

**Metodologias Integradas de CAD, CAE e PDM para o
Projeto de um Veículo de Competição**

Pedro Ferreira Sardinha Diogo de Matos

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em

Engenharia Mecânica

Orientadores: Prof. João Manuel Pereira Dias

Prof. Luís Alberto Gonçalves de Sousa

Júri

Presidente: Prof. João Orlando Marques Gameiro Folgado

Orientador: Prof. João Manuel Pereira Dias

Vogal: Prof. Paulo Jorge Pires Moita

Setembro 2020

Dedico este trabalho aos meus pais Helena e Carlos, ao meu irmão Manuel, à Inês, ao meu tio Nuno e aos meus avós Graça, Graciete, José e João.

Agradecimentos

Vários foram os apoios que me foram prestados ao longo do desenvolvimento desta dissertação, sem os quais não teria sido possível a concretização da mesma. Como tal, desejo exprimir o meu mais sincero agradecimento a todas as pessoas que apoiaram este trabalho:

Aos professores João Dias e Luís Sousa, por todo o apoio, acompanhamento, disponibilidade e orientação que facultaram ao longo do desenvolvimento deste trabalho.

A toda a equipa do Técnico Fuel Cell (TFC), pela partilha de conhecimento, de diferentes experiências pessoais e por todo o trabalho em equipa feito no âmbito de um objetivo comum: o desenvolvimento e criação de uma viatura para competir a nível europeu, na *Shell Eco Marathon*.

Ao meu colega de Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, António Libério Machado, agradeço toda a disponibilidade que mostrou para promover a comunicação e o trabalho em equipa entre os vários departamentos do TFC.

Ao meu colega de Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, Rúben Sousa, pela ajuda prestada na área de pesquisa relativamente a sistemas de suspensão.

Ao aluno de Mestrado Integrado em Engenharia Aeroespacial, Cristiano Mesquita, responsável pelo desenvolvimento do chassis ao qual os sistemas de suspensão projetados nesta dissertação serão ligados.

Ao aluno de Mestrado Integrado em Engenharia de Materiais, Tiago Mimoso, com quem laborei no Departamento de Planeamento e Gestão do TFC, durante todo o desenvolvimento desta dissertação e cuja ajuda foi fundamental para este trabalho.

À minha colega de Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, Inês Mendes, pelo auxílio prestado na formatação deste documento, nas pesquisas efetuadas e também por todo o apoio académico e pessoal que deu, desde o início até ao final da minha formação no Instituto Superior Técnico.

Por fim, aos meus pais, ao meu irmão e ao meu avô José, pela atenta leitura e revisão que fizeram a este documento.

Resumo

Desde a génese do veículo motorizado, no século XIX, a competição automóvel tem sido uma das ferramentas fulcrais para o teste e desenvolvimento de novas tecnologias, anteriormente a estas serem produzidas em massa e comercializadas. Neste contexto, as tecnologias a desenvolver na atualidade estão cada vez mais ligadas ao ambiente, com o objetivo de melhorar a eficiência dos veículos através da redução das emissões e do consumo de combustível, bem como a implementação de fontes de energia alternativas aos combustíveis fósseis.

Neste âmbito, foi criada a *Técnico Fuel Cell* (TFC), uma equipa de estudantes do Instituto Superior Técnico (IST) com o objetivo de projetar e desenvolver um veículo de competição para competir na *Shell Eco Marathon* (SEM). Esta dissertação visa o projeto e a criação do sistema de suspensão para esta viatura, bem como a análise da gestão da equipa e do projeto.

No projeto do sistema de suspensão, aplicou-se uma metodologia de projeto recorrendo a ferramentas CAD e CAE, mais concretamente através do programa *Siemens Solid Edge*, utilizado também na análise estrutural dos vários componentes do sistema de suspensão, permitindo otimizá-los com uma orientação para a minimização da massa do sistema, garantindo o cumprimento dos requisitos e carregamentos solicitados a estes. O mesmo programa foi utilizado para traçar desenhos técnicos de fabrico, com o objetivo de fornecerem a informação necessária para a produção dos vários componentes.

Palavras-chave: Suspensão, Veículo de competição, *Shell Eco Marathon*, Gestão de projetos, CAD, CAE

Abstract

Since the genesis of the motor vehicle in the 19th century, automobile competition has been one of the key tools for testing and developing new technologies, before they were mass produced and commercialized. In this context, the technologies to be developed today are increasingly linked to the environment, with the objective of improving the efficiency of vehicles by reducing emissions and fuel consumption, as well as the implementation of alternative energy sources to fossil fuels.

In this context, *Técnico Fuel Cell* (TFC) was created, a team of students from the *Instituto Superior Técnico* (IST) with the objective of designing and developing a competition vehicle to compete in the *Shell Eco Marathon* (SEM). This dissertation aims at the design and creation of the suspension system for this vehicle, as well as the creation of a study of the team and project management.

For the design of the suspension system, a design approach using CAD and CAE tools is applied, more specifically through the *Siemens Solid Edge* software, also used in the structural analysis of the various components of the suspension system, allowing to optimize them with the aim to minimize system mass, ensuring that the requirements and loads applied to these are supported. The same software was applied in order to create technical drawings in which important information regarding the dimensions of the components is given.

Keywords: Suspension, Competition vehicle, *Shell Eco Marathon*, Project management, CAD, CAE

Índice

Agradecimentos	v
Resumo	vii
Abstract	viii
Índice de Figuras	xii
Índice de Tabelas	xvi
Lista de Acrónimos	xvii
Nomenclatura (Lista de Símbolos)	xviii
1. Introdução	1
1.1. Enquadramento	3
1.2. Objetivos.....	3
1.3. Estrutura da dissertação.....	4
2. Aspetos Técnicos	5
2.1. Fenómenos Físicos	5
2.2. Componentes de um Sistema de Suspensão.....	6
2.2.1. Molas	7
2.2.2. Amortecedores.....	8
2.2.3. Braços de Suspensão	10
2.2.4. Barras Estabilizadoras	11
2.3. Geometrias de Suspensão	11
2.3.1. Ângulo de Sopé	12
2.3.2. Convergência e Divergência	12
2.3.3. Inclinação do Porta-cubos.....	13
2.4. Tipos de Sistemas de Suspensão	13
2.4.1. Suspensão MacPherson.....	15
2.4.2. Suspensão de Braço Duplo	16
2.4.3. Suspensão Multi-Braço.....	17
2.5. Ferramentas de Product Data Management.....	18
3. Cálculo das condições de projeto	21
3.1. Requisitos e Características do Veículo	21
3.2. Análise em Estado Estacionário	22
3.2.1. Diagrama de Corpo Livre	23

3.2.2.	Cálculo das Forças	23
3.3.	Análise em Travagem.....	24
3.3.1.	Diagrama de Corpo Livre em Travagem.....	24
3.3.2.	Cálculo das Forças	24
3.4.	Análise em Curva	25
3.4.1.	Princípio de Ackermann.....	26
3.4.2.	Diagrama de Corpo Livre em Curva.....	27
3.4.3.	Cálculo das Forças	27
3.5.	Condições de Projeto	29
3.5.1.	Rodas Dianteiras	29
3.5.2.	Rodas Traseiras.....	30
4.	Projeto da Suspensão Dianteira.....	31
4.1.	Requisitos e Configuração do Sistema.....	31
4.1.1.	Cálculo do Coeficiente de Segurança.....	32
4.2.	Braços de Suspensão.....	33
4.2.1.	Configuração e materiais propostos.....	33
4.2.2.	Verificação Estática.....	38
4.2.3.	Verificação à Fadiga	49
4.3.	Porta-Cubos	51
4.3.1.	Configuração inicial e material proposto	51
4.3.2.	Verificação Estática.....	52
4.3.3.	Verificação à Fadiga	54
4.3.4.	Otimização de Topologia	54
4.4.	Escolha do conjunto mola/amortecedor.....	56
4.5.	Montagem da suspensão dianteira.....	57
4.5.1.	Lista de Artigos	57
4.5.2.	Ligações aparafusadas.....	58
5.	Projeto da Suspensão Traseira	59
5.1.	Requisitos e Coeficiente de Segurança.....	59
5.2.	Braços de Suspensão.....	60
5.2.1.	Configuração e materiais propostos.....	60
5.2.2.	Verificação Estática.....	61
5.2.3.	Verificação à Fadiga	66
5.3.	Porta-Cubos	66
5.3.1.	Configuração inicial e material proposto	66
5.3.2.	Verificação Estática.....	67
5.3.3.	Verificação à Fadiga	68

5.3.4.	Otimização de Topologia	68
5.4.	Montagem da suspensão traseira.....	69
5.4.1.	Lista de Artigos	69
5.4.2.	Ligações aparafusadas e binários de aperto	70
6.	Gestão do Projeto e Software PDM.....	71
6.1.	Implementação do <i>Software</i> PDM	71
6.1.1.	Criação de um “Cofre” de Armazenamento	71
6.1.2.	Aplicação das ferramentas em ficheiros CAD.....	72
6.1.3.	Partilha de Ficheiros CAD e do “cofre”.....	74
6.2.	Gestão do Projeto.....	75
6.2.1.	Organização da Equipa.....	75
6.2.2.	Implementação do programa “ <i>Meistertask</i> ”.....	76
6.2.3.	Custo do sistema de suspensão projetado	77
7.	Conclusões	79
7.1.	Trabalhos futuros.....	80
8.	Referências	81
Anexo A – Desenhos técnicos da suspensão dianteira.....		A1
Anexo B – Desenhos técnicos da suspensão traseira.....		A9
Anexo C – Otimização alternativa dos Porta-Cubos		A15

Índice de Figuras

Figura 1.1 – Abordagem “CAD/CAE-integrated”, adaptado de [2].	2
Figura 1.2 – Esquerda: Protótipo “Nanyang Venture IX” [8], direita: Urban Concept “Fuel Fighter” [9].	2
Figura 2.1 - Aceleração vertical imposta pelo pavimento, adaptado de [11].	5
Figura 2.2 - Veículo sujeito a inclinação lateral (“Body roll”) em curva [12].	6
Figura 2.3 - Alguns dos componentes de um sistema de suspensão, adaptado de [11].	7
Figura 2.4 - Molas helicoidal e em barra de torção [10].	8
Figura 2.5 - Amortecedor Telescópico e seus componentes, adaptado de [11].	9
Figura 2.6 - Ciclos de expansão e compressão, adaptado de [11].	10
Figura 2.7 - Braço de suspensão fabricado em liga de alumínio [19].	11
Figura 2.8 - Barra estabilizadora (de torção) a atuar em curva, adaptado de [10].	11
Figura 2.9 - Diferentes ângulos de Sopé: (a) negativo, (b) nulo e (c) positivo adaptado de [21].	12
Figura 2.10 - Convergência e Divergência, adaptado de [21].	13
Figura 2.11 - Inclinação do porta-cubos, adaptado de [21].	13
Figura 2.12 - Sistemas de suspensão dependentes [23].	14
Figura 2.13 - Sistemas de suspensão independentes [23].	14
Figura 2.14 - a) Sistema Dependente, b) Sistema Independente, adaptado de [10].	15
Figura 2.15 - Sistema de Suspensão MacPherson [15].	15
Figura 2.16 - Sistema de Suspensão MacPherson no eixo dianteiro de um veículo de passageiros [12].	16
Figura 2.17 - Sistema de Suspensão de Braço Duplo [23].	16
Figura 2.18 – a) Braços idênticos, b) Braços de diferentes comprimentos, adaptado de [10].	17
Figura 2.19 - Detalhes de um sistema multi-braço, em perspectiva [12].	17
Figura 2.20 - Protótipo experimental do sistema multi-braço “Eixo de Weissach”, adaptado de [24].	18
Figura 3.1 - Diagrama de Corpo Livre em estado estacionário.	23
Figura 3.2 – Diagrama de Corpo Livre em travagem.	24
Figura 3.3 – Geometria de Ackermann para o veículo em estudo, adaptado de [13].	26
Figura 3.4 – Diagrama de Corpo Livre em curva, adaptado de [13].	27
Figura 3.5 – Relação entre forças e ângulos das rodas dianteiras.	28

Figura 3.6 – Forças de projeto a atuar nas rodas dianteiras, adaptado de [31].	30
Figura 3.7 - Forças de projeto a atuar nas rodas traseiras, adaptado de [31].	30
Figura 4.1 – Sistema de suspensão dianteira de braço duplo, num veículo de competição [33].	32
Figura 4.2 – Características A,B e C do coeficiente de segurança n_{sx} , [34].	32
Figura 4.3 – Características D e E do coeficiente de segurança n_{sy} , [34].	33
Figura 4.4 – Configuração de um braço superior dianteiro.	34
Figura 4.5 – Configuração de um braço inferior dianteiro.	34
Figura 4.6 – Junta em rótula a utilizar, montada nas extremidades dos braços.	35
Figura 4.7 – Ajustagem do ângulo do sopé através da rotação da junta em rótula.	35
Figura 4.8 – Tubos fabricados por: a) pultrusão; b) enrolamento em rolo, adaptado de [40], [41].	37
Figura 4.9 – Adesivo epóxi “Loctite EA E-120HP” [42].	37
Figura 4.10 – Diagrama de corpo rígido dos braços de suspensão.	38
Figura 4.11 – Diagrama de corpo rígido simplificado.	39
Figura 4.12 – Diagrama de corpo rígido para situação em travagem.	39
Figura 4.13 – Reações nos apoios A e B.	39
Figura 4.14 – Esforços a atuar nos braços superior e inferior, respetivamente, em travagem.	40
Figura 4.15 - Diagrama de corpo rígido para situação em curva.	40
Figura 4.16 – Reações nos apoios A e B.	41
Figura 4.17 - Esforços a atuar nos braços superior e inferior, respetivamente, em curva.	41
Figura 4.18 – Carregamentos e estrangulamentos nos braços superior e inferior, respetivamente.	41
Figura 4.19 – Comportamento de uma união adesiva entre um metal e um compósito [45].	42
Figura 4.20 – Camada cilíndrica de epóxi, com espessura de 0,2 mm.	43
Figura 4.21 – Deslocamento total dos braços de suspensão. Em cima o braço superior e em baixo o inferior.	43
Figura 4.22 – Tensões de Von Mises nos braços de suspensão. Em cima o braço superior e em baixo o inferior.	44
Figura 4.23 – Coeficientes de segurança nos braços de suspensão. Em cima o braço superior e em baixo o inferior.	44
Figura 4.24 – Análise de convergência do deslocamento de ambos os conetores dianteiros.	45
Figura 4.25 - Tensões de Von Mises nos conetores. À esquerda o conetor superior e à direita o inferior.	46

Figura 4.26 – Coeficiente de segurança nos conetores. À esquerda o conetor superior e à direita o inferior.....	46
Figura 4.27 – Forças a atuar nos braços. À esquerda o braço superior e à direita o braço inferior.	46
Figura 4.28 - Análise de convergência do deslocamento do tubo de fibra de carbono.	47
Figura 4.29 – Tensões de Von Mises e Coeficiente de segurança do tubo de fibra de carbono.	48
Figura 4.30 – Cilindro com rosca interior.	48
Figura 4.31 - Análise de convergência do deslocamento do cilindro com rosca interior.....	48
Figura 4.32 - Tensões de Von Mises e Coeficiente de segurança do cilindro com rosca interior.	49
Figura 4.33 – Carregamento cíclico.	49
Figura 4.34 – Critérios de falha por fadiga e equação do critério de Goodman modificado [34].	50
Figura 4.35 – Vista explodida de ambos os braços de suspensão.....	51
Figura 4.36 – Configuração inicial do porta-cubos dianteiro em três vistas diferentes.....	52
Figura 4.37 – Forças a atuar no porta-cubos dianteiro. À esquerda em travagem e à direita em curva.	52
Figura 4.38 – Análise de convergência do porta-cubos dianteiro.	53
Figura 4.39 – Tensões de Von Mises e coeficiente de segurança do porta-cubos dianteiro.	53
Figura 4.40 – Configuração final (otimizada) do porta-cubos dianteiro em três vistas diferentes.....	55
Figura 4.41 – Otimização de topologia com “Generative Design”, à esquerda a peça original.	56
Figura 4.42 – Conjunto mola/amortecedor “DNM DV-22AR XC” e as suas dimensões [49], [50].	56
Figura 4.43 – Sistema de suspensão dianteiro, em três vistas diferentes.....	57
Figura 4.44 – Sistema completo montado e seus componentes.....	57
Figura 5.1 – Sistema de suspensão traseira de braço duplo, num veículo de competição, adaptado de [54].	59
Figura 5.2 – Configuração de um braço superior traseiro.	60
Figura 5.3 – Configuração de um braço inferior dianteiro.....	60
Figura 5.4 – Ajustagem do ângulo de sopé através da rotação das juntas em rótula.	61
Figura 5.5 – Diagrama de corpo rígido dos braços de suspensão.	61
Figura 5.6 – Reações nos apoios A e B. À esquerda: em travagem, à direita: em curva.	62
Figura 5.7 – Carregamentos e estrangulamentos nos braços superior e inferior, respetivamente.....	62
Figura 5.8 – Tensões de Von Mises e Coeficientes de segurança. Em cima, o braço superior e em baixo o inferior.....	63

Figura 5.9 – Análise de convergência do deslocamento de ambos os conectores traseiros.	63
Figura 5.10 – Tensões e Coeficientes de segurança nos conectores. Em cima o superior e em baixo o inferior.....	64
Figura 5.11 – Forças a atuar nos braços. À esquerda o braço superior e à direita o braço inferior.	64
Figura 5.12 – Análise de convergência do deslocamento do tubo de fibra de carbono.....	65
Figura 5.13 – Tensões de Von Mises e Coeficiente de segurança do tubo de fibra de carbono.	65
Figura 5.14 – Configuração inicial do porta-cubos traseiro em três vistas diferentes.....	67
Figura 5.15 – Carregamento imposto no porta-cubos traseiro. À esquerda em travagem e à direita em curva.....	67
Figura 5.16 – Análise de convergência do porta-cubos traseiro.....	67
Figura 5.17 – Tensões de Von Mises e coeficiente de segurança do porta-cubos traseiro.	68
Figura 5.18 – Configuração final (otimizada) do porta-cubos traseiro, em três vistas diferentes.	69
Figura 5.19 – Sistema de suspensão traseiro, em três vistas diferentes.	69
Figura 5.20 – Sistema completo assembled e seus componentes.....	70
Figura 6.1 – Passos a seguir para a criação de um “cofre” de armazenamento.	71
Figura 6.2 – Menu de pesquisa rápida do Data Management.....	72
Figura 6.3 – Ferramentas disponíveis.	72
Figura 6.4 – Pesquisa de conjuntos onde a peça em análise foi aplicada.	73
Figura 6.5 – Criação de uma nova revisão.....	73
Figura 6.6 – Definição do estado de cada peça.	74
Figura 6.7 – Partilha de documentos a partir de “Pack and Go”.....	74
Figura 6.8 – Partilha de ficheiros na nuvem “Dropbox”.	75
Figura 6.9 – Painel inicial do Meistertask.	76
Figura 6.10 – Projeto ativo no Meistertask.	77
Figura 6.11 – Metas e data limite de uma tarefa.	77

Índice de Tabelas

Tabela 2.1 – Características dos três programas em comparação.....	19
Tabela 3.1 – Requisitos do regulamento da SEM, para a classe Urban Concept.	21
Tabela 3.2 – Parâmetros e especificações utilizados	22
Tabela 3.3 – Análise das forças que atuam nas rodas dianteiras.....	29
Tabela 3.4 – Análise das forças que atuam nas rodas traseiras.....	30
Tabela 4.1 – Requisitos para a suspensão dianteira	31
Tabela 4.2 – Propriedades mecânicas dos materiais utilizados.	38
Tabela 4.3 – Propriedades dos modelos de elementos finitos.....	43
Tabela 4.4 – Propriedades dos modelos de elementos finitos.....	45
Tabela 4.5 - Propriedades do modelo de elementos finitos.	47
Tabela 4.6 – Propriedades do modelo de elementos finitos.	49
Tabela 4.7 – Propriedades do modelo de elementos finitos.....	53
Tabela 4.8 – Resultados dos estudos de otimização do porta-cubos dianteiro.	55
Tabela 4.9 – Lista de artigos.....	57
Tabela 4.10 – Propriedades para as roscas métricas e binários de aperto, para as ligações em estudo.	58
Tabela 5.1 – Requisitos para a suspensão traseira.....	59
Tabela 5.2 - Propriedades dos modelos de elementos finitos.	62
Tabela 5.3 -Propriedades dos modelos de elementos finitos.	63
Tabela 5.4 -Propriedades do modelo de elementos finitos.....	65
Tabela 5.5 – Propriedades do modelo de elementos finitos.	68
Tabela 5.6 – Resultados dos estudos de otimização do porta-cubos traseiro.....	69
Tabela 5.7 – Lista de artigos.....	70
Tabela 5.8 – Propriedades para as roscas métricas e binários de aperto, para as ligações em estudo.	70
Tabela 6.1 – Custos associados ao fabrico da suspensão dianteira.	78
Tabela 6.2 – Custos associados ao fabrico da suspensão traseira.	78

Lista de Acrónimos

CAD – *Computer-Aided Design*

CAE – *Computer-Aided Engineering*

CFD – *Computational Fluid Dynamics*

CG – Centro de Gravidade

CP – Centro de Pressão

FEM – *Finite Element Method*

FSAE – *Formula Society of Automotive Engineers*

IST – Instituto Superior Técnico

PDM – *Product Data Management*

SE 2020 – *Solid Edge 2020*

SEM – *Shell Eco-Marathon*

TFC – Técnico Fuel Cell

Nomenclatura (Lista de Símbolos)

Símbolos latinos	Definição
A_{FP}	Área frontal projetada
C	Comprimento da via traseira
C_L	Coefficiente de Sustentação
D	Comprimento da via dianteira
d_m	Diâmetro médio de um parafuso
d_t	Desaceleração máxima teórica, em travagem
f	Coefficiente de fricção entre dois filetes
F_1	Força de projeto na roda, segundo xx
F_2	Força de projeto na roda, segundo yy
F_3	Força de projeto na roda, segundo zz
F_A	Força aerodinâmica
F_a	Força de atrito máxima nos pneus
F_C	Força centrífuga
F_F	Força vertical no eixo dianteiro, em estado estacionário
$F_{F\ roda}$	Força vertical em cada roda dianteira, em estado estacionário
F_{Ft}	Força vertical no eixo dianteiro, em travagem
$F_{Ft\ roda}$	Força vertical em cada roda dianteira, em travagem
F_f	Força horizontal no eixo dianteiro, em travagem
$F_{f\ roda}$	Força horizontal em cada roda dianteira, em travagem
$F_{Lf,y}$	Força lateral no eixo dianteiro
$F_{Lf,ye}$	Força lateral horizontal na roda dianteira exterior à curva
$F_{Lf,yi}$	Força lateral horizontal na roda dianteira interior à curva
F_{Lfe}	Força lateral na roda dianteira exterior à curva
F_{Lfi}	Força lateral na roda dianteira interior à curva
F_{Lt}	Força lateral no eixo traseiro
F_{Lte}	Força lateral na roda traseira exterior à curva
F_{Lti}	Força lateral na roda traseira interior à curva

F_T	Força vertical no eixo traseiro, em estado estacionário
$F_{T\text{roda}}$	Força vertical em cada roda traseira, em estado estacionário
F_{Tt}	Força vertical no eixo traseiro, em travagem
$F_{Tt\text{roda}}$	Força vertical em cada roda traseira, em travagem
F_t	Força horizontal no eixo traseiro, em travagem
$F_{t\text{roda}}$	Força horizontal em cada roda traseira, em travagem
g	Aceleração gravítica
h	Altura do veículo
l	Passo real de uma rosca
L	Distância entre eixos
m	Massa total do conjunto veículo/condutor
m_s	Massa suspensa
m_u	Massa não suspensa
M_1	Momento fletor causado pela força de travagem
M_2	Momento fletor causado pela força em curva
M_{CG}	Momento fletor associado aos esforços laterais aplicados nos eixos
n_s	Coefficiente de segurança de projeto
P_{1-4}	Cargas a atuar nos tubos de fibra de carbono
R	Raio da curva
R_{11}	Raio de curvatura da roda interior à curva
R_{12}	Raio de curvatura da roda exterior à curva
R_{Ax}	Reação segundo xx no apoio A do braço de suspensão superior
R_{Ay}	Reação segundo yy no apoio A do braço de suspensão superior
R_{Az}	Reação segundo zz no apoio A do braço de suspensão superior
R_{Bx}	Reação segundo xx no apoio B do braço de suspensão inferior
R_{By}	Reação segundo yy no apoio B do braço de suspensão inferior
R_{Bz}	Reação segundo zz no apoio B do braço de suspensão inferior
R_c	Distância horizontal entre o centro dos eixos do veículo e o centro da curva
T_R	Binário de aperto
u	Velocidade em linha reta

u_{max}	Velocidade máxima do veículo
v	Velocidade em curva
W	Peso total do conjunto veículo/condutor
x_F	Distância longitudinal do eixo dianteiro ao centro de gravidade
x_{PF}	Distância longitudinal do eixo dianteiro ao centro de pressão
x_{PT}	Distância longitudinal do eixo traseiro ao centro de pressão
x_T	Distância longitudinal do eixo traseiro ao centro de gravidade
y	Distância vertical entre os braços da suspensão
y_{CG}	Distância vertical ao solo do centro de gravidade

Símbolos gregos

Definição

α	Metade do ângulo formado por dois filetes consecutivos de uma rosca
ΔF	Deslocação longitudinal do peso
δ_{11}	Ângulo de direção da roda interior à curva
δ_{12}	Ângulo de direção da roda exterior à curva
μ_p	Coefficiente de atrito estático entre o pneu e o pavimento
ρ_{ar}	Densidade do ar

1. Introdução

As alterações e o fim previsível dos combustíveis fósseis lançam novos desafios na conceção de veículos, levando a um maior desenvolvimento das energias renováveis através do fabrico de veículos elétricos, movidos a pilhas de combustível.

A competição automóvel, a nível universitário, corresponde a uma atividade de elevado valor académico, fomentando a aprendizagem e desenvolvimento de competências técnicas e humanas. Neste âmbito, surge a equipa *Técnico Fuel Cell*, constituída por alunos do Instituto Superior Técnico com o objetivo de projetar e desenvolver um veículo para competir nas provas da edição europeia da *Shell Eco Marathon*. A execução de um projeto automóvel com tamanha dimensão impõe vários desafios que devem ser superados em equipa, tais como os aspetos técnicos associados à génese dos múltiplos componentes de um veículo projetado para minimização de massa, o estudo da aplicação de uma célula de hidrogénio, bem como a análise do seu desempenho em prova e a criação de um plano de atividades organizado e realista, que permita orientar o trabalho de todos os membros da equipa de forma assertiva e com qualidade.

Esta dissertação pretende analisar as ferramentas de CAD (*Computer-Aided Design*), CAE (*Computer-Aided Engineering*) e PDM (*Product Data Management*) a serem utilizadas no projeto do veículo em estudo. As metodologias analisadas são aplicadas à suspensão do veículo, para tal, à semelhança dos estudos realizados por Saurabh *et al.* [1], são criados modelos CAD que permitem uma análise de elementos finitos aprofundada. Por forma a que tais estudos sejam possíveis, são empregues ferramentas CAD e CAE.

Desde o surgimento, na década de 50 do século XX e da implementação em larga escala, há cerca de 30 anos, dos programas computacionais de engenharia, denominados de CAD e CAE, que estes representam ferramentas de elevado valor no projeto e desenvolvimento de componentes e soluções de engenharia. Estes foram desenvolvidos acompanhando o constante avanço tecnológico, permitem estudos e análises estáticas, dinâmicas, cinemáticas e térmicas (entre outras) com elevado rigor matemático.

Nesta dissertação são aplicadas ambas ferramentas CAD e CAE, seguindo a abordagem desenvolvida por Lee [2] (Figura 1.1), na qual é criado um modelo integrado CAD que permite realizar, a partir deste, análises estáticas com ferramentas CAE, através da criação direta de uma malha de elementos finitos no modelo CAD. Como se pode observar na Figura 1.1, esta abordagem é vantajosa na medida em que ambas as ferramentas CAD e CAE são aplicadas através de um único programa (*Siemens Solid Edge 2020*, no caso desta dissertação), abolindo a necessidade de utilizar um outro programa após o modelo CAD estar completo e, como tal, também a necessidade de remover detalhes, adaptar, ou simplificar o modelo CAD, antes das ferramentas CAE serem aplicadas.

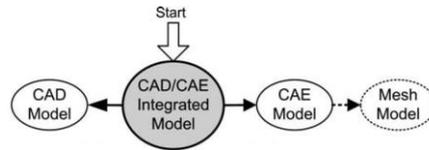


Figura 1.1 – Abordagem “CAD/CAE-integrated”, adaptado de [2].

Uma outra ferramenta aplicada nesta dissertação é denominada de *Product Data Management* (PDM). Esta corresponde ao mais recente desenvolvimento no ramo da tecnologia CAD, consistindo num cofre virtual (“*vault*”) no qual vários ficheiros CAD/CAE são armazenados e categorizados de forma segura. O cofre permite a atualização dos ficheiros a qualquer momento e a criação de uma rede de utilizadores hierarquizada, na qual um administrador pode atribuir permissões de edição e/ou visualização de um determinado documento CAD/CAE, a vários membros de uma equipa [3].

Nesta dissertação, as ferramentas anteriormente descritas são aplicadas no âmbito do projeto mecânico de um sistema de suspensão destinado a um veículo que irá competir na *Shell Eco Marathon*.

A *Shell Eco Marathon* (SEM) é um evento de competição que ocorre anualmente, com edições em diferentes continentes, na qual competem veículos projetados por equipas universitárias, com o objetivo de atingir a maior eficiência energética possível. A sua origem remonta a 1939, porém, a competição no formato atualmente praticado surgiu em 1985.

As equipas podem competir em duas categorias distintas: a classe de protótipos e a classe *Urban Concept*, bem como utilizar duas fontes energéticas diferentes: energia elétrica proveniente de baterias ou de células de hidrogénio e combustíveis fósseis (Diesel, Biodiesel, Gasolina, GPL ou Etanol) [4]. As provas consistem em voltas a um circuito fechado, durante as quais os veículos devem atingir uma velocidade média igual ou superior a um valor estabelecido pela organização, sendo contabilizada a eficiência destes.

A categoria destinada aos protótipos tem como objetivo a competição entre veículos projetados para minimizar o coeficiente de arrasto [4]. O regulamento permite alguma liberdade no projeto do veículo, levando a uma grande diversidade técnica dentro das várias equipas.

Na classe *Urban Concept* competem veículos projetados para terem uma aparência semelhante a viaturas de passageiros modernas, mantendo uma elevada eficiência energética e estabelecendo uma base para o futuro da mobilidade urbana. Nesta categoria, as provas são do tipo “*stop and go*”, isto é, por cada volta realizada, é necessário fazer uma paragem na linha da meta [5]. Esta característica visa simular o trânsito urbano, no qual podem surgir várias paragens, seguidas de arranques a partir do repouso até que se atinja a velocidade à qual a eficiência é maior [6], [7].

Veículos de ambas as classes são apresentados na Figura 1.2.



Figura 1.2 – Esquerda: Protótipo “Nanyang Venture IX” [8], direita: *Urban Concept* “Fuel Fighter” [9].

1.1. Enquadramento

A equipa *Técnico Fuel Cell* (TFC), formada em 2019, tem como âmbito projetar um veículo para competir a nível europeu na classe *Urban Concept* da SEM, na qual as viaturas participantes são construídas à semelhança de automóveis de passageiros modernos.

À data da escrita desta dissertação, a equipa é composta por vinte e um membros, todos estudantes do IST, de diferentes cursos, que integram três departamentos:

- Departamento de Comunicação;
- Departamento de Gestão e Planeamento;
- Departamento Técnico.

Dentro do Departamento Técnico, existem subdivisões responsáveis pelo projeto e desenvolvimento da suspensão, chassis, travagem, rodas, direção e propulsão. Neste departamento, foram elaboradas três dissertações distintas, nas quais esta se inclui, tendo sido promovida uma forte dinâmica de equipa, bem como capacidade de cooperação tanto entre os membros, como entre os alunos a desenvolver as dissertações.

Por forma a criar um veículo competitivo, foi seguida uma filosofia de minimização de massa em todos os componentes a projetar para o veículo, com o objetivo de projetar cada componente com a menor massa possível, sem que a rigidez estrutural seja comprometida. Assim, é desenvolvido um sistema de suspensão capaz de suportar o carregamento previsto de forma eficaz, reduzindo simultaneamente a massa deste para o mínimo necessário.

1.2. Objetivos

Este trabalho tem dois grandes objetivos principais: O desenvolvimento de modelos CAD e CAE por forma a projetar os sistemas de suspensão dianteira e traseira para o veículo da equipa TFC, que permitam demonstrar que um compromisso ideal entre rigidez e minimização de massa pode ser atingido, considerando também os custos de fabrico. O segundo objetivo corresponde ao estudo da integração de um programa de PDM, bem como uma análise da gestão do projeto, por forma a otimizar o funcionamento da equipa e da gestão dos seus ficheiros CAD.

Desta forma, são estabelecidas as seguintes metas, necessárias para a realização dos dois objetivos principais expostos no parágrafo anterior:

- Desenvolver e integrar modelos de CAD no projeto do veículo;
- Identificar e desenvolver modelos de elementos finitos para o projeto do veículo;
- Desenvolver uma metodologia sistematizada de abordagem ao projeto do veículo, tendo em conta os regulamentos específicos definindo ações, modelos e *timings*;
- Desenvolver o fluxo de informação e analisar a forma de gestão do projeto utilizando tecnologias de *Product Data Management*.

