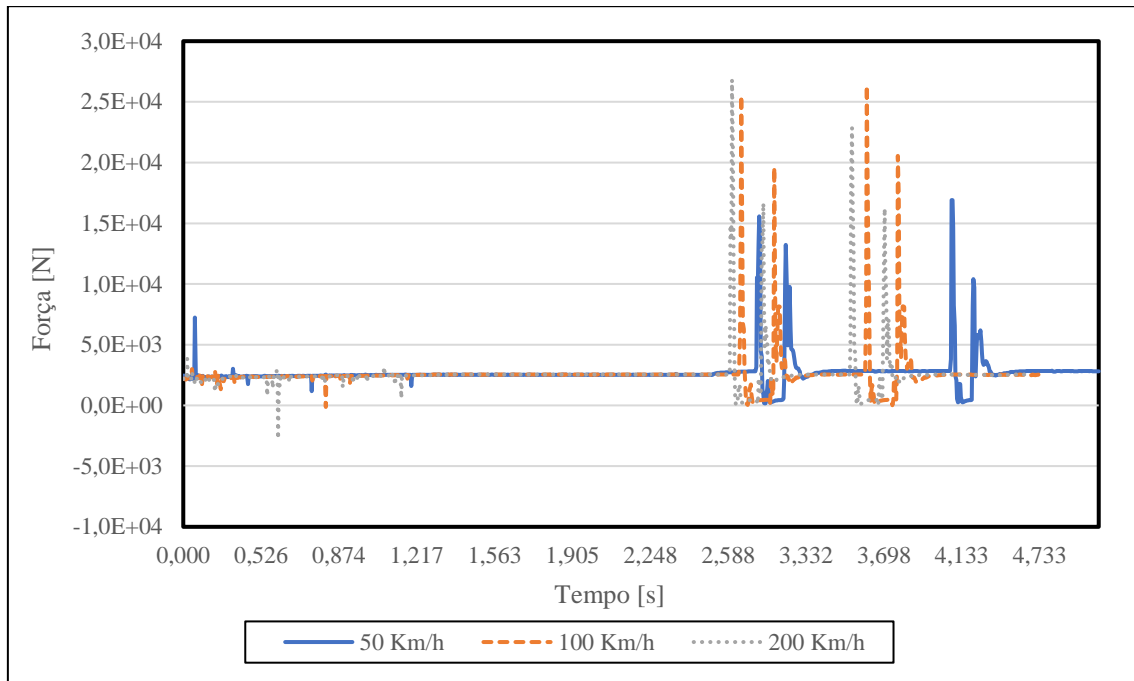


Gráfico 3 - Passagem total do veículo sobre duas rampas - variação da força de reação da suspensão dianteira.

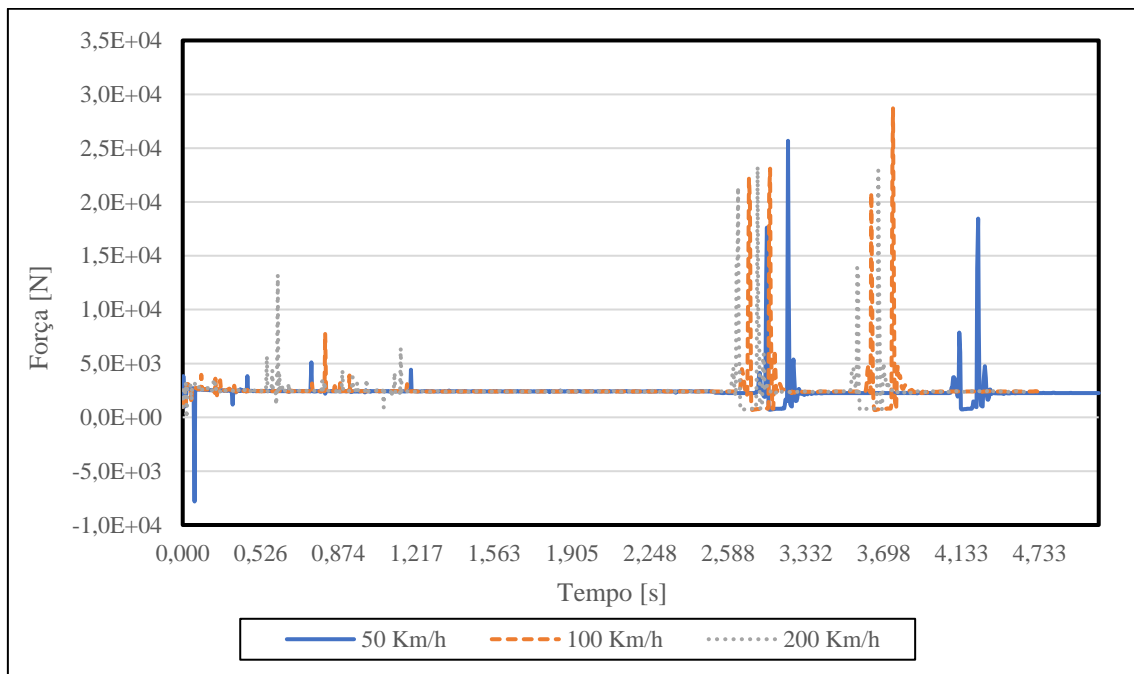


Gráfico 4 - Passagem total do veículo sobre duas rampas - variação da força de reação da suspensão traseira.

Por fim, verificou-se a variação da posição do centro de massa do veículo ao longo do tempo, neste caso, na direção do eixo Z (vertical), tal como pode ser averiguar a partir do Gráfico 5.

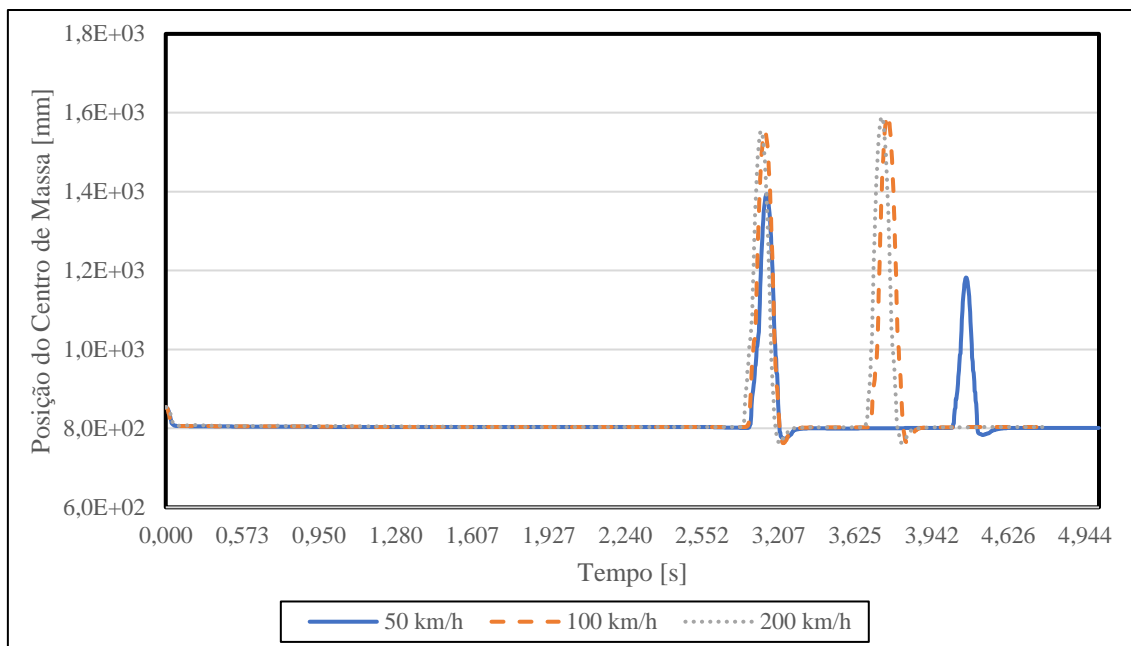


Gráfico 5 - Passagem total do veículo sobre duas rampas - variação da posição do centro de massa do veículo na direção do eixo Y (vertical).

Dos resultados apresentados nos Gráficos 1 e 2, verifica-se que tanto a suspensão dianteira como a traseira, apresentam comportamentos semelhantes, uma vez que as molas são comprimidas nos instantes em que o veículo passa sobre as rampas. No entanto é de realçar que para as velocidades de 100 km/h e 200 km/h, a variação do comprimento de ambas as molas é maior, comparativamente à velocidade de 50 km/h. Para além disto, é também de notar que os ciclos compressão-descompressão das molas ocorrem primeiro na velocidade de 200 km/h, seguida da velocidade de 100 km/h, com a velocidade de 50 km/h a acontecer por último, tal como era expectável, uma vez que quanto maior for a velocidade, menor será o tempo que o veículo demorará a chegar até à rampa.

A partir dos Gráficos 3 e 4 é possível verificar que a força de reação nas suspensões dianteira e traseira é, geralmente, maior nas velocidades de 100 km/h e 200 km/h, comparativamente à velocidade de 50 km/h

Por último, com o Gráfico 5 analisa-se a variação da posição do centro de massa do veículo na direção do eixo Y (vertical), ao passar nas duas rampas da superfície sobre a qual o veículo se desloca. A partir deste gráfico, pode concluir-se que, quanto maior for a velocidade à qual o sistema se desloca, maior será a altura máxima atingida pelo seu centro de massa.

É ainda importante referir que existe alguma variação dos parâmetros analisados, nos momentos iniciais, até ao instante em que o veículo estabiliza. Isto deve-se à configuração da própria simulação, uma vez que é nos seus instantes iniciais que todas as configurações anteriormente apresentadas passam a estar ativas.

6.2.3. Análise da Passagem do Veículo Sobre Duas Rampas Não Simétricas

Nesta simulação dinâmica, analisou-se o comportamento do veículo quando este passa, alternadamente, com as rodas do lado direito e, de seguida, com as rodas do lado esquerdo, sobre duas rampas com 100 mm de altura, com uma distância de, sensivelmente, 32 m entre ambas. Na Figura 106 é apresentada uma sequência de posições do veículo ao passar com o seu lado direito sobre uma das rampas.

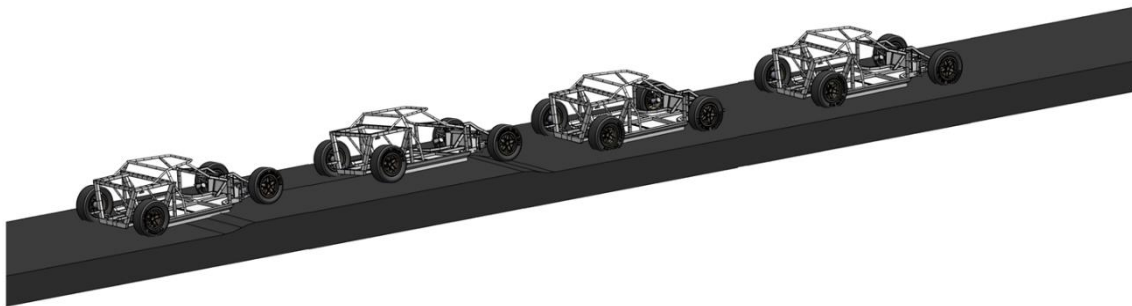


Figura 106 - Sequência de posições do veículo ao passar com o seu lado direito sobre a rampa.

Nesta análise a posição inicial do centro de massa do veículo encontra-se nas coordenadas globais segundo (XYZ) de (1810,43; 872,60; -5,14), cujos valores são dados em milímetros.

Nas Figuras 107 e 108 é mostrado o veículo junto à primeira e à segunda rampa, respetivamente, de forma a melhorar a compreensão da superfície. Relativamente ao perfil de cada rampa modelada, apresenta a mesma configuração daquele que está presente na Figura 105.

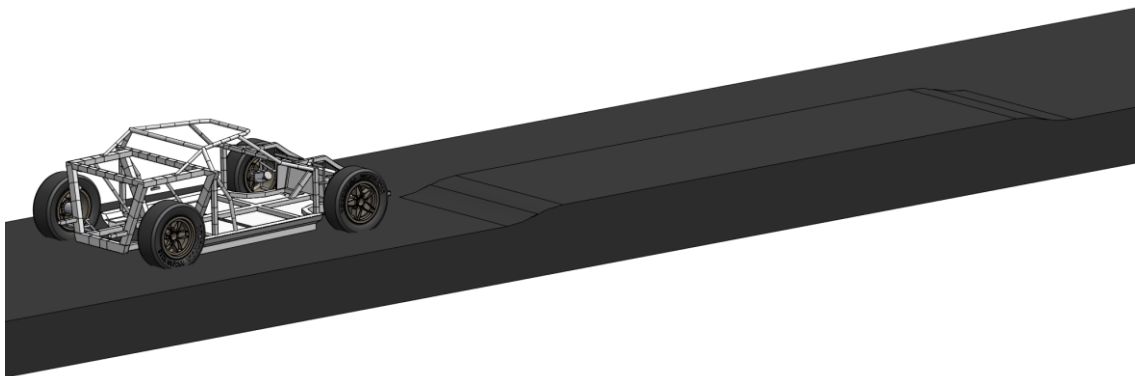


Figura 107 - Veículo junto à primeira rampa, neste caso, do lado direito.

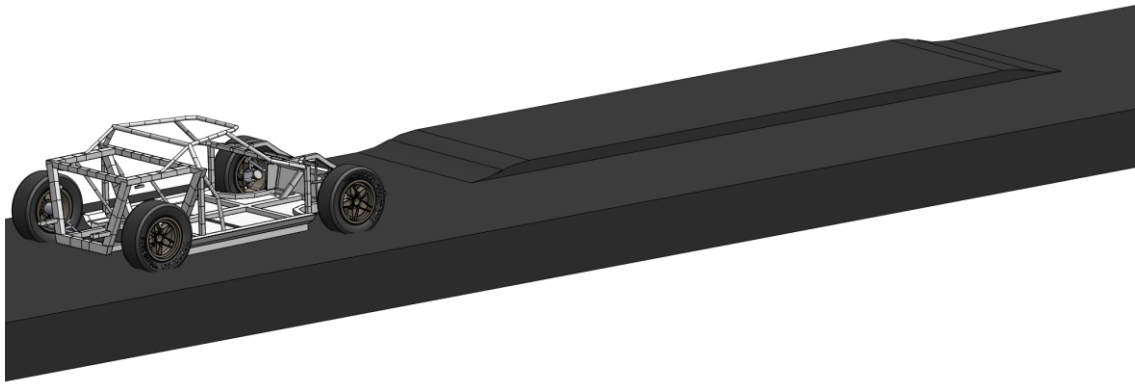


Figura 108 - Veículo junto à segunda rampa, neste caso, do lado esquerdo.

Nesta simulação dinâmica, à semelhança da anterior, foram analisados os mesmos cinco parâmetros do modelo computacional do veículo. Contudo, uma vez que o veículo passa, primeiramente, apenas com as rodas do lado direito e, posteriormente, com as rodas do lado esquerdo, é necessário avaliar o comportamento de ambos os lados do veículo.

Começou-se por estudar a variação do comprimento das molas da suspensão dianteira ao longo do tempo, cujos resultados são apresentados nos Gráficos 6 e 7, respetivamente.

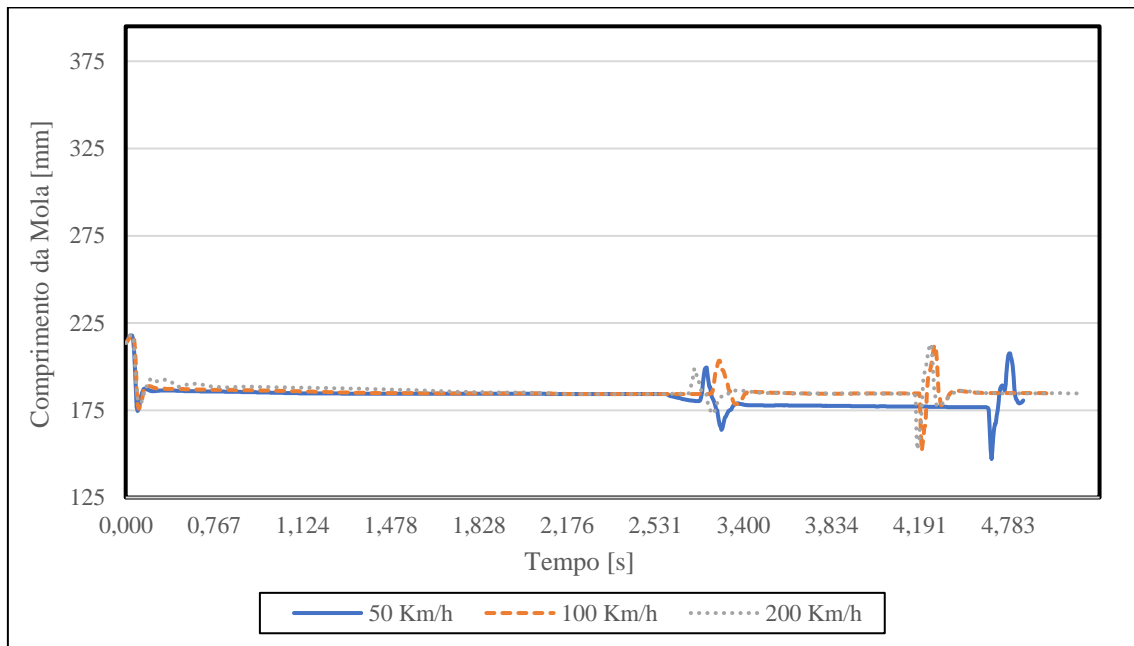


Gráfico 6 - Passagem do veículo sobre duas rampas não simétricas - variação do comprimento da mola do lado esquerdo, da suspensão dianteira.

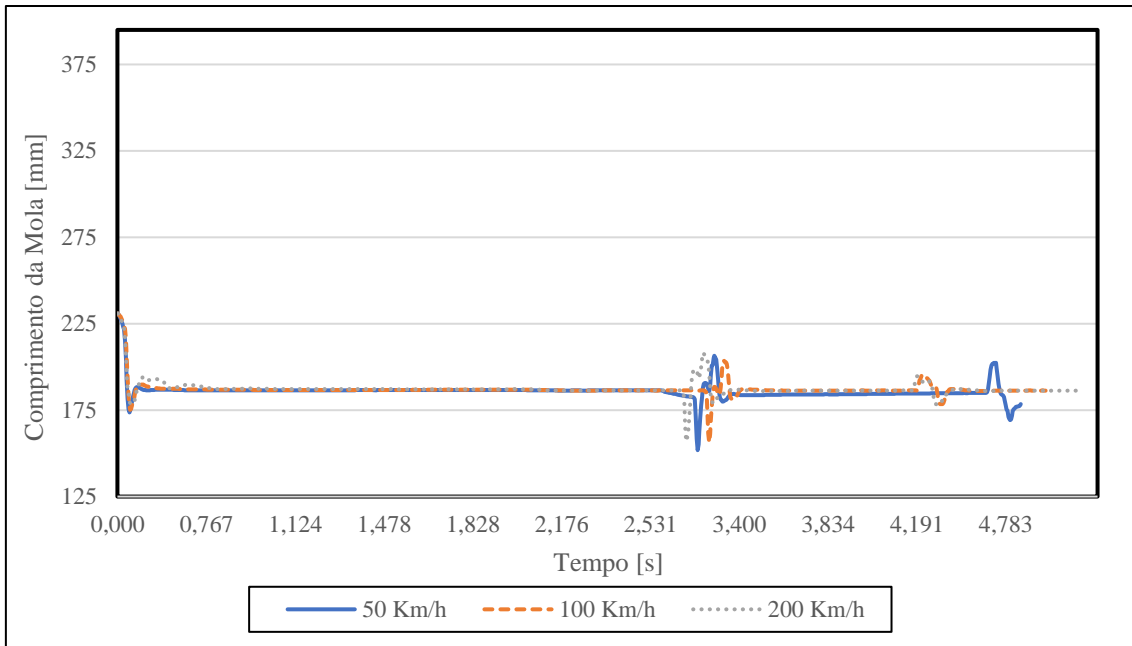


Gráfico 7 - Passagem do veículo sobre duas rampas não simétricas - variação do comprimento da mola do lado direito, da suspensão dianteira.

De seguida, analisou-se a variação do comprimento das molas da suspensão traseira ao longo do tempo, cujos resultados podem ser verificados nos Gráficos 8 e 9, respetivamente.

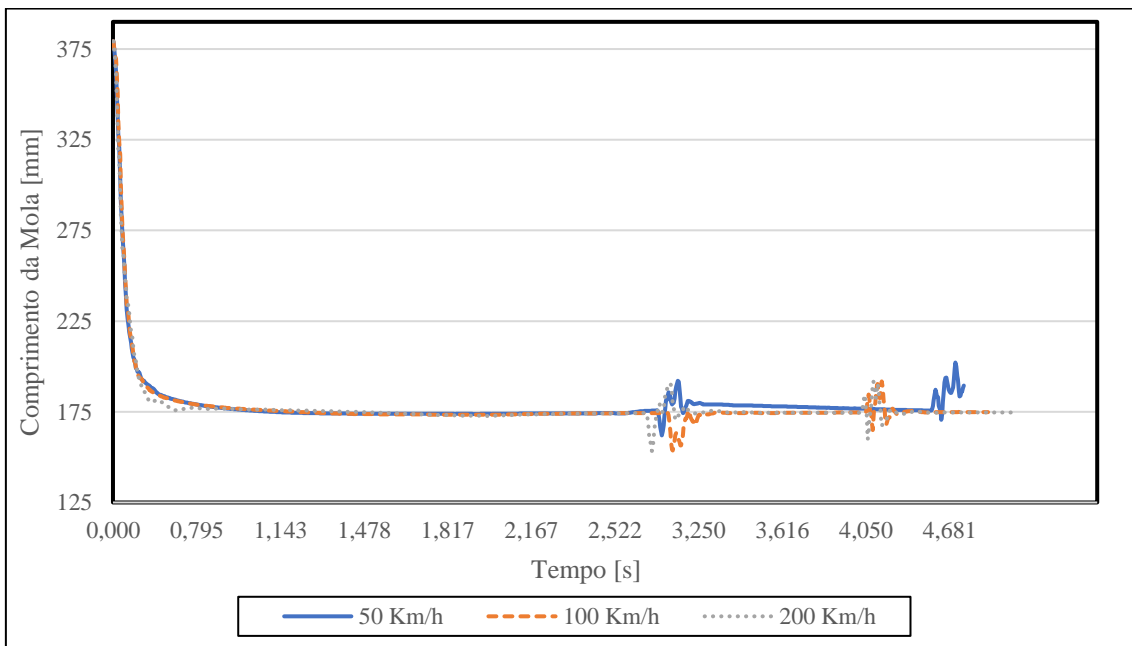


Gráfico 8 - Passagem do veículo sobre duas rampas não simétricas - variação do comprimento da mola do lado esquerdo, da suspensão traseira.

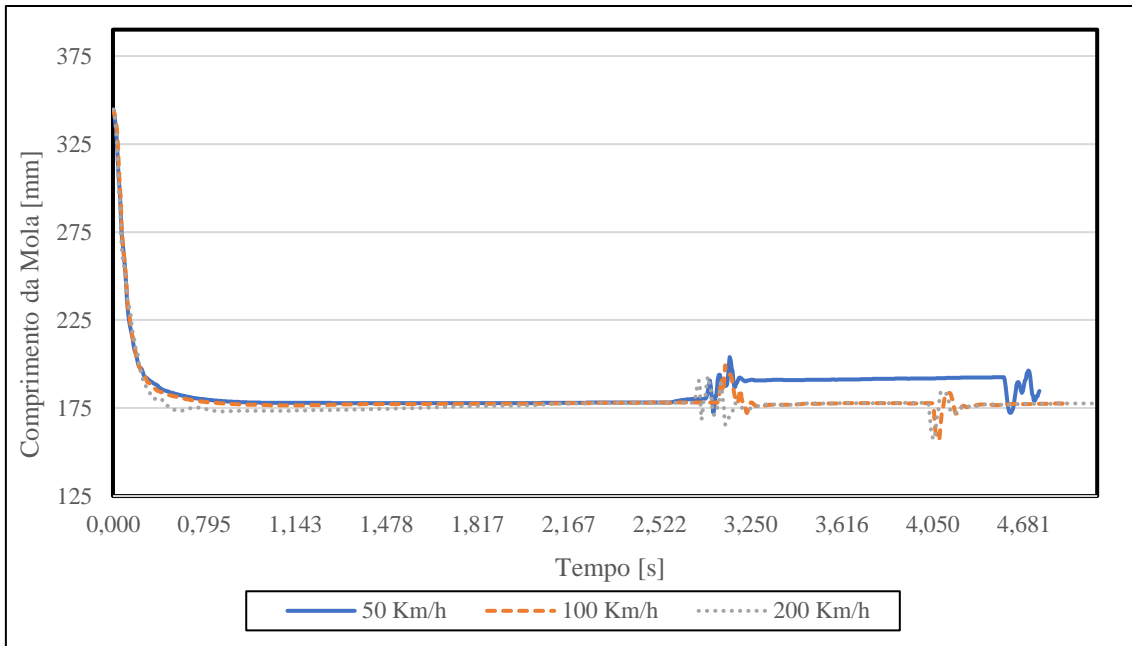


Gráfico 9 - Passagem do veículo sobre duas rampas não simétricas - variação do comprimento da mola do lado direito, da suspensão traseira.

Para além disto, foram também analisadas as forças de reação nos apoios da suspensão dianteira, ao longo do tempo, podendo estes resultados ser averiguados nos Gráficos 10 e 11, respetivamente.

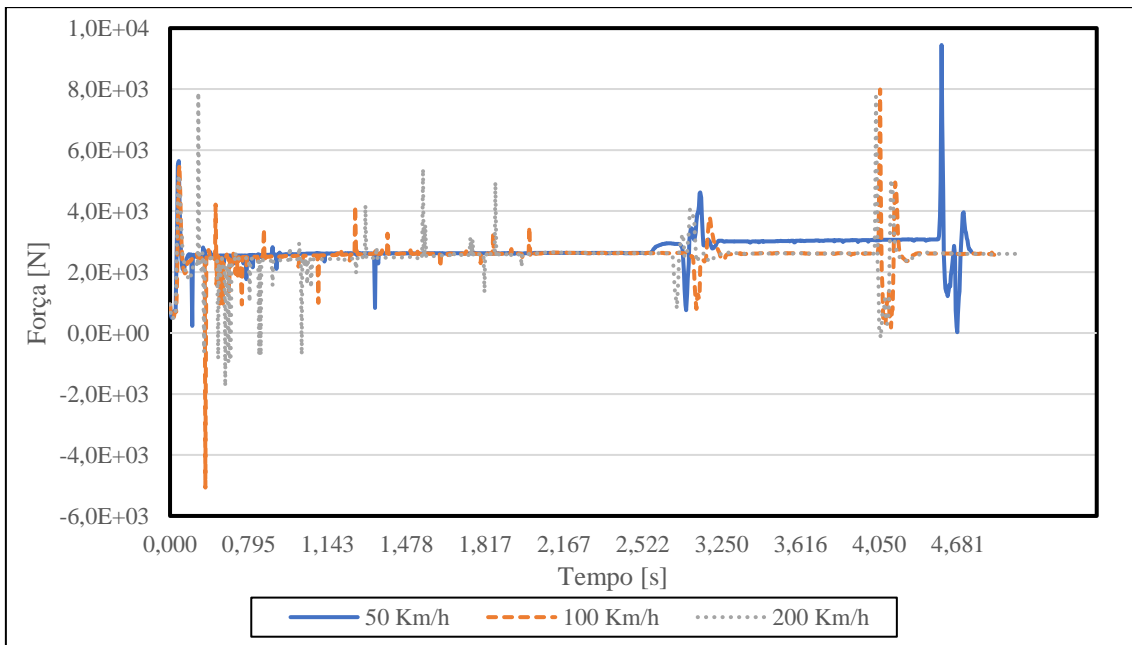


Gráfico 10 - Passagem do veículo sobre duas rampas não simétricas - variação da força de reação do lado esquerdo, da suspensão dianteira.

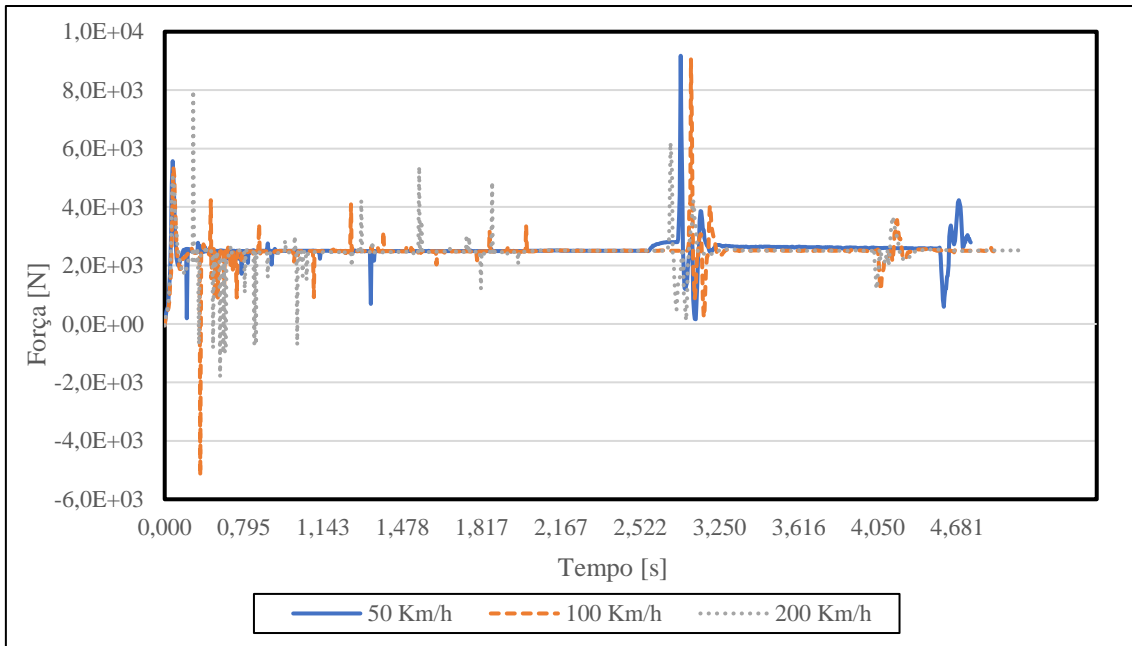


Gráfico 11 - Passagem do veículo sobre duas rampas não simétricas - variação da força de reação do lado direito, da suspensão dianteira.

Posteriormente, verificou-se as forças de reação nos apoios da suspensão traseira, ao longo do tempo, e os resultados podem ser verificados nos Gráficos 12 e 13, respectivamente.