Existem outras tarefas, externas ao âmbito desta dissertação, que estão a ser desenvolvidas por diferentes membros do TFC. Algumas das mais importantes são o desenvolvimento do chassis e do

grupo propulsor (“*powertrain*”), estando a cargo de outros dois membros do TFC, ambos a realizarem dissertações de mestrado relacionadas com estas tarefas.

Por forma a atingir as metas e objetivos anteriores, é necessário realizar um levantamento teórico que forneça conhecimento sobre os tipos de sistemas de suspensão aplicados em veículos de passageiros e de competição, bem como sobre a gestão de projetos e ferramentas de *Data Management*.

1.3. Estrutura da dissertação

Tendo em conta que este trabalho pretende projetar um sistema de suspensão, bem como fornecer uma análise da gestão do projeto e da equipa, a dissertação será dividida em vários capítulos distintos, começando por abordar a suspensão, sendo depois estudada a gestão do projeto e equipa.

O presente capítulo tem o intuito de introduzir o trabalho realizado, bem como apresentar um enquadramento do mesmo e uma lista de objetivos a atingir.

No segundo capítulo são analisados os aspetos técnicos em termos de projeto de veículos e apresentadas as técnicas, metodologias e formulações teóricas necessárias a este desenvolvimento. Neste, é desenvolvido em detalhe o funcionamento de um sistema de suspensão automóvel, bem como os tipos de sistemas existentes mais relevantes para este trabalho. São abordadas as características que definem estes sistemas, permitindo uma compreensão das vantagens e desvantagens dos vários tipos de suspensão. Neste capítulo, são também analisados os métodos e as ferramentas utilizadas na gestão de projetos no âmbito do desenvolvimento de veículos de competição.

O terceiro capítulo representa a análise mecânica do veículo e a definição das condições de projeto, através do estudo dos diagramas de corpo livre e das forças que atuam no veículo, em regime estacionário, em curva e em travagem. São também calculados os ângulos de direção necessários ao raio de curvatura regulamentado.

No quarto capítulo é feito o projeto do sistema de suspensão dianteiro, com recurso a ferramentas CAD e CAE, nomeadamente o programa *Siemens Solid Edge 2020* que é também utilizado para realizar análises de elementos finitos aos vários componentes da suspensão. É também calculado um coeficiente de segurança, por forma a conferir um parâmetro qualitativo ao projeto.

O quinto capítulo é destinado ao projeto do sistema de suspensão traseiro. À semelhança do capítulo anterior, são aplicadas as mesmas metodologias e análises.

No sexto capítulo é estudada a aplicação de uma ferramenta de *Product Data Management* e é também abordada a componente de gestão de projetos deste trabalho, na qual são estudados os modelos de gestão a aplicar, bem como os programas utilizados e a metodologia sistematizada de abordagem ao projeto, desenvolvida no âmbito deste trabalho. São ainda analisados os custos do sistema de suspensão projetado.

Por fim, no sétimo capítulo são retiradas conclusões relativamente ao que foi projetado neste trabalho e são sugeridos desenvolvimentos futuros.

2. Aspectos Técnicos

No presente capítulo são discutidos e analisados em detalhe os vários fenómenos físicos que ditam a necessidade de um sistema de suspensão, na maioria dos veículos automóveis, abordando também os tipos de suspensão mais frequentemente aplicados em veículos de estrada e competição. São estudados os vários componentes de um sistema de suspensão e as suas variantes, com o objetivo de fornecer o conhecimento técnico necessário para selecionar o tipo de suspensão adequado à equipa TFC. É também feito um estudo teórico relativamente aos softwares de PDM atualmente disponíveis.

De acordo com Albuquerque *et al.* [10], os sistemas de suspensão automóvel surgiram com o principal objetivo de proporcionar conforto aos ocupantes deste, devido à ausência de condições de rolamento ideais, bem como de pavimentos perfeitamente planos nas faixas de rodagem.

2.1. Fenómenos Físicos

Devido à ausência de pavimentos perfeitamente lisos, surgem imperfeições nestes, tais como lombas e outras depressões, que interagem com as rodas do veículo e são responsáveis pela aplicação de forças nestas. De acordo com as Leis de Newton, uma força é caracterizada por uma direção vetorial e por uma magnitude, estando associada a uma massa, dada como constante e a uma aceleração. Assim, as imperfeições do pavimento impõem uma aceleração vertical nas rodas, que varia com a velocidade a que o veículo embate na imperfeição e com o formato desta. Esta aceleração é perpendicular ao movimento horizontal do veículo [11] e pode ser observada na Figura 2.1.

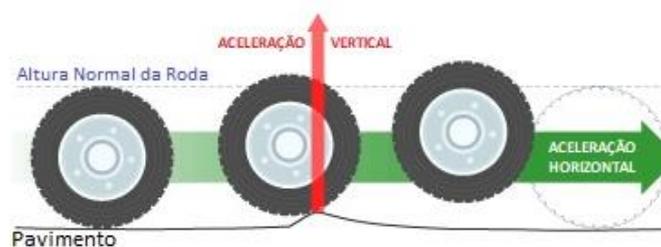


Figura 2.1 - Aceleração vertical imposta pelo pavimento, adaptado de [11].

Na ausência de uma estrutura capaz de absorver a energia transferida pelas imperfeições do pavimento, esta é totalmente transmitida para o chassis do veículo. É neste contexto que surgem os sistemas de suspensão.

Por forma a contrariar este efeito, um sistema de suspensão eficaz deve ser capaz de realizar amortecimento bem como rigidez. Este último efeito representa a resistência elástica a uma carga, enquanto que o primeiro corresponde à capacidade de absorver, de forma parcial, a energia da mola após esta ser comprimida, convertendo energia mecânica em energia calorífica [10].

As forças responsáveis por este fenómeno assumem um papel vital no estudo da dinâmica do veículo, que tipicamente aborda duas perspetivas: a capacidade de um veículo lidar com um pavimento irregular de forma suave e a capacidade de este acelerar, travar e curvar de forma segura. Estas perspetivas podem ser aprofundadas considerando os seguintes princípios [11]:

- **Isolamento de pavimento** (“*Road isolation*”): É o grau de eficácia com que o veículo absorve/isola a energia transferida pelo pavimento, permitindo que o chassis não seja perturbado pelas irregularidades deste;
- **Nível de contacto com o pavimento** (“*Road holding*”): Corresponde à capacidade do veículo em manter o contacto com o pavimento em situações distintas, tais como mudanças de direção, travagens e circulação em pavimento irregular. Para garantir um nível de contacto com o pavimento satisfatório, é necessário que os pneus estejam sempre em contacto com este, característica esta que apenas é possível caso exista um sistema de suspensão.
- **Curvar** (“*Cornering*”): Representa a aptidão do veículo para descrever uma trajetória curvilínea. Esta é tanto maior quanto menor for a inclinação lateral do automóvel enquanto curva, que ocorre devido à força centrífuga exercida no centro de massa deste, causando o levantamento de um lado do veículo e a descida do lado oposto, criando assim uma inclinação lateral (“*Body roll*”), observada na Figura 2.2.

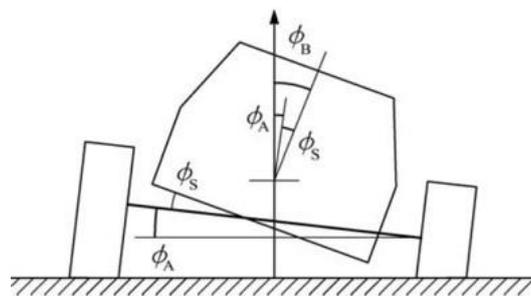


Figura 2.2 - Veículo sujeito a inclinação lateral (“*Body roll*”) em curva [12].

Devido à aplicação em que este trabalho se insere, na qual um veículo de competição irá circular exclusivamente em circuitos fechados, com pavimentos de qualidade, aproximadamente lisos, dos princípios anteriores apenas os dois últimos têm importância significativa para o desenvolvimento desta dissertação. Nota-se que ambos estão associados a transferências de peso, entre ambos os lados da viatura (em curva) e também entre a dianteira e a traseira do mesmo (em travagem). Uma análise detalhada das forças que atuam no veículo é feita no capítulo 3.

2.2. Componentes de um Sistema de Suspensão

Conforme mencionado anteriormente, um sistema de suspensão tem de garantir amortecimento e rigidez. Para que tal seja possível, estes sistemas representam tipicamente algum grau de complexidade, sendo constituídos por vários componentes que desempenham funções diferentes, por forma a serem eficazes.

Segundo Guiggiani [13], o número de diferentes tipos de sistemas de suspensão é virtualmente infinito. Porém, geralmente todos estes são constituídos por alguns componentes comuns, ou que desempenham funções idênticas, tais como: molas, amortecedores, barras e braços de suspensão, como evidenciado na Figura 2.3.

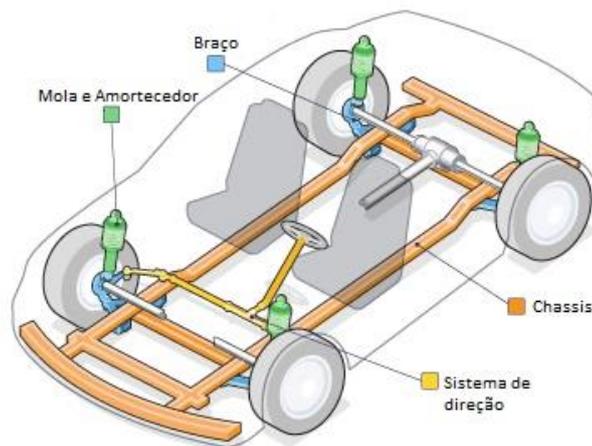


Figura 2.3 - Alguns dos componentes de um sistema de suspensão, adaptado de [11].

2.2.1. Molas

De acordo com Albuquerque *et al.* [10], a função primordial das molas corresponde à proteção do chassis e dos ocupantes do veículo contra as acelerações verticais provocadas pelas irregularidades do pavimento, através da acumulação de energia. Estas armazenam a energia potencial resultante do deslocamento relativo das extremidades da mola e libertam-na quando retomam à sua posição normal [14].

Atualmente, existem dois tipos de molas predominantes em veículos de estrada e competição [10], [15], [16]:

- **Mola helicoidal:** Consiste numa barra de torção enrolada em torno de um eixo, que, ao comprimir e expandir, acumula a energia produzida pelo movimento alternado ascendente e descendente, imposto pelas irregularidades do pavimento. Por norma, as extremidades desta são horizontais para permitir um melhor encaixe com as superfícies responsáveis pela transmissão dos esforços, estas atuam como alavanca que aplica torção ao resto da mola. Este tipo de mola apresenta um comportamento progressivo que se deve à variação do passo desta. Apresenta características vantajosas, tais como permitir a aplicação de um amortecedor no interior da mola, ocupação de pouco espaço, baixo peso e ausência de necessidade de manutenção. Porém, requer a utilização de componentes específicos no sistema de suspensão.
- **Barra de torção:** Esta configuração permite obter o comportamento de uma mola através da sua torção, assim, acumula-se energia quando a barra é torcida. Uma das extremidades desta é fixa ao chassis, enquanto a outra é conectada a um elemento que suporta o esforço, como por exemplo, um braço de suspensão que atua como alavanca. Quando uma roda atinge uma irregularidade no pavimento, o movimento vertical desta é transferido para o braço de suspensão (alavanca), que por sua vez irá aplicar um momento torsor na barra de torção, criando o efeito de uma mola. Esta configuração permite, em alguns casos, ajustar a altura ao solo do veículo, não requer manutenção e não sofre desgaste. Porém, é consideravelmente mais pesada que uma mola helicoidal e requer mais espaço que esta.

Os dois tipos de molas descritos podem ser visualizados na Figura 2.4.

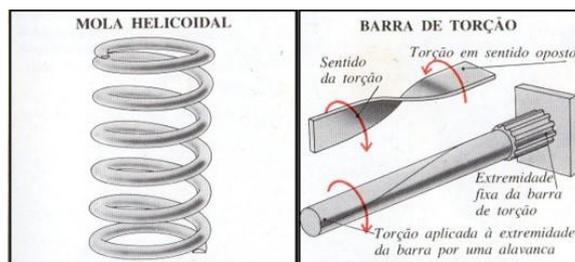


Figura 2.4 - Molas helicoidal e em barra de torção [10].

Devido a uma grande variabilidade para o posicionamento das molas, são definidos os conceitos de massa suspensa (“*sprung mass*”) e massa não suspensa (“*unsprung mass*”).

Segundo Guiggiani [13], a massa suspensa, m_s , corresponde à porção da massa total do veículo que está suportada acima do sistema de suspensão, tipicamente incluindo o chassi e/ou carroceria e os componentes internos a estes, incluindo o grupo propulsor, passageiros e mercadoria.

Contrariamente, a massa não suspensa, m_u , representa a porção de massa total que não é suportada pela suspensão, ou seja, jantes, pneus, sistema de travagem, cubos das rodas e rolamentos das rodas. A massa total, m , corresponde à soma destes dois componentes:

$$m = m_s + m_u \quad (2.1)$$

Geralmente, a massa suspensa é muito superior à massa não suspensa, sendo verificada a seguinte relação na maioria dos casos:

$$7 \leq \frac{m_s}{m_u} \leq 10 \quad (2.2)$$

Assim, é uma boa aproximação considerar a massa total do veículo igual à massa suspensa, para reduzir a complexidade de alguns modelos de cálculo:

$$m \approx m_s \quad (2.3)$$

Um dos fatores determinantes na forma como a massa suspensa se comporta, quando o veículo se encontra em movimento, é a rigidez das molas. Caso esta seja baixa, o veículo irá absorver melhor o impacto criado pelas irregularidades do pavimento, resultando num rolamento macio e confortável para os ocupantes. Por outro lado, a baixa rigidez implica que este irá sofrer uma maior inclinação lateral ao curvar, bem como inclinação frontal e traseira em travagem e aceleração, respetivamente.

No caso de a rigidez da mola ser elevada, o impacto criado pelas irregularidades do pavimento não será absorvido com tanta eficácia, o que se traduz num rolamento duro e menos confortável. Porém, a elevada rigidez promove uma redução considerável nas inclinações lateral, frontal e traseira, permitindo curvar com maior velocidade, ou de forma mais agressiva, bem como travar e acelerar de forma mais equilibrada [11].

2.2.2. Amortecedores

As molas de um sistema de suspensão são responsáveis pelo armazenamento de energia, no entanto, não são capazes de a dissipar. Assim, na ausência de amortecimento, as molas são comprimidas e estendidas continuamente, até que deixe de existir energia a ser transmitida a estas (as

vibrações livres mantêm-se ao longo do tempo). Desta forma, é necessário utilizar amortecedores por forma a dissipar a energia [11], [14].

De forma geral, um amortecedor permite diminuir a ação da mola através da conversão da energia cinética em energia térmica, que por sua vez é dissipada através do fluido hidráulico [15]. Segundo Albuquerque *et al.* [10], os amortecedores são utilizados para absorver as vibrações para que as molas não oscilem continuamente. Os amortecedores hidráulicos são caracterizados pelo movimento de um êmbolo que impõe o escoamento de um fluido através de pequenos orifícios, que oferecem resistência à passagem deste.

O amortecedor mais comum e utilizado é o amortecedor telescópico, representado na Figura 2.5. Este pode ser visto como uma bomba hidráulica que atua entre o chassis e a roda. Assim, uma das extremidades do amortecedor é ligada ao chassis, ou seja, à massa suspensa, enquanto que a outra extremidade é unida a um braço de suspensão (ou a um eixo), controlando a massa não suspensa.

Um amortecedor telescópico é composto por um cilindro duplo, concêntrico, que contém um êmbolo ligado a uma haste. A extremidade que contém a haste é conectada ao chassis, ao passo que a extremidade que contém o cilindro, dentro do qual existe fluido hidráulico e se move o êmbolo, é ligada a um braço de suspensão, ou a um eixo. O cilindro interno é denominado de cilindro ativo e o cilindro externo de câmara de recuperação e nesta é depositado o excesso de fluido [11].

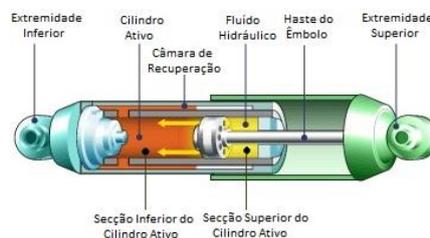


Figura 2.5 - Amortecedor Telescópico e seus componentes, adaptado de [11].

Quando o veículo em movimento atinge uma irregularidade no pavimento, a energia absorvida pela mola é transferida para o amortecedor telescópico, atuando na haste do êmbolo que por sua vez impõe movimento neste, comprimindo o fluido hidráulico. Pequenos orifícios que perfuram o êmbolo atuam como canais reguladores, permitindo a passagem de uma pequena quantidade de fluido através deste, à medida que se movimenta dentro do cilindro ativo. Visto a dimensão dos orifícios ser muito pequena, a passagem de fluido por estes ocorre a uma pressão elevada e com um caudal reduzido (apenas uma pequena quantidade do fluido hidráulico atravessa os orifícios), permitindo assim a dissipação da energia da mola, através do abrandamento do êmbolo. Um outro orifício permite o deslocamento do excesso de fluido para a câmara de recuperação, através da qual este é devolvido à secção inferior do cilindro ativo quando o êmbolo retorna à sua posição inicial, durante a extensão. Este retorno do excesso de fluido ao cilindro ativo é fundamental, visto que à medida que o amortecedor se distende, o êmbolo não desloca da secção superior do cilindro ativo uma quantidade de fluido suficiente para encher na totalidade a secção inferior [10], [11].

Um amortecedor funciona de acordo com dois ciclos distintos: o ciclo de compressão e o ciclo de extensão, conforme indicado na Figura 2.6. O primeiro ocorre quando o êmbolo do amortecedor se move no sentido de comprimir o fluido hidráulico na secção inferior do cilindro ativo. Este

comportamento é verificado quando a roda do veículo interage com uma irregularidade do pavimento, resultando na compressão do amortecedor. O ciclo de extensão surge quando o êmbolo se move de forma a comprimir o fluido na secção superior do cilindro ativo, levando também ao retorno do excesso de fluido para a secção inferior deste. Tipicamente, num veículo ligeiro, os amortecedores apresentam maior resistência durante o ciclo de extensão. Assim, nota-se que o ciclo de compressão é responsável pelo controlo do movimento da massa não suspensa, enquanto que o ciclo de extensão controla o movimento da massa suspensa, correspondendo à maior porção de massa do veículo, como visto anteriormente.



Figura 2.6 - Ciclos de expansão e compressão, adaptado de [11].

Segundo Silva e Maia [14], a forma de amortecimento considerada no âmbito da engenharia é a de amortecimento viscoso, na qual a força de amortecimento é proporcional à velocidade aplicada no amortecedor. Assim, o coeficiente de amortecimento viscoso, c , é medido em força por unidade de movimento. Desta forma, quanto mais rápido for o movimento solicitado ao amortecedor, maior será a resistência por este oferecida. Este comportamento é benéfico, na medida em que permite que o amortecedor se ajuste ao tipo de pavimento (dependendo da velocidade do veículo) e que sejam controladas as inclinações lateral, frontal e traseira, que ocorrem quando o veículo se encontra em movimento.

2.2.3. Braços de Suspensão

Os braços de suspensão, também conhecidos por braços de controlo, tirantes ou forquilhas, desempenham um papel fundamental em qualquer sistema de suspensão automóvel. Estes fornecem o grau de liberdade que permite movimento vertical da roda, sendo também responsáveis pela ligação entre esta e o chassis do veículo. Estes componentes permitem manter o nível de contacto ideal entre a roda e o pavimento, aumentando a capacidade de tração, o conforto dos ocupantes e reduzindo o desgaste dos pneus [17].

Na maioria dos automóveis ligeiros de estrada, os braços de suspensão contêm casquilhos de borracha (ou poliuretano, como sucede em alguns veículos desportivos) numa das extremidades e uma rótula metálica na outra. Os casquilhos permitem uma ligação macia ao chassis, diminuindo a propagação de vibrações e ruídos para este, bem como um eixo de rotação para o braço de suspensão. Por outro lado, a rótula tem como função permitir a rotação da roda, em torno de um eixo vertical, conferindo capacidade de direção ao veículo. Estes componentes estão sujeitos a desgaste e devem, como tal, ser alvos de manutenção periódica.

Os braços de suspensão podem ser projetados por forma a serem ajustáveis, permitindo o ajuste da geometria de sopé ("*camber*"), o que se torna útil em aplicações nas quais é necessário ou benéfico que esta geometria possa ser alterada. O número de braços utilizados varia conforme o tipo de sistema de suspensão, podendo ser utilizado desde apenas um, por roda, até múltiplos braços por roda, em

algumas aplicações. Estes são tipicamente fabricados em ferro ou alumínio, tal como é observado na Figura 2.7, com a exceção de alguns casos, aplicados à competição automóvel, nos quais são fabricados em fibra de carbono [18].



Figura 2.7 - Braço de suspensão fabricado em liga de alumínio [19].

2.2.4. Barras Estabilizadoras

Segundo Albuquerque *et al.* [10], a inclinação lateral, à qual um veículo é sujeito quando descreve uma trajetória curvilínea, é causada pela força centrífuga que transfere peso para as rodas mais afastadas do interior da curva. Esta tendência de inclinação lateral pode ser reduzida através da utilização de uma barra estabilizadora, montada entre as duas rodas do mesmo eixo por forma a contrariar a inclinação lateral, através da torção desta, como se pode observar na Figura 2.8.

A espessura da barra determina o quanto o chassis inclina lateralmente, durante uma curva. Assim, as barras estabilizadoras influenciam diretamente a eficácia de um automóvel para curvar [20].

No âmbito desta dissertação e à semelhança de algumas viaturas de competição, não é empregue uma barra estabilizadora devido à ausência dessa necessidade. Porém, caso o veículo projetado pela equipa do TFC seja adaptado para utilização urbana, no futuro, este terá de ser equipado com tal barra.

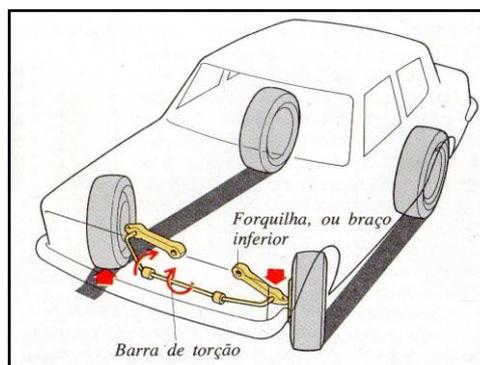


Figura 2.8 - Barra estabilizadora (de torção) a atuar em curva, adaptado de [10].

2.3. Geometrias de Suspensão

Por forma a garantir que as funções de um sistema de suspensão são cumpridas, mantendo a segurança e conforto dos ocupantes, bem como elevados níveis de contacto com o pavimento, é necessário definir uma geometria adequada para o sistema. Muitos dos parâmetros geométricos de um sistema de suspensão estão associados à forma como este foi projetado, não sendo alvo de fácil

alteração. Porém, algumas formas de ajuste são possíveis e podem trazer benefícios para a dinâmica do veículo.

A maioria dos ajustes possíveis mais comuns baseiam-se em pequenas alterações angulares, feitas com o objetivo de aumentar a estabilidade do veículo quando descreve trajetórias retilíneas, curvilíneas e em travagem.

2.3.1. Ângulo de Sopé

O ângulo de sopé (“*Camber*”) é um dos parâmetros de alinhamento mais sujeitos a ajuste, correspondendo à inclinação da roda em torno de um eixo vertical ao pavimento, quando esta é projetada no plano lateral (alçado direito, i.e., na direção em que a roda se desloca), podendo ser nulo (sopé neutro), positivo ou negativo. Variações no ângulo de sopé ocorrem de forma natural, em sistemas de suspensão independentes, quando a roda atinge uma irregularidade e se move na vertical, leva ao surgimento de sopé negativo até que a roda volte à posição inicial. Assim, existem vantagens e desvantagens associadas à afinação deste ângulo [21]:

- **Ângulo de sopé positivo:** Corresponde à inclinação que promove uma maior distância entre rodas do mesmo eixo na zona superior destas (inclinação “para fora”), levando a que a distância entre as rodas, nas zonas de contacto com o pavimento seja menor. Esta configuração, observada na Figura 2.9 (c), é naturalmente instável e, como tal, raramente aplicada.
- **Ângulo de sopé negativo:** Traduz-se na inclinação que promove maior distância entre as rodas do mesmo eixo na zona inferior destas (inclinação “para dentro”), significando que a distância entre rodas é maior na zona onde estas contactam com o pavimento. Ao contrário do ângulo positivo, promove uma maior estabilidade em curva, visto que permite uma maior área de contacto entre o pavimento e o pneu da roda mais afastada do centro da curva, devido à inclinação lateral que o veículo sofre a descrever a trajetória curvilínea. Esta configuração pode ser observada na Figura 2.9 (a).

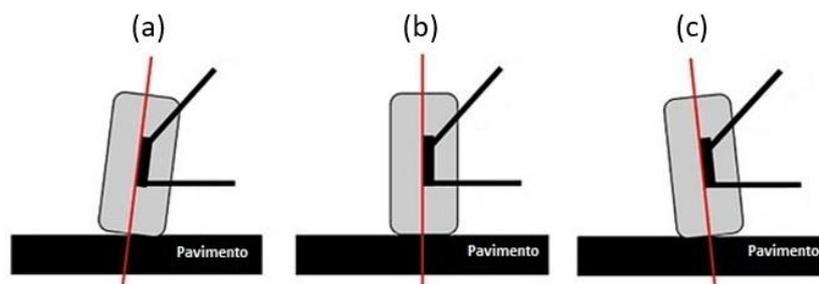


Figura 2.9 - Diferentes ângulos de Sopé: (a) negativo, (b) nulo e (c) positivo adaptado de [21].

2.3.2. Convergência e Divergência

A convergência e divergência (“*Toe in*” e “*Toe out*”, respetivamente) são definidas como a inclinação entre duas rodas do mesmo eixo, relativamente a um eixo vertical, traçado sobre o plano de vista superior (planta) do veículo, como se pode observar na Figura 2.10. Desta forma [21]:

- **Convergência:** Corresponde à inclinação das rodas de forma a aproximar as extremidades dianteiras destas. Esta característica promove um comportamento do veículo previsível e seguro,

atribuindo estabilidade em deslocamentos em linha reta. Excesso de convergência pode causar subviragem, como tal, quando aplicada convergência, esta deve ser pequena.

- **Divergência:** Representa o oposto da convergência, ou seja, uma inclinação das rodas do mesmo eixo que promove o afastamento das extremidades dianteiras destas. Esta configuração raramente é aplicada, visto que promove instabilidade, apenas é encontrada em casos nos quais o eixo onde é aplicada tem baixo carregamento. A divergência induz sobreviragem.

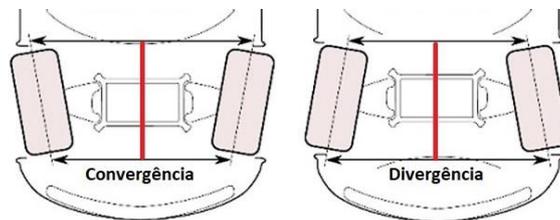


Figura 2.10 - Convergência e Divergência, adaptado de [21].

2.3.3. Inclinação do Porta-cubos

Esta geometria corresponde ao ângulo de inclinação do porta-cubos (manga de eixo), relativamente a um eixo vertical traçado ao longo da roda, vista em plano central (alçado principal), como é evidenciado pela Figura 2.11. Esta geometria não é alterada com a mesma frequência e facilidade das duas discutidas anteriormente, desta forma, em muitos casos, a inclinação do porta-cubos é definida na fase de projeto e o sistema de suspensão montado por forma a não permitir ajuste direto desta [21].

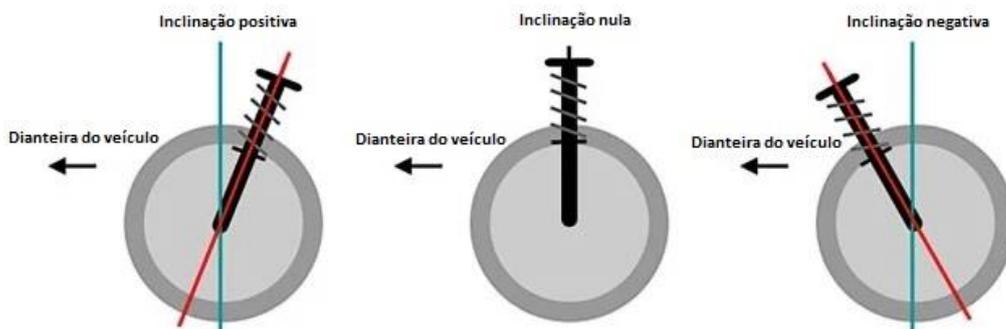


Figura 2.11 - Inclinação do porta-cubos, adaptado de [21].

2.4. Tipos de Sistemas de Suspensão

A análise feita até ao momento foi focada nos componentes específicos típicos de um sistema de suspensão, não tendo sido discutida a forma como operam as quatro rodas do veículo, em simultâneo. Neste contexto, observa-se que um veículo tem dois eixos: o eixo dianteiro e o eixo traseiro, permitindo assim a utilização de sistemas de suspensão diferentes para cada um dos eixos.

Dentro dos vários tipos de sistemas de suspensão existentes, todos são categorizados dentro de dois modelos distintos: sistemas dependentes ou sistemas independentes [15], [22]:

- **Sistema Dependente:** É composto por um eixo sólido que atravessa a largura do chassi, unindo ambas as rodas esquerda e direita (dianteiras ou traseiras, caso o eixo seja dianteiro ou traseiro,

respetivamente), como se pode observar na Figura 2.12, sendo estabelecida uma dependência para que estas operem de forma conjunta. Assim, caso uma roda atinja uma irregularidade no pavimento, a outra roda, do mesmo eixo, será também afetada.



Figura 2.12 - Sistemas de suspensão dependentes [23].

- **Sistema Independente:** Ao contrário do sistema anterior, este modelo não apresenta qualquer forma de ligação entre as rodas do mesmo eixo (dianteiro ou traseiro), permitindo assim um grau de liberdade para cada uma das rodas, sem que haja dependência entre estas, como se pode observar na Figura 2.13. Assim, cada roda de um eixo terá um comportamento diferente, reagindo ao pavimento de forma independente da outra, ajudando a manter o chassis em posição paralela ao pavimento.



Figura 2.13 - Sistemas de suspensão independentes [23].

Tendo em conta que num sistema dependente o movimento das rodas do eixo é conjunto, surge uma diminuição da capacidade de tração devido ao facto de o eixo sólido não permitir que cada roda reaja da forma ideal para o pavimento com o qual estabelece contacto. Uma outra desvantagem desta configuração é a contribuição para o aumento da massa não suspensa, uma vez que o eixo que une ambas as rodas tem uma massa significativa e, no caso de a tração do veículo ser feita através desse eixo, componentes como o diferencial e os semieixos de transmissão serão suportados por este e não pelo sistema de suspensão.

Por outro lado, para um sistema independente, cada roda pode reagir de forma independente ao pavimento com o qual contacta, como é evidenciado na Figura 2.14, aumentando o nível de contacto com este e, conseqüentemente, permitindo atingir condições de tração ideais, melhorando também o

isolamento de pavimento. A ausência de um eixo sólido permite diminuir consideravelmente a massa do veículo [15].

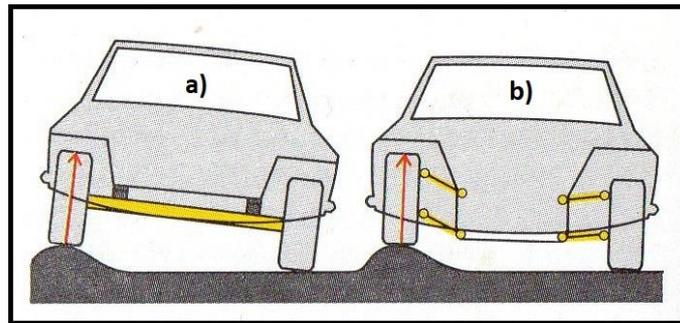


Figura 2.14 - a) Sistema Dependente, b) Sistema Independente, adaptado de [10].

Tendo em conta o âmbito desta dissertação, por forma a reduzir o peso do veículo a projetar, melhorando assim as suas capacidades dinâmicas, tanto em curva como em travagem e aceleração, são projetados sistemas de suspensão dianteira e traseira independentes. Desta forma, são agora analisados alguns dos sistemas de suspensão modernos que se enquadram neste modelo.

2.4.1. Suspensão MacPherson

É o sistema mais utilizado na atualidade, tendo sido desenvolvido por Earle S. MacPherson em 1947, para a *General Motors* [23]. O sistema é composto por um amortecedor telescópico e uma mola montados concentricamente (“*Strut*”) num tirante tubular, que é ligado a um único braço de suspensão, por meio de um porta-cubos (também conhecido por “manga de eixo da roda”), como se pode observar na Figura 2.15. A extremidade superior do tirante tubular é ligada ao chassis através de uma união flexível, por forma a reduzir a transmissão de vibrações do sistema de suspensão para este [10].

Este tipo de sistema permite que a variação do ângulo de sopé, durante o movimento vertical da roda, seja baixa. Devido a esta característica, a suspensão MacPherson é uma solução que se aplica maioritariamente no eixo dianteiro, em automóveis com a tração feita através deste [15], visto que a baixa variação do ângulo de sopé permite aplicar a tração às rodas motrizes, de forma uniforme, mesmo em pavimento irregular.



Figura 2.15 - Sistema de Suspensão MacPherson [15].

De acordo com Albuquerque *et al.* [10], a popularidade deste sistema é devida à sua simplicidade mecânica e à inclusão de peças móveis leves que contribuem para o anulamento dos choques provenientes das irregularidades do pavimento, reduzindo também a inclinação lateral. Porém, devido à ausência de um segundo braço de suspensão, este sistema requer um chassis com elevada resistência mecânica nas zonas superiores às passagens das rodas, permitindo que este consiga absorver os esforços a que a suspensão é sujeita.