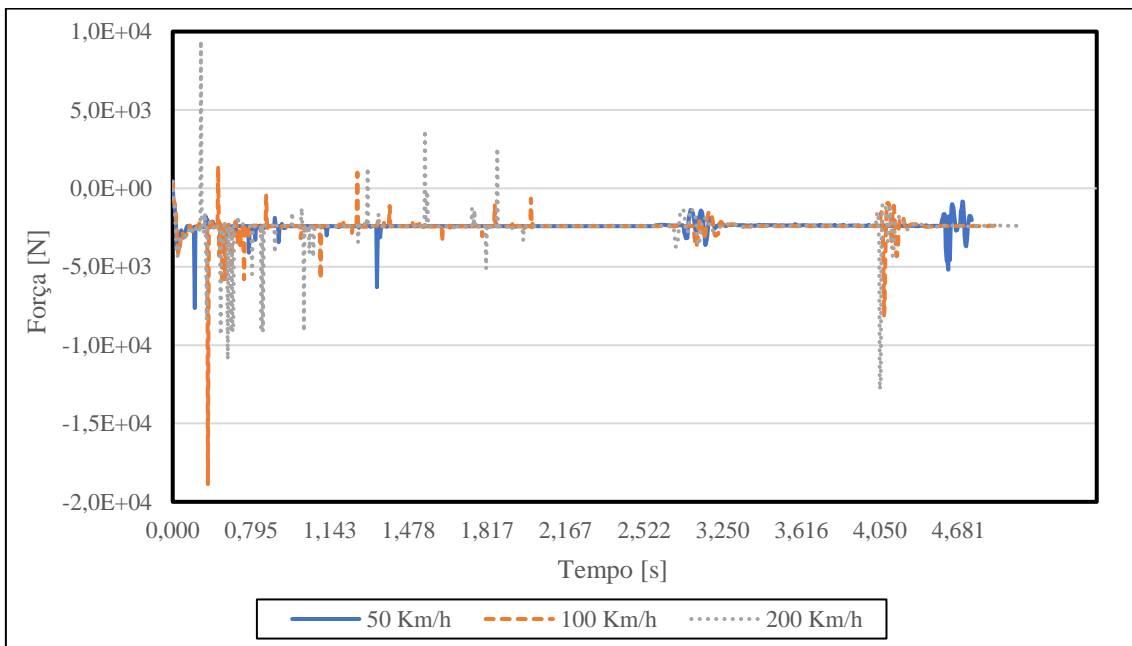


Gráfico 12 - Passagem do veículo sobre duas rampas não simétricas - variação da força de reação do lado esquerdo, da suspensão traseira.

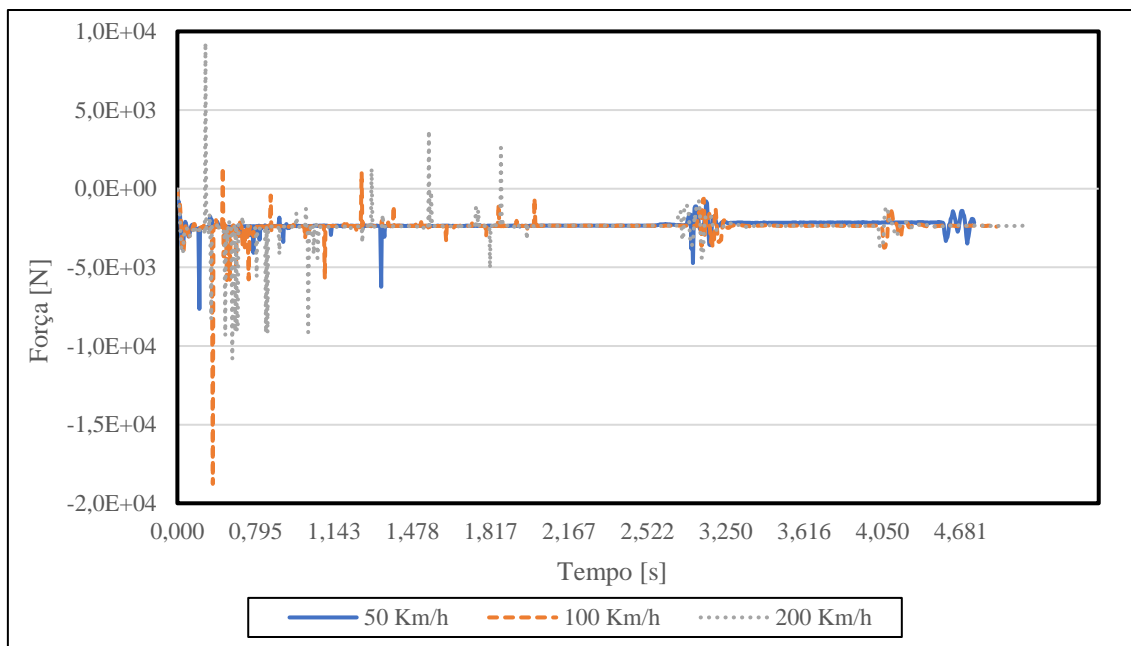


Gráfico 13 - Passagem do veículo sobre duas rampas não simétricas - variação da força de reação do lado direito, da suspensão traseira.

Por último, estudou-se a variação da posição do centro de massa do veículo ao longo do tempo, neste caso, na direção do eixo Y (vertical), tal como pode ser averiguar a partir do Gráfico 14.

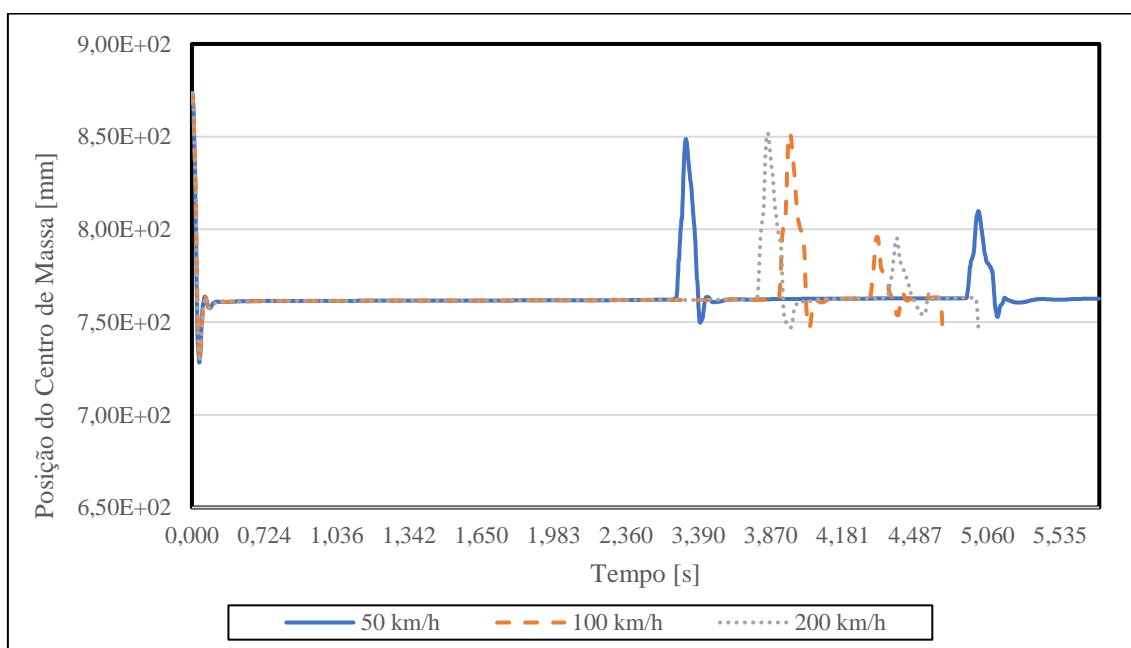


Gráfico 14 - Passagem do veículo sobre duas rampas não simétricas - variação da posição do centro de massa do veículo na direção do eixo Y (vertical).

Ao analisar os resultados obtidos a partir dos Gráficos 6 a 9, verifica-se que apesar das diferenças de velocidade do veículo, o comportamento das quatro molas do veículo é idêntico. Tanto nas molas dianteiras como nas traseiras, averigua-se que, no instante em que o veículo passa com um

dos lados sobre a rampa, as molas desse mesmo lado sofrem uma grande variação do seu comprimento. Enquanto isto, a mola do lado oposto sofre também uma variação de comprimento praticamente idêntica. Para além disto, conclui-se que a variação do comprimento nas molas dianteiras é maior do que nas molas traseiras.

No caso das forças de reação, a lógica é idêntica à da variação do comprimento. Ao observar os Gráficos 10 a 13, compreende-se que, no instante em que o veículo transita com um dos lados sobre a rampa, existe uma grande amplitude de valores das forças de reação, em ambos os lados. Em suma, verifica-se ainda que as forças de reação sentidas na suspensão dianteira são superiores às sentidas na suspensão traseira.

Por fim, com o Gráfico 14 analisa-se a variação da posição do centro de massa do veículo na direção do eixo Y (vertical), ao passar nas duas rampas não simétricas da superfície sobre a qual o veículo se desloca. A partir deste gráfico, verifica-se que quanto maior for a velocidade à qual o sistema se desloca, menor será a altura máxima atingida pelo seu centro de massa.

Tal como já foi referido no estudo anterior, neste mesmo estudo existe também alguma variação dos parâmetros analisados, até ao instante em que o veículo estabiliza, que ocorre por volta dos 2 segundos. Contudo, esta variação não é considerada para as análises efetuadas, uma vez que é derivada da parametrização da simulação.

6.2.4. Análise da Mudança de Direção do Veículo com Elevação nas Curvas

Na presente simulação dinâmica, pretende-se analisar o comportamento do veículo numa situação extrema. Assim sendo, avaliou-se o seu desempenho quando este se desloca num troço com uma curva à direita, seguida de uma contracurva. Para além disto, cada curva apresenta uma inclinação, que cresce no sentido da parte de interna para a parte externa da mesma. De forma a compreender melhor o percurso efetuado, observe-se a Figura 109 onde é apresentada uma sequência de posições do veículo.

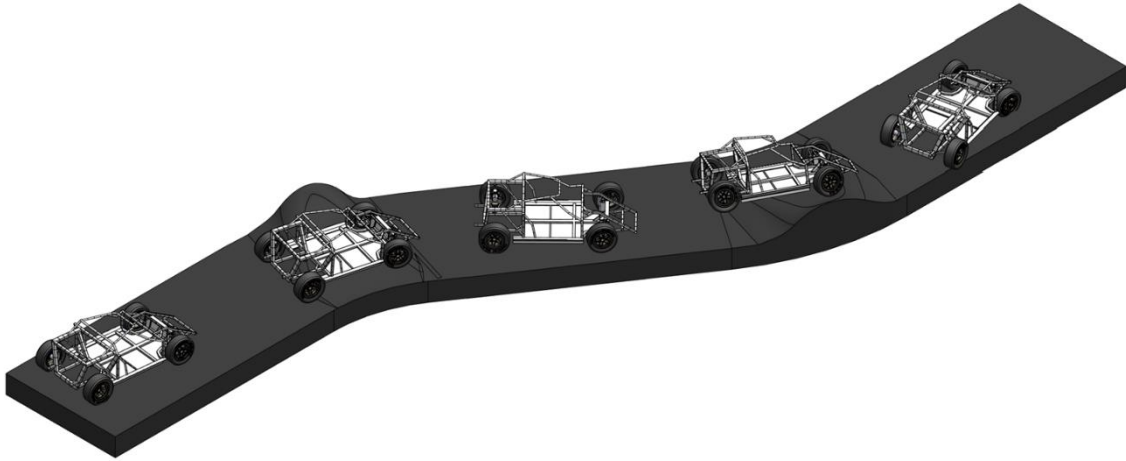


Figura 109 - Sequência de posições do veículo no percurso efetuado.

Na presente análise, a posição inicial do centro de massa do veículo encontra-se nas coordenadas globais segundo (XYZ) de (1707,71; 791,57; -1772,26), cujos valores são dados em milímetros.

Nas Figuras 110 e 111 é mostrado o veículo perto da primeira e da segunda curva, respetivamente, de forma a facilitar a compreensão da superfície.

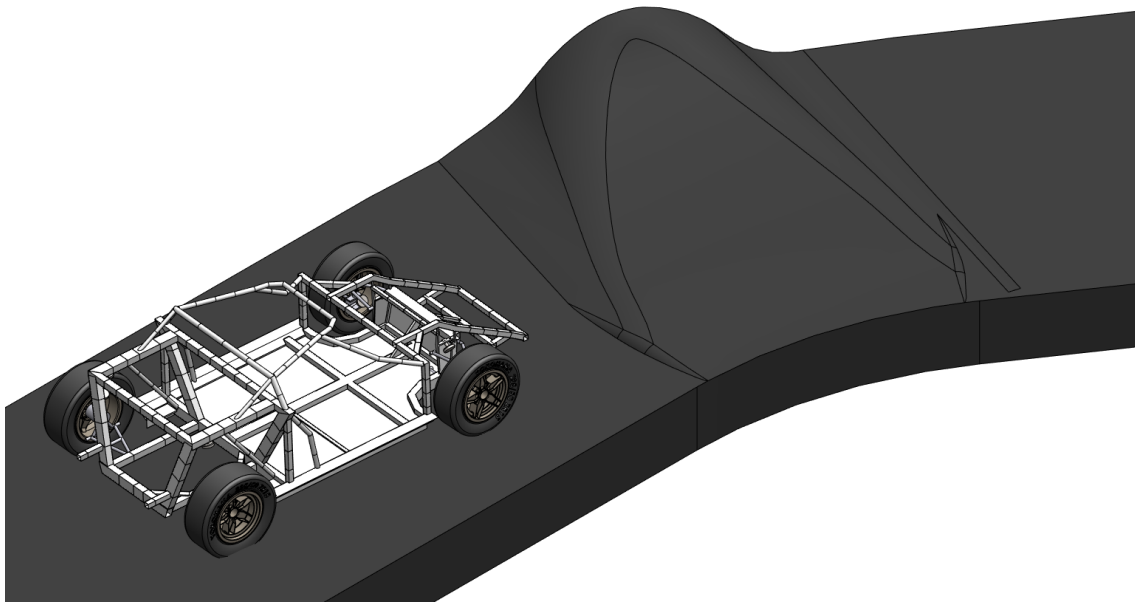


Figura 110 - Veículo junto à primeira curva do percurso.

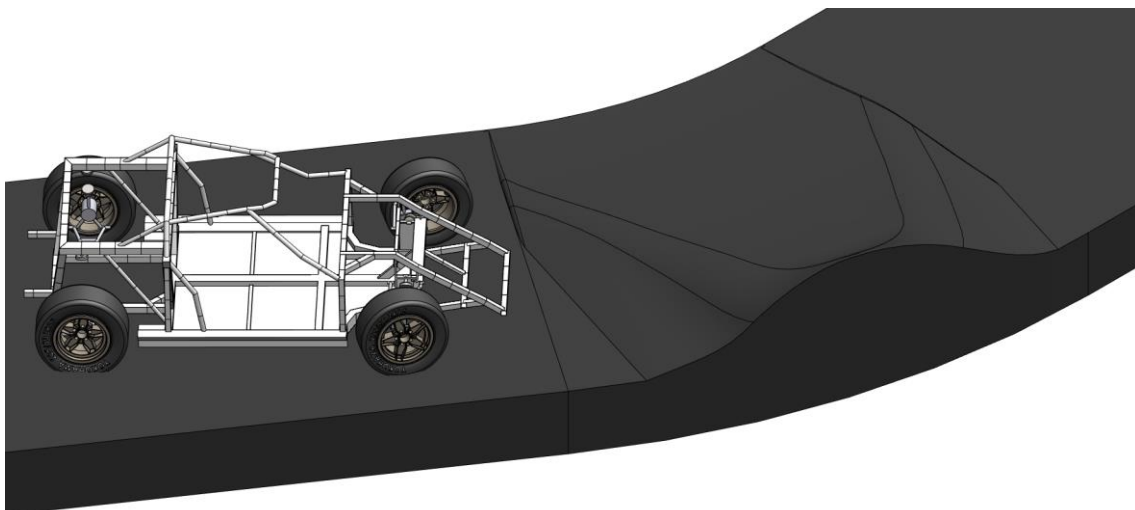


Figura 111 - Veículo junto à segunda curva do percurso.

Antes de se iniciar o processamento desta simulação, foi necessário parametrizar uma outra função.

Uma vez que o veículo efetua duas mudanças de direção, é necessário definir uma trajetória que o mesmo deverá seguir. Para tal, elaborou-se um “*Sketch 3D*”, no *software*, de forma a caracterizar a rota pretendida. Na Figura 112 é possível verificar o resultado final da linha que define a trajetória do veículo.