Na Figura 2.16 é exposto um sistema de suspensão dianteira MacPherson, num veículo com tração feita neste mesmo eixo.

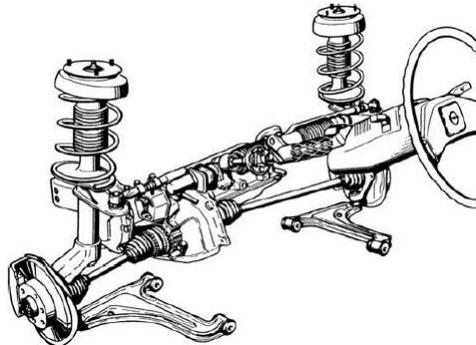


Figura 2.16 - Sistema de Suspensão MacPherson no eixo dianteiro de um veículo de passageiros [12].

2.4.2. Suspensão de Braço Duplo

Este tipo de suspensão independente recorre à utilização de dois braços de suspensão (tipicamente triangulares, também chamados de “forquilhas”), tendo também uma mola e amortecedor telescópico montados de forma concêntrica, responsáveis pela absorção das vibrações, como se pode observar na Figura 2.17. Cada braço triangular apresenta dois apoios de montagem ao chassis e um ao porta-cubos da roda, existindo espaço para posicionar o conjunto mola/amortecedor na vertical, entre os dois braços triangulares. Para tal, existe uma base de apoio para a extremidade inferior do amortecedor no braço triangular inferior. A secção superior do amortecedor é ligada ao chassis [11].



Figura 2.17 - Sistema de Suspensão de Braço Duplo [23].

Um sistema de braço duplo é vantajoso na medida em que promove um maior controlo sobre a variação do ângulo de sopé, que ocorre quando a roda se move verticalmente, após atingir uma irregularidade no pavimento [11]. Este sistema permite também reduzir a massa não suspensa.

Segundo Albuquerque *et al.* [10], se os braços triangulares superior e inferior forem montados de forma paralela e tiverem o mesmo comprimento, ao ser atingida uma irregularidade no pavimento, a roda não irá inclinar, enquanto descreve o movimento vertical. Este comportamento dita que, quando ambos os braços superior e inferior têm o mesmo comprimento, durante o movimento vertical da roda, a distância entre rodas varia, mas não o ângulo de sopé. Isto resulta num maior desgaste dos pneus, bem como numa eficiência da roda reduzida, em curva.

Desta forma, alguns sistemas de suspensão de braço duplo apresentam braços com diferentes comprimentos, tendo o braço superior uma dimensão menor que a do inferior. Consequentemente, a roda sofre inclinação para dentro (variação do ângulo de sopé no sentido negativo) quando se encontra em movimento vertical, o que se traduz num melhor comportamento em curva, devido a um nível de contacto com o pavimento superior (possível devido a uma maior área do pneu exercer pressão no solo, em curva).

A Figura 2.18 mostra a variação do ângulo de sopé, num sistema com braço superior mais curto que o inferior.

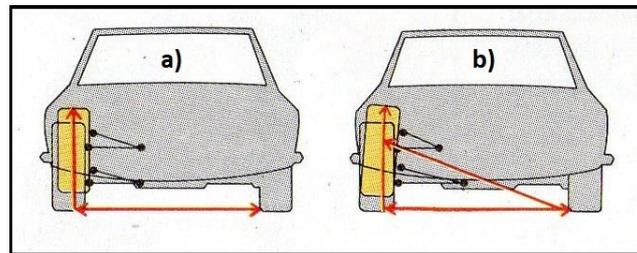


Figura 2.18 – a) Braços idênticos, b) Braços de diferentes comprimentos, adaptado de [10].

2.4.3. Suspensão Multi-Braço

Este sistema corresponde a um desenvolvimento do sistema de suspensão de braço duplo, aumentando o grau de complexidade através da utilização de vários braços de suspensão. Desta forma, os princípios de funcionamento são os mesmos que no sistema de braço duplo, apenas diferindo no arranjo dos braços. Ao contrário do sistema anterior, os braços superior e inferior (que podem novamente formar uma geometria triangular), não são sólidos, sendo constituídos por dois braços separados, como evidenciado pela Figura 2.19, que formam os conjuntos de braços superior e inferior. Assim, um sistema de suspensão multi-braço é, tipicamente, constituído por cinco braços para cada roda, onde dois braços formam o conjunto de braços superior, outros dois o conjunto inferior e o quinto braço controla a geometria da suspensão [12].

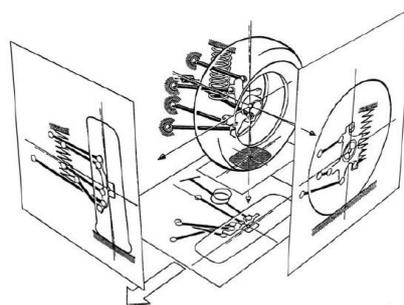


Figura 2.19 - Detalhes de um sistema multi-braço, em perspectiva [12].

O sistema multi-braço foi introduzido nos anos sessenta, pelo fabricante *Mercedes-Benz*. Porém, de acordo com Goppelt [24], apenas foi desenvolvido, uma década mais tarde, pelo fabricante *Porsche*, por forma a solucionar a natureza direcional errática das forças elásticas que atuam na suspensão. A solução final foi batizada de “*Eixo de Weissach*”, representado na Figura 2.20, com a qual os sistemas modernos de suspensão multi-braço partilham os princípios de funcionamento.

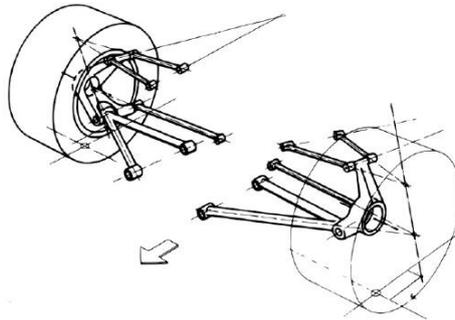


Figura 2.20 - Protótipo experimental do sistema multi-braço “*Eixo de Weissach*”, adaptado de [24].

Segundo Dixon [12], os sistemas multi-braço permitem pequenas margens controladas de liberdade de movimento em cada braço, que são responsáveis por criar convergência, entre as rodas do mesmo eixo, em situações de travagem e de desaceleração em curva, dando mais estabilidade ao veículo. Como tal, este tipo de sistemas é maioritariamente encontrado em automóveis desportivos e de competição, com tração traseira ou integral.

2.5. Ferramentas de Product Data Management

As ferramentas de *Product Data Management* (PDM) correspondem ao avanço mais recente na tecnologia CAD, permitindo realizar o armazenamento e gestão de ficheiros CAD/CAE, de forma segura. No âmbito desta dissertação, foi considerada a utilização de três ferramentas distintas, opções estas o *SolidWorks PDM*, *Siemens Teamcenter* e *Siemens Solid Edge Data Management*.

Segundo Buchal [3], existe um reconhecimento da importância da gestão e partilha de ficheiros e dados CAD dentro de uma equipa, por parte da indústria, o que levou ao desenvolvimento de sistemas e ferramentas de PDM para satisfazer esta necessidade. Porém, a adesão das escolas de engenharia a estas ferramentas tem sido reduzida e lenta, levando a que equipas de estudantes universitários recorram a métodos e abordagens não ideais para a partilha de ficheiros.

O mesmo autor considera que um programa de PDM deve ter os seguintes requisitos mínimos:

- Existência de um “cofre” de armazenamento (“*Data vault*”) e possibilidade de gestão de documentos;
- Possibilidade de gestão de processos e do fluxo de trabalho (“*workflow*”);
- Possibilidade de gestão da estrutura do produto;
- Possibilidade de operação e partilha de dados via internet.

A existência de um “cofre” incorporado nos programas de PDM garante um repositório permanente de ficheiros e dados CAD, permitindo também em alguns casos o armazenamento de ficheiros de outros tipos. O acesso a este é controlado através da criação de uma rede hierárquica na qual um

administrador atribui a permissão para editar ficheiros no cofre aos utilizadores que o devam fazer. Os outros utilizadores não podem fazer alterações nos ficheiros, no entanto podem receber permissão para os visualizar. Dada a elevada complexidade presente nas relações existentes entre os vários ficheiros CAD que formam um conjunto (“assembly”), o programa de PDM gere estas relações continuamente, evitando a quebra destas quando são feitas alterações nos ficheiros CAD. Assim, quando um utilizador dotado de permissão de edição acede a um conjunto presente no “cofre”, são descarregadas automaticamente todas as peças e modelos associados a este para o computador do utilizador. Após os ficheiros serem alterados e reintroduzidos no “cofre”, são catalogadas versões das peças que foram alvo de alterações, existindo assim uma versão inicial da peça e uma segunda versão que contém as alterações feitas pelo utilizador. Um histórico de versões é mantido, permitindo o acesso a versões anteriores a qualquer momento.

Tipicamente, as peças e modelos CAD são projetados seguindo um fluxo de trabalho que engloba várias etapas, tais como “Por iniciar”, “Em trabalho”, “Em revisão”, “Aprovado” e “Enviado para fabrico”. Um programa de PDM faz um seguimento contínuo deste fluxo de trabalho, lançando avisos aos utilizadores cada vez que um ficheiro CAD é colocado numa nova etapa.

A gestão da estrutura do produto é tipicamente feita através de uma lista de materiais (“Bill of materials” ou “BOM”), que consiste na listagem de todas as peças e componentes normalizados que constituem um conjunto ou um produto. Assim, através do estabelecimento de uma lista de materiais, os programas de PDM mantêm atualizadas as relações existentes entre cada uma das peças desta lista, realizando assim uma gestão contínua da estrutura do projeto, mantendo um registo contínuo das relações existentes e das alterações que são feitas entre estas.

Após analisar as três ferramentas mencionadas neste capítulo, concluiu-se que ambos os programas *SolidWorks PDM* e *Siemens Teamcenter* permitem armazenar em “cofre” ficheiros CAD de vários formatos, bem como realizar a gestão do fluxo de trabalho e também do projeto, de forma permanente e continuada. Ambos requerem a instalação e configuração cuidada de um servidor no formato *Microsoft SQL Server* e são onerosos, na ausência de patrocinadores que cubram o custo de aquisição de qualquer um [25], [26]. Na Tabela 2.1 são listadas várias características dos três programas em análise, com o objetivo de estabelecer uma comparação entre estes.

Tabela 2.1 – Características dos três programas em comparação.

Funcionalidade	<i>SolidWorks PDM</i>	<i>Siemens Teamcenter</i>	<i>Siemens Data Management</i>
Gestão de ficheiros e simulações	✓	✓	✓
Gestão de Lista de Artigos	✓	✓	✓
Gestão de processos de fabrico	✓	✓	✓
Gestão de defeitos de qualidade	✓	✓	x
Análise de sustentabilidade e ambiente	x	✓	x
Ambiente Multi-CAD	✓	✓	✓
Gestão de Património	x	✓	x
Gestão de documentos e conteúdo	✓	✓	x
Gestão de custos de produto	x	✓	x
Gestão de fluxo de trabalho e calendário	✓	✓	x
Planeamento financeiro do projeto	x	✓	x
Verificação de normas industriais	✓	x	x
Custo	1217-2700 € *	Sob orçamento	Gratuito **

* Os custos relativos aos softwares anteriormente descritos foram obtidos diretamente de um revendedor destes produtos , sendo estes valores referentes ao ano de 2018 e correspondendo a uma estimativa face ao custo para 2020 [27].

** A ferramenta *Siemens Solid Edge Data Management* faz parte do programa *Siemens Solid Edge 2020 University Edition*, disponibilizado pelo IST, sendo assim gratuito para todos os alunos desta instituição.

Desta forma, a equipa da TFC escolheu utilizar a ferramenta *Siemens Solid Edge Data Management* ao invés de uma das duas anteriores, utilizando uma outra ferramenta específica apenas para a gestão do fluxo de trabalho e dos projetos, denominada de *Meistertask*. Esta é também paga, porém a equipa obteve patrocínio para esta ferramenta, tendo sido cedida sem custos. A aplicação destas ferramentas, no âmbito desta dissertação é analisada no capítulo 6.

3. Cálculo das condições de projeto

Neste capítulo são realizados os cálculos referentes às condições em que o veículo irá operar, com o objetivo de estabelecer os carregamentos de projeto para a suspensão dianteira e traseira, que serão utilizados no projeto destas, nos capítulos 4 e 5 desta dissertação. São também calculados os ângulos mínimos que as rodas dianteiras têm de descrever por forma a cumprir o raio de curvatura especificado no regulamento.

O sistema de suspensão a projetar será utilizado exclusivamente em eventos de competição automóvel, nas quais os veículos circulam em circuitos fechados com pavimento aproximadamente liso, isto é, irregularidades no pavimento são mínimas ou totalmente inexistentes.

Desta forma, são identificadas três situações distintas que o veículo irá enfrentar no decorrer da competição:

- Regime estacionário (veículo em repouso e em movimento com ausência de aceleração);
- Travagem até ao repouso;
- Curvar.

Cada uma destas situações é analisada em detalhe, por forma a definir as condições de projeto do sistema de suspensão.

3.1. Requisitos e Características do Veículo

De acordo com o regulamento das provas da SEM, para a classe *Urban Concept* [6], são listados na Tabela 3.1 os requisitos de importância, no âmbito do projeto do sistema de suspensão.

Tabela 3.1 – Requisitos do regulamento da SEM, para a classe *Urban Concept*.

Requisitos	Valor
Peso máximo do veículo (sem piloto)	225 kg
Peso mínimo do piloto e equipamento	70 kg
Distância mínima ao solo	100 mm
Largura total do veículo	1200 – 1300 mm
Raio de viragem	$\leq 6 m$
Direção feita pelas rodas dianteiras	-

À data da realização deste trabalho, apenas uma estimativa do peso final do veículo (com piloto) está definida, correspondendo a 175 kg. Como tal, para o projeto da suspensão são considerados 225 kg para o peso do veículo e 80 kg para o piloto e equipamento em conjunto, levando a um peso total de 305 kg. Estes valores são considerados tendo em conta que permitem realizar os cálculos de forma conservativa, satisfazendo ao mesmo tempo os requisitos de peso do regulamento.

Devido ao posicionamento traseiro do grupo propulsor (célula de hidrogénio e sistema de transmissão), é considerada uma distribuição de peso de 40% no eixo dianteiro e 60% no eixo traseiro. Nota-se que estes valores foram definidos em equipa como uma consideração de projeto, podendo os valores finais, observados após o fabrico do veículo diferir ligeiramente em relação aos valores referidos.

Assim, os parâmetros de projeto usados nesta dissertação foram definidos e analisados em conjunto com a equipa da TFC e encontram-se são listados na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Parâmetros e especificações utilizados

Parâmetros	Valor
Aceleração gravítica, g	9,81 m/s^2
Altura do veículo, h	1050 mm
Altura do CG, y_{CG}	525 mm
Área frontal projetada, A_{FP}	1,01 m^2
Coefficiente de atrito pneu/pavimento, μ_P	$\approx 0,9$
Coefficiente de sustentação, C_L	0,04
Comprimento da via dianteira, D	1200 mm
Comprimento da via traseira, C	900 mm
Densidade do ar, ρ_{ar}	1,2 kg/m^3
Distância entre eixos, L	1900 mm
Peso total, W	305 $kg = 2992 N$
Posição longitudinal do CG, x_F e x_T	40% Dianteira 60% Traseira
Posição longitudinal do CP, x_{PF} e x_{PT}	80% Dianteira 20% Traseira
Velocidade máxima, u_{max}	40 $Km/h = 11,1 m/s$

Onde CG e CP correspondem ao centro de gravidade (cujo valor foi obtido a partir do estudo do primeiro protótipo aerodinâmico do veículo, podendo este valor ser alterado à medida que novos protótipos são desenvolvidos) e centro de pressão, respetivamente. É importante notar que a posição longitudinal do CP corresponde a uma aproximação, tendo por base as simulações CFD (*Computational Fluid Dynamics*) realizadas pela equipa, visto que não foi obtido um conjunto de coordenadas concreto para este ponto. Assim, a aproximação é feita partindo dos resultados das simulações que demonstram que a zona de maior pressão é a extremidade dianteira do veículo.

O coeficiente de atrito é utilizado tendo em conta que a situação limite de travagem corresponde ao limite de aderência do pneu, ou seja, o ponto onde a aderência é máxima, sem que o pneu deslize. Este é calculado com base nos valores obtidos por Bosch [16], fazendo a média entre 0,85 e 1, que correspondem aos valores típicos para pneus de estrada (conforme dita o regulamento da SEM) em pavimento seco.

3.2. Análise em Estado Estacionário

Quando o veículo se encontra em repouso ou em movimento a uma velocidade constante, este encontra-se em regime estacionário. Nestas circunstâncias, a força de inércia presente num veículo em movimento com aceleração não nula (em travagem, abrandamento ou aceleração), que é responsável por contrariar a ação da aceleração, originando a tendência de o veículo em movimento manter esse movimento [28], não existe.

Tendo em conta que o veículo é sujeito a um carregamento superior quando se encontra em movimento a uma velocidade constante, face à situação em que se encontra em repouso, apenas esta se torna relevante para o projeto dos componentes do sistema de suspensão. Assim, apenas esta é analisada.

3.2.1. Diagrama de Corpo Livre

Em estado estacionário, o veículo é sujeito apenas às forças relacionadas com a sua massa e à força aerodinâmica, caso este se encontre em movimento, como se pode observar na Figura 3.1.

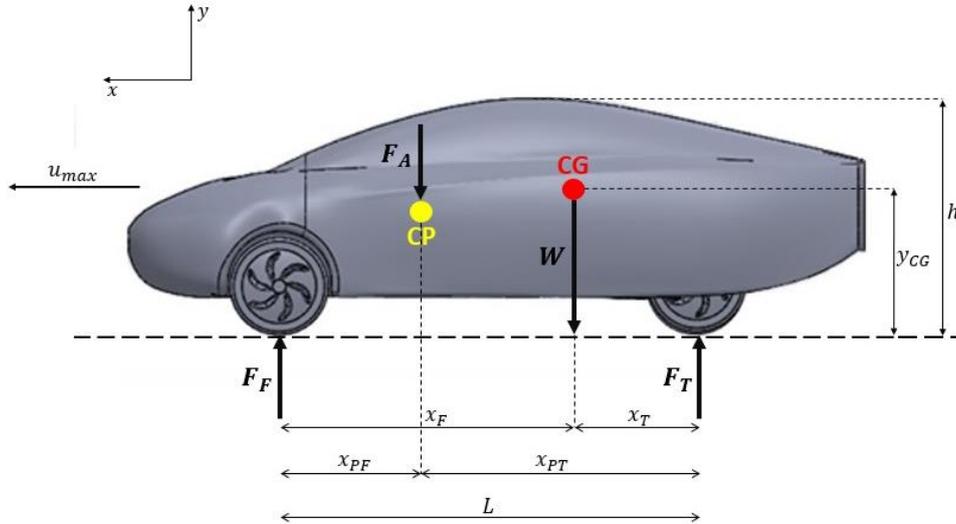


Figura 3.1 - Diagrama de Corpo Livre em estado estacionário.

De acordo com o âmbito da competição em que o veículo irá participar, a aerodinâmica é projetada por forma a otimizar os efeitos de arrasto e de sustentação. Assim, é esperado que o efeito da força aerodinâmica, F_A , seja baixo ou até mesmo desprezável, não sendo a sua contribuição significativa para o cálculo das forças verticais que atuam nos eixos dianteiro e traseiro, F_F e F_T , respetivamente. Desta forma, apenas o peso do veículo, W , irá influenciar os valores de F_F e F_T .

Porém, o cálculo de F_A é realizado, por forma a demonstrar a sua insignificância na análise mecânica abordada neste capítulo.

3.2.2. Cálculo das Forças

Por forma a medir o grau de significância da força aerodinâmica, F_A , procedeu-se ao cálculo da mesma. Segundo Gudmundsson [29], a força aerodinâmica está relacionada com o coeficiente de sustentação, C_L , da seguinte forma:

$$F_A = \frac{1}{2} \cdot \rho_{ar} \cdot u_{max}^2 \cdot A_{FP} \cdot C_L \quad (3.1)$$

Onde ρ_{ar} corresponde à densidade do ar atmosférico, A_{FP} à área frontal projetada e u_{max} à velocidade máxima do veículo. Substituindo pelos valores presentes na Tabela 3.2:

$$F_A = 2,99 \text{ N} \ll W = 2992 \text{ N}$$

Comparada com o peso do veículo, a força aerodinâmica, F_A , é muito menor. Assim, esta é insignificante para o projeto em execução e, como tal, será desprezada nos modelos das análises em travagem e em curva.

O cálculo das forças verticais que atuam nos eixos, F_F e F_T , é feito através da distribuição de peso do veículo (que foi definida e na secção 3.1.), desprezando a força aerodinâmica, F_A .

$$F_F = 0,4 \cdot W \approx 1197 \text{ N} \quad (3.2)$$

$$F_T = 0,6 \cdot W \approx 1795 \text{ N} \quad (3.3)$$

Assim, são calculadas as forças que atuam nas rodas dianteiras e traseiras, $F_{F\text{roda}}$ e $F_{T\text{roda}}$, respetivamente, dividindo as forças nos eixos por dois, visto cada eixo possuir duas rodas:

$$F_{F\text{roda}} = \frac{F_F}{2} \approx 599 \text{ N} \quad (3.4)$$

$$F_{T\text{roda}} = \frac{F_T}{2} \approx 898 \text{ N} \quad (3.5)$$

3.3. Análise em Travagem

Quando o veículo se encontra em movimento, este pode ser sujeito a acelerações horizontais na forma de uma travagem ou de um aumento da velocidade.

Tendo em conta que a aceleração do repouso até à velocidade de prova do veículo, a qual deve ser mantida constante durante o maior intervalo de tempo possível, é baixa (o veículo deve acelerar de forma suave, com o objetivo de economizar energia), apenas é estudado o caso em travagem, visto a desaceleração poder ser elevada, em caso de travagem de emergência, levando a uma maior solitação mecânica.

3.3.1. Diagrama de Corpo Livre em Travagem

Em travagem, o veículo é sujeito a uma desaceleração horizontal que é imposta através dos quatro pneus. Desta forma, a ação da inércia do veículo em movimento ocorre no sentido contrário ao da desaceleração de travagem, como se pode observar na Figura 3.2.

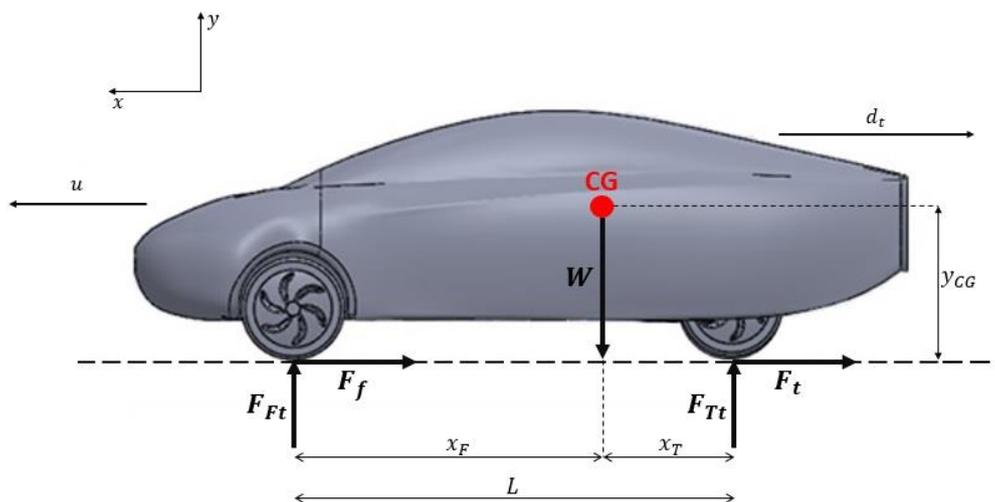


Figura 3.2 – Diagrama de Corpo Livre em travagem.

3.3.2. Cálculo das Forças

Por forma a calcular as forças sofridas em travagem, é determinada a desaceleração máxima teórica que pode ser imposta ao veículo, d_t . Conforme discutido na secção 3.1., esta relaciona-se com o coeficiente de atrito estático entre o pneu e o pavimento, μ_p , visto não existir escorregamento nesta situação, com a força de atrito máxima nos pneus, F_a , e com o peso, W (ou a massa, m).

Através da aplicação da Segunda Lei de Newton:

$$F_a = m \cdot d_t \quad (3.6)$$

$$F_a = \mu_p \cdot W \quad (3.7)$$

Assim, de acordo com as equações anteriores, para $\mu_p = 0,9$ e $g = 9,81 \text{ m/s}^2$, obtém-se $|d_t| = 8,83 \text{ m/s}^2$.

Segundo Guiggiani [13], durante uma travagem, o carregamento nos eixos do veículo é alterado em função da deslocação de peso longitudinal, ΔF , porém, a soma das forças que atuam nos eixos é sempre igual ao peso total do veículo.

Durante uma travagem, $d_t < 0$. Isto resulta num carregamento superior no eixo dianteiro, enquanto uma carga inferior atua no eixo traseiro.

$$\Delta F = -\frac{m \cdot y_{CG}}{L} \cdot d_t \quad (3.8)$$

$$F_{Ft} = F_F + \Delta F \quad (3.9)$$

Onde y_{CG} corresponde à altura do centro de gravidade e L à distância entre eixos. Assim, a partir da equação (3.9) com $F_F = 1197 \text{ N}$ e $\Delta F = 744 \text{ N}$, tem-se $F_{Ft} = 1941 \text{ N}$.

$$F_{Tt} = F_T - \Delta F \quad (3.10)$$

Assim, a partir da equação (3.10) com $F_T = 1795 \text{ N}$ e $\Delta F = -744 \text{ N}$, obtém-se $F_{Tt} = 1051 \text{ N}$.

De acordo com Guiggiani [13], para condições de travagem em que se verifica a desaceleração máxima teórica, as forças horizontais que atuam nos eixos dianteiro e traseiro, F_f e F_t , respetivamente, são dadas por:

$$F_f = \mu_p \cdot F_{Ft} \quad (3.11)$$

$$F_t = \mu_p \cdot F_{Tt} \quad (3.12)$$

Para os valores de F_{Ft} e F_{Tt} anteriormente calculados e sabendo que $\mu_p = 0,9$, obtém-se $F_f \approx 1747 \text{ N}$ e $F_t \approx 946 \text{ N}$.

Conhecendo todas as forças que atuam em ambos os eixos, em travagem, estas são repartidas por roda:

$$F_{Ft \text{ roda}} = \frac{F_{Ft}}{2} \approx 971 \text{ N} \quad (3.13)$$

$$F_{Tt \text{ roda}} = \frac{F_{Tt}}{2} \approx 526 \text{ N} \quad (3.14)$$

$$F_{f \text{ roda}} = \frac{F_f}{2} \approx 874 \text{ N} \quad (3.15)$$

$$F_{t \text{ roda}} = \frac{F_t}{2} \approx 473 \text{ N} \quad (3.16)$$

3.4. Análise em Curva

Tendo em conta o contexto das provas em que o veículo irá competir, é necessário realizar o estudo do caso em que este descreve uma trajetória curvilínea. Assim, são calculados os ângulos de direção necessários para cumprir as condições do regulamento da prova, bem como as forças a atuar em cada roda, em curva.

3.4.1. Princípio de Ackermann

De acordo com Albuquerque *et al.* [10], o princípio de Ackermann permite que as linhas imaginárias, que coincidem com os eixos de cada uma das rodas, passem todas no mesmo ponto, que representa o centro da curva que o veículo descreve. Para que este efeito seja possível, é necessário que a roda dianteira do lado interior à curva descreva um ângulo, δ_{11} , superior ao da outra roda dianteira, δ_{12} . Este princípio é aplicado apenas para velocidades baixas e considera que o escorregamento é nulo.

A geometria de Ackermann para o veículo em projeto (um veículo de quatro rodas) é apresentada na Figura 3.3, onde L corresponde à distância entre eixos, C ao comprimento da via traseira e D ao comprimento da via dianteira.

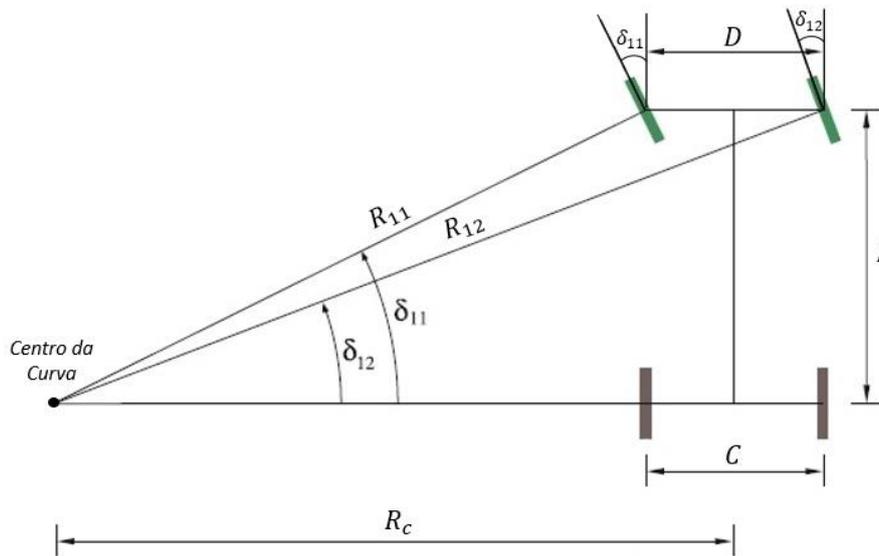


Figura 3.3 – Geometria de Ackermann para o veículo em estudo, adaptado de [13].

Considera-se um raio de viragem de 6 metros, por forma a cumprir o regulamento da competição. De acordo com este [6], o raio de curvatura corresponde à distância entre o centro da curva e a roda do veículo que é externa à curva, ou seja, a roda que descreve o ângulo δ_{12} . Assim, a partir do raio de curvatura, R_{12} , por trigonometria, são calculados os ângulos que cada uma das rodas dianteiras deve descrever, por forma a cumprir o raio de curvatura definido:

$$R_{12} = 6000 \text{ mm} \quad (3.17)$$

$$\sin(\delta_{12}) = \frac{L}{R_{12}} \quad (3.18)$$

Partindo da equação anterior, para $L = 1900 \text{ mm}$ e $R_{12} = 6000 \text{ mm}$, obtém-se $\delta_{12} \approx 19^\circ$.

$$R_{12}^2 = L^2 + \left(R_c + \frac{D}{2}\right)^2 \quad (3.19)$$

$$\tan(\delta_{11}) = \frac{L}{R_c - \frac{D}{2}} \quad (3.20)$$

Partindo da equação (3.20) e sabendo que $L = 1900 \text{ mm}$, $R_c = 5091,2 \text{ mm}$ e $D = 1200 \text{ mm}$, obtém-se $\delta_{11} \approx 23^\circ$.

Como previsto, a inclinação da roda dianteira interior à curva é superior à da roda dianteira exterior. Assim, por forma a cumprir os 6 metros de raio de curvatura, impostos pelo regulamento da prova, o

sistema de direção deve permitir que as rodas dianteiras interior e exterior à curva rodem com ângulos iguais ou superiores a 23° e 19°, respetivamente.

3.4.2. Diagrama de Corpo Livre em Curva

Em curva, o centro de gravidade, CG, descreve um círculo de raio R , sofrendo a ação de um vetor de velocidade, v , perpendicular ao raio, evidenciado pela Figura 3.4.

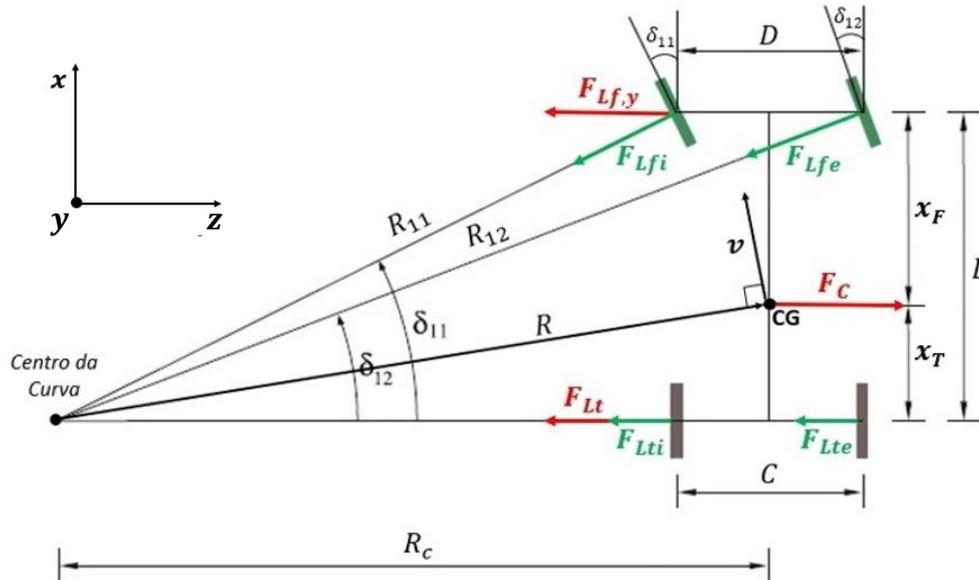


Figura 3.4 – Diagrama de Corpo Livre em curva, adaptado de [13].

Onde F_C representa a força centrífuga que atua no centro de gravidade, $F_{Lf,y}$ a força lateral que atua no eixo dianteiro e F_{Lt} a força lateral no eixo traseiro. As forças F_{Lfi} e F_{Lfe} atuam nas rodas dianteiras interior e exterior, respetivamente, enquanto que F_{Lti} e F_{Lte} nas rodas traseiras.