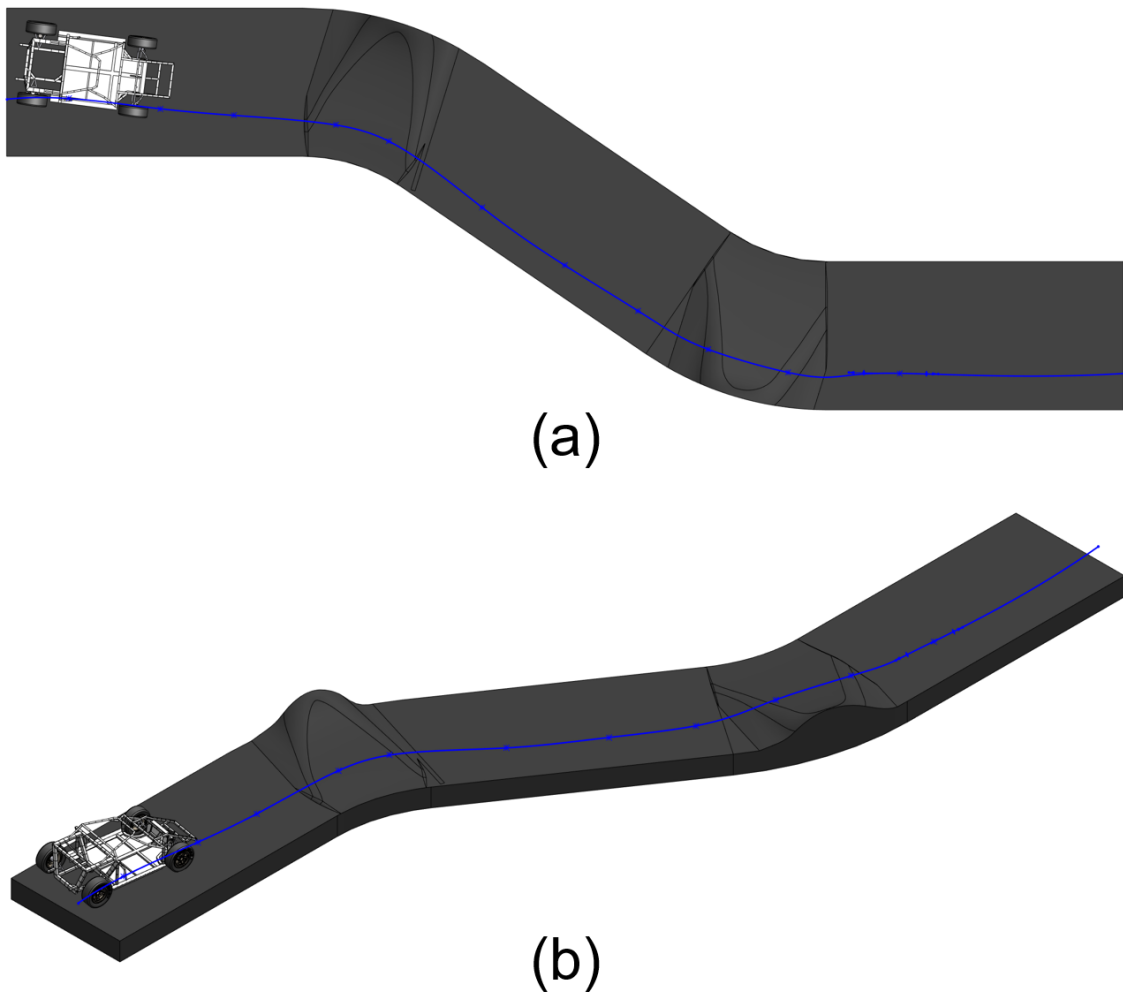


Figura 112 - *Sketch 3D* criado para definir a rota do veículo no percurso: (a) vista de topo; (b) vista isométrica.

Contudo, é ainda necessário estabelecer uma relação entre o percurso definido e o veículo, de forma a este ter o comportamento desejado. Assim, foi necessário recorrer a um outro tipo de junta cinemática, cujo “*mate*” no *software* é denominado por “*Path Mate*”, e a sua configuração pode ser averiguada na Figura 113. Neste caso, para além de se pretender que o veículo siga a rota definida, é também importante que as rodas dianteiras mudem de direção, curvando de acordo com a linha criada no “*Sketch 3D*”. Após algumas iterações desta simulação dinâmica, concluiu-se que é fundamental definir duas juntas cinemáticas deste tipo. Desta forma, foi necessário seleccionar dois vértices distintos da suspensão dianteira do lado direito do veículo, mais especificamente, no cubo da roda. Isto acontece, pois, no caso de se aplicar este “*mate*” apenas a um vértice, o veículo deslocar-se-á na trajetória pretendida, no entanto, as rodas dianteiras não terão um comportamento concordante.

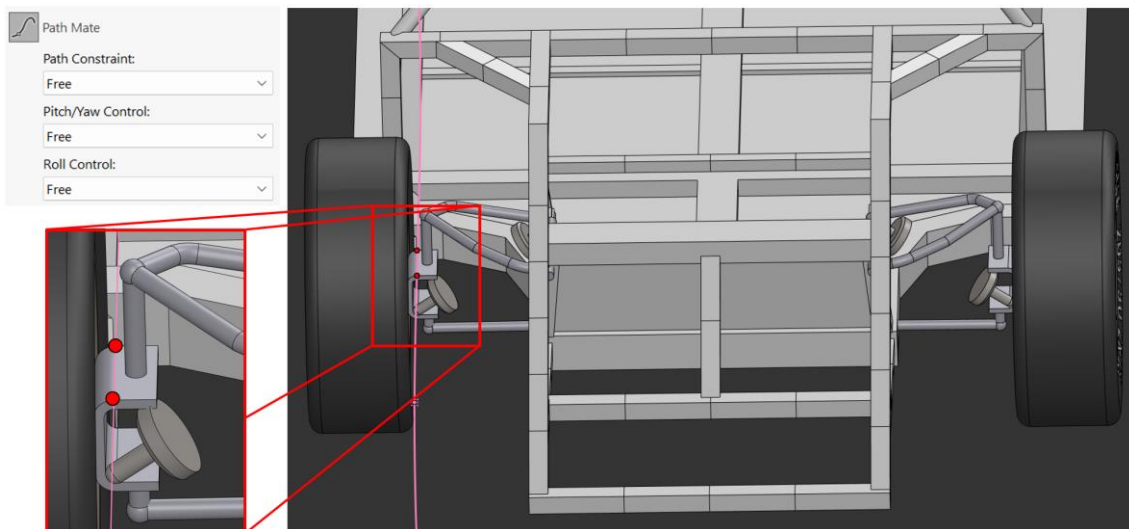


Figura 113 - Configuração das funções "Path Mate" na terceira simulação dinâmica.

Uma vez que, para parametrizar esta função é necessário selecionar a linha previamente desenhada no "Sketch 3D", bem como um vértice da suspensão, de forma que estes fiquem sempre coincidentes, poderá, eventualmente, existir algum constrangimento no desempenho da suspensão dianteira do lado direito. No entanto, após várias iterações, alcançou-se o melhor resultado que foi possível, relativamente à distância vertical, nas diferentes fases da simulação, entre esta linha e a superfície sobre a qual o veículo se desloca. Na Figura 114 é apresentada uma vista lateral do modelo computacional desta simulação, onde é possível verificar a variação da altura dos pontos que definem esta linha, em relação à superfície da pista. Com este resultado, é seguro afirmar que a influência desta junta cinemática sobre a suspensão dianteira do lado direito do veículo foi reduzida.



Figura 114 - Variação da altura dos pontos que definem a linha da trajetória do veículo na pista.

Uma vez configurada esta função, foi então possível passar ao levantamento de resultados. Nesta simulação dinâmica, à semelhança da anterior, foram analisados os mesmos cinco parâmetros do modelo computacional do veículo. É ainda importante referir que na presente simulação, a mesma foi configurada para ter uma duração de 3 segundos, para além da aceleração dos motores rotativos durar apenas 0,5 s.

Começou-se por estudar a variação do comprimento das molas da suspensão dianteira ao longo do tempo, cujos resultados são apresentados nos Gráficos 15 e 16, respetivamente.

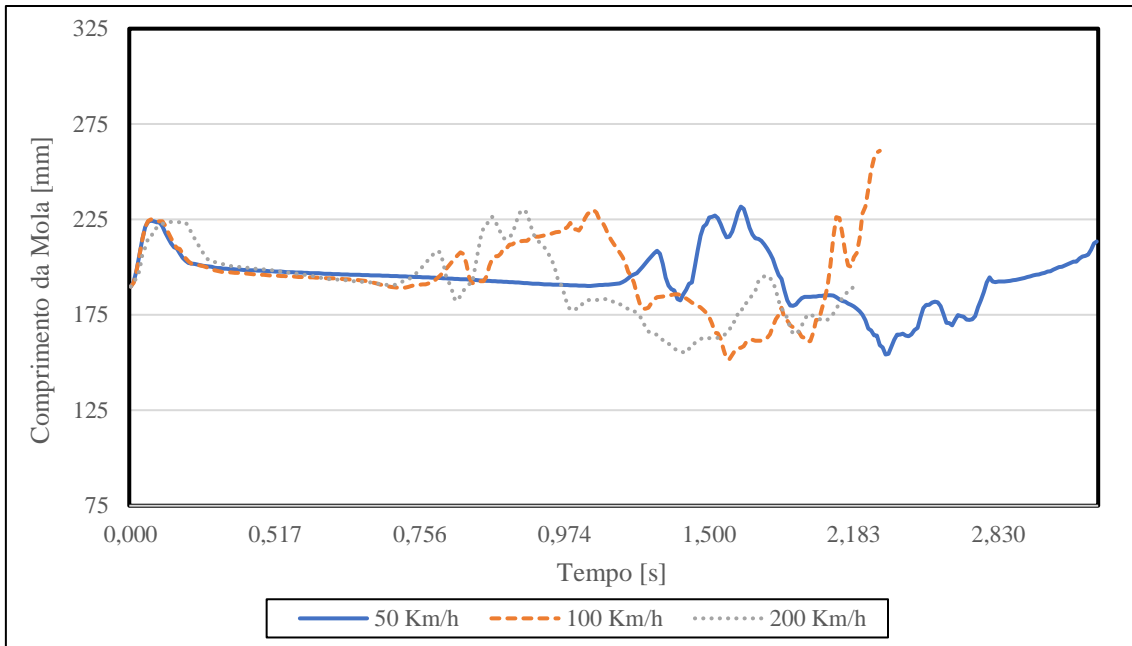


Gráfico 15 – Análise da mudança de direção do veículo com elevação nas curvas - variação do comprimento da mola do lado esquerdo, da suspensão dianteira.

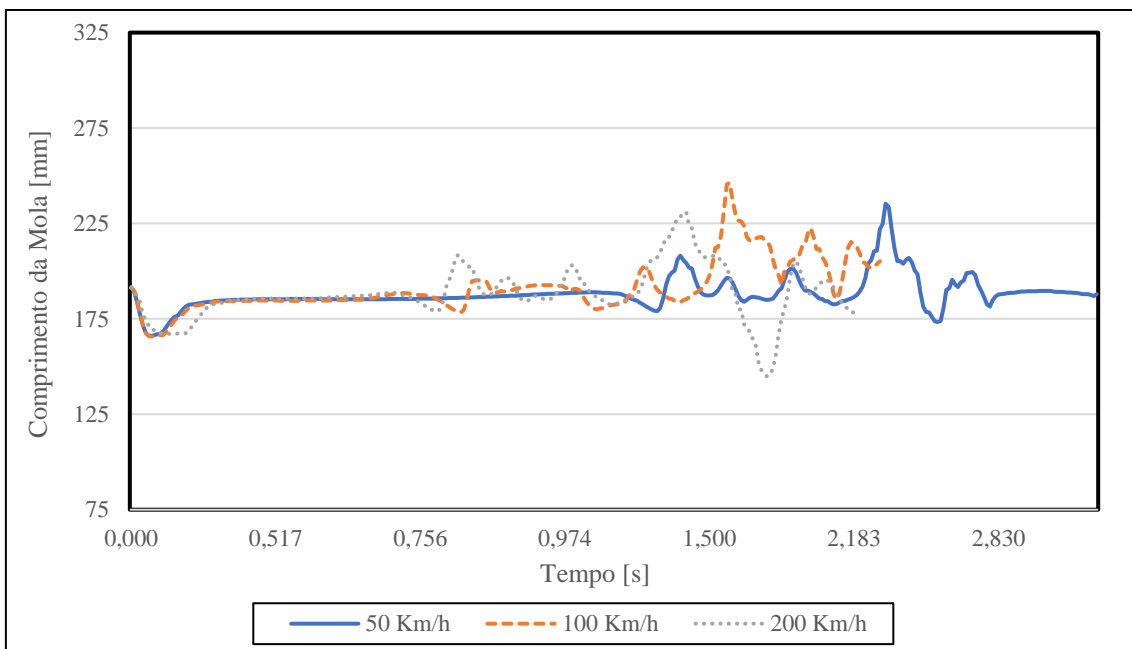


Gráfico 16 - Análise da mudança de direção do veículo com elevação nas curvas - variação do comprimento da mola do lado direito, da suspensão dianteira.

De seguida, analisou-se também a variação do comprimento das molas da suspensão traseira ao longo do tempo, cujos resultados podem ser verificados nos Gráficos 17 e 18, respetivamente.

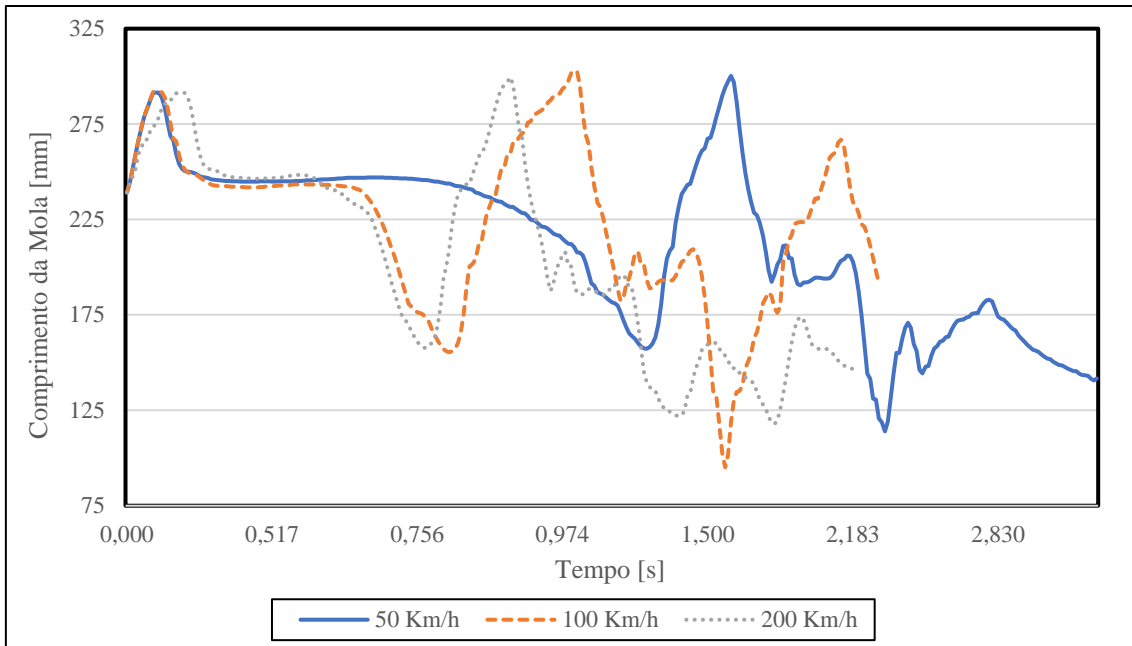


Gráfico 17 - Análise da mudança de direção do veículo com elevação nas curvas - variação do comprimento da mola do lado esquerdo, da suspensão traseira.

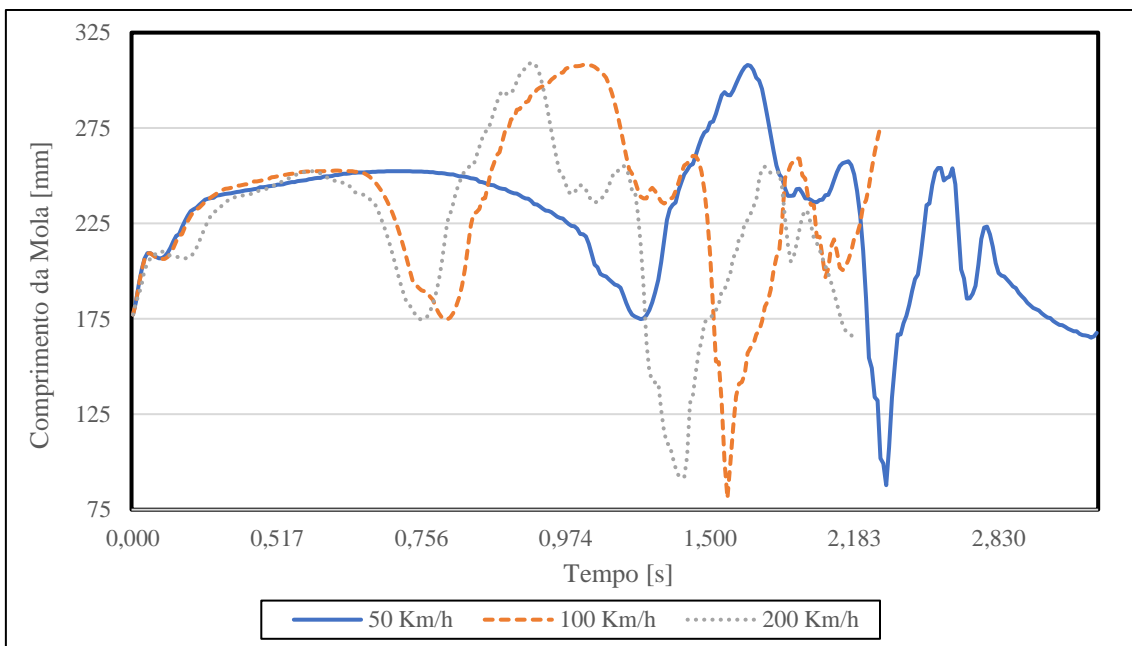


Gráfico 18 - Análise da mudança de direção do veículo com elevação nas curvas - variação do comprimento da mola do lado direito, da suspensão traseira.

Seguindo a mesma estrutura da simulação dinâmica anterior, foram também analisadas as forças de reação nos apoios da suspensão dianteira, ao longo do tempo, podendo estes resultados ser averiguados nos Gráficos 19 e 20, respetivamente.

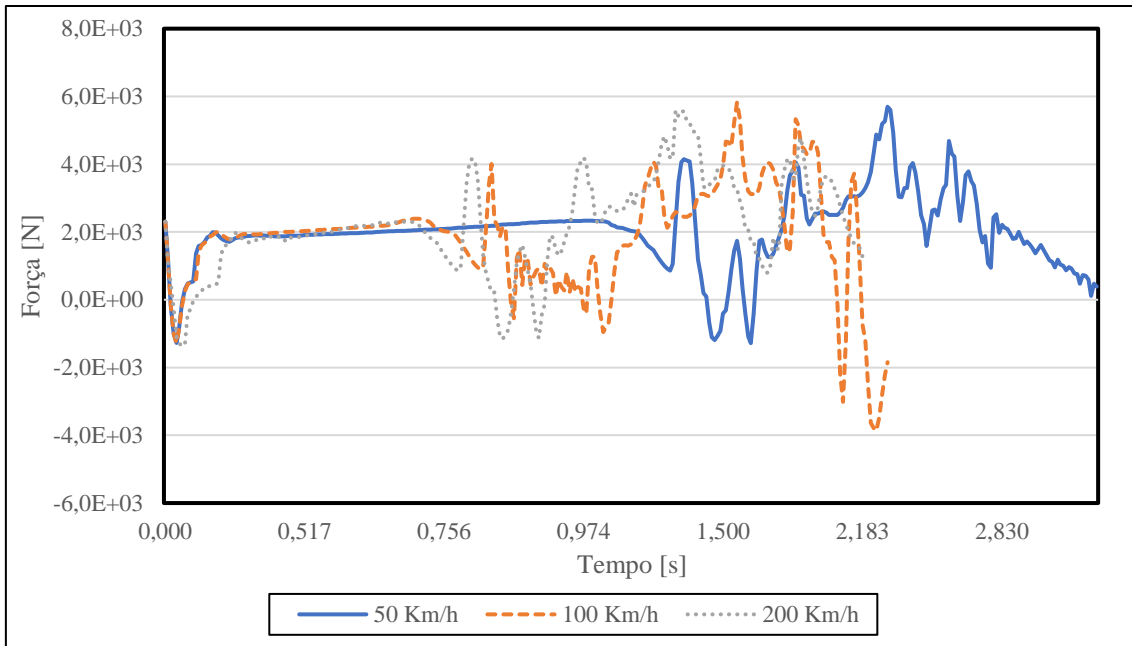


Gráfico 19 - Análise da mudança de direção do veículo com elevação nas curvas - variação da força de reação do lado esquerdo, da suspensão dianteira.

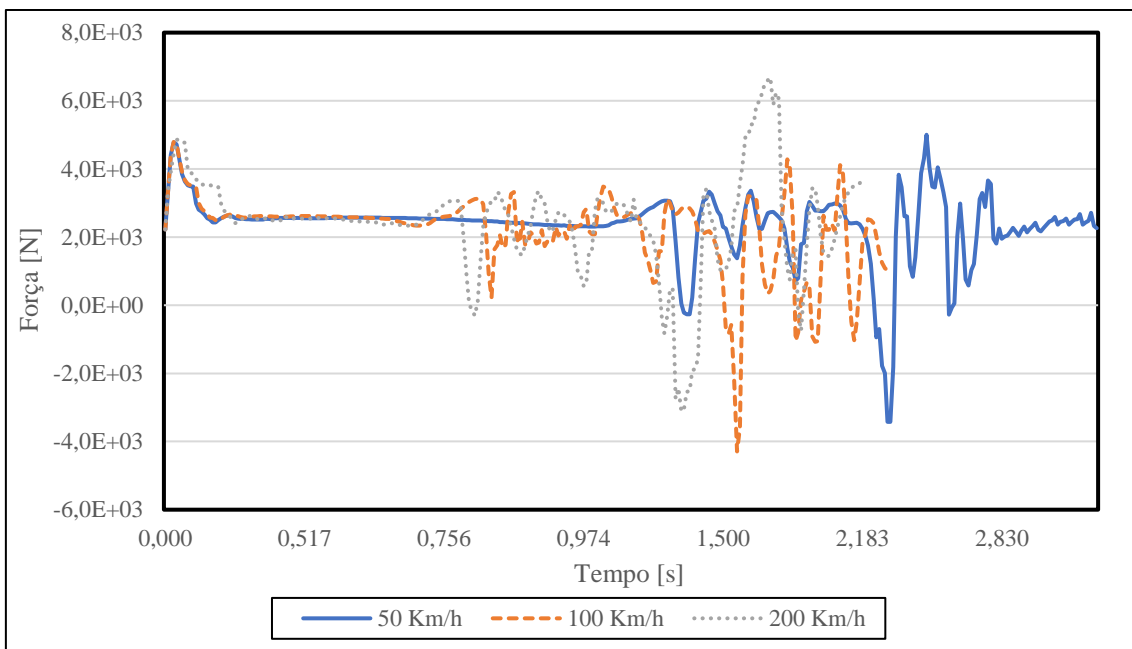


Gráfico 20 - Análise da mudança de direção do veículo com elevação nas curvas - variação da força de reação do lado direito, da suspensão dianteira.

Seguidamente, verificou-se também as forças de reação nos apoios da suspensão traseira, ao longo do tempo, e os resultados podem ser verificados nos Gráficos 21 e 22, respetivamente.

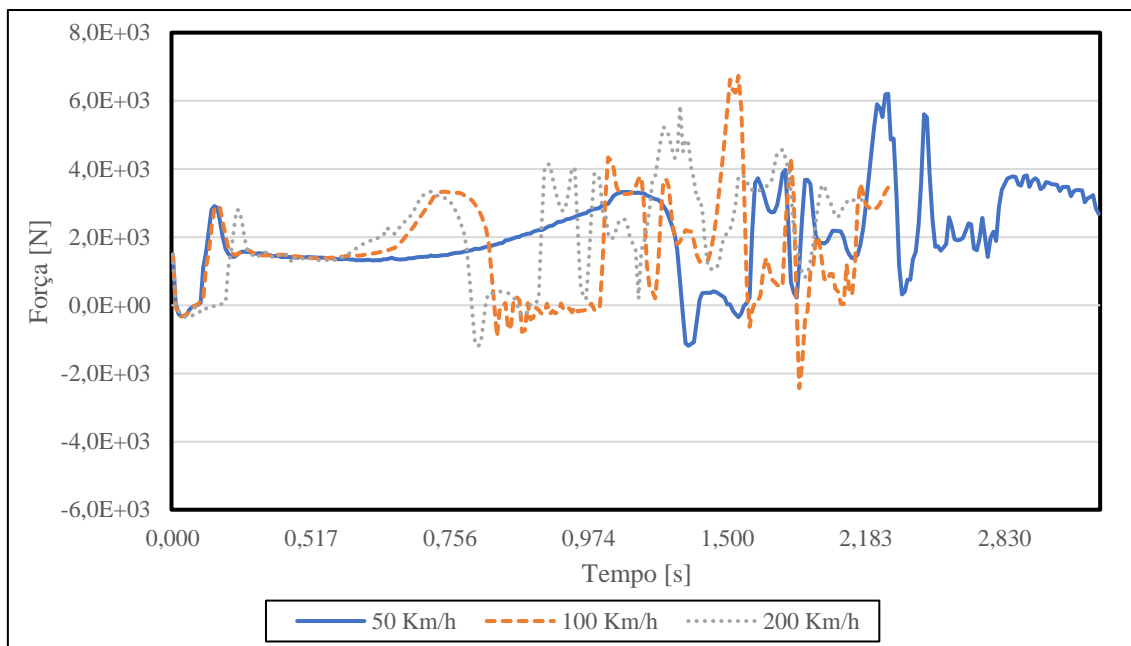


Gráfico 21 - Análise da mudança de direção do veículo com elevação nas curvas - variação da força de reação do lado esquerdo, da suspensão traseira.

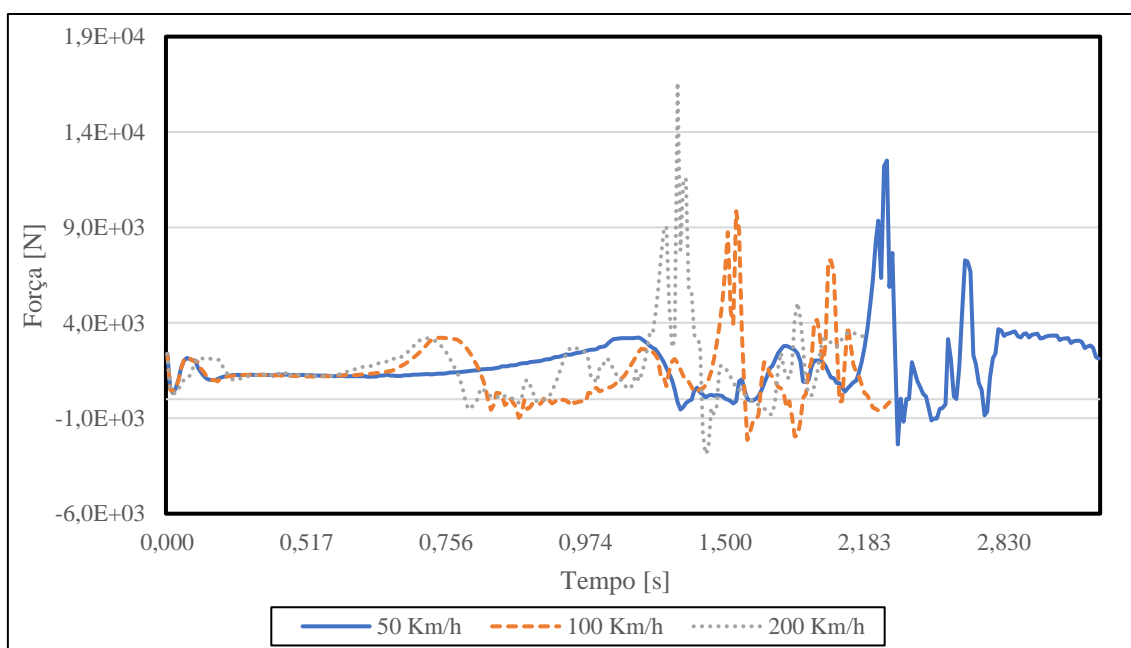


Gráfico 22 - Análise da mudança de direção do veículo com elevação nas curvas - variação da força de reação do lado direito, da suspensão traseira.

Por fim, estudou-se então a variação da posição do centro de massa do veículo ao longo do tempo. Neste caso, analisou-se tanto a sua posição na direção do eixo Y (lateral), como na direção do eixo Z (vertical). Os resultados obtidos podem ser verificados nos Gráficos 23 e 24, respectivamente.

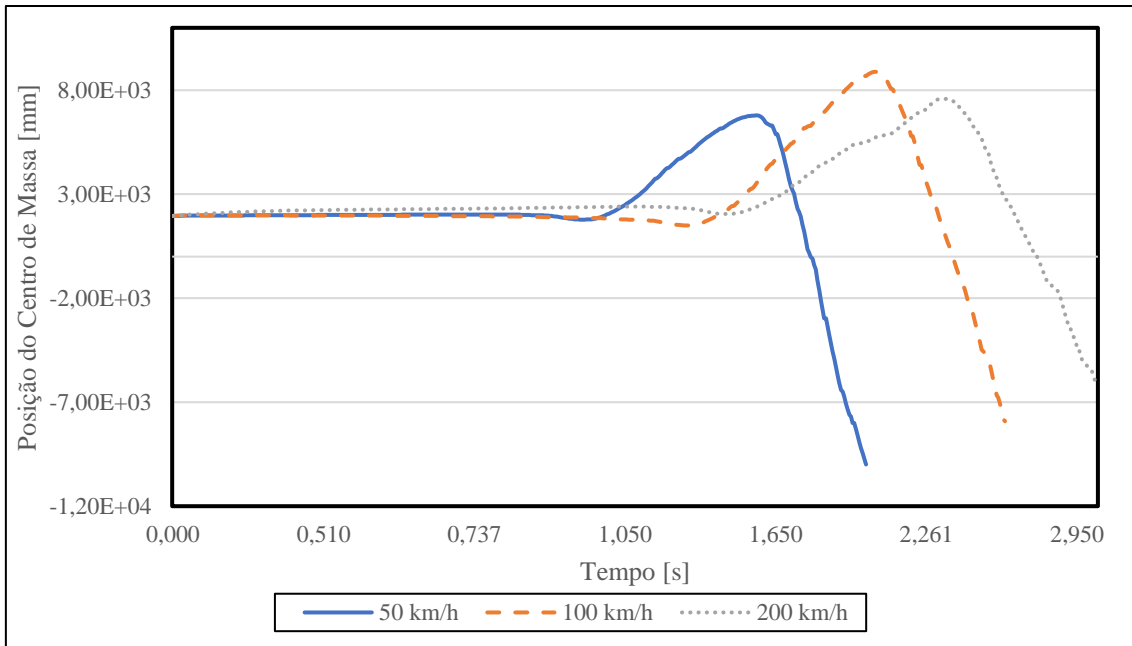


Gráfico 23 - Análise da mudança de direção do veículo com elevação nas curvas - variação da posição do centro de massa do veículo na direção do eixo Z (lateral).