3.4.3. Cálculo das Forças

A força centrífuga aplicada no centro de gravidade é distribuída por ambos os eixos e, consequentemente, por todas as rodas do veículo. Esta é definida pela Segunda Lei de Newton, como sendo o produto entre a massa do veículo e a aceleração deste, que é dada pelo quociente entre o quadrado da velocidade, v^2 , e o raio da curva, R .

$$F_C = m \cdot \frac{v^2}{R} \quad (3.22)$$

Segundo Qviller [30], numa prova típica da SEM, as curvas mais apertadas apresentam raios nunca inferiores a 15 metros. Considerando o caso limite em que o veículo descreve a curva em velocidade máxima ($v = u_{max}$), calcula-se a força centrífuga a partir da equação (3.22), para $v = 11,1 \text{ m/s}$ e $R = 15 \text{ m}$, obtendo-se $F_C = 2505 \text{ N}$.

O cálculo das forças laterais nos eixos é feito através da aplicação das equações de equilíbrio de momento em torno de CG e das forças segundo o eixo zz :

$$\Sigma M_{CG} = 0 \Leftrightarrow F_{Lf,y} \cdot x_F = F_{Lt} \cdot x_T \quad (3.23)$$

$$\Sigma F_z = 0 \Leftrightarrow F_C = F_{L_{f,y}} + F_{L_t} = F_{L_t} \cdot \left(\frac{x_T}{x_F} + 1 \right) \quad (3.24)$$

$$F_{L_t} = F_C \cdot \frac{x_F}{x_T + x_F} \quad (3.25)$$

Assim, partindo das equações anteriores, para $x_F = 1140 \text{ mm}$ e $x_T = 760 \text{ mm}$, obtém-se $F_{L_t} = 1503 \text{ N}$ e $F_{L_{f,y}} = 1002 \text{ N}$.

É importante notar que um cálculo mais conservativo pode ser realizado. Este corresponde à determinação das forças de aderência máxima teórica nos pneus, em curva, calculadas a partir do coeficiente de atrito estático entre o pneu e o pavimento (à semelhança do que é feito na secção 3.3.2., para a travagem). Porém, esta abordagem não é seguida uma vez que iria sobredimensionar o projeto, tendo em conta que o veículo não tem capacidade para circular a velocidades superiores a 40 km/h ($11,1 \text{ m/s}$), à qual, numa curva com raio de 15 metros, o limite de aderência teórico do pneu está longe de ser atingido.

Analisando o veículo em curva, nota-se que este sofre inclinação lateral devida à transferência de peso do lado interior à curva para o lado exterior. Assim, considera-se uma distribuição de peso teórica de 40% nas rodas interiores e 60% nas rodas exteriores.

Com base nestas considerações, são calculadas as forças em cada roda do veículo.

- **Forças nas rodas traseiras:**

$$F_{L_{ti}} = 0,4 \cdot F_{L_t} \quad (3.26)$$

$$F_{L_{te}} = 0,6 \cdot F_{L_t} \quad (3.27)$$

Com base nas duas equações anteriores, tendo em conta que $F_{L_t} = 1503 \text{ N}$, obtém-se $F_{L_{ti}} = 601 \text{ N}$ e $F_{L_{te}} = 902 \text{ N}$.

- **Forças nas rodas dianteiras:**

Analogamente às rodas traseiras, a força que atua no eixo dianteiro é dividida pelas rodas dianteiras interna e externa, resultando em $F_{L_{f,yi}}$ e $F_{L_{f,ye}}$, respetivamente.

$$F_{L_{f,yi}} = F_{L_{f,y}} \cdot 0,4 \quad (3.28)$$

$$F_{L_{f,ye}} = F_{L_{f,y}} \cdot 0,6 \quad (3.29)$$

Partindo das equações anteriores, para $F_{L_{f,y}} = 1002 \text{ N}$, obtém-se $F_{L_{f,yi}} = 401 \text{ N}$ e $F_{L_{f,ye}} = 601 \text{ N}$.

Porém, as forças que atuam em cada uma das rodas dianteiras, $F_{L_{fi}}$ e $F_{L_{fe}}$, são calculadas tendo em conta os ângulos de inclinação das rodas, conforme se observa na Figura 3.5.

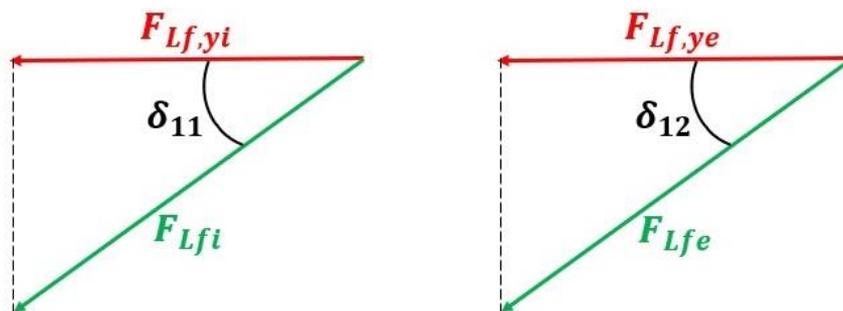


Figura 3.5 – Relação entre forças e ângulos das rodas dianteiras.

Os ângulos δ_{11} e δ_{12} são calculados através de relações trigonométricas, a partir do Diagrama de Corpo Livre, em curva:

$$R^2 = R_C^2 + x_T^2 \quad (3.30)$$

Partindo da equação (3.30), para $R = 1500 \text{ mm}$ e $x_T = 760 \text{ mm}$, obtém-se $R_C = 14980 \text{ mm}$.

$$\tan(\delta_{12}) = \frac{L}{R_C + \frac{D}{2}} \quad (3.31)$$

$$\tan(\delta_{11}) = \frac{L}{R_C - \frac{D}{2}} \quad (3.32)$$

Partindo das equações (3.31) e (3.32), para $L = 1900 \text{ mm}$ e $D = 1200 \text{ mm}$, são obtidos os ângulos: $\delta_{12} = 7^\circ$ e $\delta_{11} = 7,5^\circ$. Sendo estes conhecidos, são calculadas as forças a atuar nas rodas dianteiras.

$$F_{Lfi} = \frac{F_{Lf,yi}}{\cos(\delta_{11})} \quad (3.33)$$

$$F_{Lfe} = \frac{F_{Lf,ye}}{\cos(\delta_{12})} \quad (3.34)$$

Partindo de ambas as equações anteriores, tendo em conta que $F_{Lf,yi} = 401 \text{ N}$ e $F_{Lf,ye} = 601 \text{ N}$, obtém-se $F_{Lfi} \approx 405 \text{ N}$ e $F_{Lfe} \approx 606 \text{ N}$.

Assim, são conhecidas todas as forças que atuam nas quatro rodas do veículo, quando este se encontra a descrever uma curva.

3.5. Condições de Projeto

Tendo em conta que todas as forças que ocorrem nas três situações às quais o veículo será exposto são conhecidas, podem ser definidas as condições de projeto para as rodas dianteiras e traseiras. Estas são traçadas considerando o carregamento máximo ao qual cada uma das rodas pode ser sujeita.

3.5.1. Rodas Dianteiras

Para definir o carregamento de projeto para as rodas dianteiras, que será igual para ambas, tendo em conta que as forças sentidas numa roda em curva serão aplicadas de forma simétrica na outra roda, quando é feita uma curva para o lado oposto, são analisadas as forças sofridas nas três situações anteriormente estudadas e selecionadas as que apresentam um maior valor, correspondendo estas às forças de projeto. Esta análise é feita na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 – Análise das forças que atuam nas rodas dianteiras.

Situação	Rodas Dianteiras		
	Força segundo xx	Força segundo yy	Força segundo zz
Estacionário	-	$F_{Froda} = 599 \text{ N}$	-
Travagem	$F_{froda} = 874 \text{ N}$	$F_{Ftroda} = 971 \text{ N}$	-
Curva	-	-	$F_{Lfe} = 606 \text{ N}$
Forças de Projeto	$F_1 = F_{froda} = 874 \text{ N}$	$F_2 = F_{Ftroda} = 971 \text{ N}$	$F_3 = F_{Lfe} = 606 \text{ N}$

As forças de projeto são apresentadas na Figura 3.6, que representa o cenário considerado para o projeto da suspensão dianteira.

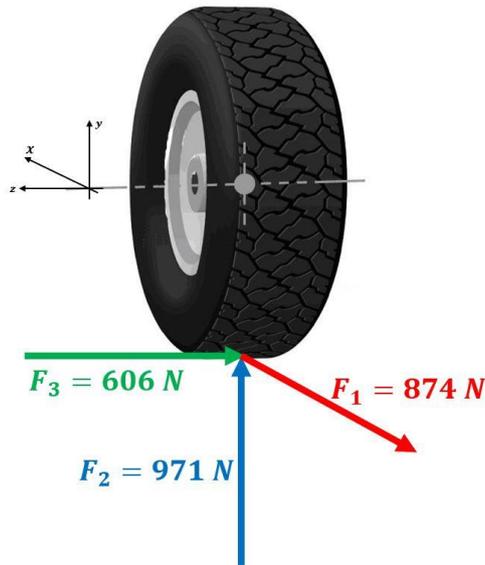


Figura 3.6 – Forças de projeto a atuar nas rodas dianteiras, adaptado de [31].

3.5.2. Rodas Traseiras

Tal como discutido na secção anterior, as forças sofridas pelas rodas do eixo traseiro são analisadas na Tabela 3.4, por forma a seleccionar o carregamento de projeto para estas.

Tabela 3.4 – Análise das forças que atuam nas rodas traseiras.

Situação	Rodas Traseiras		
	Força segundo xx	Força segundo yy	Força segundo zz
Estacionário	-	$F_{T\text{roda}} = 898\text{ N}$	-
Travagem	$F_{t\text{roda}} = 473\text{ N}$	$F_{Tt\text{roda}} = 526\text{ N}$	-
Curva	-	-	$F_{Lte} = 902\text{ N}$
Forças de Projeto	$F_1 = F_{t\text{roda}} = 473\text{ N}$	$F_2 = F_{T\text{roda}} = 898\text{ N}$	$F_3 = F_{Lte} = 902\text{ N}$

Assim, as condições de projeto para a suspensão traseira, correspondente ao carregamento das rodas do eixo traseiro são apresentadas na Figura 3.7.

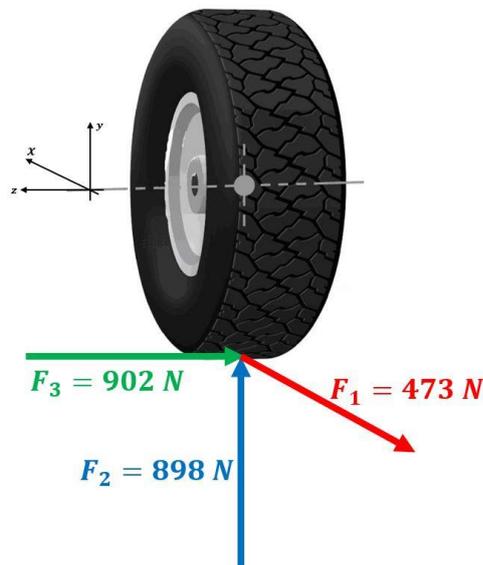


Figura 3.7 - Forças de projeto a atuar nas rodas traseiras, adaptado de [31].

4. Projeto da Suspensão Dianteira

No presente capítulo é projetada a suspensão dianteira e todos os componentes individuais que a formam. São definidos os requisitos deste sistema, bem como o coeficiente de segurança e os materiais aplicados. O carregamento definido na seção 3.5.1. é aplicado a cada um dos componentes com o objetivo de realizar simulações de elementos finitos que permitem o estudo à estática e à fadiga de cada um, bem como a otimização topológica de algumas peças. É feita também a escolha do conjunto mola/amortecedor e definidos os binários de aperto.

O sistema de suspensão dianteira é projetado tendo como objetivo principal a minimização de peso, garantindo ao mesmo tempo o correto funcionamento deste em todos os cenários anteriormente analisados, para o carregamento definido na seção 3.5.1.

4.1. Requisitos e Configuração do Sistema

Por forma a projetar o sistema de suspensão desejado foram definidos vários requisitos em conjunto com a equipa do TFC. Estes visam não só garantir que o sistema apresente o desempenho desejado, como também permitir harmonizar a assemblagem dos vários componentes deste ao chassis do veículo, através da possibilidade de executar pequenas afinações. Assim, os requisitos são apresentados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Requisitos para a suspensão dianteira

Requisitos	Valor
Ângulo de Sopé	0°
Ângulo de Convergência	1°
Ângulo de inclinação da manga de eixo	0°
Variação do ângulo de Sopé, devido ao movimento vertical do sistema	$\in [\pm 1^\circ; \pm 2^\circ]$
Comprimento da via dianteira	1200 mm
Distância mínima ao solo	100 mm
Peso total do sistema	$< 4 \text{ kg}$
Suportar a força longitudinal de travagem	$F_1 = 874 \text{ N}$
Suportar a força vertical de travagem	$F_2 = 971 \text{ N}$
Suportar a força lateral em curva	$F_3 = 606 \text{ N}$
Ângulo de Sopé ajustável	-
Ângulo de Convergência ajustável	-
Altura do veículo ajustável	-
Rigidez da mola ajustável	-
Coefficiente de amortecimento ajustável	-
Permitir rotação das rodas sem embaterem no chassis/suspensão	-
Fácil de montar	-

É importante notar que os ângulos supramencionados foram definidos por forma a maximizarem a área de contacto do pneu com o pavimento. O sistema projetado permite o ajuste destes, por forma a se poder realizar a afinação ideal do sistema, após instalado no chassis. Porém, os valores presentes

na tabela são utilizados ao longo deste trabalho e devem ser respeitados, após o fabrico e montagem do sistema.

De acordo com Dixon [12], o ângulo de convergência deve ser definido por forma a minimizar o desgaste do pneu, o que se traduz num pequeno ângulo de convergência para as rodas não motoras (não superior a 1°). Este ângulo será afinado através dos braços de direção, que serão ligados às mangas de eixo.

Segundo Biswal *et al.* [32], por forma a cumprir os requisitos definidos e minimizar o peso total mantendo uma elevada rigidez estrutural, é projetado um sistema de suspensão independente, de braço duplo. Este é composto por dois braços de suspensão, um conjunto mola/amortecedor, e um porta-cubos, ao qual serão conectados o braço de direção, o êmbolo de travagem e o cubo, no qual é fixa a roda, como se observa na Figura 4.1.



Figura 4.1 – Sistema de suspensão dianteira de braço duplo, num veículo de competição [33].

4.1.1. Cálculo do Coeficiente de Segurança

Anteriormente aos cálculos de projeto, realizados em cada um dos componentes do sistema, é necessário definir o coeficiente de segurança deste. Para tal, é aplicado o método de Pugsley [34] para definir um valor para todo o sistema, conforme o critério mostrado nas Figuras 4.2 e 4.3.

Characteristic ^a		B =				
		vg	g	f	p	
A = vg	C = $\begin{cases} \text{vg} \\ \text{g} \\ \text{f} \\ \text{p} \end{cases}$	vg	1.1	1.3	1.5	1.7
		g	1.2	1.45	1.7	1.95
		f	1.3	1.6	1.9	2.2
		p	1.4	1.75	2.1	2.45
A = g	C = $\begin{cases} \text{vg} \\ \text{g} \\ \text{f} \\ \text{p} \end{cases}$	vg	1.3	1.55	1.8	2.05
		g	1.45	1.75	2.05	2.35
		f	1.6	1.95	2.3	2.65
		p	1.75	2.15	2.55	2.95
A = f	C = $\begin{cases} \text{vg} \\ \text{g} \\ \text{f} \\ \text{p} \end{cases}$	vg	1.5	1.8	2.1	2.4
		g	1.7	2.05	2.4	2.75
		f	1.9	2.3	2.7	3.1
		p	2.1	2.55	3.0	3.45
A = p	C = $\begin{cases} \text{vg} \\ \text{g} \\ \text{f} \\ \text{p} \end{cases}$	vg	1.7	2.15	2.4	2.75
		g	1.95	2.35	2.75	3.15
		f	2.2	2.65	3.1	3.55
		p	2.45	2.95	3.45	3.95

^a vg = very good, g = good, f = fair, and p = poor.
A = quality of materials, workmanship, maintenance, and inspection.
B = control over load applied to part.
C = accuracy of stress analysis, experimental data, or experience with similar parts.

Figura 4.2 – Características A, B e C do coeficiente de segurança n_{sx} , [34].

Characteristic ^a	D =		
	ns	s	vs
E = $\begin{cases} \text{ns} \\ \text{s} \\ \text{vs} \end{cases}$	1.0	1.2	1.4
	1.0	1.3	1.5
	1.2	1.4	1.6

^a vs = very serious, s = serious, and ns = not serious
D = danger to personnel.
E = economic impact.

Figura 4.3 – Características D e E do coeficiente de segurança n_{sy} , [34].

Segundo este método, o coeficiente de segurança global, n_s , é calculado a partir dos dois coeficientes definidos pelas figuras 4.2 e 4.3, a partir da equação (4.1).

$$n_s = n_{sx} \cdot n_{sy} \quad (4.1)$$

Uma vez que se pretende projetar um sistema robusto, os materiais escolhidos devem ter uma elevada qualidade e o controlo e capacidade de suportar o carregamento imposto deve ser elevado. Assim, as características A e B correspondem a “*very good*”. Como a experiência da equipa com este tipo de componentes é nula, mas são esperados bons resultados das simulações e da análise mecânica, a característica C corresponde a “*fair*”. Por fim, dada a importância de projetar um sistema que seja seguro para os ocupantes do veículo e da via onde este circula e cujo impacto económico é também de grande importância, as características D e E são ambas “*very serious*”.

Desta forma, o coeficiente de segurança global é calculado:

$$n_s = 1,3 \cdot 1,6 \approx 2,1$$

4.2. Braços de Suspensão

Os braços da suspensão dianteira serão responsáveis pela transmissão dos esforços sentidos na roda para o chassis, desempenhando uma função fulcral no comportamento dinâmico do veículo.

4.2.1. Configuração e materiais propostos

Por forma a criar um sistema com a menor massa possível, uma abordagem de projeto simplista é aplicada desde a fase inicial do projeto. Assim, são desenhados braços que permitam ter a mínima quantidade de material possível, garantindo o coeficiente de segurança definido na secção 4.1.1 para o carregamento imposto.

Os braços superior e inferior são diferentes, de modo a que o conjunto amortecedor/mola assente no braço inferior e permita alterações na geometria da suspensão, em movimento. Desta forma, ambos são projetados para poderem ser montados no porta-cubos e assim garantir o funcionamento de ambos em harmonia, dadas as suas diferenças de comprimento e massa.

- **Braço Superior**

Conforme discutido na secção 2.4.2, os braços superiores são mais curtos que os inferiores, permitindo variação no ângulo de sopé quando o sistema de suspensão é solicitado em curva, ou pavimento irregular. Estes são fabricados a partir de vários componentes que são ensamblados por

forma a criar um braço com baixa massa e capaz de suportar o carregamento desejado. O braço superior projetado pode ser observado na Figura 4.4.



Figura 4.4 – Configuração de um braço superior dianteiro.

- **Braço Inferior**

Este é idêntico ao braço superior em todos os aspetos, exceto no conector de tubos (peça responsável por unir os tubos, formando um braço triangular), que tem dimensões maiores neste, por forma a albergar o conjunto amortecedor/mola, conferindo ao braço inferior um maior comprimento que o do superior. O braço inferior projetado é representado na Figura 4.5.



Figura 4.5 – Configuração de um braço inferior dianteiro.

- **Afinação do Ângulo de Sopé**

Nas extremidades dos braços são utilizadas juntas em rótula (*“rose joints”* ou *“rod ends”*, em inglês), evidenciadas na Figura 4.6, visto formarem uma união de elevada resistência entre os braços

e a manga de eixo/chassis, permitindo alguma liberdade de afinação dos braços e ajuste da geometria do ângulo de sopé, através da variação da posição destas. Estes componentes podem ser adquiridos diretamente de um fornecedor, a um baixo custo, evitando a necessidade de serem fabricados pela equipa TFC.



Figura 4.6 – Junta em rótula a utilizar, montada nas extremidades dos braços.

A afinação do ângulo de sopé deve ser feita através da rotação das juntas em rótula que contactam com a manga de eixo. De acordo com Budynas e Nisbett [35], o deslocamento longitudinal da rosca verificado quando esta é rodada uma volta completa (360°), corresponde ao passo da rosca.

Assim, tendo em conta que a junta em rótula utilizada para fazer a união com a manga de eixo tem uma rosca M20x2,5 (passo normal), o passo desta é de $2,5\text{ mm}$, resultando num deslocamento longitudinal da junta de $2,5\text{ mm}$ a cada volta completa da mesma (Figura 4.7). Desta forma, é definida uma distância vertical entre os dois braços dianteiros superior e inferior que permita uma variação de $0,5^\circ (\pm 0,001)$ no ângulo de sopé, a cada meia volta da junta (correspondendo a um deslocamento longitudinal de $1,25\text{ mm}$).

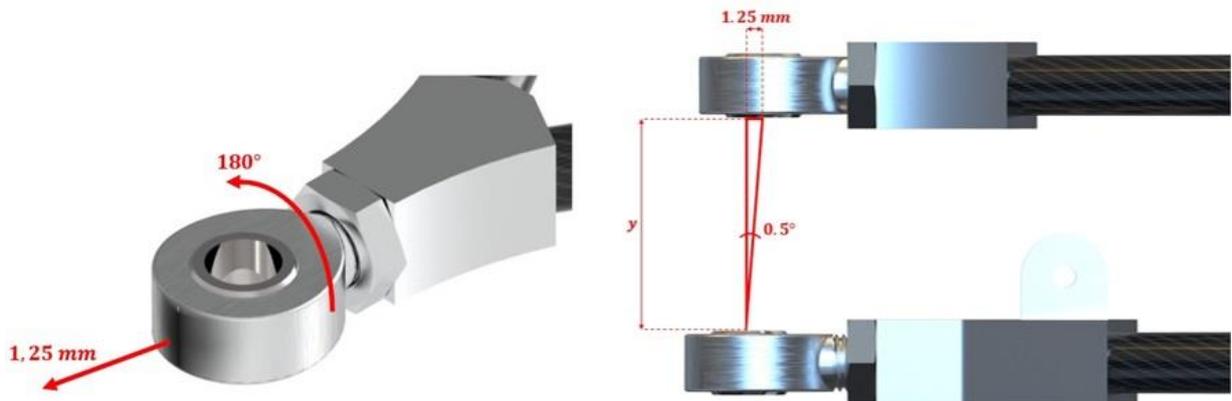


Figura 4.7 – Afinação do ângulo do sopé através da rotação da junta em rótula.

Partindo de relações trigonométricas, é possível calcular a distância vertical entre os dois braços dianteiros, y , por forma a garantir o ângulo desejado:

$$y = 143,2\text{ mm}$$

Deve ser notado que as outras duas extremidades de cada um dos braços (as extremidades dos tubos) também contêm juntas em rótula, novamente com o objetivo de permitir alguma margem de

afinação, porém não da geometria de sopé, mas sim para facilitar a montagem dos braços no chassis.

4.2.1.1. Materiais Propostos

Por forma a minimizar a massa do sistema em projeto, os materiais a utilizar são selecionados de forma rigorosa. De acordo com os resultados obtidos por Camargo *et al.* [36], foi analisada a aplicação de ligas de alumínio bem como de fibra de carbono, por forma a garantir uma elevada capacidade de carga, mantendo ao mesmo tempo a massa o mais baixa possível.

- **Ligas de Alumínio**

A liga de alumínio 7075-T6 é utilizada no fabrico de vários componentes de cada braço. São estes a junta em rótula, responsável pela união entre o braço e a manga de eixo, a porca de aperto da junta e o conector de tubos, fabricados, cada um, a partir de um bloco deste material.

Esta liga é escolhida devido às suas boas propriedades mecânicas e baixa densidade, fornecendo uma elevada capacidade de carga às peças, permitindo atingir uma baixa massa. Um fator de importância considerável corresponde à corrosão galvânica, que, segundo Reboul [37], surge quando são feitas ligações entre dois metais diferentes, um deles uma liga de alumínio, sendo este efeito agravado mediante as condições e a condutividade do ambiente em que se encontra a ligação. Assim, por forma a evitar a ocorrência deste fenómeno, todas as ligações existentes no sistema de suspensão são feitas entre duas peças, produzidas a partir do mesmo metal.

- **Aço**

O aço AISI 4140 (uma liga de aço com cromo e molibdênio) apenas é utilizado em dois pequenos componentes, nos braços de suspensão. Estes são as juntas em rótula nas extremidades dos tubos e os cilindros com rosca interior, responsáveis pela união dos tubos às juntas em rótula. Estes componentes são fabricados em aço devido à grande dificuldade em encontrar um fornecedor que venda as juntas em rótula supramencionadas numa liga de alumínio, visto que têm dimensões mais pequenas (M10x1.25), face às juntas em rótula em liga de alumínio, que unem os braços à manga de eixo. O fabrico de ditas juntas pela equipa teria um custo várias vezes superior ao das juntas fornecidas, tornando esta opção inviável. Assim, dado apenas se conseguirem fornecer estas juntas em aço AISI 4140, os cilindros com rosca interior, onde as juntas serão enroscadas, são também fabricados neste material (por forma a evitar o surgimento de corrosão galvânica).

- **Fibra de Carbono**

Na tentativa de minimizar a massa dos braços, foi estudada a aplicação de tubos em fibra de carbono. Esta solução é aplicada em vários tipos de veículos de competição, incluindo outras equipas universitárias que competem na SEM, devido às vantajosas propriedades deste material.

De acordo com Cobi e Thirunavukarasu, *et al.* [38], [39], existem dois métodos de fabrico para tubos em fibra de carbono: pultrusão e enrolamento em rolo ("*Roll-wrapping*"), como se pode observar na Figura 4.8. Nos tubos fabricados por pultrusão, todas as fibras do compósito são depositadas paralelamente ao eixo do tubo, o que se traduz numa maior probabilidade de ocorrer de-laminação do material, isto é, de haver separação das camadas deste. Nos tubos com enrolamento em rolo, as fibras são dispostas de forma multidirecional, o que lhes confere excelentes propriedades mecânicas

(nomeadamente, elevada resistência a esforços de torção, axiais e de flexão), porém, o processo de fabrico é mais dispendioso que a pultrusão.



Figura 4.8 – Tubos fabricados por: a) pultrusão; b) enrolamento em rolo, adaptado de [40], [41].

A utilização de fibra de carbono é extremamente vantajosa, dadas as propriedades deste material, porém, sendo um material com comportamento frágil, este falha de forma imediata, sem ter um comportamento dúctil progressivo (ao contrário dos materiais metálicos).

Segundo Cobi [38], um tubo fabricado a partir de fibra de carbono tem, tipicamente, uma elevada resistência a esforços de tração, mas uma menor capacidade para suportar esforços de compressão. Desta forma, é fulcral escolher o tubo com as propriedades mecânicas ideais para cada aplicação, visto que estas variam consideravelmente, dependendo do fabricante.

- **Adesivos de Epóxi**

Por forma a unir os tubos de fibra de carbono ao conector de tubos e aos cilindros com rosca interior, ligações adesivas de elevada resistência devem ser formadas, entre estes. De acordo com os trabalhos realizados por Cobi [38] e Thirunavukarasu, *et al.* [39], ambos aplicados, com sucesso, a automóveis de competição da FSAE, o adesivo recomendado para este tipo de aplicações é o produto denominado de “Loctite EA E-120HP” (Figura 4.9), devido à capacidade de suportar grandes carregamentos, sendo aplicado com uma espessura uniforme de 0,2 mm e curado a temperatura ambiente.



Figura 4.9 – Adesivo epóxi “Loctite EA E-120HP” [42].

Uma alternativa à aplicação de um adesivo epóxi corresponde à união mecânica dos tubos de fibra de carbono aos conectores de tubos e aos cilindros com rosca interior através de ligações aparafusadas (quatro em cada união). Porém, ao contrário de uma união com recurso a um adesivo epóxi, esta configuração não permite uma distribuição de tensões uniforme ao longo de toda a área da união, não sendo, portanto, aplicada.

As propriedades mecânicas, relevantes para o âmbito deste trabalho, dos materiais anteriores, são listadas na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 – Propriedades mecânicas dos materiais utilizados.

Material	Propriedades	Valor
Alumínio 7075-T6	Módulo de Elasticidade	71,72 GPa
	Tensão de Cedência, S_y	503,3 MPa
	Tensão de Rutura, S_{ut}	572,3 MPa
	Densidade, ρ	2,8 g/cm ³
Aço AISI 4140	Módulo de Elasticidade	25 GPa
	Tensão de Cedência, S_y	415 MPa
	Tensão de Rutura, S_{ut}	655 MPa
	Densidade, ρ	7,85 g/cm ³
Fibra de Carbono	Módulo de Elasticidade	140 GPa
	Tensão de Cedência, S_y	1315 MPa
	Tensão de Rutura, S_{ut}	1820 MPa
	Densidade, ρ	1,76 g/cm ³
Adesivo Epoxy EA E-120HP	Módulo de Elasticidade	3,1 GPa
	Tensão de Cedência, S_y	65,5 MPa
	Tensão de Rutura, S_{ut}	-
	Densidade, ρ	1,3 g/cm ³

4.2.2. Verificação Estática

Por forma a realizar a verificação estática de ambos os braços de suspensão dianteiros, é primeiro necessário transferir o carregamento de projeto, definido na seção 3.5.1., para os braços superior e inferior. Para tal, os braços são modelados como corpos rígidos, nos quais existem constrangimentos e são aplicadas cargas, conforme denotado na Figura 4.10.

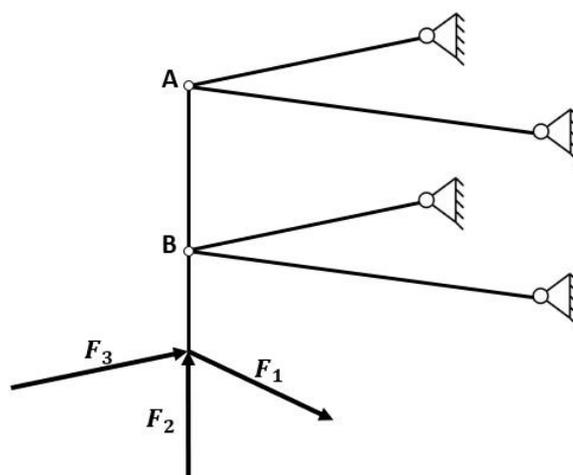


Figura 4.10 – Diagrama de corpo rígido dos braços de suspensão.

Para simplificar a análise matemática, o diagrama anterior é simplificado através da passagem dos constrangimentos para os pontos A e B, que representam as extremidades dos braços superior e inferior, respetivamente. Esta simplificação pode ser observada na Figura 4.11 e é feita com o objetivo de calcular as reações nestes pontos para dois casos em separado: em travagem e em curva. Neste diagrama simplificado, y representa a distância entre o braço superior e o braço inferior (altura da manga de eixo) e R_r corresponde ao raio total da roda.

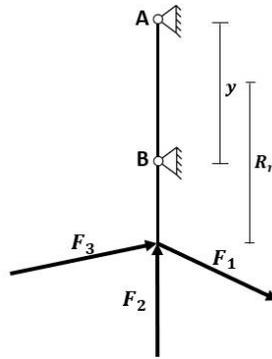


Figura 4.11 – Diagrama de corpo rígido simplificado.

- **Veículo em Travagem**

Quando o veículo se encontra em travagem, apenas as forças F_1 e F_2 atuam nas rodas dianteiras. Assim, o diagrama de corpo rígido simplificado é atualizado conforme exposto na Figura 4.12.

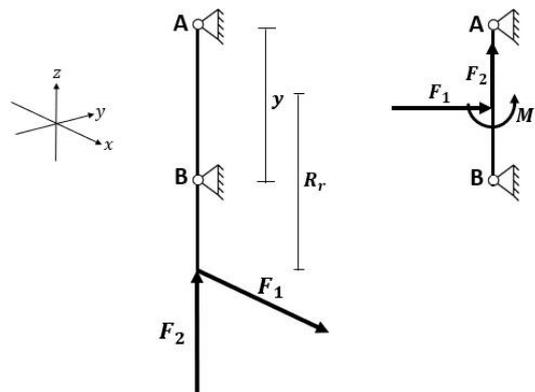


Figura 4.12 – Diagrama de corpo rígido para situação em travagem.

Desta forma, os esforços que atuam em cada braço de suspensão podem ser calculados, correspondendo às reações nos apoios A e B, que se observam na Figura 4.13.

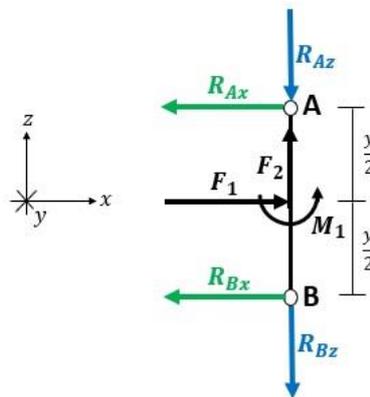


Figura 4.13 – Reações nos apoios A e B.

Onde R_{Ax} , R_{Az} , R_{Bx} e R_{Bz} representam as reações nos pontos A e B, respetivamente. Estas são calculadas através da aplicação do equilíbrio entre forças e momentos.

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow R_{Ax} + R_{Bx} = F_1 \quad (4.2)$$

$$\sum M_y = 0 \Rightarrow R_{Ax} \cdot \frac{y}{2} - R_{Bx} \cdot \frac{y}{2} + M_1 = 0 \quad (4.3)$$

$$R_{Az} = R_{Bz} = \frac{F_2}{2} = 485,5 \text{ N} \quad (4.4)$$

Por forma a calcular o momento M_1 , é necessário definir as dimensões da roda, mais concretamente, o diâmetro total desta. De acordo com o regulamento da SEM, podem ser utilizadas jantes com diâmetros entre 15 e 17 polegadas e pneus de perfil horizontal, semelhantes aos utilizados em veículos de passageiros de pequenas dimensões, com uma largura lateral mínima de 80 mm [6]. Como tal, a equipa do TFC definiu como primeira opção a utilização de jantes de 16 polegadas, em conjunto com pneus de medida 90/80 R16, o que se traduz num raio total da roda de $R_r = 255,2 \text{ mm}$. Assim, para $F_1 = 874 \text{ N}$:

$$M_1 = F_1 \cdot R_r = 223,05 \text{ Nm} \quad (4.5)$$

Desta forma, as equações anteriores são agrupadas num sistema que permite realizar o cálculo das reações desejadas, evidenciadas na Figura 4.14:

$$\begin{cases} R_{Ax} = -1120,6 \text{ N} \\ R_{Bx} = 1994,6 \text{ N} \end{cases}$$

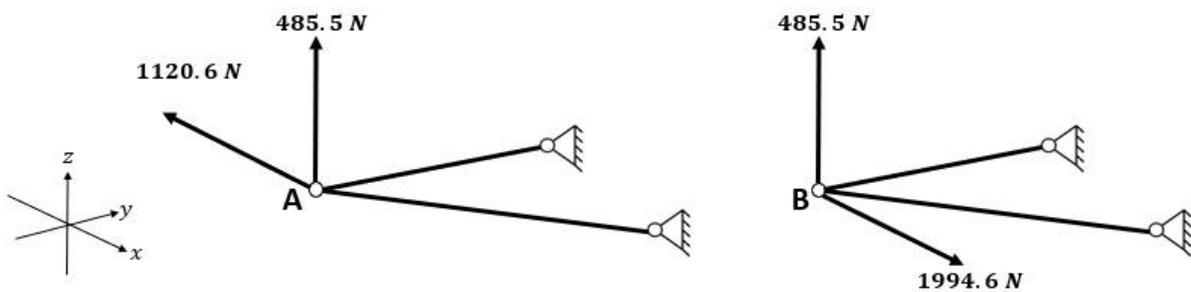


Figura 4.14 – Esforços a atuar nos braços superior e inferior, respetivamente, em travagem.

- **Veículo em Curva**

Quando o veículo se encontra a descrever uma trajetória curvilínea, nas condições definidas na seção 3.5.1., as forças F_2 e F_3 atuam nas rodas dianteira, conforme indicado na Figura 4.15.

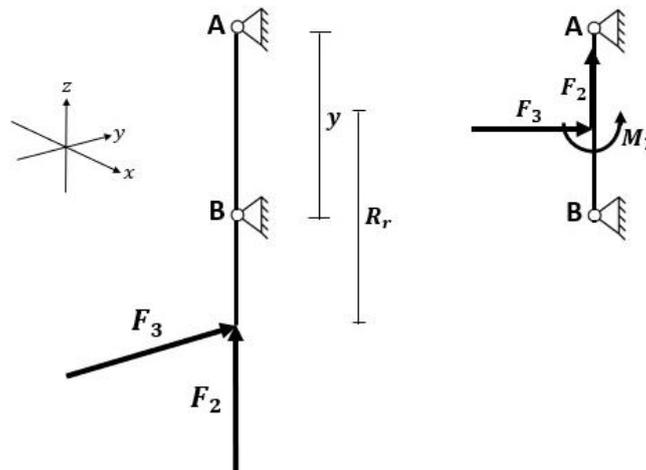


Figura 4.15 - Diagrama de corpo rígido para situação em curva.

Analogamente ao caso de travagem anteriormente estudado, são analisadas as reações nos apoios A e B, correspondendo às extremidades dos braços de suspensão superior e inferior, respetivamente (ver Figura 4.16).

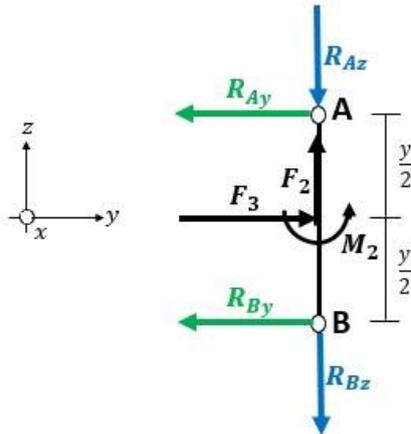


Figura 4.16 – Reações nos apoios A e B.

Assim, aplicando o equilíbrio entre as forças e momentos, são obtidas as reações em questão (observadas na Figura 4.17):

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow R_{Ay} + R_{By} = F_3 \quad (4.6)$$

$$\sum M_x = 0 \Rightarrow R_{Ay} \cdot \frac{y}{2} - R_{By} \cdot \frac{y}{2} + M_2 = 0 \quad (4.7)$$

$$M_2 = F_3 \cdot R_r = 606 \cdot 255,2 \cdot 10^{-3} = 154,7 \text{ Nm} \quad (4.8)$$

Para $F_3 = 606 \text{ N}$, $R_r = 255,2 \text{ mm}$ e $M_2 = 154,7 \text{ Nm}$, obtém-se:

$$\begin{cases} R_{Ay} = -777,3 \text{ N} \\ R_{By} = 1383,3 \text{ N} \end{cases}$$

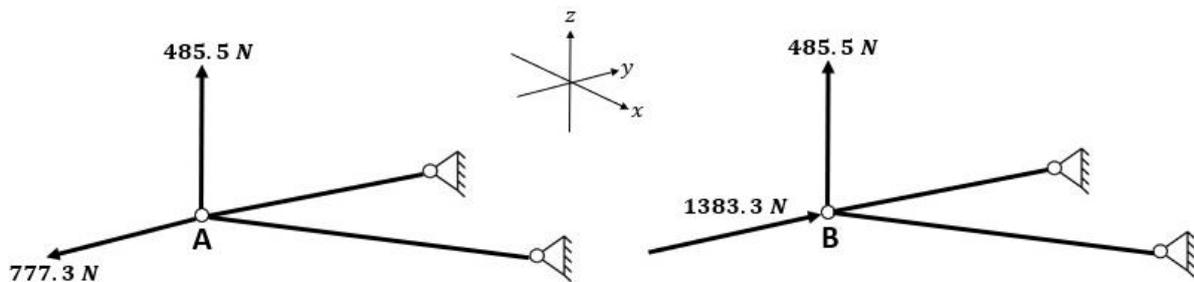


Figura 4.17 - Esforços a atuar nos braços superior e inferior, respectivamente, em curva.

Conhecendo os esforços que atuam nos braços de suspensão em ambos os cenários analisados, é então possível definir o carregamento para cada um dos braços, evidenciados na Figura 4.18.

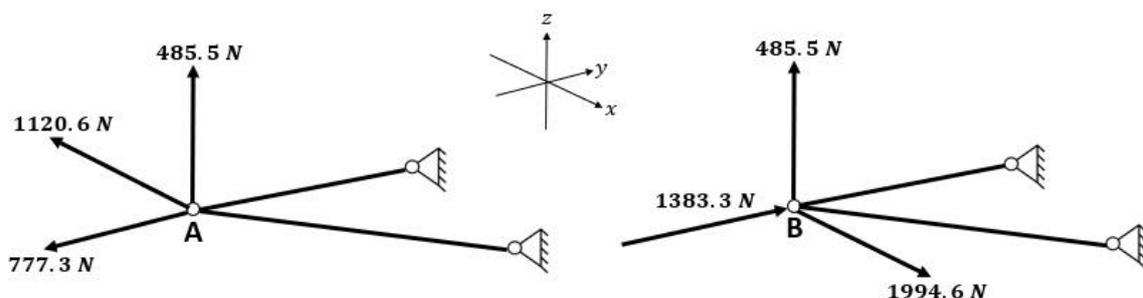


Figura 4.18 – Carregamentos e constrangimentos nos braços superior e inferior, respectivamente.

4.2.2.1. Simulações e Análises FEM

O cálculo da verificação estática para cada um dos braços de suspensão é feito através de análises de elementos finitos, FEM (*Finite Element Method*). Uma primeira análise é feita com o objetivo de

estudar as zonas dos braços que são unidas através de ligações adesivas em epoxy, de forma a comparar qualitativamente dois métodos diferentes de simulação destas uniões adesivas. Esta primeira análise permite também visualizar a forma como os braços se comportam como um todo e como se deformam, quando sujeitos aos constrangimentos e carregamentos de projeto. Após este estudo inicial, cada componente é analisado e alvo de simulações em separado dos restantes, por forma a se atingirem resultados mais exatos.

- **Estudo das uniões adesivas**

Por forma a estabelecer qual o método mais adequado para a simulação das uniões adesivas, dois métodos de simulação estrutural FEM diferentes são aplicados e comparados. Estes métodos estão presentes no *software Siemens Solid Edge 2020* (SE 2020), que foi utilizado em todo o âmbito do projeto desta dissertação. Os dois métodos em questão são as simulações com recurso às ferramentas “*Glue Connector*” e “*Rigid Connector*”, ambas relacionadas com a forma como são simuladas as uniões entre as peças de cada braço de suspensão.

A ferramenta “*Glue Connector*” deve ser empregue quando existe uma interseção entre duas faces, caso estas sejam coincidentes e permite simular o comportamento de uniões adesivas ou soldadas [43]. Por outro lado, a ferramenta “*Rigid Connector*” permite criar uniões rígidas entre peças diferentes, através da junção física de arestas ou faces destas [44]. A utilização desta ferramenta na simulação dos componentes de suspensão forneceu resultados insatisfatórios, na medida em que, ao considerar que todos os componentes dos braços de suspensão são unidos de forma rígida, cada braço de suspensão se comporta estruturalmente como um componente único (comportamento este que é desejado), porém, a deformação ocorre de forma igual ao longo de todo o braço, o que não deverá ser verificado na realidade, devido à existência de uniões adesivas, nas quais é esperada uma maior deformação. A Figura 4.19 mostra de forma qualitativa o comportamento de uma união adesiva entre um metal e um compósito, na qual o adesivo sofre uma maior deformação e deslocamento que os componentes metálico e compósito.

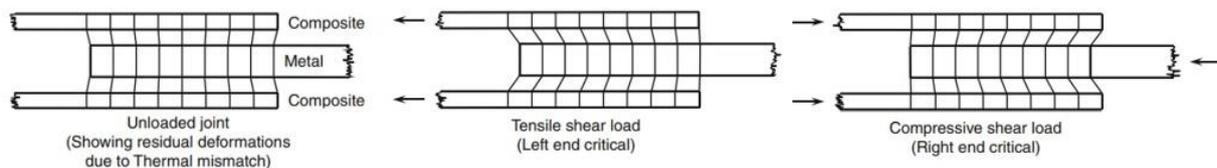


Figura 4.19 – Comportamento de uma união adesiva entre um metal e um compósito [45].

Este comportamento foi observado através da comparação do deslocamento total observado nas zonas com uniões adesivas, nas simulações obtidas com ambas as ferramentas. Desta forma, foram apenas consideradas e aprofundadas as simulações feitas com recurso à ferramenta “*Glue Connector*”. Assim, por forma a aprofundar o estudo desta ferramenta, são analisados dois casos distintos: a utilização da ferramenta “*Glue Connector*” num braço assembled em SE 2020 com ausência de camadas do adesivo epóxi nas uniões entre os tubos de fibra de carbono e os componentes metálicos e, a aplicação da mesma ferramenta a um braço com camadas de epóxi de 0,2 mm de espessura (Figura 4.20), aplicadas nas mesmas uniões.



Figura 4.20 – Camada cilíndrica de epóxi, com espessura de 0,2 mm.

Os resultados obtidos para ambos os casos são semelhantes, existindo apenas pequenas diferenças no deslocamento total e no coeficiente de segurança do braço simulado, sendo este ligeiramente superior no caso em que camadas de epóxi são utilizadas (coeficiente de 4.59 para o braço inferior, face a 4.5 para o caso sem epóxi). Nestes estudos estáticos é definida e utilizada uma malha tetraédrica de 2 mm, para cada um dos braços analisados, com as restantes propriedades listadas na Tabela 4.3. Assim, devido a um coeficiente de segurança ligeiramente superior e por ser o modelo de simulação que mais se aproxima da realidade, é escolhido o caso com aplicação de camadas de 0,2 mm de epóxi nas uniões dos tubos de fibra de carbono.

Tabela 4.3 – Propriedades dos modelos de elementos finitos.

Propriedades	Braço Superior	Braço Inferior
Número de nós	216092	300033
Número de elementos	126034	183358
Tipo de malha	Tetraédrica	Tetraédrica
Dimensão da malha	2 mm	2 mm
Material	-	-

As geometrias evidenciadas nas figuras 4.21, 4.22 e 4.23 correspondem à configuração inicial dos braços de suspensão (tanto os tubos de fibra de carbono como os conetores superior e inferior e os cilindros com rosca interior). Estas geometrias, nomeadamente os conetores e os cilindros com rosca interior, foram inicialmente projetadas à semelhança dos componentes fabricados e testados por Saurabh, *et al.* [1] e por Thirunavukarasu, *et al.* [39], levando a uma configuração inicial com uma baixa massa e que, de acordo com os resultados das análises FEM, não necessita de sofrer modificações ou otimizações durante o projeto.

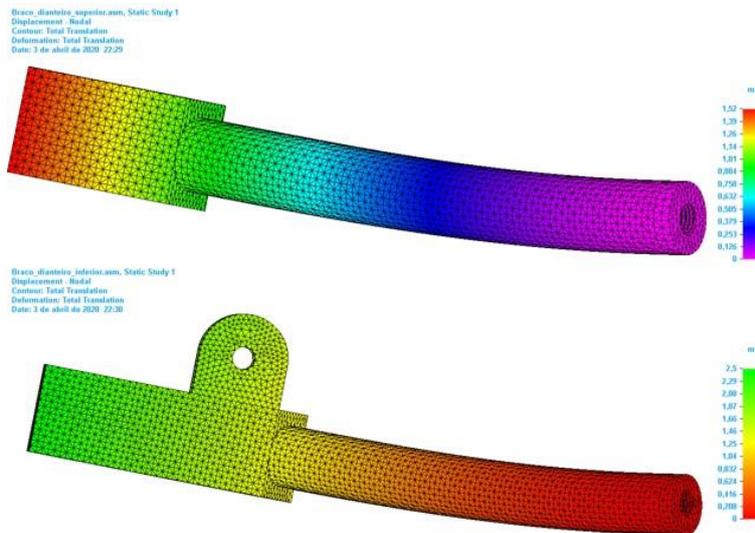


Figura 4.21 – Deslocamento total dos braços de suspensão. Em cima o braço superior e em baixo o inferior.

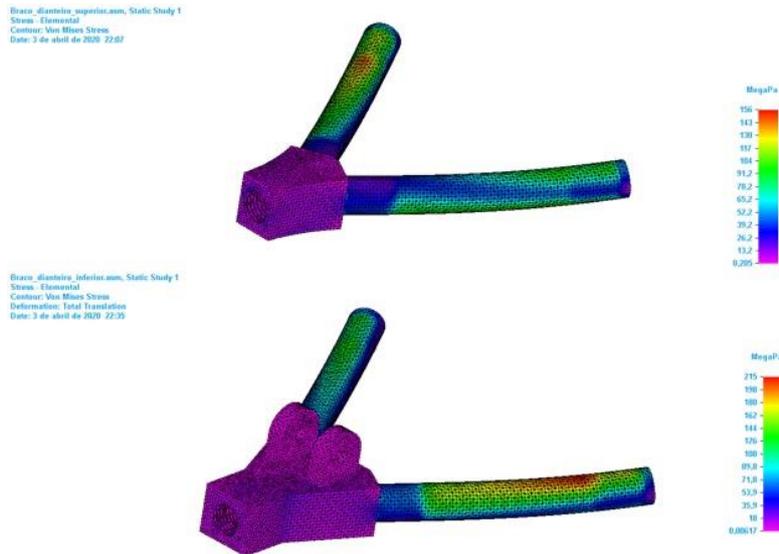


Figura 4.22 – Tensões de Von Mises nos braços de suspensão. Em cima o braço superior e em baixo o inferior.

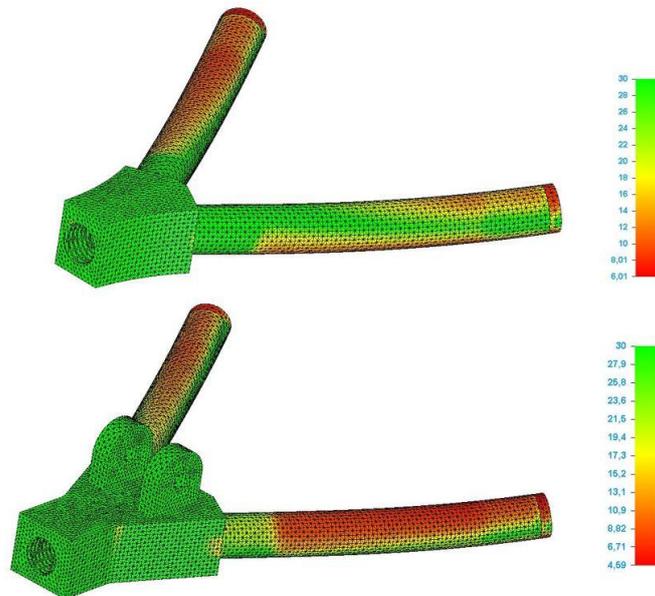


Figura 4.23 – Coeficientes de segurança nos braços de suspensão. Em cima o braço superior e em baixo o inferior.

As Figuras 4.21, 4.23 e 4.23 permitem fazer uma análise inicial das condições em que os braços de suspensão operam, mostrando que os coeficientes de segurança para os braços superior e inferior são, respetivamente, 6,01 e 4,59, ambos superiores a 2,1, que corresponde ao valor calculado na seção 4.1.1., mostrando que ambos os braços verificam o projeto estático.

É importante notar que nas simulações anteriores as juntas em rótula não estão presentes, visto estas serem componentes adquiridos diretamente a um fornecedor, tendo sido fabricadas especificamente para suportar cargas superiores às impostas. Por forma a obter resultados mais exatos, cada um dos componentes a fabricar pela equipa do TFC é analisado em detalhe, em seguida.

- **Conetores dos braços de suspensão**

Para estes componentes foram feitas várias simulações, com o objetivo de realizar uma análise de convergência. Esta análise é de elevada importância, visto que permite assegurar uma solução

exata. Assim, a análise FEM foi repetida várias vezes, mantendo sempre o mesmo carregamento e constrangimentos, alterando apenas a dimensão da malha utilizada. Este método origina um padrão de convergência para um dado valor, a partir do qual a diminuição da dimensão da malha apenas se traduz num aumento do tempo de computação da solução.

De acordo com Ferreira [28], os resultados de deslocamento de uma simulação FEM tendem a convergir de forma mais exata que os resultados da tensão. Assim, as análises de convergência são feitas para o deslocamento de cada componente, num nó de referência, fazendo também um “Delta” que corresponde à diferença entre o valor do deslocamento de um tamanho de malha e o valor do deslocamento do tamanho seguinte.

É importante notar que ambos os conetores dos braços de suspensão (superior e inferior) são analisados nesta seção. Como tal, visto que ambos são sujeitos a carregamentos diferentes, são feitas duas análises de convergência, presentes na Figura 4.24, para cada um dos dois conetores.

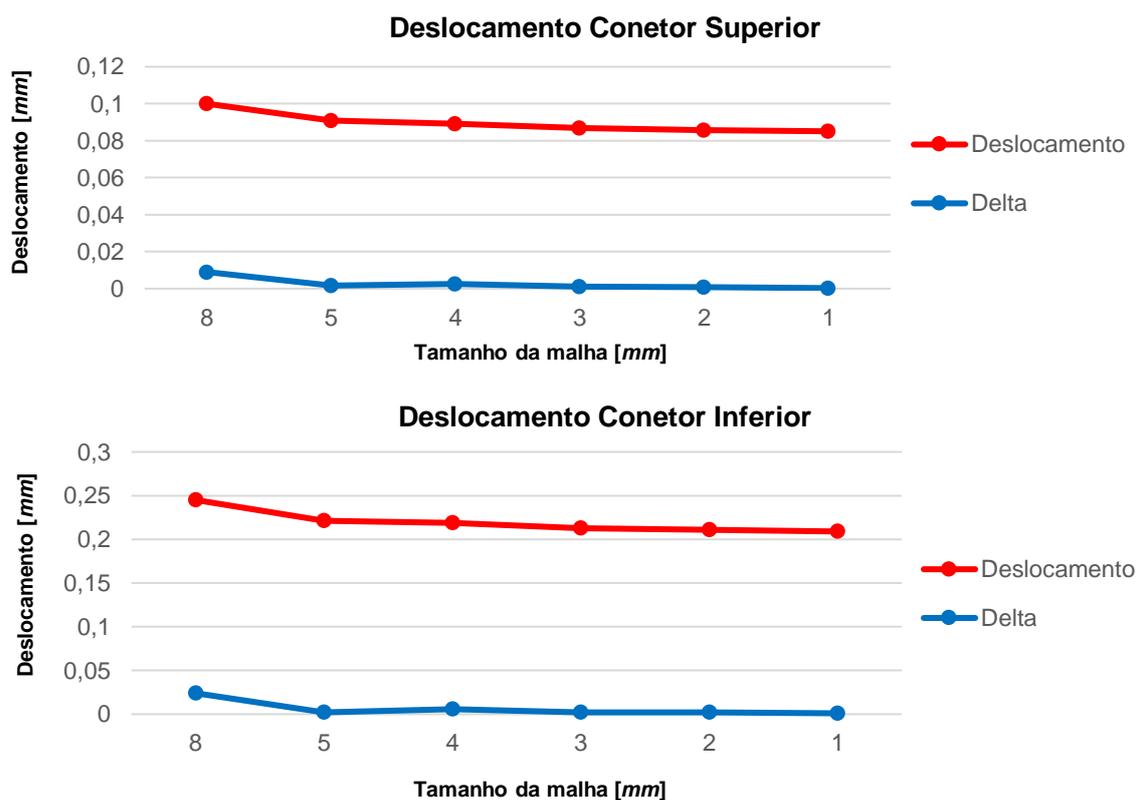


Figura 4.24 – Análise de convergência do deslocamento de ambos os conetores dianteiros.

O estudo dos dados anteriores indica que a aplicação de uma malha de 2 mm irá originar bons resultados para ambos os conetores, sem que o tempo de computação seja muito elevado. A Tabela 4.4 apresenta as propriedades dos modelos de elementos finitos aplicados.

Tabela 4.4 – Propriedades dos modelos de elementos finitos.

Propriedades	Conetor Superior	Conetor Inferior
Número de nós	82762	168847
Número de elementos	53797	112521
Tipo de malha	Tetraédrica	Tetraédrica
Dimensão da malha	2 mm	2 mm
Material	Alumínio 7075-T6	Alumínio 7075-T6

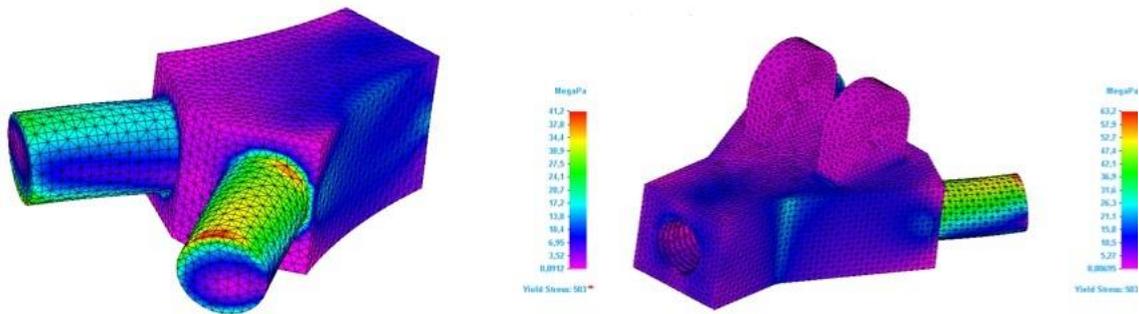


Figura 4.25 - Tensões de Von Mises nos conetores. À esquerda o conector superior e à direita o inferior.

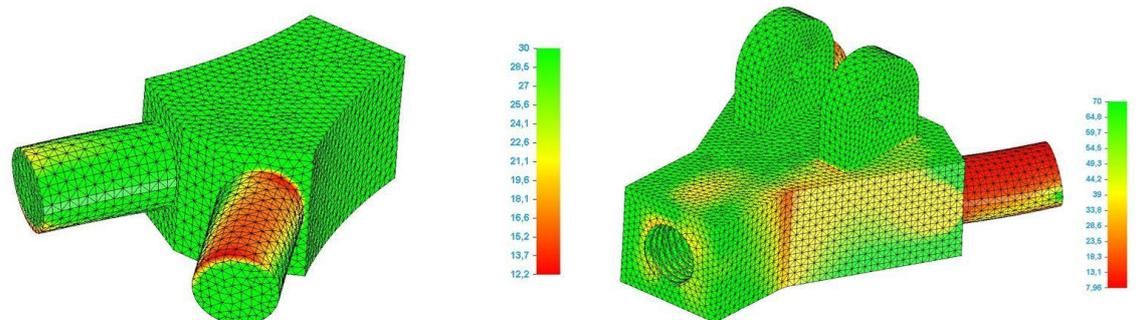


Figura 4.26 – Coeficiente de segurança nos conetores. À esquerda o conector superior e à direita o inferior.

Conforme mostrado nos resultados das análises FEM, ilustrados pelas Figuras 4.25 e 4.26, a tensão de cedência do alumínio 7075-T6 corresponde a $503,3 \text{ MPa}$, valor este que é muito superior às tensões máximas verificadas nos conetores superior e inferior, que correspondem a $41,2 \text{ MPa}$ e $63,2 \text{ MPa}$, respetivamente. Como tal, os coeficientes de segurança para os conetores superior e inferior são de 12,2 e 7,96, respetivamente. Ambos estes valores são superiores a 2,1 (coeficiente de segurança teórico, definido na seção 4.1.1.), como tal, ambos os conetores verificam o projeto estático.

- **Tubos de fibra de carbono**

Os tubos de fibra de carbono fazem a ligação entre os conetores e os tubos roscados, que por sua vez são ligados ao chassis do veículo. Estes são responsáveis por transmitir os esforços sentidos nos conetores para o chassis, de forma equilibrada, como tal, existem quatro tubos por cada roda do veículo.

Antes de serem realizadas simulações a este componente, o carregamento definido no início da seção 4.2.2. deve ser transmitido para cada um dos tubos de ambos os braços (Figura 4.27).

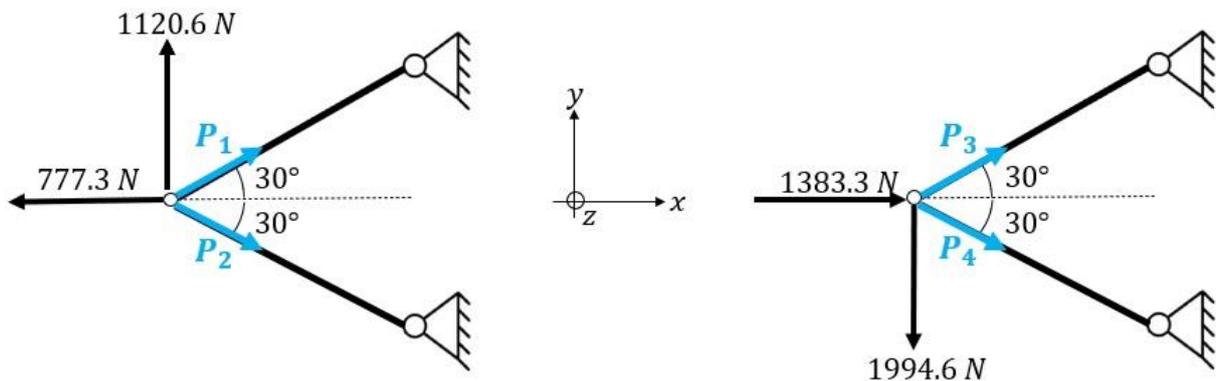


Figura 4.27 – Forças a atuar nos braços. À esquerda o braço superior e à direita o braço inferior.

Assim, através do equilíbrio de forças são calculadas as cargas que atuam nos tubos, P_1 , P_2 , P_3 e P_4 . Para o braço de suspensão superior:

$$\sum F_x = 0 \Leftrightarrow P_1 \cdot \cos 30^\circ + P_2 \cdot \cos 30^\circ = 777.3 \quad (4.9)$$

$$\sum F_y = 0 \Leftrightarrow P_1 \cdot \sin 30^\circ - P_2 \cdot \sin 30^\circ = -1120.6 \quad (4.10)$$

$$\begin{cases} \cos 30^\circ \cdot (P_1 + P_2) = 777.3 \\ \sin 30^\circ \cdot (P_1 - P_2) = -1120.6 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} P_1 = -671.8 \text{ N} \\ P_2 = 1569.4 \text{ N} \end{cases}$$

Aplicando os mesmos cálculos ao braço de suspensão inferior:

$$\sum F_x = 0 \Leftrightarrow (P_3 + P_4) \cdot \cos 30^\circ = -1383.3 \quad (4.11)$$

$$\sum F_y = 0 \Leftrightarrow (P_3 - P_4) \cdot \sin 30^\circ = 1994.6 \quad (4.12)$$

$$\begin{cases} P_3 = 1196 \text{ N} \\ P_4 = -2793.3 \text{ N} \end{cases}$$

É importante notar que a força de 485,5 N, que atua segundo a direção zz , irá também ser distribuída simetricamente pelos tubos.

Analogamente aos conetores, é feita uma análise de convergência ao deslocamento do tubo de fibra de carbono mais solicitado (o tubo do braço inferior sujeito ao esforço de tração P_4), presente na Figura 4.28, sendo este o componente alvo da análise FEM, dado ser o tubo que sofre o carregamento mais crítico.

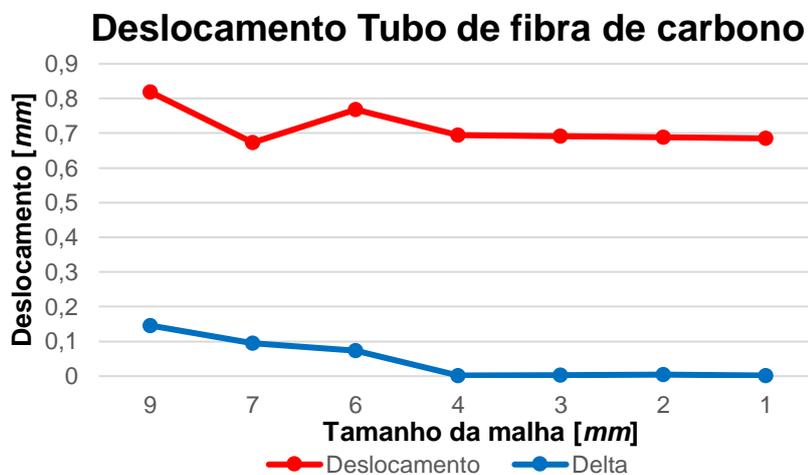


Figura 4.28 - Análise de convergência do deslocamento do tubo de fibra de carbono.

De acordo com os resultados anteriores, a análise de convergência indica que a utilização de uma malha de 4 mm se adequa ao estudo FEM a realizar. Porém, tendo em conta a simplicidade geométrica do tubo, uma malha de 2 mm requer pouco mais tempo de computação que a de 4 mm sendo, portanto, utilizada visto originar resultados ligeiramente melhores. As propriedades do modelo são listadas na Tabela 4.5.

Tabela 4.5 - Propriedades do modelo de elementos finitos.

Propriedades	Tubo de fibra de carbono
Número de nós	29201
Número de elementos	14507
Tipo de malha	Tetraédrica
Dimensão da malha	2 mm
Material	Fibra de Carbono

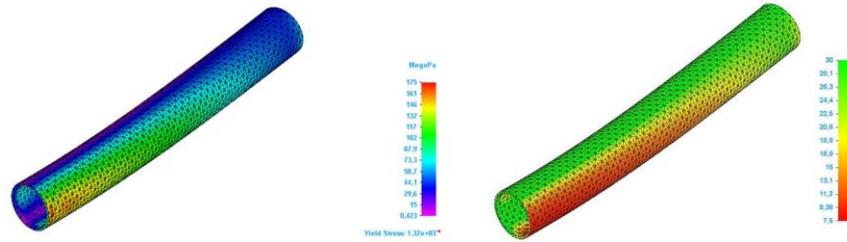


Figura 4.29 – Tensões de Von Mises e Coeficiente de segurança do tubo de fibra de carbono.

De acordo com os resultados da análise FEM, representados na Figura 4.29, o tubo mais solicitado no sistema de suspensão dianteira não sofre tensões superiores a 175 MPa , valor este que é muito inferior à tensão de cedência da fibra de carbono, de 1315 MPa . Como tal, o coeficiente de segurança do componente é de 7,5 (superior ao valor teórico de 2,1), logo o tubo de fibra de carbono verifica o projeto estático.

- **Cilindros com rosca interior**

Estes componentes, representados na Figura 4.30, são responsáveis por garantir a união entre os tubos de fibra de carbono e o chassis do veículo, feita com recurso a juntas em rótula, que enroscam nestes cilindros. Os esforços calculados para os tubos de fibra de carbono são aplicados a estes componentes, bem como um momento fletor de $37,75 \text{ Nm}$, devido à força de $485,5 \text{ N}$ que atua, segundo a direção zz , nos conetores dos braços de suspensão.



Figura 4.30 – Cilindro com rosca interior.