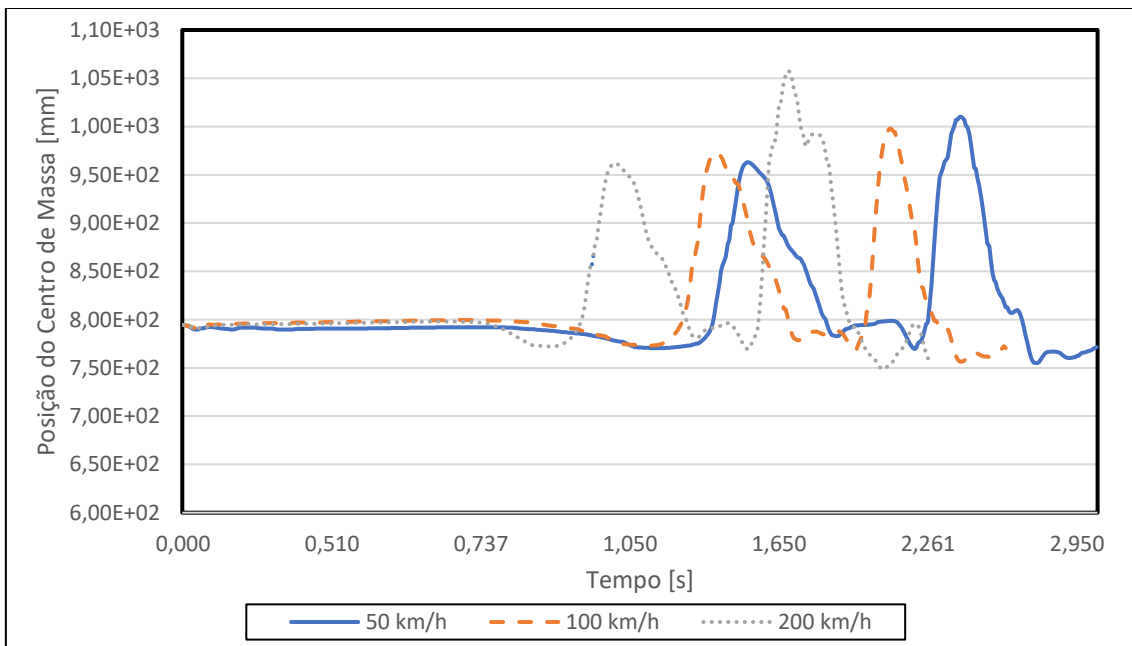


Gráfico 24 - Análise da mudança de direção do veículo com elevação nas curvas - variação da posição do centro de massa do veículo na direção do eixo Y (Vertical).

Ao analisar os Gráficos 15 e 16, e comparando-os com os Gráficos 17 e 18, verifica-se que ainda existe algum constrangimento na variação do comprimento das molas dianteiras, uma vez que a amplitude de compressão-descompressão é inferior, comparativamente às molas da suspensão traseira. Contudo, considera-se que este foi o melhor resultado possível.

Apesar disto, é possível verificar que, tanto nas molas dianteiras como nas traseiras, o comportamento de cada lado do veículo é bastante similar. Aplicando a mesma análise da simulação dinâmica anterior, nesta simulação também se averigua que, no instante em que o veículo sofre compressão num dos lados, o oposto sofre uma compressão praticamente equivalente.

No que toca às forças de reação, estas seguem a mesma lógica da variação do comprimento das molas. Ao analisar os Gráficos 19 a 22, verifica-se que, no instante em que o veículo muda de direção e passa pela elevação da superfície, existe uma grande amplitude de valores das forças de reação das suspensões, em ambos os lados do veículo.

Por último, com os Gráficos 23 e 24, é possível analisar a variação da posição do centro de massa do veículo na direção Y (lateral) e Z (vertical), respetivamente, ao longo da simulação. É de notar que, a partir do Gráfico 23, compreende-se que quanto maior for a velocidade, maior será a variação da posição do centro de massa na direção lateral, o que indica que ocorre escorregamento lateral do veículo. Isto permite concluir que, quanto maior for a velocidade do veículo, mais difícil será a manobrabilidade do veículo numa situação extrema como esta. No entanto, é possível assegurar que este veículo cumpre a rota pretendida, até um máximo de 200 km/h.

Página deixada propositadamente em branco

7. Conclusões e Desenvolvimentos Futuros

7.1. Conclusões

A análise estrutural do chassis e suspensão deste veículo automóvel, nas suas vertentes estática e dinâmica, permitiu observar o comportamento destes componentes, perante diversas situações.

A partir do levantamento de dados (Capítulo 3), que foi efetuado por Milho [4], foi possível criar um modelo CAD do chassis, no *SolidWorks*, dando assim origem ao modelo utilizado durante o desenvolvimento do presente trabalho. Nesta modelação, teve-se em consideração as propriedades geométricas da estrutura, no que toca aos diferentes elementos que a constituem. Deste modo, foi possível assegurar que o modelo digital seria bastante próximo do físico. Contudo, para efetuar esta confirmação, utilizou-se um modelo CAD antigo, previamente desenvolvido pelo autor supracitado, no *software Ansys Workbench*, sobre o qual existia também uma simulação computacional, relativa a um estudo de frequências naturais e modos de vibração. De forma a validar o novo modelo CAD do chassis, criou-se um estudo do mesmo tipo, com recurso ao *SolidWorks Simulation*. Após se configurar os dois estudos de forma idêntica, no que diz respeito a elementos estruturais, malha de elementos finitos, condições de fronteira, entre outras parametrizações de simulação, foi possível verificar os resultados obtidos. Ao efetuar uma análise percentual de desvio entre os valores obtidos nos dois *softwares*, verificou-se que o maior desvio obtido ocorre no sétimo modo de vibração, com um valor de, aproximadamente, 8,8%, sendo que os desvios obtidos entre os restantes modos de vibração são, consideravelmente, menores. Com isto, é possível assegurar que o modelo CAD, desenvolvido no *SolidWorks*, apresenta uma confiança superior a 91%.

Uma vez verificado o modelo CAD do chassis, é então possível explorar o seu comportamento perante outras situações. Assim, realizou-se uma análise estática a esta estrutura, onde se sujeitou esta modelação a um estudo de rigidez torsional e outro de resistência estrutural, ambos no *SolidWorks Simulation*. No primeiro, a estrutura encontra-se encastrada nos dois pontos de apoio da suspensão traseira, com uma força de 1000 N, aplicado em cada um dos pontos de apoio da suspensão dianteira, com sentidos contrários. Com isto, foi possível concluir que, para o chassis sofrer uma deformação equivalente a 1°, é necessário que o binário aplicado tenha uma magnitude de 238,856 N.m. Já no segundo estudo, aplicou-se constrangimentos de apoio fixo aos nós de apoio das suspensões dianteira e traseira. Com a componente da força gravítica ativa nesta simulação e tendo em conta os elementos de massa estrutural aplicados na estrutura, verificou-se o seu comportamento relativamente à carga gravitacional, originada por todos os componentes que estão acoplados ao chassis. Nesta simulação, concluiu-se que a tensão máxima da estrutura ocorre num elemento de viga, com um valor máximo de 144 MPa. Ao proceder a uma avaliação

do coeficiente de segurança, averiguou-se que o mesmo tem um valor mínimo de 1,74, o que significa que a estrutura é considerada como segura, uma vez que, para um chassis de um automóvel, o fator de segurança deve ser superior a 1,5 para as condições supracitadas [36]. Por último, analisou-se ainda a deformação resultante, podendo concluir que a mesma tem um valor máximo de 0,383 mm, considerando-o como irrisório.

Antes de se iniciar a componente dinâmica, da análise estrutural do veículo, à semelhança do que foi efetuado para a criação do modelo CAD do chassis, a partir do levantamento de dados (Capítulo 3), foi também possível modelar os componentes das suspensões dianteira e traseira. Para além disto, foi também necessário modelar os pneus, de acordo com as especificações presentes no Capítulo 3. Uma vez concluída esta fase, passou-se à montagem das suspensões e, posteriormente, à sua integração no chassis, por via de diferentes tipos de juntas cinemáticas. No final, obteve-se um modelo 3D representativo do veículo (chassis + suspensão), que foi utilizado no estudo de movimento.

Na análise dinâmica do veículo, com recurso ao *SolidWorks Motion*, o sistema de corpos múltiplos foi submetido a diferentes situações, dando assim a possibilidade de analisar a sua estabilidade e manobrabilidade face, tanto a variações de altura no solo, bem como mudanças de direção. Foram realizados três estudos dinâmicos, para as velocidades de 50 km/h, 100 km/h e 200 km/h, em que foram averiguados três parâmetros distintos: a variação do comprimento das molas das suspensões dianteira e traseira; a variação da força de reação em ambas as suspensões; e a variação da posição do centro de massa do veículo.

No primeiro, estudou-se o comportamento do sistema quando o veículo se desloca, com todas as rodas, sobre duas rampas de 100 mm de altura. Dos resultados aqui mostrados é possível verificar que, tanto a suspensão dianteira como a traseira, apresentam comportamentos bastante semelhantes, tanto no que toca à variação do comprimento da mola, como a variação da força de reação. Para além disto, concluiu-se ainda que quanto maior for a velocidade, maiores serão as variações destes parâmetros.

Relativamente ao segundo estudo dinâmico, averiguou-se o desempenho do veículo quando este se desloca, alternadamente, com as rodas do lado direito e, de seguida, com as rodas do lado esquerdo, sobre duas rampas não simétricas com 100 mm de altura. Nesta simulação verificou-se que, apesar do comportamento de todas as molas ser idêntico, tanto a variação do comprimento, como as forças de reação, nas molas dianteiras é maior do que nas molas traseiras.

Em relação à variação da posição do centro de massa do veículo, na direção do eixo Y (vertical), nestes dois estudos dinâmicos, é possível verificar que, quanto maior for a velocidade de deslocamento do sistema, menor será a altura atingida pelo centro de massa.

Por fim, na terceira simulação dinâmica, analisou-se o comportamento do veículo quando este se desloca num troço com uma curva à direita, seguida de uma contracurva. Para além disto, cada curva possui inclinação, crescente do sentido da parte interna para a parte externa da mesma. Neste estudo, foi necessário adicionar um novo tipo de *mate*, no *SolidWorks Motion*, o “*Path Mate*”. Para a sua configuração, foi necessário criar uma linha representativa da trajetória que o veículo deve seguir. Esta junta cinemática foi aplicada a dois vértices do cubo da roda da suspensão do lado direito, de forma que as rodas dianteiras alterassem o seu ângulo de viragem de acordo com a rota definida.

Este *mate* impõe a principal limitação desta simulação, que será o constrangimento da suspensão dianteira do lado direito, uma vez que, ao seleccionar a linha previamente definida para a rota, bem como os vértices do cubo, estes elementos permanecem coincidentes durante toda a simulação. Desta forma, a compressão desta suspensão poderá reproduzir resultados com algum desvio. Ao longo do processo iterativo desta simulação, a configuração deste *mate* foi também estabelecida entre a linha e um vértice do chassis. Contudo, concluiu-se que esta não seria uma alternativa viável, uma vez que, ao pedir ao *software* que considerasse esse mesmo vértice e a linha definida, como coincidentes durante toda a simulação, iria haver um comprometimento das quatro suspensões. Desta forma, após várias iterações deste estudo dinâmico, concluiu-se que a melhor alternativa seria então usar os vértices do cubo da roda da suspensão dianteira do lado direito, uma vez que se iria minimizar o constrangimento de quatro para apenas uma suspensão. Com isto, passa a ser possível analisar o comportamento das restantes suspensões do veículo, uma vez que se encontram sem qualquer restrição.

A partir da análise à variação do comprimento das molas das suspensões, bem como das forças de reação, verificou-se que tanto as dianteiras como as traseiras, apresentam comportamentos bastante idênticos. No instante em que o veículo sofre compressão num dos lados, o oposto sofre uma compressão praticamente equivalente.

Ao observar a variação da posição do centro de massa do veículo na direção Z (lateral), percebe-se que, quanto maior for a velocidade, maior será a variação desta posição, o que indica que ocorre escorregamento lateral do veículo. Com isto, é possível concluir que quanto maior for a velocidade a que o sistema se desloca, mais difícil será a sua manobrabilidade. A ausência de rigidez nas molas da suspensão traseira não favorece uma resposta rápida do veículo perante as solicitações de mudança de direção. Isto faz com que o eixo traseiro se torne escorregadio, podendo o veículo entrar facilmente em “pião”. Para além disto, o facto da distribuição de massas se acentuar mais sobre este eixo, favorece esta situação. Contudo, é possível assegurar que, até um máximo de 200 km/h, o veículo cumpre a rota pretendida.

A nível de suspensão, o veículo demonstra assim um tipo de suspensão com pouca rigidez, apropriada para a circulação em terrenos irregulares, mantendo a estabilidade do sistema. No entanto, é pouco apropriada à condução em curva, devido à tendência de escorregamento do eixo traseiro, o que dificulta a manobrabilidade do veículo, embora a mesma seja possível.

Com tudo isto, considera-se que o primeiro objetivo principal, de desenvolver uma análise estrutural de um chassis e de uma suspensão de um veículo automóvel, foi alcançado, uma vez que foram estudadas diversas situações, nas vertentes estática e dinâmica.

Como conclusão final, verificou-se que a utilização das ferramentas numéricas demonstrou ser um processo eficaz na análise dinâmica do veículo do ponto de vista estrutural e de estabilidade. Desta forma, é possível considerar que o segundo objetivo principal deste trabalho de projeto foi atingido, uma vez que se demonstrou que, tanto o *SolidWorks Simulation*, como o *SolidWorks Motion*, são capazes de satisfazer as necessidades de uma análise estrutural deste tipo.

7.2. Desenvolvimentos Futuros

Na perspetiva de trabalhos futuros, propõe-se a inclusão das barras de torção presentes neste veículo, nas suspensões dianteira e traseira. Estes elementos desempenham um papel importante na absorção de choques e na estabilidade do veículo, melhorando assim o desempenho das suspensões.

Outra proposta, seria o desenvolvimento de novos modelos CAD, dos diferentes componentes das suspensões, desta vez numa versão o mais idêntica possível aos componentes físicos. Isto poderá influenciar os resultados obtidos nas simulações dinâmicas. Para além disto, utilizando as forças de reação provenientes do estudo dinâmico, passa a existir a hipótese de estudar os mecanismos das suspensões num domínio estático, de forma verificar o seu comportamento relativamente às cargas aplicadas.

Ainda na vertente estática, sugere-se também o estudo do chassis deste veículo, em situações de choques frontais e laterais. Contudo, esta análise passaria a ser feita no domínio plástico, em vez de elástico.

Por fim, em relação à metodologia utilizada na análise de corpos múltiplos, estes corpos foram considerados como rígidos. Uma alternativa seria o estudo deste sistema segundo uma metodologia de corpos flexíveis, onde a estrutura do chassis passaria a ser considerada como flexível. Deste modo, os resultados das simulações dinâmicas passam a ter um maior realismo, uma vez que o aumento das velocidades e forças de reação a que o veículo está sujeito, levaria a que, parâmetros como a rigidez torsional, fossem considerados através da flexibilidade da estrutura.