Assim, é feita uma análise de convergência ao deslocamento do cilindro com rosca interior mais solicitado (novamente, é aquele no qual a força P_4 é aplicada), representada na Figura 4.31.

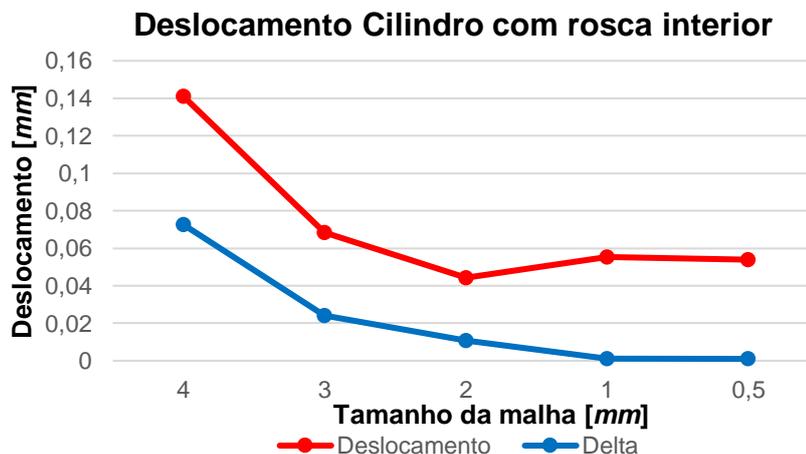


Figura 4.31 - Análise de convergência do deslocamento do cilindro com rosca interior.

O estudo dos resultados desta análise leva a concluir que a utilização de uma malha com 1 mm é adequada para a obtenção de resultados exatos, visto que a partir desta dimensão o deslocamento irá convergir muito pouco, ocorrendo um acréscimo considerável do tempo de computação da análise FEM. A Tabela 4.6 lista as propriedades do modelo aplicado.

Tabela 4.6 – Propriedades do modelo de elementos finitos.

Propriedades	Cilindro com rosca interior
Número de nós	111087
Número de elementos	73325
Dimensão da malha	1 mm
Material	Aço AISI 4140

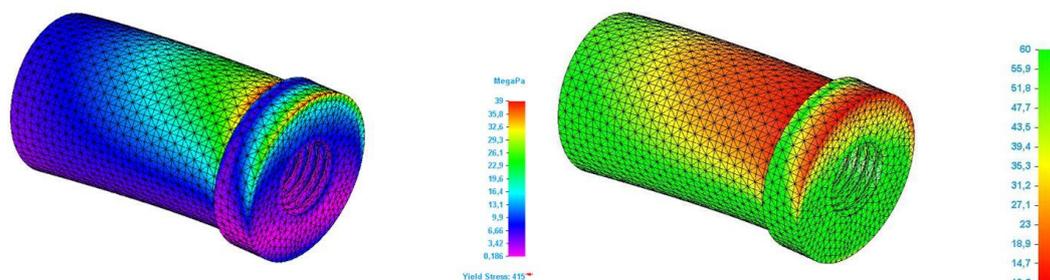


Figura 4.32 - Tensões de Von Mises e Coeficiente de segurança do cilindro com rosca interior.

De acordo com os resultados da análise FEM, presentes na Figura 4.32, não ocorrem tensões superiores a 39 MPa, valor este que é muito inferior à tensão de cedência do aço AISI 4140, de 415 MPa, resultando num coeficiente de segurança de 10,6, superior ao coeficiente de projeto de 2,1, levando à verificação do projeto estático.

Assim, todos os componentes dos braços da suspensão dianteira verificam o projeto estático.

4.2.3. Verificação à Fadiga

Uma vez que o sistema de suspensão será exposto a carregamentos cíclicos (em travagem), uma análise à fadiga é de extrema importância. Tendo em conta que a suspensão é um sistema no qual uma falha tem um elevado impacto na segurança do condutor, o sistema é projetado para vida infinita, que, de acordo com Budynas e Nisbett [35], corresponde a uma vida a partir de $N = 10^6$ ciclos.

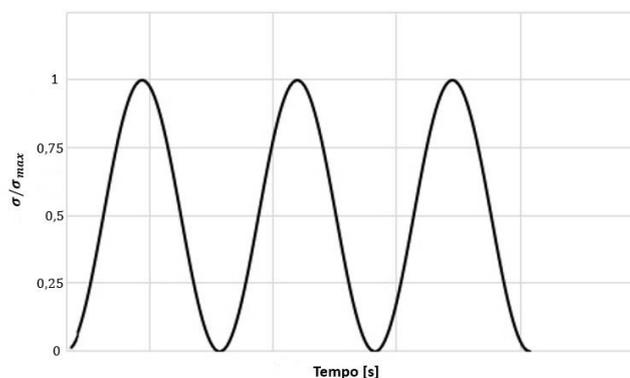


Figura 4.33 – Carregamento cíclico.

Conhecendo o carregamento cíclico, apresentado na Figura 4.33, a relação de tensões, R , a tensão média e a tensão alternada, σ_m e σ_a , respetivamente, são calculadas [35].

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = 0 \quad (4.13)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{\sigma_{max}}{2} \quad (4.14)$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right| = \frac{\sigma_{max}}{2} \quad (4.15)$$

Onde σ_{max} e σ_{min} corresponde às tensões máxima e mínima, respetivamente. Como $\sigma_m \neq 0$, os diagramas S-N não podem ser aplicados, sendo necessário definir um critério de análise de falha por fadiga. De acordo com Reis [34], o critério mais adequado é o de Goodman modificado (Figura 4.34):

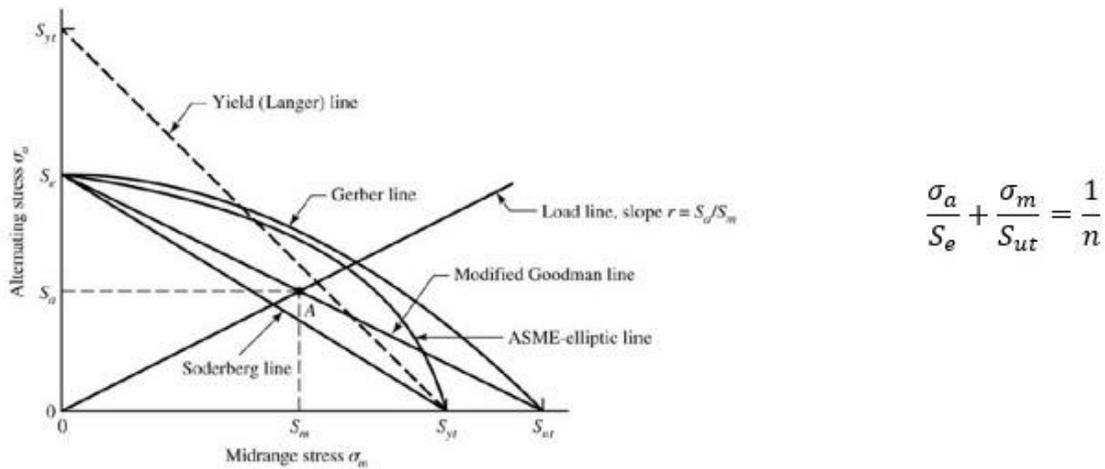


Figura 4.34 – Critérios de falha por fadiga e equação do critério de Goodman modificado [34].

De acordo com as características do carregamento cíclico em questão, a equação do critério de Goodman modificado é transformada.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \Leftrightarrow \frac{\sigma_{max}}{2} \cdot \left(\frac{1}{S_e} + \frac{1}{S_{ut}} \right) = \frac{1}{n} \quad (4.16)$$

Assim, recorrendo ao coeficiente de segurança de projeto, $n = 2,1$, é calculada a tensão máxima para cada um dos componentes dos braços, por forma a averiguar se esta é superior à maior tensão sofrida pela peça, quando aplicado o carregamento em estudo.

O limite de fadiga, S_e , é calculado, bem como os fatores de correção de superfície, escala, carregamento, temperatura, fiabilidade e de efeitos desconhecidos, k_a , k_b , k_c , k_d , k_e e k_f , respetivamente, para cada peça, conforme indicado por Budynas e Nisbett [35].

$$S'_e = \begin{cases} 0,5 \cdot S_{ut}, & S_{ut} < 1400 \text{ MPa} \\ 700 \text{ MPa}, & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases}; S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S'_e \quad (4.17)$$

- **Conetores dos braços de suspensão**

Ambos os conetores são fabricados a partir de alumínio 7075-T6, para o qual $S_{ut} = 572,3 \text{ MPa}$. Para carregamento axial, componentes maquinados, temperatura de 20 °C e fiabilidade de 99% os fatores de correção são: $k_a = 0,838$, $k_b = 1$, $k_c = 0,85$, $k_d = 1$, $k_e = 0,814$ e $k_f = 1$. Para $n_s = 2,1$ e $S_{ut} = 572,3 \text{ MPa}$, a partir das equações (4.16) e (4.17) obtém-se:

$$S_e = 166 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{max} = 123 \text{ Mpa}$$

Analisando a Figura 4.25, observa-se que os conetores não sofrem tensões superiores a 63,2 MPa, valor este que é inferior a σ_{max} . Assim, ambos os conetores verificam o projeto à fadiga.

- **Tubos de fibra de carbono**

Para a fibra de carbono, $S_{ut} = 1820 \text{ MPa}$, logo $S_e = 700 \text{ MPa}$. Para carregamento combinado, temperatura de 20 °C e fiabilidade de 99% os fatores de correção são: $k_a = 1$, $k_b = 1$, $k_c = 1$, $k_d = 1$, $k_e = 0,814$ e $k_f = 1$. Para $n_s = 2,1$ e $S_{ut} = 1820 \text{ MPa}$, a partir das equações (4.16) e (4.17) obtém-se:

$$S_e = 570 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{max} = 413 \text{ Mpa}$$

De acordo com a Figura 4.29, os tubos não sofrem tensões superiores a 175 MPa, valor este que é inferior a σ_{max} . Assim, os tubos verificam o projeto à fadiga.

- **Cilindros com rosca interior**

Estes componentes são fabricados em aço AISI 4140, com $S_{ut} = 655 \text{ MPa}$. Para carregamento combinado, componentes maquinados, temperatura de 20 °C e fiabilidade de 99% os fatores de correção são: $k_a = 0,81$, $k_b = 1$, $k_c = 1$, $k_d = 1$, $k_e = 0,814$ e $k_f = 1$. Para $n_s = 2,1$ e $S_{ut} = 655 \text{ MPa}$, a partir das equações (4.16) e (4.17) obtém-se:

$$S_e = 213 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{max} = 153 \text{ Mpa}$$

Conforme indicado pela Figura 4.32, não são sofridas tensões superiores a 39 MPa. Assim, os cilindros com rosca interior verificam o projeto à fadiga.

Desta forma, todos os componentes dos braços de suspensão verificam o projeto à fadiga. Na Figura 4.35 estão representados ambos os braços em vista explodida, mostrando todas as peças do conjunto.



Figura 4.35 – Vista explodida de ambos os braços de suspensão.

4.3. Porta-Cubos

Os porta-cubos, também denominados de mangas de eixo, são os componentes responsáveis por unir os braços de suspensão à roda do veículo, fornecendo também pontos de apoio para os braços de direção e maxilas dos travões.

4.3.1. Configuração inicial e material proposto

O porta-cubos é projetado com o objetivo de minimizar a massa do componente, permitindo ao mesmo tempo que este possa ser utilizado em ambas as rodas dianteiras, sem ser necessário aplicar modificações ao componente. Esta característica é possível devido ao caráter simétrico do porta-cubos. Esta peça é projetada por forma a ser compatível com o rolamento 30307/DF, do fabricante SKF. Desta forma, a geometria da peça inicial (configuração inicial) foi projetada à semelhança do porta-cubos

projetado por Qviller [30], componente este que foi fabricado, testado e otimizado para um veículo que competiu em edições anteriores da SEM. Assim, a configuração inicial corresponde a uma peça com alguma complexidade geométrica ao invés de um típico bloco “em bruto” que é depois otimizado. Esta abordagem (o estudo de uma geometria semelhante a outras já testadas previamente por outros autores) permite criar desde início um componente com baixa massa e, como tal, no qual os processos de otimização posteriores são simplificados.

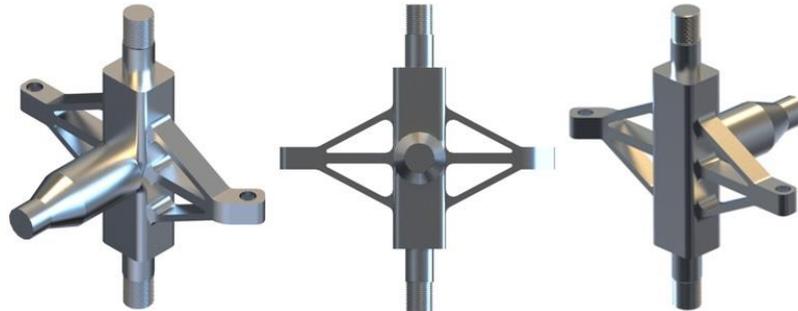


Figura 4.36 – Configuração inicial do porta-cubos dianteiro em três vistas diferentes.

É importante notar que esta peça é projetada de forma a permitir futuras alterações na configuração e geometria dos braços onde são apoiados a maxila de travagem e o braço de direção, conforme os membros da equipa do TFC considerem necessário ou pertinente (especialmente caso sejam adotadas medidas de jante e pneu diferentes das inicialmente definidas e consideradas nesta dissertação). A geometria da seção central da peça deverá ser mantida constante, tendo em conta que permite obter a distância entre os dois braços de suspensão dianteiros desejada, calculada na seção 4.2.1., fulcral para manter a possibilidade de afinação do ângulo de sopé.

A Figura 4.36 mostra a configuração inicial da peça, visto que esta será sujeita a um processo de otimização de topologia, após os estudos de verificação estática e à fadiga serem realizados.

4.3.1.1. Materiais Propostos

Devido à seleção de materiais empregue nos braços da suspensão, os porta-cubos devem ser fabricados em liga de alumínio 7075-T6, cujas propriedades estão listadas na tabela 4.2, permitindo atingir uma baixa massa e evitar a ocorrência de corrosão galvânica.

4.3.2. Verificação Estática

Analogamente à análise realizada na seção 4.2.2., em primeiro lugar é definido o carregamento que atua no porta-cubos, evidenciado na Figura 4.37.

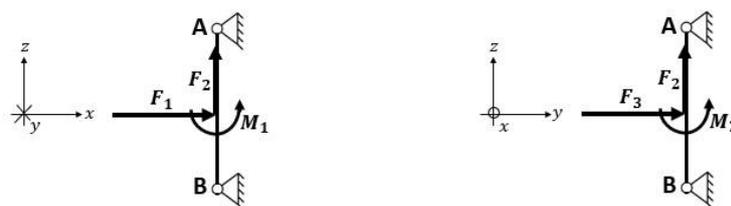


Figura 4.37 – Forças a atuar no porta-cubos dianteiro. À esquerda em travagem e à direita em curva.

Onde as forças F_1 , F_2 e F_3 são as definidas na seção 3.5.1. e os momentos M_1 e M_2 os calculados na seção 4.2.2., correspondendo a $M_1 = 223,05 Nm$ e $M_2 = 154,7 Nm$.

4.3.2.1. Simulações e Análises FEM

Conforme realizado para os braços de suspensão, a verificação estática do porta-cubos é feita através de análises FEM, onde a escolha da dimensão ideal da malha é definida com recurso a uma análise de convergência ao deslocamento do componente em estudo, para várias dimensões de malha diferentes.

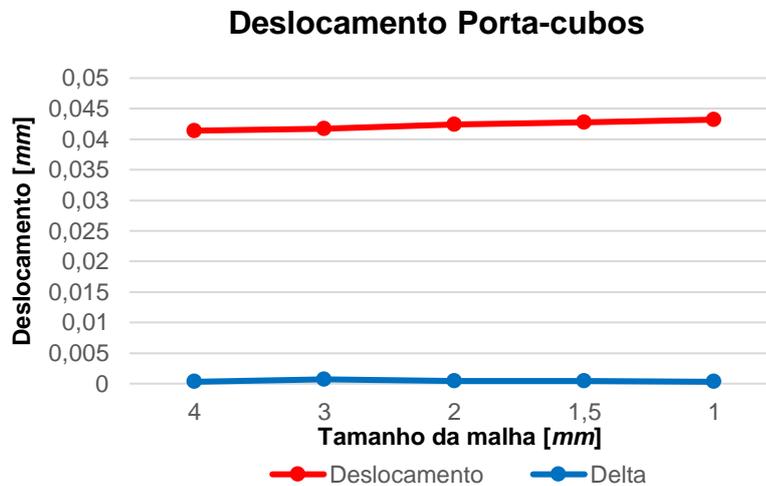


Figura 4.38 – Análise de convergência do porta-cubos dianteiro.

De acordo com os dados da Figura 4.38, a utilização de uma malha com 2 mm fornece bons resultados, evitando um tempo de computação muito elevado. As propriedades do modelo aplicado são listadas na Tabela 4.7.

Tabela 4.7 – Propriedades do modelo de elementos finitos.

Propriedades	Porta-cubos
Número de nós	257642
Número de elementos	168900
Tipo de malha	Tetraédrica
Dimensão da malha	2 mm
Material	Alumínio 7075-T6

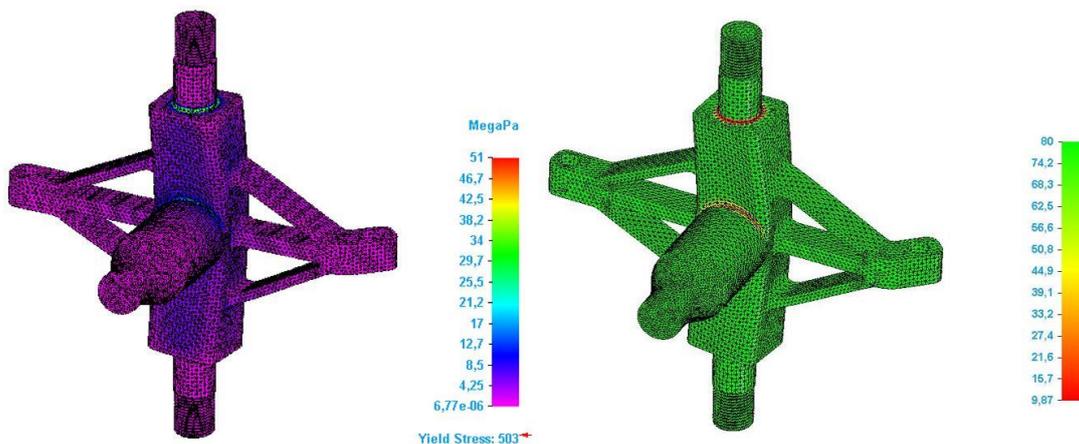


Figura 4.39 – Tensões de Von Mises e coeficiente de segurança do porta-cubos dianteiro.

A análise FEM (Figura 4.39) indica que a peça não sofre tensões superiores a 51 MPa, sendo este valor muito inferior à tensão de cedência do material, de 503,3 MPa. Assim, o coeficiente de segurança do componente é de 9,87, superior ao valor de projeto de 2,1, logo o porta-cubos verifica o projeto estático.

4.3.3. Verificação à Fadiga

De acordo com a análise realizada na seção 4.2.3., o porta-cubos é projetado para ter vida infinita, ou seja, $N = 10^6$ ciclos e é aplicado o critério de Goodman modificado, para o carregamento cíclico sofrido pelo sistema de suspensão, representado na Figura 4.33.

É também aplicado o coeficiente de segurança de projeto, $n = 2,1$, com o qual é calculada a tensão máxima que o componente pode suportar, por forma a comparar este valor com a maior tensão sofrida pela peça, quando aplicado o carregamento em estudo. Para o alumínio 7075-T6, $S_{ut} = 572,3 MPa$, para carregamento aproximadamente axial (na realidade não o é, devido à existência dos momentos M_1 e M_2 mas, como estes são relativamente baixos, considera-se carregamento axial visto esta simplificação originar um valor de K_c inferior ao do carregamento combinado, levando a um cálculo mais conservativo), componente maquinado, temperatura de 20 °C (ambiente) e fiabilidade de 99% os fatores de correção são: $k_a = 0,838$, $k_b = 1$, $k_c = 0,85$, $k_d = 1$, $k_e = 0,814$ e $k_f = 1$. Para $n_s = 2,1$, e $S_{ut} = 572,3 MPa$, a partir das equações (4.16) e (4.17) obtém-se:

$$S_e = 166 MPa$$

$$\sigma_{max} = 123 Mpa$$

De acordo com a Figura 4.39, não são verificadas tensões superiores a 51 MPa no porta-cubos, valor este que é inferior a σ_{max} , logo, a peça verifica o projeto à fadiga.

4.3.4. Otimização de Topologia

Sendo conhecidos os resultados dos estudos de estática e fadiga, o componente projetado pode ser alvo de uma otimização de topologia com o objetivo de minimizar a sua massa, garantindo o coeficiente de segurança teórico, $n = 2,1$. Esta otimização é realizada com o programa de CAE *Siemens Solid Edge*, através da ferramenta “*New Optimization*”, que permite a opção de diminuir a massa da peça em estudo através da atribuição de um valor limite para a tensão de Von Mises, valor este que corresponde a $\sigma_{max} = 123 MPa$, calculado na seção anterior, bem como de um valor máximo para o deslocamento total em qualquer seção da peça, que corresponde a um limite de 1 mm. Após definidas estas duas condições de limite, o carregamento definido na seção 3.5.1. é aplicado, bem como os apoios ou encastramentos da peça. Por fim, é definida a geometria do material a remover da peça e a otimização é iniciada.

Para que a otimização forneça uma geometria realista, são adicionadas duas cargas ao carregamento anteriormente definido, com o objetivo de simular a ação da maxila de travão e do braço de direção, quando são atuados (à data da realização desta dissertação, a equipa do TFC não tinha definido qual o sistema de travagem e direção a utilizar, como tal, os valores destas duas cargas são meramente aproximações, feitas com base em dados disponíveis para sistemas de travagem de

bicicleta e força média aplicada no volante de um veículo, pelo condutor), correspondendo a 200 N para a ação da maxila de travão [46] e a 50 N para a ação da direção [47].

Desta forma, foram realizadas duas otimizações ao componente. Na primeira, foi feita a remoção de material no tronco central do porta-cubos, bem como em ambos os braços de apoio à maxila de travagem e braço de direção. Esta primeira operação permitiu reduzir a massa da peça para 0,485 Kg, correspondendo a uma diminuição de 28,6% face ao valor inicial de 0,679 Kg (na configuração inicial).

Tendo em conta que os valores obtidos para a tensão máxima e deslocamento máximo na primeira otimização não se aproximam dos valores limite, uma segunda operação foi realizada na qual foi removido material da seção central, na seção cilíndrica onde irá assentar o cubo e em ambas as extremidades roscadas, nas quais são assemblados os braços de suspensão, permitindo reduzir a massa total para 0,431 Kg e atingir uma tensão máxima de 114 MPa, valor este que é próximo da tensão limite.

Tabela 4.8 – Resultados dos estudos de otimização do porta-cubos dianteiro.

Propriedades	Configuração Inicial	1ª Otimização	2ª Otimização
Número de iterações	-	10	15
Massa da peça	0,679 Kg	0,485 Kg	0,431 Kg
Redução de massa	-	28,6%	36,5%
Deslocamento máximo	0,0424 mm	0,0968 mm	0,199 mm
Tensão máxima	51 MPa	63,4 MPa	114 MPa
Coefficiente de segurança	9,87	7,94	4,41

Assim, de acordo com os resultados listados na Tabela 4.8, a configuração final do porta-cubos (representada na Figura 4.40) corresponde à 2ª otimização, na qual existe uma redução de massa de 36,5% e é atingida uma tensão máxima muito próxima do valor limite.

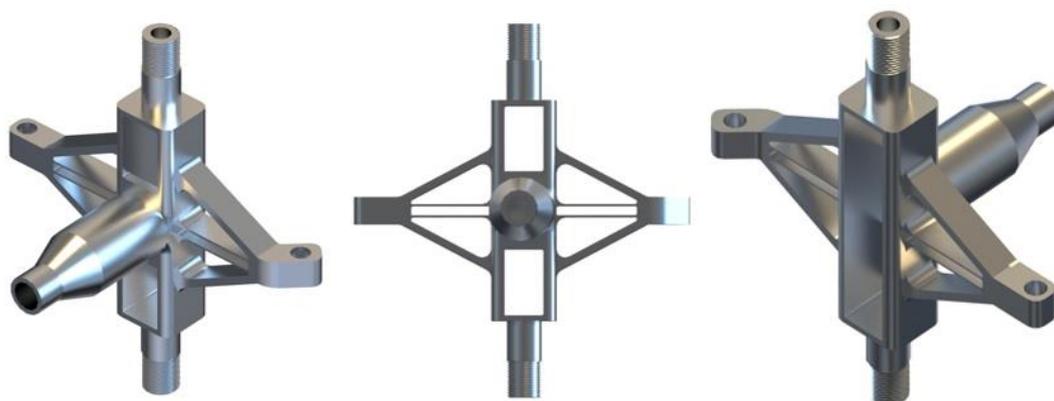


Figura 4.40 – Configuração final (otimizada) do porta-cubos dianteiro em três vistas diferentes.

Devido à existência de perfis de baixa espessura no componente otimizado, o seu fabrico tem de ser realizado com recurso a uma emulsão de corte. Esta serve para arrefecer o material durante o corte, evitando a ocorrência de empenos ou engelhamentos, nas seções menos espeças.

É prudente notar que o programa SE 2020 tem uma outra ferramenta para otimizar a topologia de peças, denominada de “Generative Design”. Esta funciona de forma semelhante à aplicada anteriormente, porém, permite fazer uma remoção de material mais extensa e detalhada, produzindo geometrias de grande complexidade. Esta ferramenta tem uma abordagem mais simples, na qual o

utilizador apenas necessita de introduzir o carregamento e constrangimentos do componente (à semelhança das simulações FEM) e definir a qualidade da análise de otimização, não sendo necessário criar uma malha.

Devido à geometria minimalista, altamente complexa, das peças geradas por esta ferramenta, estas apenas se conseguem fabricar através de impressão 3D ou moldação, tecnologias estas que são onerosas, uma vez que a cadência de produção necessária é muito baixa. Tendo em conta que as peças projetadas devem ser fabricadas por maquinagem, sem que exista dificuldade na aplicação desta tecnologia, a ferramenta “*Generative Design*” não foi aplicada, visto não fornecer esta possibilidade. Na Figura 4.41 observa-se a aplicação desta ferramenta ao conector dos braços superiores, comparativamente à sua geometria original. Na seção dos Anexos encontra-se um estudo sobre a aplicação desta ferramenta aos porta-cubos dos sistemas de suspensão.



Figura 4.41 – Otimização de topologia com “*Generative Design*”, à esquerda a peça original.

4.4. Escolha do conjunto mola/amortecedor

O mesmo critério utilizado para os componentes projetados nas seções anteriores é aplicado à escolha da mola e do amortecedor: minimizar a massa do sistema, garantindo que todos os requisitos do sistema de suspensão são cumpridos. Como tal, o tipo de sistema mais adequado é o conjunto mola/amortecedor aplicado nas bicicletas de montanha, visto estes sistemas serem projetados para terem a menor massa possível e suportarem carregamentos semelhantes aos do veículo em desenvolvimento, de forma continuada.

Desta forma, um estudo cuidadoso dos produtos disponíveis no mercado foi feito, por forma a seleccionar o sistema que forneça a melhor relação entre baixa massa, qualidade e preço. Este corresponde ao conjunto mola/amortecedor “DV-22AR XC”, na dimensão 190x50 mm, do fabricante “*DNM Suspension Technology*”, representado na Figura 4.41. O produto é fabricado em liga de alumínio AL-6061, o que permite atingir uma baixa massa de 200 gramas, tendo capacidade para suportar cargas até 150 Kg (1472 N), o que se traduz numa capacidade total de carga de 600 Kg (5888 N), tendo em conta que o veículo será equipado com quatro conjuntos mola/amortecedor, um para cada roda, sendo este valor bastante superior ao peso total do veículo [48], [49].

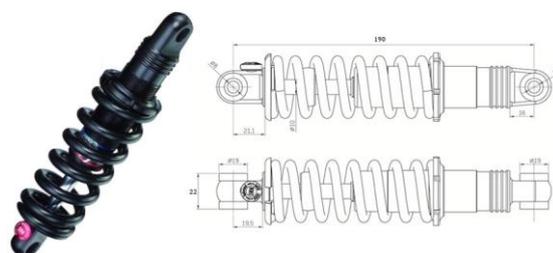


Figura 4.42 – Conjunto mola/amortecedor “*DNM DV-22AR XC*” e as suas dimensões [49], [50].

4.5. Montagem da suspensão dianteira

Nesta seção é feita uma análise ao sistema de suspensão dianteiro, totalmente assembled, na qual são estudadas as ligações aparafusadas do sistema. É também discutida a utilização de anéis de montagem no porta-cubos e analisada a escolha dos componentes normalizados. O sistema final assembled pode ser observado na Figura 4.42.



Figura 4.43 – Sistema de suspensão dianteiro, em três vistas diferentes.

4.5.1. Lista de Artigos

A lista de artigos composta pela Figura 4.43 e pela Tabela 4.9 engloba toda a matéria-prima necessária para fabricar o sistema de suspensão projetado.

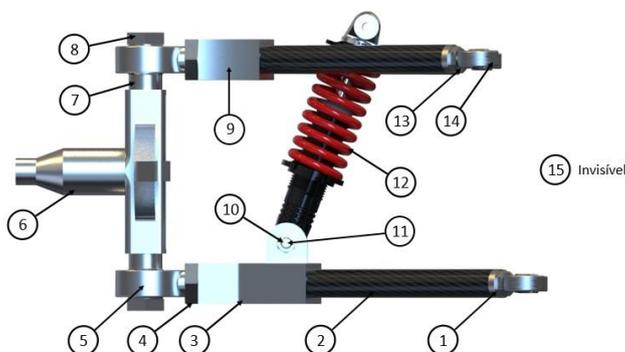


Figura 4.44 – Sistema completo montado e seus componentes.

Tabela 4.9 – Lista de artigos.

Número	Referência	Componente	Massa [Kg]	Quantidade
1	-	Cilindro com rosca interior	0,060	4
2	-	Tubo de fibra de carbono	0,017	4
3	-	Conetor dos braços inferiores	0,436	1
4	-	Porca sextavada M20 ISO 4035	0,041	2
5	McGill AMR12	Junta em rótula M20x2.5	0,168	2
6	-	Porta-cubos	0,431	1
7	-	Anel do Porta-cubos	0,006	2
8	-	Porca sextavada M18 ISO 4035	0,030	2
9	-	Conetor dos braços superiores	0,157	1
10	-	Porca sextavada M8 ISO 4035	0,003	1
11	-	Parafuso sextavado ISO 4014 - M8x50 – 8.8	0,025	1
12	DNM DV-22AR XC	Conjunto mola/amortecedor	0,200	1
13	-	Porca sextavada M10x1.25 ISO 8675	0,006	4
14	McGill XMR10x1.25	Junta em rótula M10x1.25	0,072	4
15	Loctite EA E-120HP	Adesivo Epóxi	≈0	4

Conhecendo a massa de cada componente individual e a quantidade necessária para fabricar o sistema de suspensão, a massa total deste é calculada, correspondendo a 2,36 Kg. Desenhos técnicos com as dimensões de cada componente estão disponíveis na secção dos Anexos, no final desta dissertação.

4.5.2. Ligações aparafusadas

O sistema de suspensão dianteiro possui três ligações aparafusadas, duas delas iguais. Estas são as ligações entre o porta-cubos e os braços de suspensão.

Por forma a evitar a ocorrência de corrosão galvânica, as porcas do porta-cubos devem ser fabricadas em liga de alumínio, como por exemplo, em liga AL 7075 [51].

A utilização de anéis espaçadores no porta-cubos deve-se à necessidade de garantir a distância entre braços calculada na secção 4.2.1., $y = 143,2 \text{ mm}$, oferecendo a possibilidade desta distância poder ser modificada no futuro, sem que haja a necessidade de fabricar um porta-cubos novo, com uma configuração diferente.

4.5.2.1. Binários de aperto

De acordo com Budynas e Nisbett [35], o binário de aperto, T_R , é dado por:

$$T_R = \frac{F \cdot d_m}{2} \cdot \left(\frac{l + \pi \cdot f \cdot d_m \cdot \sec \alpha}{\pi \cdot d_m - f \cdot l \cdot \sec \alpha} \right) \quad (4.18)$$

$$d_m = d - 0.649519 \cdot p \quad (4.19)$$

Onde F é a força aplicada na rosca, f o coeficiente de fricção entre os filetes da rosca e da porca, α metade do ângulo formado por dois filetes da rosca, p o paço da rosca, d o diâmetro nominal da rosca, d_m o diâmetro médio e l o passo real. Os valores para cada uma das propriedades da equação 4.27 e os binários de aperto são listados na Tabela 4.10.

Tabela 4.10 – Propriedades para as roscas métricas e binários de aperto, para as ligações em estudo.

Propriedades	Ligação M18 porta-cubos/braço sup./inf.	Ligação M8 amortecedor/braço inferior
F	971 N	-
f	0.34	-
p	1 mm	-
d_m	17.35 mm	-
l	1 mm	-
α	30°	-
T_R	3.5 Nm	4 Nm

O valor do coeficiente de fricção entre alumínio/alumínio foi obtido experimentalmente por Nuruzzaman e Chowdhury [52]. O binário de aperto da ligação entre o amortecedor e o braço inferior é fornecido pelo fabricante deste componente [53].

5. Projeto da Suspensão Traseira

O presente capítulo é estruturado à semelhança do anterior, aplicando as mesmas metodologias, ferramentas e análise matemática ao projeto da suspensão traseira do veículo. Como tal, a análise descrita neste capítulo é feita de forma igualmente exaustiva à do anterior, porém, a escrita do mesmo é mais curta.

5.1. Requisitos e Coeficiente de Segurança

Conforme a análise feita para o projeto da suspensão dianteira, por forma a garantir os requisitos listados na Tabela 5.1, o tipo de sistema mais adequado é a suspensão independente de braço duplo. O coeficiente de segurança desta é definido de acordo com o mesmo critério aplicado na seção 4.1.1., correspondendo ao mesmo valor de projeto, $n_s = 2,1$.

Tabela 5.1 – Requisitos para a suspensão traseira

Requisitos	Valor
Ângulo de Sopé	0°
Ângulo de Convergência	0°
Ângulo de inclinação da manga de eixo	0°
Variação do ângulo de Sopé, devido ao movimento vertical do sistema	$\in [\pm 1^\circ; \pm 2^\circ]$
Comprimento da via traseira	900 mm
Distância mínima ao solo	100 mm
Peso total do sistema	< 4 kg
Suportar a força longitudinal de travagem	$F_1 = 473 N$
Suportar a força vertical	$F_2 = 898 N$
Suportar a força lateral em curva	$F_3 = 902 N$
Ângulo de Sopé ajustável	-
Altura do veículo ajustável	-
Rigidez da mola ajustável	-
Coeficiente de amortecimento ajustável	-
Coeficiente de Segurança	$n_s = 2,1$
Fácil de montar	-

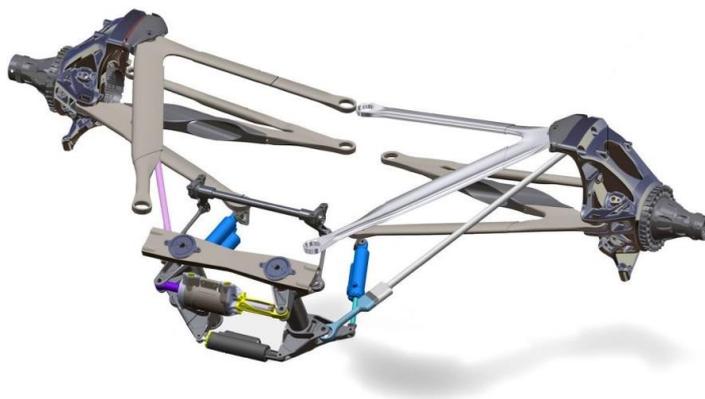


Figura 5.1 – Sistema de suspensão traseira de braço duplo, num veículo de competição, adaptado de [54].

5.2. Braços de Suspensão

Tal como os braços dianteiros, os traseiros permitem a transmissão de esforços provenientes da roda para o chassis do veículo, sendo, portanto, componentes de elevada importância estrutural.

5.2.1. Configuração e materiais propostos

Tendo em conta o objetivo de minimizar a massa do sistema, os braços são projetados para terem a menor massa possível, sendo capazes de suportar o carregamento imposto e o coeficiente de segurança de projeto, anteriormente calculado.

Tal como para os braços dianteiros, os braços traseiros superior e inferior são diferentes em comprimento e configuração, para que seja feita a montagem do conjunto mola/amortecedor no braço inferior e permitir alterações na geometria da suspensão, quando ocorre movimento vertical.

- **Braço Superior**

Este é mais curto que o braço inferior. O braço superior traseiro é representado na Figura 5.2.



Figura 5.2 – Configuração de um braço superior traseiro.

- **Braço Inferior**

O braço inferior é idêntico ao superior apenas com a exceção do conector dos tubos, sendo este ligeiramente maior devido ao apoio para o amortecedor. A Figura 5.3 evidencia um braço inferior traseiro.



Figura 5.3 – Configuração de um braço inferior traseiro.

- **Afinação do Ângulo de Sopé**

Esta é feita seguindo o mesmo procedimento aplicado para a suspensão dianteira, descrito na seção 4.2.1, porém, devido à existência de duas juntas em rótula em cada extremidade de um braço, é necessário afinar ambas. Dado o paço da rosca da junta em rótula ser de $1,5\text{ mm}$ (M10x1.5), a rotação em 360° de ambas permite um avanço de $1,5\text{ mm}$ destas, que se traduz numa variação do ângulo de sopé de $0,6^\circ$. Este valor é superior aos $0,5^\circ$ da suspensão dianteira, visto que uma variação de sopé superior nas rodas traseiras, num veículo com tração traseira, promove uma maior estabilidade.

A Figura 5.4 descreve o procedimento de afinação, calculado à semelhança da análise realizada na seção 4.2.1.

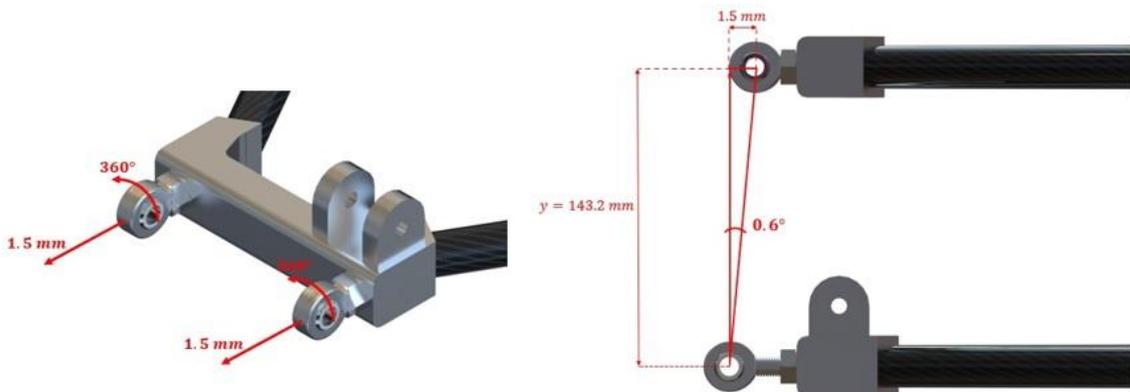


Figura 5.4 – Afinação do ângulo de sopé através da rotação das juntas em rótula.

5.2.1.1. Materiais Propostos

Por forma a garantir que o sistema é projetado para a menor massa possível, os mesmos materiais utilizados na suspensão dianteira são aplicados para o sistema traseiro. Estes e as suas propriedades são listados na Tabela 4.2.

5.2.2. Verificação Estática

O primeiro passo associado à verificação estática corresponde à transferência do carregamento de projeto, definido na seção 3.5.2., para ambos os braços de suspensão. Assim, estes são modelados como corpos rígidos, nos quais se aplicam constrangimentos e cargas, conforme evidenciado pela Figura 5.5.

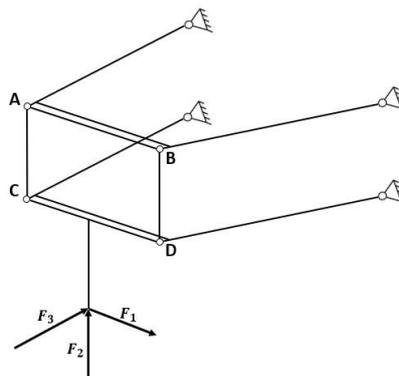


Figura 5.5 – Diagrama de corpo rígido dos braços de suspensão.

A análise matemática realizada na seção 4.2.2., é aplicada de igual forma nesta seção, por forma a obter os esforços desejados. Assim, são estudados os casos em curva e travagem e obtidos os diagramas simplificados apresentados na Figura 5.6.

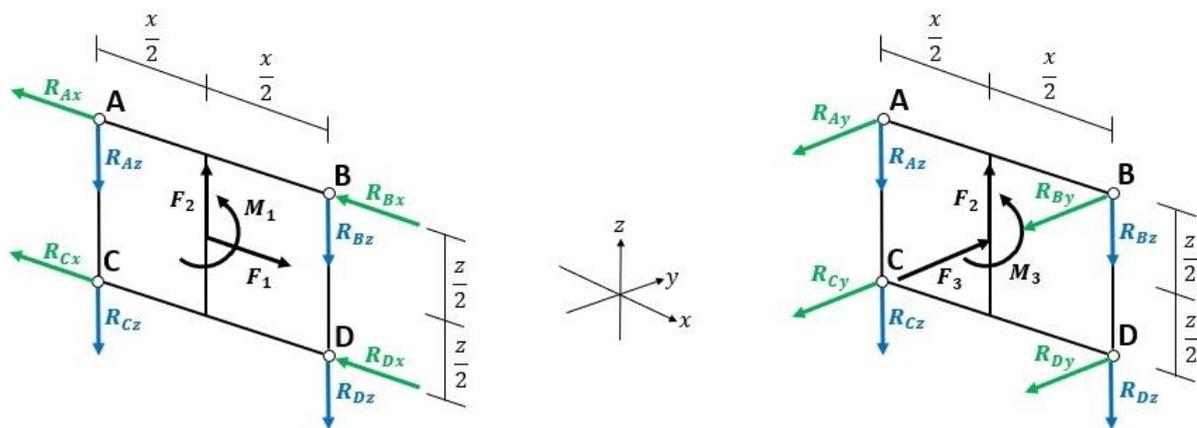


Figura 5.6 – Reações nos apoios A e B. À esquerda: em travagem, à direita: em curva.

Partindo da figura anterior, são calculados os equilíbrios de forças e momentos, tendo em conta que $\frac{x}{2} = 56,35 \text{ mm}$ e $\frac{z}{2} = 71,60 \text{ mm}$. São obtidos os valores das reações desejadas, representadas na Figura 5.7.

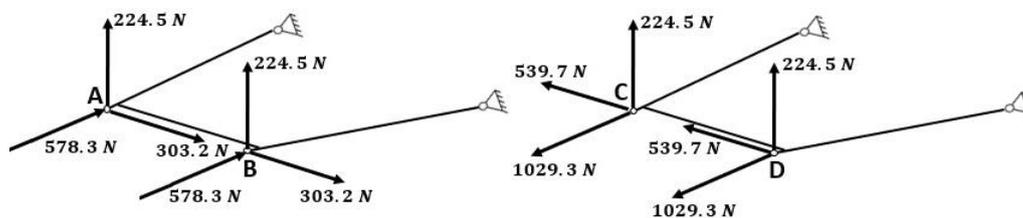


Figura 5.7 – Carregamentos e constrangimentos nos braços superior e inferior, respetivamente.

5.2.2.1. Simulações e Análises FEM

Analogamente aos métodos aplicados na seção 4.2.2.1., um estudo inicial é realizado aos braços de suspensão por forma a compreender, de forma qualitativa, como estes se comportam quando sujeitos ao carregamento imposto. Nesta análise, é utilizada uma malha tetraédrica de 2 mm para cada um dos braços, conforme listado pela Tabela 5.2.

Tabela 5.2 - Propriedades dos modelos de elementos finitos.

Propriedades	Braço Superior	Braço Inferior
Número de nós	283036	317913
Número de elementos	172643	194684
Tipo de malha	Tetraédrica	Tetraédrica
Dimensão da malha	2 mm	2 mm
Material	Diversos	Diversos

A Figura 5.8 denota as tensões de Von Mises sofridas em ambos os braços, bem como os coeficientes de segurança destes. Assim, esta análise inicial conclui que os coeficientes de segurança para os braços superior e inferior são 3,75 e 2,77, respetivamente, ambos superiores a 2,1.

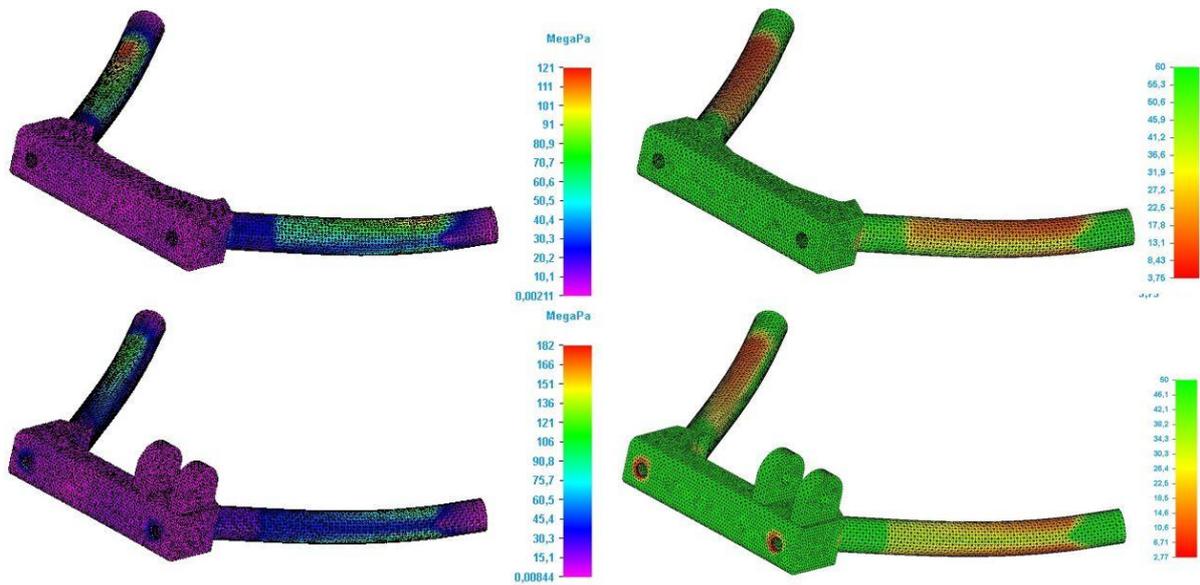


Figura 5.8 – Tensões de Von Mises e Coeficientes de segurança. Em cima, o braço superior e em baixo o inferior.

Tal como realizado para a suspensão dianteira, por forma a garantir resultados mais exatos, cada componente dos braços de suspensão é analisado em seguida.

- **Conectores dos braços de suspensão**

Conforme o estudo realizado para a suspensão dianteira, em primeiro lugar, é realizada uma análise de convergência com o objetivo de definir o tamanho ideal da malha, a aplicar nas análises FEM. Esta é representada pela Figura 5.9.

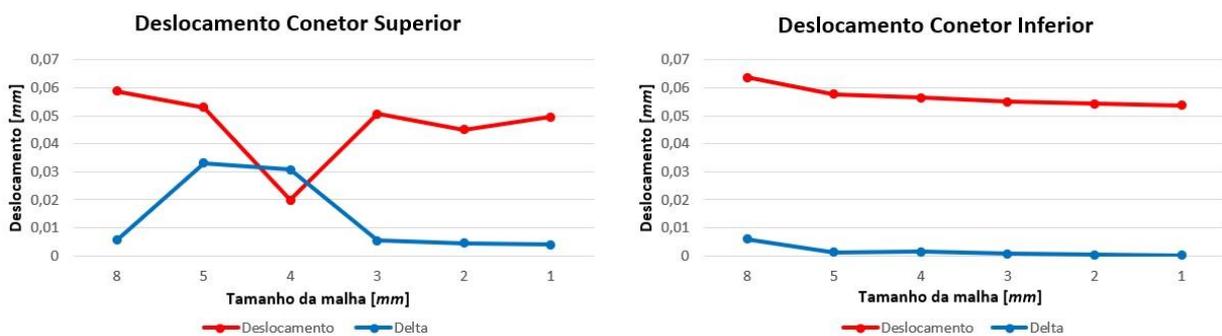


Figura 5.9 – Análise de convergência do deslocamento de ambos os conectores traseiros.

Assim, observa-se que a aplicação de uma malha de 3 mm para o conetor superior e de 2 mm para o conetor inferior irá originar resultados exatos, evitando tempos de computação excessivos. A Tabela 5.3 lista as propriedades dos modelos de elementos finitos aplicados aos conectores.

Tabela 5.3 -Propriedades dos modelos de elementos finitos.

Propriedades	Conetor Superior	Conetor Inferior
Número de nós	61741	181350
Número de elementos	40143	121257
Tipo de malha	Tetraédrica	Tetraédrica
Dimensão da malha	3 mm	2 mm
Material	Alumínio 7075-T6	Alumínio 7075-T6

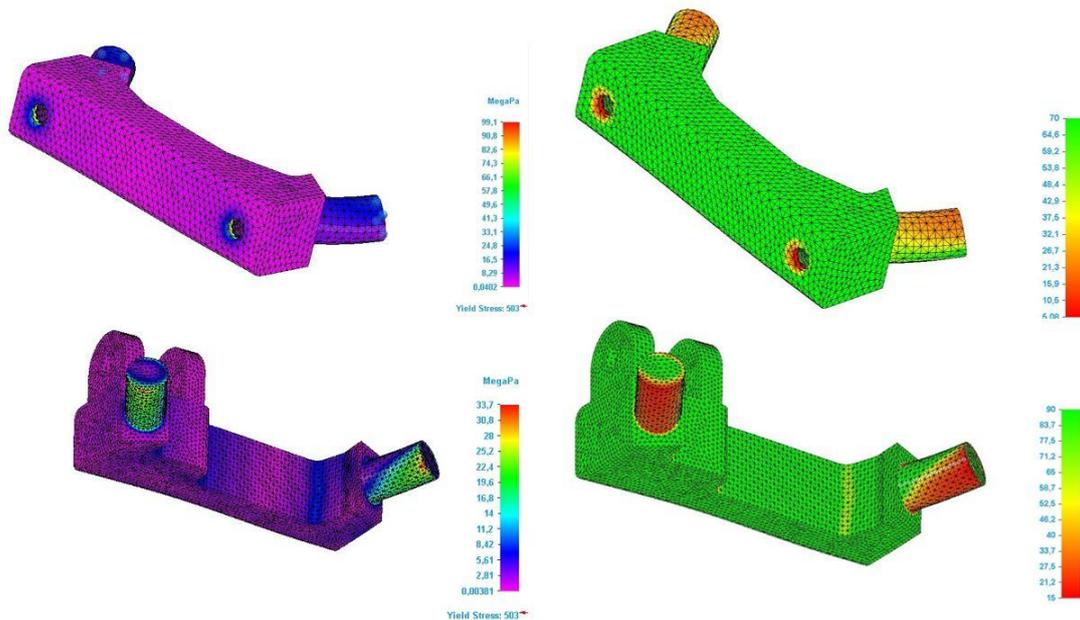


Figura 5.10 – Tensões e Coeficientes de segurança nos conetores. Em cima o superior e em baixo o inferior.

Conforme evidenciado na Figura 5.10, as tensões máximas verificadas em ambos os conetores são muito inferiores à tensão de cedência do alumínio 7075-T6 ($503,3 \text{ MPa}$). Assim, o conetor superior verifica um coeficiente de segurança de 5,1 e o inferior um coeficiente de 15, ambos superiores ao valor de projeto definido na seção 4.1.1., $n_s = 2,1$. Assim, o projeto estático destes é verificado.

- **Tubos de fibra de carbono**

Anteriormente à realização das simulações FEM, à semelhança da análise realizada na seção 4.2.2.1., é necessário transmitir o carregamento definido na seção 5.2.2. para cada um dos braços.

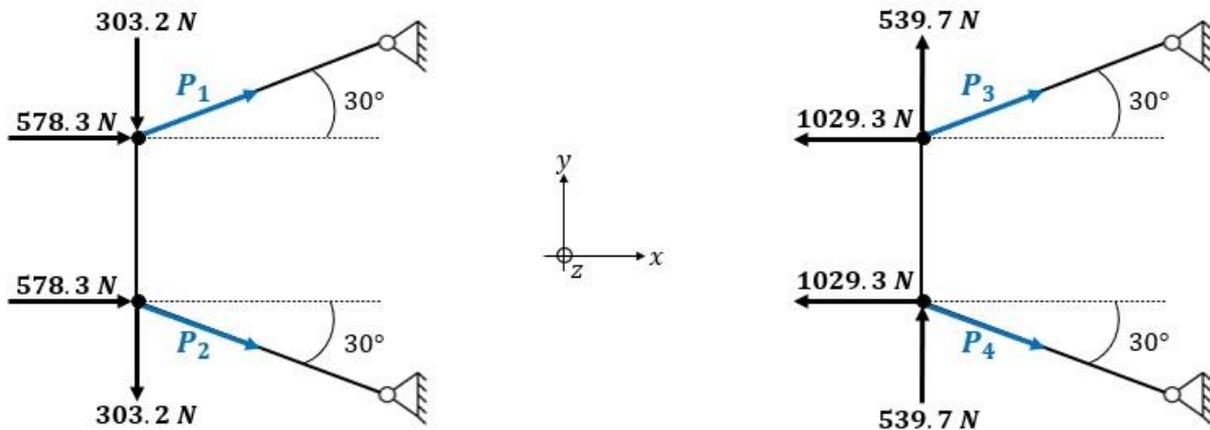


Figura 5.11 – Forças a atuar nos braços. À esquerda o braço superior e à direita o braço inferior.

Aplicando o equilíbrio de forças a partir dos valores representados na Figura 5.11, obtém-se $P_1 = -61,4 \text{ N}$, $P_2 = -1274 \text{ N}$, $P_3 = -2267 \text{ N}$ e $P_4 = -109 \text{ N}$. Desta forma, o tubo mais solicitado é aquele onde P_3 é aplicado, estando localizado no braço inferior, sendo este alvo das simulações FEM.

Em seguida, é realizada a análise de convergência, apresentada na Figura 5.12, que permite concluir que a utilização de uma malha de 3 mm fornecerá resultados exatos, evitando também um

tempo de computação elevado. A Tabela 5.4 lista as propriedades do modelo de elementos finitos aplicado.

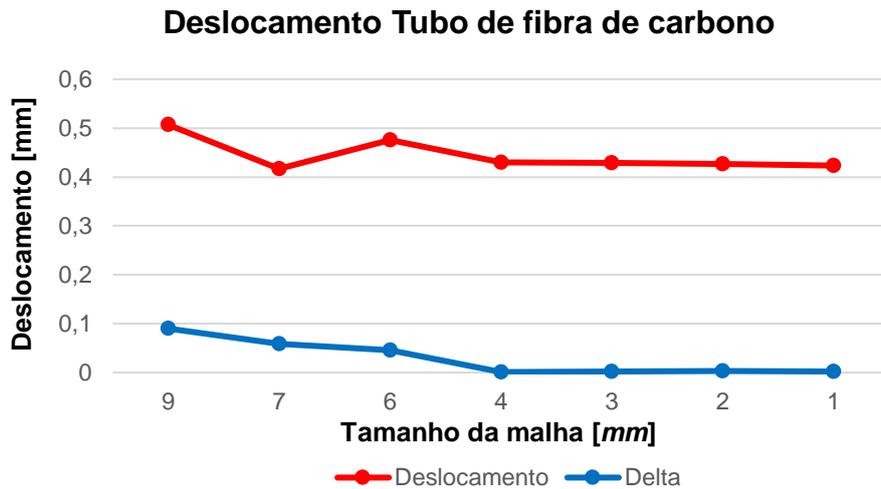


Figura 5.12 – Análise de convergência do deslocamento do tubo de fibra de carbono.

Tabela 5.4 -Propriedades do modelo de elementos finitos.

Propriedades	Tubo de fibra de carbono
Número de nós	14490
Número de elementos	7182
Tipo de malha	Tetraédrica
Dimensão da malha	3 mm
Material	Fibra de Carbono

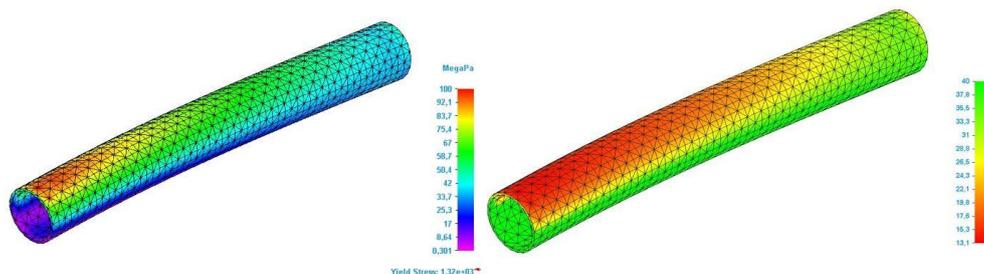


Figura 5.13 – Tensões de Von Mises e Coeficiente de segurança do tubo de fibra de carbono.

Segundo os resultados presentes na Figura 5.13, o tubo mais solicitado na suspensão traseira sofre uma tensão máxima de 100 MPa , valor este que é muito inferior à tensão de cedência da fibra de carbono, gerando um coeficiente de segurança de 13,1, também este muito superior ao valor de projeto, garantindo a verificação do projeto estático.

- **Cilindros com rosca interior**

Estes componentes são iguais aos aplicados na suspensão dianteira, sem qualquer diferença geométrica ou de material. Tendo em conta que a solicitação destes componentes é inferior na suspensão traseira, face à dianteira, as condições de projeto destas peças correspondem ao carregamento imposto pelas rodas dianteiras, cuja análise estrutural e simulações FEM são abordadas na seção 4.2.2.1., não existindo a necessidade de realizar novas simulações para um carregamento inferior.

Desta forma, todos os componentes presentes nos braços da suspensão traseira verificam o projeto estático.

5.2.3. Verificação à Fadiga

Tal como observado no estudo da suspensão dianteira, o sistema traseiro é também exposto a carregamentos cíclicos, maioritariamente em travagem. Assim, a metodologia abordada na seção 4.2.3. é igualmente aplicada no projeto à fadiga dos braços da suspensão traseira. Recorrendo novamente ao critério de Goodman modificado, para componentes com vida infinita, são calculadas as tensões máximas, σ_{max} , para cada componente dos braços de suspensão.

- **Conetores dos braços de suspensão**

Conforme calculado na seção 4.2.3., conetores fabricados a partir de alumínio 7075-T6, $\sigma_{max} = 123 \text{ Mpa}$. De acordo com os resultados apresentados na Figura 5.10, não são verificadas tensões superiores a 99 Mpa , assim, ambos os conetores verificam o projeto à fadiga.

- **Tubos de fibra de carbono**

Para estes componentes, fabricados em fibra de carbono, foi previamente calculado o valor da tensão máxima: $\sigma_{max} = 413 \text{ Mpa}$. Conforme observado na Figura 5.13, não são verificadas tensões superiores a 99 Mpa , logo os tubos de fibra de carbono verificam o projeto à fadiga.

- **Cilindros com rosca interior**

Tal como os conetores, estes são fabricados a partir de alumínio 7075-T6, mas operam em flexão. Assim, foi calculado: $\sigma_{max} = 153 \text{ Mpa}$. De acordo com a seção 4.2.3., estes não sofrem tensões superiores a 39 Mpa , verificando assim o projeto à fadiga.

Desta forma, todos os componentes que constituem os braços da suspensão traseira verificam o projeto à fadiga.

5.3. Porta-Cubos

Os porta-cubos traseiros são projetados seguindo o mesmo estudo realizado para os componentes dianteiros, porém, devido à ausência de necessidade de direção das rodas traseiras, estes apresentam uma geometria distinta, face aos porta-cubos dianteiros.

5.3.1. Configuração inicial e material proposto

Este componente, à semelhança do porta-cubos dianteiro, é projetado com o objetivo de minimizar a sua massa. Contrariamente à configuração inicial do porta-cubos dianteiro, é definida uma peça “em bruto”, visto a suspensão traseira em estudo ser diferente dos sistemas convencionais utilizados nos veículos que competem em provas da SEM. Assim, uma configuração inicial que cumpre os requisitos geométricos é traçada. Esta é representada na Figura 5.14, sendo esta depois sujeita a uma otimização de topologia, respeitando as restrições definidas nas verificações à estática e à fadiga.

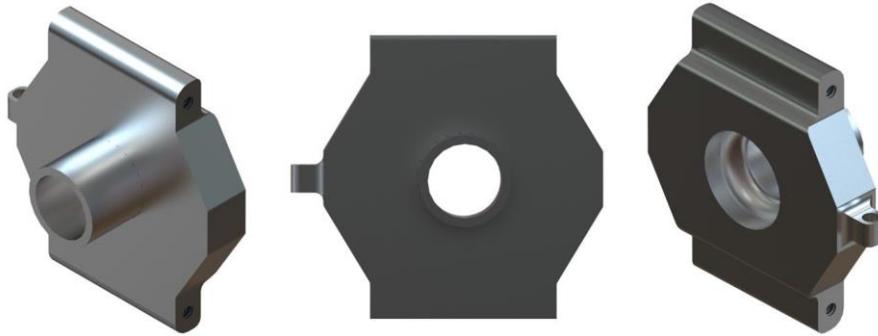


Figura 5.14 – Configuração inicial do porta-cubos traseiro em três vistas diferentes.

5.3.1.1. Materiais Propostos

Tendo em conta que se pretende diminuir a massa do componente, à semelhança dos outros componentes da suspensão traseira e dianteira, os porta-cubos traseiros devem ser fabricados a partir de alumínio 7075-T6, cujas propriedades são listadas na Tabela 4.2.

5.3.2. Verificação Estática

O carregamento que atua no porta-cubos traseiro, tanto em travagem como em curva, é representado na Figura 5.15, onde as forças F_1 , F_2 e F_3 correspondem aos valores calculados na seção 3.5.2. e os momentos a $M_1 = 120,7 Nm$ e $M_3 = 230,2 Nm$.

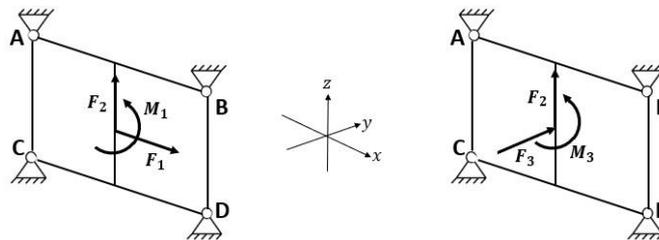


Figura 5.15 – Carregamento imposto no porta-cubos traseiro. À esquerda em travagem e à direita em curva.

5.3.2.1. Simulações e Análises FEM

Analogamente às análises realizadas anteriormente nesta dissertação, em primeiro lugar é feita uma análise de convergência ao deslocamento do porta-cubos, representada na Figura 5.16, que permite concluir que a utilização de uma malha com 3 mm é ideal.

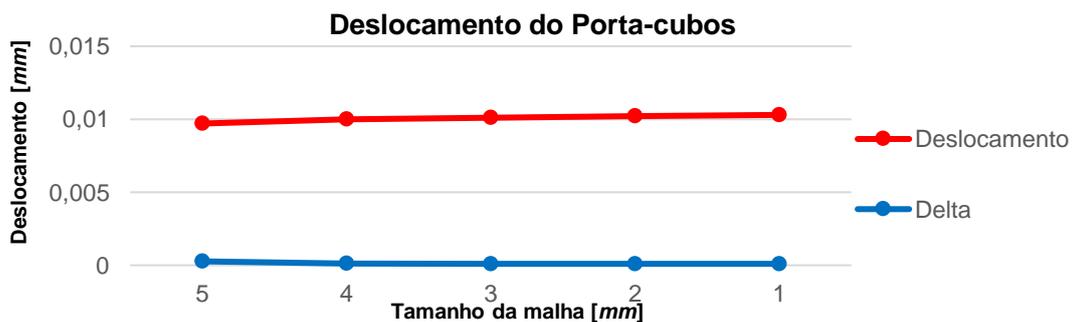


Figura 5.16 – Análise de convergência do porta-cubos traseiro.

Tabela 5.5 – Propriedades do modelo de elementos finitos.

Propriedades	Porta-cubos Traseiro
Número de nós	158637
Número de elementos	105192
Tipo de malha	Tetraédrica
Dimensão da malha	3 mm
Material	Alumínio 7075-T6

Na Tabela 5.5 são listadas as propriedades do modelo de elementos finitos aplicado ao porta-cubos traseiro.

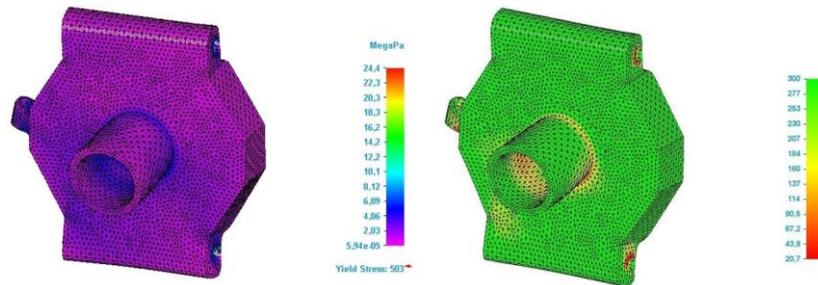


Figura 5.17 – Tensões de Von Mises e coeficiente de segurança do porta-cubos traseiro.

De acordo com os resultados mostrados na Figura 5.17, o porta-cubos traseiro na sua configuração inicial (não otimizada), não sofre tensões superiores a 24.4 MPa , resultando num elevado coeficiente de segurança de 20.7. Assim, não só o porta-cubos traseiro verifica o projeto estático, como apresenta uma grande margem para ser otimizado.

5.3.3. Verificação à Fadiga

Conforme analisado na seção 4.3.3. desta dissertação, à semelhança do porta-cubos dianteiro, para cumprir o coeficiente de segurança de projeto, $n_s = 2,1$, a tensão máxima que o porta cubos pode suportar corresponde a $\sigma_{max} = 123 \text{ MPa}$. Desta forma, de acordo com os valores da Tensão de Von Mises verificados na Figura 5.17, o porta-cubos traseiro verifica o projeto à fadiga.

5.3.4. Otimização de Topologia

Tendo em conta a vasta possibilidade de otimização do porta-cubos traseiro, na sua configuração inicial, é realizado um estudo com o âmbito de minimizar a massa do componente, garantindo que o mesmo é capaz de suportar o carregamento imposto de forma a cumprir o coeficiente de segurança de projeto, $n_s = 2,1$. Analogamente à análise realizada na seção 4.3.4., a otimização é traçada através da atribuição de um valor limite para a tensão de Von Mises, $\sigma_{max} = 123 \text{ MPa}$. Um valor máximo para o deslocamento total é também definido, correspondendo a um limite de 1 mm . Após definidas estas duas condições de limite, o carregamento definido na seção 3.5.2. é aplicado, bem como os apoios ou encastramentos da peça. É definida a geometria do material a remover da peça e a otimização é iniciada.