8. Bibliografia

- [1] “Ansys Workbench - Versão 2023.” Acedido em: 12 de Setembro de 2023. [Online]. Disponível: <https://www.ansys.com/products/ansys-workbench>
- [2] Dassault Systèmes, “SolidWorks Simulation - Versão 2022-2023.” Acedido em: 12 de Setembro de 2023. [Online]. Disponível: <https://www.solidworks.com/>
- [3] Dassault Systèmes, “SolidWorks Motion - Versão 2022-2023.” Acedido em: 12 de Setembro de 2023. [Online]. Disponível: <https://www.solidworks.com/>
- [4] J. Milho, “Dinâmica Computacional do Veículo ‘Lancia Stratos,’” Instituto Superior Técnico, Lisboa, 1995.
- [5] A. Agarwal and L. Mthembu, “Structural analysis and weight optimization of automotive chassis by Latin hypercube sampling using metal matrix composites,” *Mater Today Proc*, vol. 60, pp. 2132–2140, Jan. 2022, doi: 10.1016/j.matpr.2022.02.059.
- [6] G. Genta and L. Morello, *The Automotive Chassis*, vol. 1. 2009. [Online]. Disponível: www.TechnicalBooksPDF.com
- [7] K.-H. Chang, *E-Design: Computer-Aided Engineering Design*. 2015.
- [8] M. Nordlund, S. G. Kim, D. Tate, T. Lee, and H. Oh, “Axiomatic Design: Making the Abstract Concrete,” in *Procedia CIRP*, Elsevier B.V., 2016, pp. 216–221. doi: 10.1016/j.procir.2016.04.146.
- [9] J. M. J. Becker and W. W. Wits, “Enabling lean design through computer aided synthesis: The injection moulding cooling case,” in *Procedia CIRP*, Elsevier B.V., 2015, pp. 260–264. doi: 10.1016/j.procir.2015.08.057.
- [10] J. G. Persson, “Current Trends in Product Development,” in *Procedia CIRP*, Elsevier B.V., 2016, pp. 378–383. doi: 10.1016/j.procir.2016.05.088.
- [11] R. Verganti, “Leveraging on systemic learning to manage the early phases of product innovation projects,” *R and D Management*, vol. 27, no. 4, pp. 377–392, 1997, doi: 10.1111/1467-9310.00072.
- [12] V. P. Seidel and S. O’Mahony, “Managing the repertoire: Stories, metaphors, prototypes, and concept coherence in product innovation,” *Organization Science*, vol. 25, no. 3, pp. 691–712, 2014, doi: 10.1287/orsc.2013.0879.
- [13] S. Börjesson, M. Elmquist, and S. Hooge, “The challenges of innovation capability building: Learning from longitudinal studies of innovation efforts at Renault and Volvo Cars,” *Journal of Engineering and Technology Management - JET-M*, vol. 31, no. 1, pp. 120–140, Jan. 2014, doi: 10.1016/j.jengtecman.2013.11.005.

- [14] C. W. Elverum, T. Welo, and M. Steinert, "THE FUZZY FRONT END: CONCEPT DEVELOPMENT IN THE AUTOMOTIVE INDUSTRY," 2014. [Online]. Available: <http://www.asme.org/about-asme/terms-of-use>
- [15] H. Plattner, C. Meinel, and L. Leifer, *Design Thinking Research - Measuring Performance in Context*. 2012. Acedido em: 5 de Maio de 2023. [Online]. Disponível: <http://www.springer.com/series/8802>
- [16] F. A. Paker, C. Alppay, and B. Sertyesilisik, "Determination AHP Analysis of the Virtual Stage-Gate Process in the Global Scale Automotive Design," *World Journal of Engineering and Technology*, vol. 06, no. 04, pp. 929–945, 2018, doi: 10.4236/wjet.2018.64062.
- [17] S. Nandhakumar, S. Seenivasan, A. M. Saalih, and M. Saifudheen, "Weight optimization and structural analysis of an electric bus chassis frame," in *Materials Today: Proceedings*, Elsevier Ltd, 2020, pp. 1824–1827. doi: 10.1016/j.matpr.2020.07.404.
- [18] P. Costa, "Modelling and structural analysis on numerical simulation of a car chassis," Universidade de Aveiro, 2020.
- [19] A. MohammedN, A. Krishnan, A. R. Nair, and P. Sreedharan, "Design, Analysis, Fabrication and Testing of a Formula Car Chassis," 2018. [Online]. Disponível: www.sciencedirect.com/www.materialstoday.com/proceedings
- [20] D. Patel, V. Jasani, D. Shah, and A. Lakdawala, "Design and FE analysis of chassis for solar powered vehicle," *Mater Today Proc*, vol. 62, pp. 1626–1631, Jan. 2022, doi: 10.1016/j.matpr.2022.04.137.
- [21] I. A. Majid, F. B. Laksono, H. Suryanto, and A. R. Prabowo, "Structural assessment of ladder frame chassis using FE analysis: A designed construction referring to ford AC cobra," in *Procedia Structural Integrity*, Elsevier B.V., 2021, pp. 35–42. doi: 10.1016/j.prostr.2021.10.006.
- [22] V. Chawla, P. Bhargava, and S. Verma, "Design, stimulation and fabrication of chassis of an FSAE female driven vehicle," in *Materials Today: Proceedings*, Elsevier Ltd, 2020, pp. 36–41. doi: 10.1016/j.matpr.2020.11.202.
- [23] O. Macneely, "Design and Analysis of a Monocoque Chassis for an Electric Formula SAE Vehicle," 2022.
- [24] I. T. Jiregna and G. Sirata, "A review of the vehicle suspension system," *Journal of Mechanical and Energy Engineering*, vol. 4, no. 2, pp. 109–114, Nov. 2020, doi: 10.30464/jmee.2020.4.2.109.
- [25] A. Goodarzi and A. Khajepour, "Vehicle Suspension System Technology and Design," 2017. Acedido em: 13 de Maio de 2023. [Online]. Disponível: <http://store.morganclaypool.com>

- [26] F. Beltran-Carbajal, A. Valderrabano-Gonzalez, A. Favela-Contreras, J. L. Hernandez-Avila, I. Lopez-Garcia, and R. Tapia-Olvera, "An active vehicle suspension control approach with electromagnetic and hydraulic actuators," *Actuators*, vol. 8, no. 2, Jun. 2019, doi: 10.3390/act8020035.
- [27] N. D, "1973-1978 Lancia Stratos HF Stradale." Acedido em: 11 de Maio de 2023. [Online]. Disponível: <https://www.supercars.net/blog/1973%E2%86%921978-lancia-stratos-hf-stradale/>
- [28] TOM HARTLEY JNR, "1974 LANCIA STRATOS HF STRADALE." Acedido em: 15 de Maio de 2023. [Online]. Disponível: <https://www.tomhartleyjnr.com/car/previously-sold/1974/lancia/stratos-hf-stradale/70827/>
- [29] D. Sugaris, "Lancia Stratos HF – Ferocious Rallying Performance." Acedido em: 15 de Maio de 2023 [Online]. Disponível: <https://sportscardigest.com/lancia-stratos-hf/>
- [30] A. C. D'ITALIA, "FEDERATION INTERNATIONALE DE L'AUTOMOBILE (FIA) - Scheda di Omologazione," 1974
- [31] Oltre I Muri, "Lancia Stratos: la storia di un'icona rally." Acedido em: 14 de Maio de 2023 [Online]. Disponível: <https://www.oltreimuri.blog/il-mito-stratos/>
- [32] D. V. Hutton, *Fundamentals of finite element analysis*. 2004.
- [33] K.-H. Chang, "Introduction to e-Design," in *Product Performance Evaluation with CAD/CAE*, Elsevier, 2013, pp. 1–41. doi: 10.1016/b978-0-12-398460-9.00001-9.
- [34] W. Schiehlen, "Multibody System Dynamics: Roots and Perspectives," Kluwer Academic Publishers, 1997.
- [35] The Engineering Toolbox, "Fuels - Densities and Specific Volumes." Acedido em: 14 de Maio de 2023. [Online]. Disponível: https://www.engineeringtoolbox.com/fuels-densities-specific-volumes-d_166.html
- [36] A. Wikarta and Y. Aditya Yudha, "Stress Analysis of Solar Electric Bus Chassis Using Finite Element Method," 2020. Acedido em: 4 de Setembro de 2023 [Online]. Disponível: <https://iptek.its.ac.id/index.php/jmes>
- [37] A. Grier, "Coffin Spoke Lancia & Ferrari Wheels." Acedido em: 5 de Setembro de 2023. [Online]. Disponível: <https://grabcad.com/library/coffin-spoke-lancia-ferrari-wheels-1>
- [38] EasyCalculation.com, "RPM to km/hr Conversion Formula." Acedido em: 12 de Setembro de 2023. [Online]. Disponível: <https://www.easycalculation.com/formulas/rpm-conversion.html>
- [39] ultimateSPECS, "Lancia Stratos HF Stradale Specs." Acedido em: 1 de Setembro de 2023 [Online]. Disponível: <https://www.ultimatespecs.com/car-specs/Lancia/18585/Lancia-Stratos-HF-Stradale.html>

[40] The Engineering ToolBox, "Friction - Friction Coefficients and Calculator." Acedido em: 1 de Setembro de 2023. [Online]. Disponível: https://www.engineeringtoolbox.com/friction-coefficients-d_778.html

Anexos

Anexo 1 – Coordenadas xyz dos nós do chassis.

Nó	x	y	z	Nó	x	y	z	Nó	x	y	z	Nó	x	y	z	Nó	x	y	z	Nó	x	y	z
1	0	-0,6	0	48	0,12	0,48	0	95	0,68	0,4	0	142	-0,5	-0,5	0,6	189	0,62	-0,5	0,44	236	0,1	0,32	0,8
2	-0,3	-0,6	0	49	0,23	0,48	0	96	0,82	0,34	0	143	-0,5	-0,1	0,6	190	0,72	-0,4	0,44	237	-0,5	0,5	0,8
3	-0,1	-0,6	0	50	0,35	0,48	0	97	0,96	0,34	0	144	-0,5	-0,3	0,6	191	0,62	-0,6	0,44	238	-0,4	0,46	0,8
4	-0,5	-0,6	0	51	0,12	0,32	0	98	1,06	0,34	0	145	-0,5	-0,4	0,6	192	0,62	0,54	0,44	239	-0,3	0,42	0,8
5	-0,5	-0,5	0	52	0,23	0,32	0	99	1,06	0,22	0	146	-0,5	-0,6	0,6	193	0,62	0,34	0,44	240	-0,1	0,38	0,8
6	-0,5	-0,3	0	53	0,35	0,32	0	100	0,59	0,15	0	147	0,96	0	0,36	194	0,62	0,64	0,44	241	-0,9	-0,5	0,45
7	-0,5	-0,2	0	54	0,12	0,16	0	101	0,59	0,3	0	148	0,96	-0,2	0,36	195	0,82	0,34	0,44	242	-0,7	-0,5	0,3
8	-0,5	0	0	55	0,23	0,16	0	102	0,58	0,42	0	149	0,96	0,17	0,36	196	0,72	0,44	0,44	243	-0,6	-0,5	0,15
9	0	0	0	56	0,35	0,16	0	103	0,96	0,22	0	150	-1,2	-0,5	0,6	197	0,62	0	0,44	244	-0,9	0,5	0,45
10	-0,3	0	0	57	0,46	-0,6	0	104	0,72	0,14	0	151	-1,2	0	0,6	198	0,62	0,17	0,44	245	-0,7	0,5	0,3
11	-0,2	0	0	58	0,46	-0,5	0	105	0,72	0,28	0	152	-1,2	-0,4	0,6	199	0,62	-0,2	0,44	246	-0,6	0,5	0,15
12	0	-0,5	0	59	0,46	-0,3	0	106	0,82	0,22	0	153	-1,2	-0,3	0,6	200	0,62	-0,6	0,33	247	-0,7	-0,5	0,7
13	0	-0,3	0	60	0,46	-0,2	0	107	0,82	0,11	0	154	-1,2	-0,1	0,6	201	0,62	-0,6	0,22	248	-0,7	0,5	0,7
14	0	-0,2	0	61	0,35	-0,6	0	108	0,96	-0,3	0,36	155	-1,2	0,5	0,6	202	0,62	-0,6	0,11	249	-0,5	-0,6	0,7
15	-0,2	-0,5	0	62	0,23	-0,6	0	109	0,96	-0,3	0,26	156	-1,2	0,38	0,6	203	0,62	0,64	0,33	250	-0,5	0	0,8
16	-0,3	-0,5	0	63	0,12	-0,6	0	110	0,96	-0,3	0,26	157	-1,2	0,25	0,6	204	0,62	0,64	0,22	251	-0,5	-0,3	0,8
17	-0,3	-0,2	0	64	0,12	-0,5	0	111	0,96	-0,3	0,44	158	-1,2	0,13	0,6	205	0,62	0,64	0,11	252	-0,5	0,25	0,8
18	-0,2	-0,2	0	65	0,23	-0,5	0	112	1,1	-0,3	0,26	159	-1	-0,5	0,6	206	-0,5	-0,6	0,45	253	-0,5	0,57	0,7
19	-0,3	-0,3	0	66	0,35	-0,5	0	113	1,1	-0,3	0,34	160	-1,1	-0,5	0,6	207	-0,5	-0,6	0,3	254	-1,2	0,45	0,45

Nó	x	y	z	Nó	x	y	z	Nó	x	y	z	Nó	x	y	z	Nó	x	y	z	Nó	x	y	z
20	-0,2	-0,3	0	67	0,12	-0,3	0	114	1,1	-0,3	0,26	161	-0,9	-0,5	0,6	208	-0,5	-0,6	0,15	255	-1,2	0,4	0,3
21	-0,5	0,15	0	68	0,23	-0,3	0	115	0,96	0,32	0,26	162	-0,7	-0,5	0,6	209	-0,5	0,64	0,45	256	-1,3	0,35	0,15
22	0	0,64	0	69	0,35	-0,3	0	116	1,1	0,32	0,26	163	-1	0,5	0,6	210	-0,5	0,64	0,3	257	-1,2	-0,5	0,45
23	0	0,48	0	70	0,12	-0,2	0	117	1,1	0,34	0,26	164	-1,1	0,5	0,6	211	-0,5	0,64	0,15	258	-1,2	-0,4	0,3
24	0	0,32	0	71	0,23	-0,2	0	118	0,96	0,34	0,26	165	-0,9	0,5	0,6	212	-0,3	-0,6	0,34	259	-1,3	-0,4	0,15
25	0	0,16	0	72	0,35	-0,2	0	119	1,1	0,34	0,34	166	-0,7	0,5	0,6	213	-0,4	-0,6	0,47	260	-1,4	0,35	0,15
26	-0,3	0,64	0	73	0,82	0	0	120	0,96	0,34	0,36	167	1,54	-0,3	0,08	214	-0,3	-0,6	0,17	261	-1,5	0,35	0,15
27	-0,1	0,64	0	74	1,06	0	0	121	0,96	0,34	0,44	168	1,66	-0,3	0	215	-0,3	0,64	0,34	262	-1,4	-0,4	0,15
28	-0,5	0,64	0	75	0,94	0	0	122	1,1	0	0,26	169	1,66	0	0	216	-0,4	0,64	0,47	263	-1,5	-0,4	0,15
29	-0,5	0,5	0	76	1,06	-0,3	0	123	1,1	-0,1	0,26	170	1,66	-0,2	0	217	-0,3	0,64	0,17	264	1,25	0	0,16
30	-0,5	0,3	0	77	1,06	-0,2	0	124	1,1	0,15	0,26	171	1,66	0,34	0	218	0	-0,3	0,8	265	0,96	0	0,13
31	-0,3	0,16	0	78	0,96	-0,3	0	125	-1,3	0,3	0	172	1,66	0,17	0	219	0,36	-0,5	0,52	266	-0,6	-0,2	0
32	-0,2	0,16	0	79	0,82	-0,3	0	126	-1,3	0	0	173	1,54	0,34	0,08	220	0,18	-0,4	0,66	267	-1,2	-0,2	0
33	-0,2	0,48	0	80	0,68	-0,4	0	127	-1,3	0,15	0	174	1,21	0,34	0,28	221	0	0,34	0,8	268	-0,7	-0,6	0
34	-0,3	0,48	0	81	0,62	-0,5	0	128	-1,3	-0,1	0	175	1,32	0,34	0,21	222	0,36	0,48	0,52	269	-0,6	-0,6	0
35	-0,3	0,32	0	82	0,62	-0,6	0	129	-1,3	-0,3	0	176	1,43	0,34	0,15	223	0,18	0,41	0,66	270	-0,7	-0,5	0
36	-0,2	0,32	0	83	0,58	0	0	130	-0,8	0,3	0	177	1,21	-0,3	0,28	224	0,49	0,56	0,48	271	-0,6	0,57	0
37	0,46	0	0	84	0,7	0	0	131	-1,1	0,3	0	178	1,32	-0,3	0,21	225	0,49	-0,6	0,48	272	-0,7	0,5	0
38	0,12	0	0	85	0,96	-0,2	0	132	-0,7	0,3	0	179	1,43	-0,3	0,15	226	-0,5	-0,5	0,8	273	-0,7	0,64	0
39	0,23	0	0	86	0,58	-0,1	0	133	-1,1	-0,3	0	180	1,4	-0,3	0,06	227	-0,4	-0,5	0,8	274	-0,5	-0,6	0,45

Nó	x	y	z	Nó	x	y	z	Nó	x	y	z	Nó	x	y	z	Nó	x	y	z	Nó	x	y	z
40	0,35	0	0	87	0,7	-0,1	0	134	-0,7	-0,3	0	181	1,4	0	0,06	228	-0,3	-0,4	0,8	275	-0,5	-0,5	0,3
41	0,46	0,64	0	88	0,81	-0,1	0	135	-0,9	-0,3	0	182	1,4	-0,2	0,06	229	-0,1	-0,4	0,8	276	-0,5	-0,4	0,15
42	0,46	0,48	0	89	0,6	-0,3	0	136	-0,5	0,64	0,6	183	1,4	0,34	0,06	230	0,1	-0,3	0,8	277	-0,5	0,56	0,45
43	0,46	0,32	0	90	0,71	-0,2	0	137	-0,5	0,5	0,6	184	1,4	0,17	0,06	231	0,18	-0,3	0,8	278	-0,5	0,47	0,3
44	0,46	0,16	0	91	0,82	-0,2	0	138	-0,5	0	0,6	185	1,23	-0,3	0,03	232	0,18	0	0,8	279	-0,5	0,39	0,15
45	0,35	0,64	0	92	0,56	-0,4	0	139	-0,5	0,13	0,6	186	1,23	0,34	0,03	233	0,18	-0,1	0,8	280	1,01	0,32	0,26
46	0,23	0,64	0	93	0,62	0,64	0	140	-0,5	0,25	0,6	187	0,82	-0,3	0,44	234	0,18	0,26	0,8	281	1,01	-0,3	0,26
47	0,12	0,64	0	94	0,62	0,54	0	141	-0,5	0,38	0,6	188	0,62	-0,3	0,44	235	0,18	0,13	0,8				

Anexo 2 – Características das Molas e Amortecedores. Adaptado de: [4].

Características das Molas da Suspensão Dianteira

Condições de Ensaio

- Ensaio realizado no Instituto de Engenharia de Estruturas, Território e Construção (ICIST);
- Ensaio de Compressão;
- Velocidade do ensaio 5 mm/min;
- Comprimento da mola não deformada: 230 mm.

Curva de Resposta

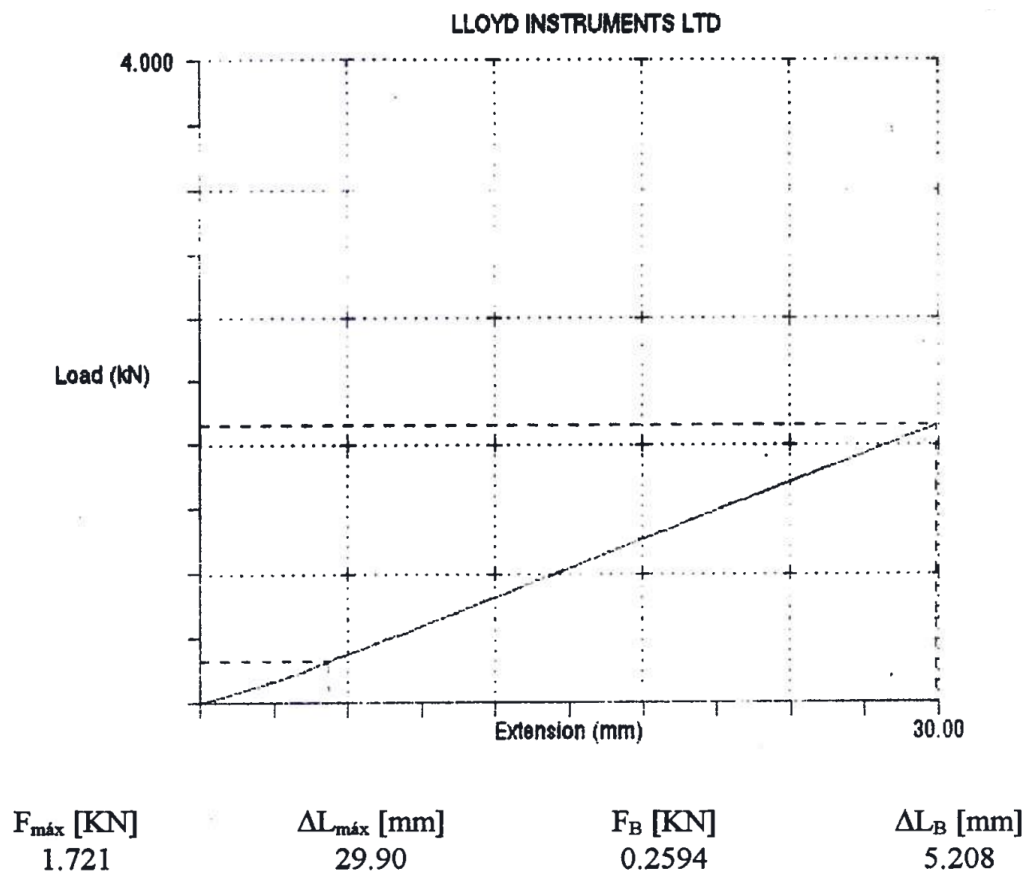


Figura 115 - Curva de resposta força-deslocamento das molas da suspensão dianteira.

Características das Molas da Suspensão Dianteira

- Constante de Rigidez: 57559 N/m;
- O início do comportamento linear ocorre aos 1721 N e o deslocamento máximo é de 29,9 mm.

Características das Molas da Suspensão Traseira

Condições de Ensaio

- Ensaio realizado no Instituto de Engenharia de Estruturas, Território e Construção (ICIST);
- Ensaio de Compressão;
- Velocidade do ensaio 100 mm/min;
- Comprimento da mola não deformada: 345 mm.

Curva de Resposta

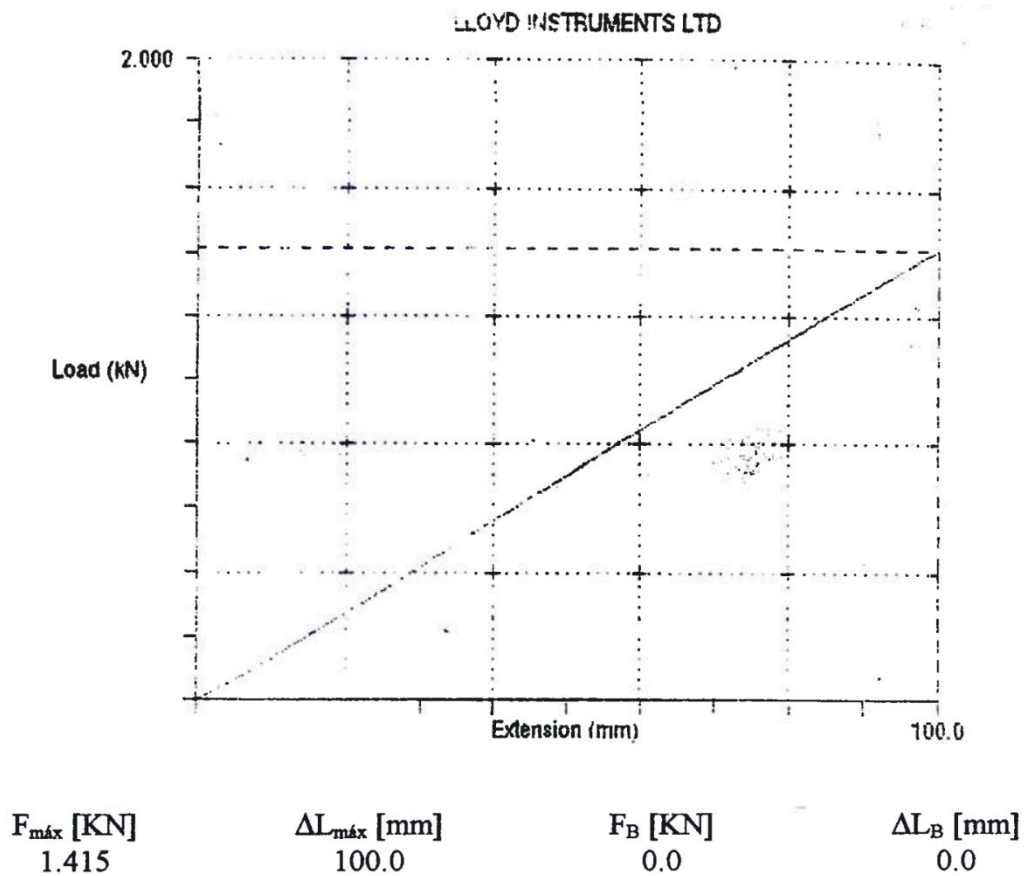


Figura 116 - Curva de resposta força-deslocamento das molas da suspensão traseira.

Características das Molas da Suspensão Dianteira

- Constante de Rigidez: 14150 N/m;
- Apresenta um comportamento linear.

Características dos Amortecedores da Suspensão Dianteira

Condições de Ensaio

- Ensaio realizado na KONI Portugal;
- Velocidade do ensaio 84 rpm;
- Vários ensaios realizados com diferentes afinações de pressão interna.

Curva de Resposta

Fator de escala da curva de resposta do amortecedor (Figura 117): 1 mm = 10 kgf

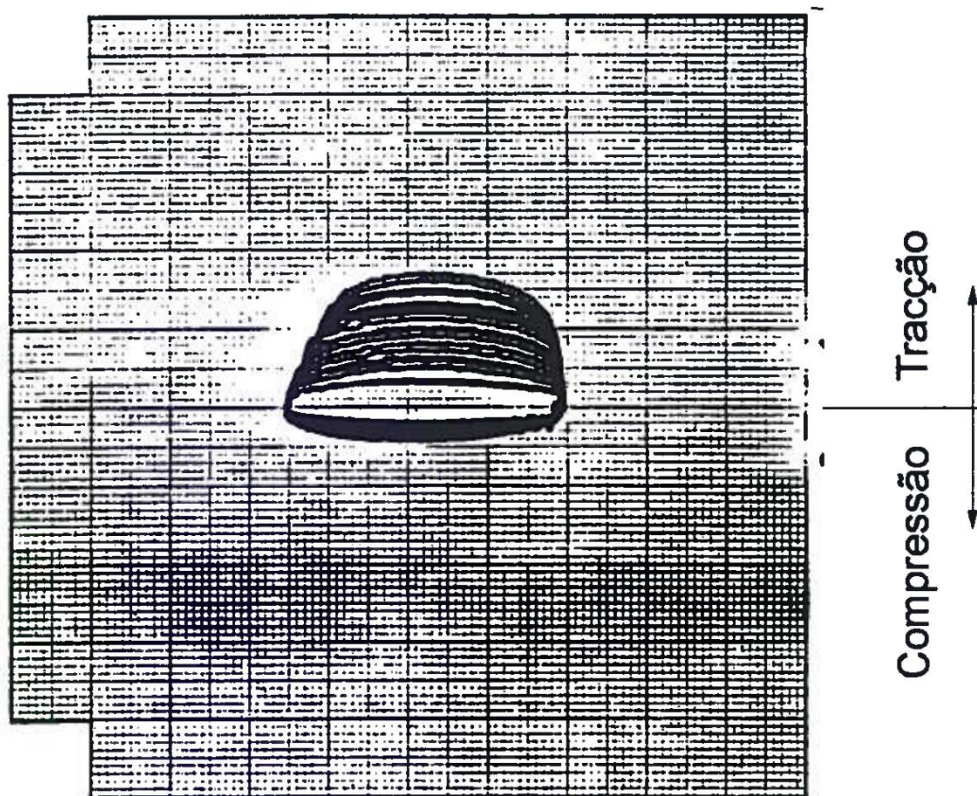


Figura 117 - Curva de resposta tração-compressão dos amortecedores da suspensão dianteira.

Características dos Amortecedores da Suspensão Dianteira

- Derivado das diferentes afinações de pressão interna durante os ensaios efetuados, foi obtida uma gama de valores para as constantes de amortecimento;
- Constante de amortecimento à tração: [3098 , 17555] Ns/m;
- Constante de amortecimento à compressão: [2065 , 4649] Ns/m.

Características dos Amortecedores da Suspensão Traseira

Condições de Ensaio

- Ensaio realizado na KONI Portugal;
- Velocidade do ensaio 84 rpm;

Curva de Resposta

Fator de escala da curva de resposta do amortecedor (Figura 118): 1 mm = 10 kgf

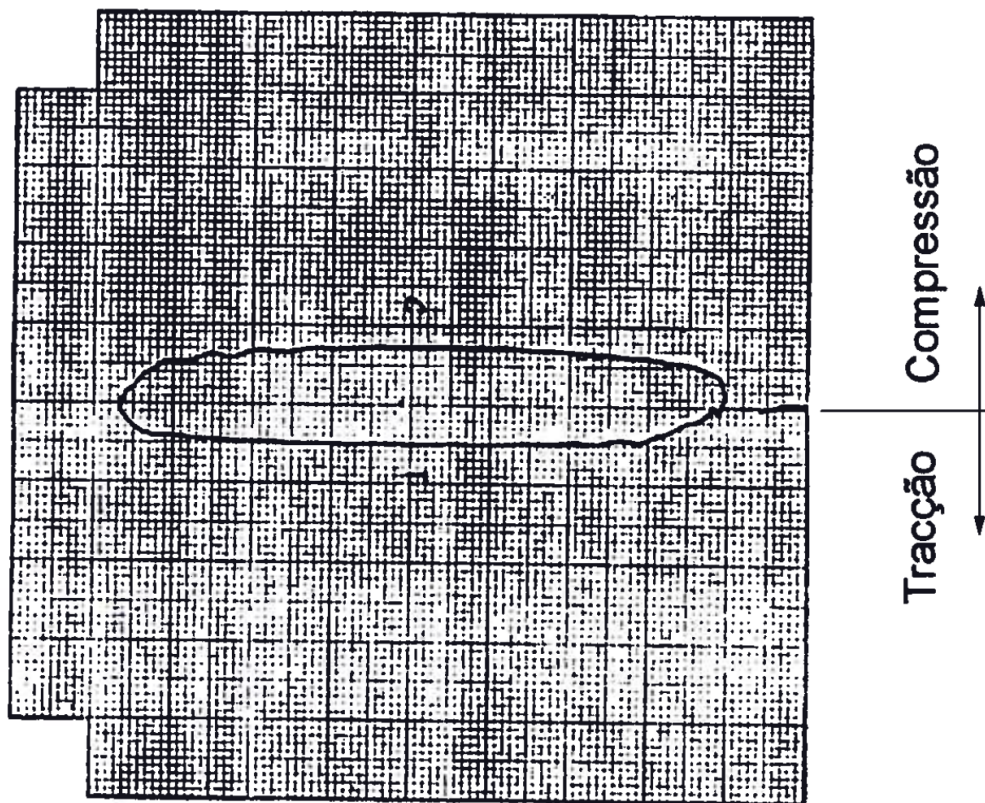


Figura 118 - Curva de resposta tração-compressão dos amortecedores da suspensão traseira.

Características dos Amortecedores da Suspensão Traseira

- Constante de amortecimento à tração: 2433 Ns/m;
- Constante de amortecimento à compressão: 3406 Ns/m.