Foram realizadas duas otimizações de topologia ao componente, tendo a primeira fornecido os limites do componente e as zonas críticas do mesmo, permitindo reduzir a massa em 52,9%. A segunda

otimização permitiu realizar remoção de material em outras zonas do componente, sem comprometer a rigidez estrutural deste.

Tabela 5.6 – Resultados dos estudos de otimização do porta-cubos traseiro.

Propriedades	Configuração Inicial	1ª Otimização	2ª Otimização
Número de iterações	-	19	10
Massa da peça	1,482 Kg	0,698 Kg	0,619 Kg
Redução de massa	-	52,9%	58,2%
Deslocamento máximo	0,0101 mm	0,0379 mm	0,135 mm
Tensão máxima	24,4 MPa	57,3 MPa	77,6 MPa
Coefficiente de segurança	20,7	8,79	6,49

De acordo com os resultados listados na Tabela 5.6, a configuração final do porta-cubos traseiro corresponde à 2ª otimização, que permite uma redução de massa de 58,2% face à configuração inicial do componente. A configuração final do porta-cubos traseiro é representada na Figura 5.18.



Figura 5.18 – Configuração final (otimizada) do porta-cubos traseiro, em três vistas diferentes.

5.4. Montagem da suspensão traseira

À semelhança da seção 4.5., é realizada a análise do sistema traseiro totalmente montado através da realização de uma lista de materiais e do estudo das ligações aparafusadas. É importante notar que o sistema de suspensão traseira recorre ao mesmo conjunto mola/amortecedor que o dianteiro, tendo este sido selecionado na seção 4.4. desta dissertação. Na Figura 5.19 é representado o sistema traseiro assembled.



Figura 5.19 – Sistema de suspensão traseiro, em três vistas diferentes.

5.4.1. Lista de Artigos

A lista de artigos representada em conjunto pela Figura 5.20 e pela Tabela 5.7 é traçada à semelhança da abordagem aplicada na seção 4.5.1. desta dissertação, fornecendo informações sobre todos os componentes que constituem o sistema de suspensão traseira. A análise desta permite

concluir que o sistema traseiro tem uma massa de 2,56 Kg. Desenhos técnicos com as dimensões de cada componente estão disponíveis na seção dos Anexos, no final deste trabalho.

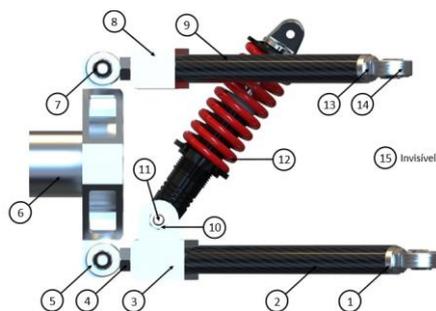


Figura 5.20 – Sistema completo assembled e seus componentes.

Tabela 5.7 – Lista de artigos.

Número	Referência	Componente	Massa [Kg]	Quantidade
1	-	Cilindro com rosca interior	0,060	4
2	-	Tubo de fibra de carbono	0,019	2
3	-	Conetor dos braços inferiores	0,439	1
4	-	Porca sextavada M10 DIN 934	0,012	4
5	Summit QA1-AMR6	Junta em rótula M10x1.5	0,019	4
6	-	Porta-cubos	0,619	1
7	-	Parafuso Sextavado ISO 4014-M10x45 - 8.8	0,038	4
8	-	Conetor dos braços superiores	0,373	1
9	-	Tubo de fibra de carbono	0,017	2
10	-	Porca sextavada M8 ISO 4035	0,003	1
11	-	Parafuso sextavado ISO 4014 - M8x50 – 8.8	0,025	1
12	DNM DV-22AR XC	Conjunto mola/amortecedor	0,200	1
13	-	Porca sextavada M10x1.25 ISO 8675	0,006	4
14	McGill XMR10x1.25	Junta em rótula M10x1.25	0,072	4
15	Loctite EA E-120HP	Adesivo Epóxi	≈0	4

5.4.2. Ligações aparafusadas e binários de aperto

À semelhança da análise exposta na seção 4.5.2. deste trabalho, as porcas aplicadas no porta-cubos traseiro devem ser fabricadas a partir de uma liga de alumínio, por forma a impedir a ocorrência de corrosão galvânica. Recorrendo novamente à equação 4.27 e às propriedades listadas na Tabela 5.8, são calculados os binários de aperto.

Tabela 5.8 – Propriedades para as roscas métricas e binários de aperto, para as ligações em estudo.

Propriedades	Ligação M10x1 porta-cubos/braço sup./inf.	Ligação M8 amortecedor/braço inferior
F	1079,4 N	-
f	0,34	-
p	1 mm	-
d_m	7,35 mm	-
l	1 mm	-
α	30°	-
T_R	≈ 2 Nm	4 Nm

Visto o binário calculado ser muito pequeno (≈ 2 Nm), considera-se que as ligações devem ser feitas com o mesmo binário que as da suspensão dianteira, ou seja, 3,5 Nm.

6. Gestão do Projeto e Software PDM

No presente capítulo pretende-se analisar a implementação de um software PDM ao sistema de suspensão projetado nos dois capítulos anteriores.

É também feita uma análise dos custos do sistema projetado, bem como a definição de um plano de trabalho a seguir pela equipa e a aplicação do software de gestão de projetos “Meistertask”.

6.1. Implementação do Software PDM

No âmbito desta dissertação, conforme discutido na seção 2.5., o programa PDM utilizado é o *Solid Edge 2020 Data Management*, devido à sua simplicidade de aplicação e por estar disponível para todos os membros da equipa do TFC.

6.1.1. Criação de um “Cofre” de Armazenamento

Conforme descrito nas seções 1. e 2.6. desta dissertação, o funcionamento dos programas de PDM é baseado num “cofre” de armazenamento (“Data Vault”), que permite a existência de um repositório comum para ficheiros CAD, que pode ser acessado por vários utilizadores, dentro de uma equipa de pessoas.

A criação de um “cofre” de armazenamento em *Solid Edge 2020 Data Management* requer o seguimento dos seguintes passos:

- Abertura do menu “options” do *Solid Edge 2020*, a partir do ambiente de trabalho do programa;
- Selecionar o separador “Manage” e ativar a utilização do “Solid Edge data management”;
- Dentro do separador “Manage”, definir a pasta e a localização do “cofre”, em “Vault Definition”;
- No separador “Life Cycle”, definir a localização das pastas que irão conter os documentos lançados, em pré-lançamento, obsoletos e peças normalizadas, clicando duas vezes sobre cada um destes;
- No separador “Workflow”, adicionar os e-mails dos vários utilizadores do “cofre”.

No âmbito deste trabalho, apenas o e-mail do autor foi adicionado ao cofre, sendo depois no futuro adicionados os restantes membros da equipa TFC. A Figura 6.1 demonstra alguns dos passos anteriores.

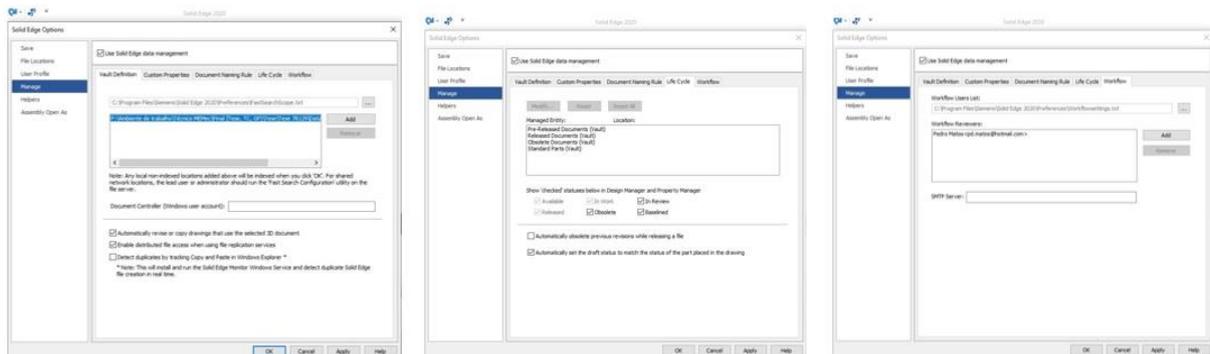


Figura 6.1 – Passos a seguir para a criação de um “cofre” de armazenamento.

6.1.2. Aplicação das ferramentas em ficheiros CAD

Após a criação do “cofre” estar terminada, podem ser aplicadas as várias ferramentas do programa *Data Management* a um ou vários ficheiros CAD. Para exemplificar esta aplicação, é analisado o braço superior dianteiro da suspensão projetada, tendo em conta que este é um conjunto (“assembly”), constituído por um pequeno número de componentes. Assim, é possível observar as várias funcionalidades do programa utilizado, sem que exista uma grande complexidade na peça em estudo.

Uma das funcionalidades básicas mais utilizadas do programa é a possibilidade de “pesquisa rápida” dentro do “cofre”. Esta é feita através do ambiente de trabalho do *Solid Edge 2020*, a partir do ícone de abertura de ficheiros. Ao abrir o “cofre” e escolher uma das pastas dentro deste, o *Data Management* permite fazer uma pesquisa por documentos CAD, a partir de uma grande variedade de propriedades que são definidas pelo utilizador, conforme é representado na Figura 6.2.

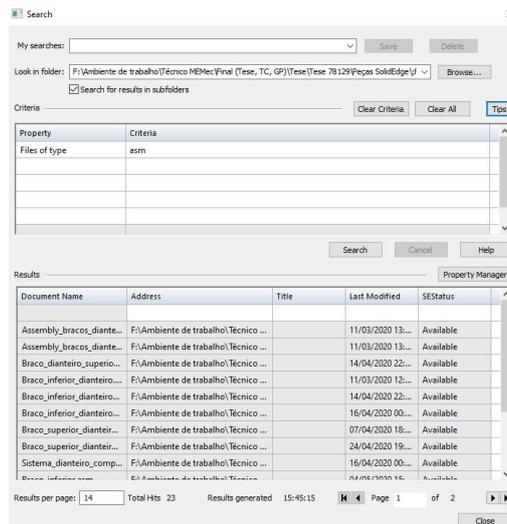


Figura 6.2 – Menu de pesquisa rápida do *Data Management*.

Após ser selecionado um ficheiro CAD (peça ou conjunto), surge a utilização das ferramentas em questão, que são acedidas através do separador “*Data Management*” no painel do *Solid Edge*, conforme indicado pela Figura 6.3. As várias ferramentas são descritas de seguida.

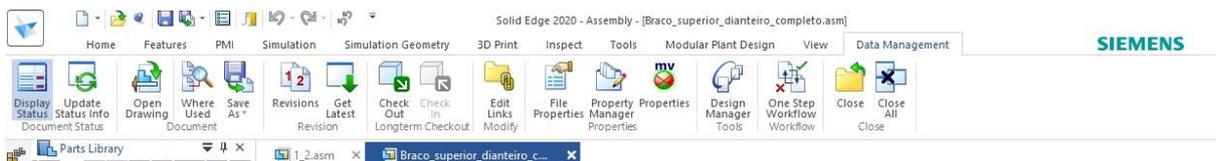


Figura 6.3 – Ferramentas disponíveis.

- **Update Status Info**

Esta ferramenta permite atualizar de forma imediata o componente, caso este tenha sido sujeito a qualquer tipo de alterações.

- **Open Drawing**

Com esta ferramenta é possível abrir o desenho técnico da peça ou do conjunto, caso este exista e esteja associado ao componente em análise.

- **Where Used**

Esta funcionalidade faz uma busca dentro do “cofre” com o objetivo de encontrar todos os conjuntos onde a peça (ou conjunto) em análise foi aplicada, como é indicado na Figura 6.4, permitindo que o utilizador verifique se uma peça foi utilizada em vários conjuntos diferentes, antes de fazer alterações a esta que possam comprometer ditos conjuntos.

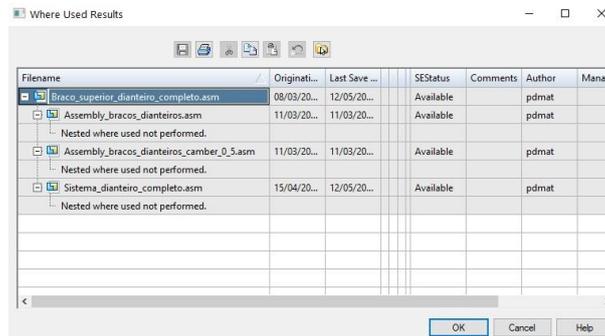


Figura 6.4 – Pesquisa de conjuntos onde a peça em análise foi aplicada.

- **Revisions**

Com esta ferramenta é possível criar novas revisões ao componente em análise, através da criação de uma nova versão deste, associada a um comentário de revisão, conforme é representado pela Figura 6.5.

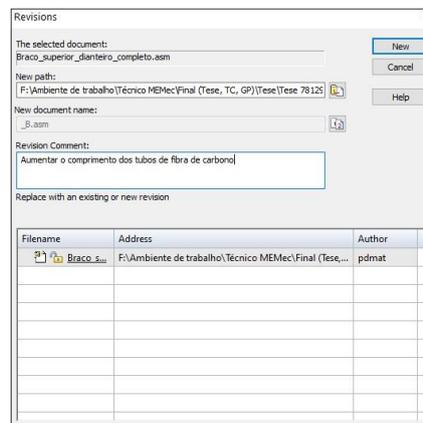


Figura 6.5 – Criação de uma nova revisão.

Cada vez que é feita uma nova revisão ao componente, o nome deste é atualizado com uma nova versão.

- **Get Latest**

Com esta funcionalidade é possível obter a versão mais atualizada, presente no “cofre”, do componente em análise. Esta ferramenta torna-se útil quando existe mais do que um utilizador com permissão para criar novas revisões e fazer alterações ao componente, permitindo que todos os utilizadores tenham acesso, a qualquer momento, à versão mais recente deste.

- **Check Out e Check In**

Estas ferramentas permitem um utilizador com permissão para rever o componente em análise terminar a sua atividade, após finalizar uma revisão ou alteração, através do “Check Out” ou iniciar uma nova revisão através do “Check In”. Vários utilizadores dotados de permissão para rever ficheiros CAD

podem realizar “*Check In*” em simultâneo, sendo o “cofre” automaticamente atualizado com as revisões de cada um destes.

- **File Properties**

Esta funcionalidade garante o controlo sobre vários parâmetros do componente, tendo especial interesse por permitir alterar o estado de uma peça ou do conjunto inteiro em análise. Esta alteração é feita através do separador “*Status*”, que permite selecionar cada peça de um conjunto e definir o estado desta (“*Available*”, “*In Review*”, “*Baselined*”, “*In Work*”, “*Released*” e “*Obsolete*”). A Figura 6.6 demonstra esta possibilidade.

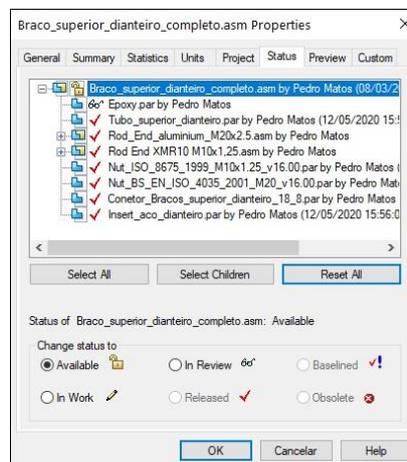


Figura 6.6 – Definição do estado de cada peça.

Existe uma última ferramenta de grande importância, denominada de “*Design Manager*”. Esta permite realizar mais operações ao componente em análise, permitindo extrair este e todas as peças que o compõem, presentes no “cofre”, para uma pasta que pode ser partilhada com os restantes membros da equipa. Por este motivo, esta ferramenta é analisada em maior detalhe na seção seguinte.

6.1.3. Partilha de Ficheiros CAD e do “cofre”

A partilha de documentos CAD entre membros de uma equipa com acesso a um “cofre” comum é feita com recurso à opção “*Pack and Go*”, que permite criar uma pasta ou documento .zip contendo o documento em análise e todos os outros que estejam de alguma forma associados a este. Esta opção pode ser acedida de duas formas diferentes: a partir da ferramenta “*Design Manager*” ou a partir do menu principal do *Solid Edge*, através do separador “*Share*”. A Figura 6.7 demonstra a partilha do conjunto do braço superior da suspensão dianteira, na qual se podem observar as opções de partilha.

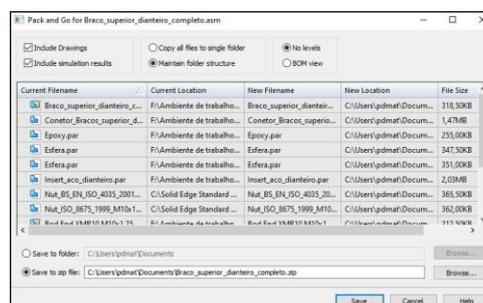


Figura 6.7 – Partilha de documentos a partir de “*Pack and Go*”.

Após ser criada a pasta ou ficheiro .zip, contendo todos os ficheiros de importância associados ao componente em análise, esta é partilhada com outros utilizadores da equipa através do programa de partilha de nuvem (“cloud”) “Dropbox”. O programa *Solid Edge* é especificamente otimizado para permitir a partilha através de “Dropbox”, simplificando o envio de documentos importantes para membros específicos da equipa e garantindo que o utilizador ativo que criou o ficheiro mantém sempre a propriedade deste, mesmo quando é partilhado com outros utilizadores com permissão para rever e alterar o ficheiro.

A Figura 6.8 representa a nuvem da equipa do TFC, após ter sido descarregado e partilhado o ficheiro .zip contendo todos os ficheiros CAD associados ao braço superior da suspensão dianteira.

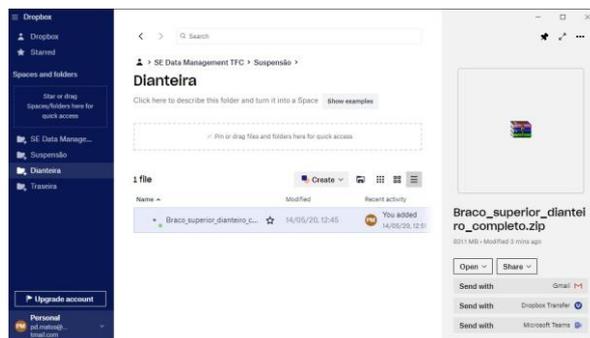


Figura 6.8 – Partilha de ficheiros na nuvem “Dropbox”.

6.2. Gestão do Projeto

Nesta seção é abordada a organização da equipa e descrita a forma como esta foi aplicada durante o período da escrita desta dissertação. São também analisados os custos do sistema de suspensão, bem como a implementação de uma ferramenta virtual de gestão de projetos, denominada de “*Meistertask*”. Dentro desta, são observados os vários departamentos da equipa e a forma cronológica como esta definiu o seu plano de atividades.

6.2.1. Organização da Equipa

De acordo com Kerzner [55], uma equipa (ou organização) é classificada de acordo com os fatores responsáveis pelo agrupamento desta. Porém, qualquer tipo de equipa moderna deve ser “dinâmica na sua natureza” e capaz de se reestruturar rapidamente caso surja necessidade para tal.

Segundo Shoop [56], numa equipa formada no âmbito de um projeto, como a TFC, todos os membros se centram em torno do projeto a desenvolver, existindo um líder de equipa ou de projeto que assume o controlo direto de todos os elementos desta necessários para a realização deste. Desta forma, a equipa TFC é estruturada para operar como uma equipa de projeto, existindo um líder (o aluno de Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica António Libério Machado) responsável pelo controlo de todos os outros membros. Dentro desta, os vários membros estão distribuídos por três departamentos (departamento técnico, departamento de comunicação e departamento de gestão e planeamento), de acordo com a afinidade técnica de cada um.

O modo de operação da equipa foi definido desde a génese desta, tendo em conta a disponibilidade de cada membro para desempenhar as tarefas necessárias. Desta forma, são realizadas reuniões de equipa semanais, nas quais os membros de um dos departamentos realizam o ponto de situação relativamente ao trabalho desenvolvido por estes nas semanas anteriores à reunião. São também realizadas sessões de aprendizagem com uma frequência menor à das reuniões semanais, com o objetivo de permitir a partilha de conhecimentos técnicos entre membros de departamentos diferentes, contribuindo para uma aprendizagem constante destes, enriquecendo o património intelectual da equipa.

Foram definidos timings e listas de tarefas, estas últimas são atualizadas e modificadas, à medida que as tarefas anteriores são cumpridas. A dinâmica e capacidade de adaptação da equipa são positivas, tendo sido testadas no seio do estado de pandemia nacional (Devido ao surto do vírus COVID-19), visto as reuniões presenciais físicas terem sido proibidas durante um período de cerca de três meses. Neste panorama, a equipa direcionou as suas reuniões para uma plataforma digital, mantendo a frequência e conteúdo das mesmas. Cada membro continuou a exercer as tarefas para as quais foi destacado, novamente, num formato digital, não tendo existido quebras na produtividade nem incumprimento ou atraso destas.

6.2.2. Implementação do programa “Meistertask”

O *software* “Meistertask” corresponde a um programa virtual de gestão de projetos, que fornece um quadro de atividades, eventos e ações a definir. O programa funciona como uma plataforma na qual podem ser criados vários projetos diferentes, dentro de uma equipa de utilizadores.

A variante básica do programa é gratuita e permite criar dois projetos para cada utilizador. Tendo em conta a necessidade de criar um projeto para cada departamento, a versão básica não é suficiente para a equipa do TFC. Assim, após estabelecer comunicação com a própria *Meistertask*, esta aceitou ceder o programa completo à equipa, sem custos adicionais, como forma de patrocínio.

O *software* é acedido através da internet, não sendo necessário realizar o download deste, estando disponível constantemente para os membros da equipa. O painel inicial contém um ambiente de trabalho e uma seção lateral com os projetos em aberto, conforme é demonstrado pela Figura 6.9.

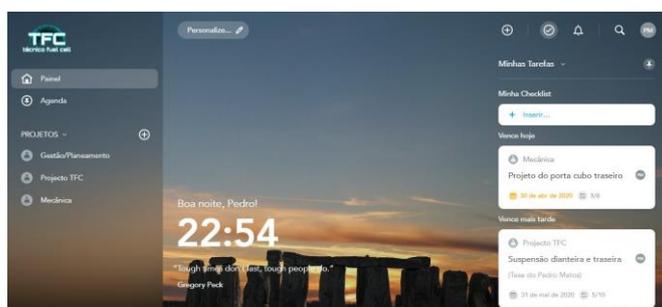


Figura 6.9 – Painel inicial do *Meistertask*.

A partir do ambiente de trabalho é aberto qualquer um dos projetos ativos, nos quais os membros da equipa podem realizar alterações. Dentro destes, são definidas tarefas concretas que estão associadas a vários “passos a realizar” e que devem ser concluídas até uma data limite, definida em

equipa. As datas limite são estabelecidas de forma cuidada, tendo em conta a dimensão de cada tarefa e a disponibilidade dos membros da equipa para a realizarem. A Figura 6.10 representa um dos projetos ativos, dentro do qual se podem observar separadores específicos definidos para as tarefas a realizar, em andamento, em revisão e concluídas. Quando uma tarefa não é concluída até à data limite estabelecida, é emitido um aviso para todos os membros da equipa responsáveis por esta.

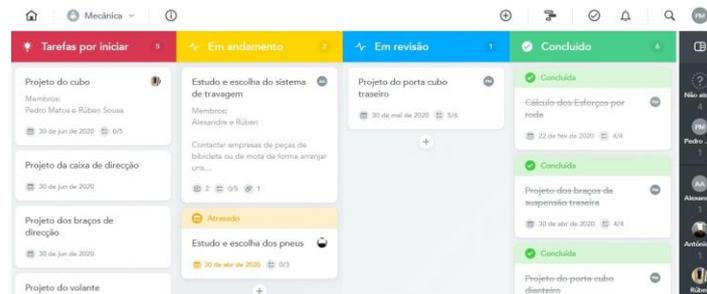


Figura 6.10 – Projeto ativo no Meistertask.

Dentro de cada tarefa existem várias metas (ou passos) a cumprir, anteriormente à conclusão final desta. É também atribuído um responsável a cada tarefa, existindo a possibilidade de esta ser partilhada por mais do que uma pessoa. Na Figura 6.11 podem ser observadas as várias metas de uma tarefa específica, bem como a sua data limite e o seu responsável.

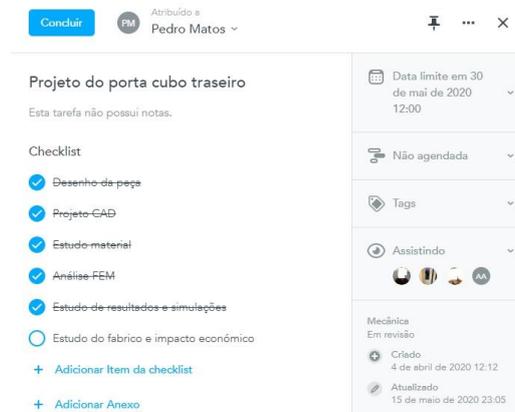


Figura 6.11 – Metas e data limite de uma tarefa.

A implementação do programa “Meistertask” permitiu simplificar de forma considerável o plano de gestão de atividades e tarefas da equipa, garantindo consulta permanente dos projetos ativos para todos os membros da equipa do TFC.

6.2.3. Custo do sistema de suspensão projetado

O cálculo dos custos é feito tendo em conta o custo da matéria prima (M.P.) utilizada, bem como uma estimativa da mão de obra (M.O.) necessária ao fabrico de cada peça. Estas estimativas são feitas com o objetivo de fornecerem um valor conservativo, isto é, um tempo de fabrico estimado que é superior ao necessário, tendo em conta que na fase de projeto atual, não se consegue ainda saber o tempo necessário exato para o fabrico de cada peça.

O custo/hora da fresadora CNC e de outras máquinas de fabrico, necessárias ao fabrico dos componentes, é baseado nos valores praticados pela empresa “*FABLAB Coimbra*” [57]. O custo das várias matérias primas é baseado em várias referências provenientes da internet [58]–[64]. Na Tabela 6.1 são listados os custos da suspensão dianteira e na Tabela 6.2 os da suspensão traseira.

Tabela 6.1 – Custos associados ao fabrico da suspensão dianteira.

Componente	Quantidade	M.O.	Custo M.O.	Custo M.P.	Custo Total
Cilindro com rosca interior	4	10 min.	1,7 €	0,65 €	2,35 €
Tubo de fibra de carbono	4	5 min.	1,7 €	31,4 €	33,1 €
Conetor dos braços inferiores	1	30 min.	25 €	1,18 €	26,18€
Porca M20	2	-	-	≈ 0,10 €	≈ 0,10 €
Junta em rótula M20x2.5	2	-	-	36,4 €	36,4 €
Porta-cubos	1	60 min.	50 €	1,2 €	51,2 €
Anel do Porta-cubos	2	10 min.	1,7 €	0,04 €	1,74 €
Porca M18	2	-	-	≈ 0,10 €	≈ 0,10 €
Conetor dos braços superiores	1	30 min.	25 €	0,43 €	25,43 €
Porca M8	1	-	-	≈ 0,05 €	≈ 0,05 €
Parafuso M8x50	1	-	-	2,42 €	2,42 €
Conjunto mola/amortecedor	1	-	-	71,7 €	71,7 €
Porca M10x1.25	4	-	-	≈ 0,20 €	≈ 0,20 €
Junta em rótula M10x1.25	4	-	-	30,8 €	30,8 €
Adesivo Epóxi	4	-	-	15,51 €	15,51 €
Custo Total do Sistema Dianteiro					297,3 €

Tabela 6.2 – Custos associados ao fabrico da suspensão traseira.

Componente	Quantidade	M.O.	Custo M.O.	Custo M.P.	Custo Total
Cilindro com rosca interior	4	10 min.	1,7 €	0,65 €	2,35 €
Tubo de fibra de carbono	4	5 min.	1,7 €	31,4 €	33,1 €
Conetor dos braços inferiores	1	30 min.	25 €	1,18 €	26,18€
Porca M10	2	-	-	≈ 0,10 €	≈ 0,10 €
Junta em rótula M10x1.5	2	-	-	20 €	20 €
Porta-cubos	1	60 min.	50 €	1,7 €	51,7 €
Porca M8x1	2	-	-	≈ 0,05 €	≈ 0,05 €
Conetor dos braços superiores	2	30 min.	25 €	1 €	26 €
Porca M8	1	-	-	≈ 0,05 €	≈ 0,05 €
Parafuso M8x50	1	-	-	2,42 €	2,42 €
Conjunto mola/amortecedor	1	-	-	71,7 €	71,7 €
Parafuso M10	4	-	-	≈ 0,20 €	≈ 0,20 €
Junta em rótula M10x1.25	4	-	-	30,8 €	30,8 €
Adesivo Epóxi	4	-	-	15,51 €	15,51 €
Custo Total do Sistema Traseiro					280,2 €

Desta forma, como o veículo apresenta dois conjuntos de suspensão dianteira e dois conjuntos de suspensão traseira, o custo total da suspensão do veículo corresponde a cerca de 1160 €.

7. Conclusões

Este trabalho tem como objetivo a análise de metodologias CAD, CAE e PDM envolvidas no projeto de um sistema de suspensão para o veículo a ser desenvolvido pela equipa do *Técnico Fuel Cell*, para competir na edição europeia da *Shell Eco Marathon*, em 2021. Para tal, um estudo elaborado sobre sistemas de suspensão foi realizado, bem como várias simulações e análises de elementos finitos. Estes permitiram obter resultados concretos, a partir dos quais se destacam as seguintes conclusões:

1. De acordo com o levantamento teórico e com as simulações realizadas, conclui-se que o tipo de suspensão ideal para a minimização de massa, garantindo a rigidez estrutural necessária, é a suspensão independente de braço duplo. Este tipo de sistema é vastamente aplicado em automóveis desportivos e de competição, desde a década de 1960, devido às suas características técnicas superiores. O sistema de braço duplo é compacto e ocupa pouco espaço, sendo assim a sua aplicação ideal em veículos pequenos, com vias dianteira e traseira curtas, como é o caso do veículo em projeto pelo TFC.
2. A definição dos carregamentos de projeto foi feita com recurso a cálculos conservativos, tendo em conta a massa máxima admissível pelo regulamento da SEM [6], ao invés da massa total prevista para o veículo. Como tal, o sistema de suspensão projetado suporta carregamentos superiores aos que serão sofridos na realidade, podendo este fenómeno levar a um grande sobredimensionamento do sistema. Para evitar esta possibilidade, foi definido um coeficiente de segurança de projeto, $n_s = 2,1$, calculado com o objetivo de estabelecer um parâmetro de verificação à estática e à fadiga, mas também de comparação face aos resultados de coeficiente de segurança das simulações FEM, permitindo aferir um “grau de sobredimensionamento” do componente.
3. A aplicação de fibra de carbono no projeto dos braços de suspensão permite uma drástica redução de massa, face ao fabrico utilizando alumínio 7075-T6 na totalidade destes.
4. A otimização de topologia representa uma ferramenta de importância fundamental no projeto dos porta-cubos, na medida em que permite remover grandes percentagens de massa dos componentes de maior peso no projeto, garantindo a verificação do coeficiente de segurança de projeto. Esta otimização fornece os melhores resultados quando é aplicada seguindo um método específico, que se baseia na realização de duas análises iterativas de otimização distintas. A primeira análise serve o propósito de remover material, em maior quantidade, em zonas da peça onde o coeficiente de segurança é elevado. Após esta ser realizada, os resultados da mesma devem ser analisados por forma a compreender quais as zonas da peça que ainda possuem um coeficiente de segurança elevado e, como tal, podem ser sujeitas a remoção de material. A segunda análise é então aplicada com o objetivo de remover material nestas zonas da peça.

Nesta dissertação foi também analisada a implementação de um programa de gestão de projetos, denominado de “*Meistertask*”, para a qual se destacam as principais conclusões:

1. A utilização de um software de gestão de projetos permitiu que a equipa do TFC se consiga organizar de forma mais rápida e simples, tendo a possibilidade de estabelecer ações concretas

dentro de um calendário específico e atribuir a responsabilidade por estas a determinados membros da equipa.

2. A criação de diferentes projetos dentro do programa “*Meistertask*”, um para cada departamento da equipa, permitiu fazer uma gestão mais eficiente desta, devido à especialização do trabalho realizado dentro de cada um destes.

7.1. Trabalhos futuros

Por forma a melhorar e dar continuidade ao projeto desenvolvido nesta dissertação, com o objetivo de melhorar continuamente o veículo de competição da equipa do TFC, são apresentadas as seguintes considerações:

- Estudar a possibilidade de fabricar os porta-cubos e braços de suspensão inteiramente em fibra de carbono, caso no futuro exista a possibilidade de a equipa do TFC fabricar a sua própria fibra de carbono, de forma economicamente viável, visto esta abordagem permitir reduzir ainda mais a massa do sistema de suspensão, garantindo também uma rigidez estrutural superior.
- Após o chassis do veículo ser projetado e estudado, analisar a possibilidade de introduzir neste o sistema de travagem, ao invés de o colocar dentro das rodas (sistema de travagem “*inboard*”), permitindo assim diminuir a massa não suspensa e projetar um cubo e porta-cubos mais leves, dada a ausência da necessidade de suportarem o sistema de travagem.
- Mediante o desenvolvimento futuro da equipa e do seu poder económico, a implementação de fabrico através de impressão 3D representa um grande passo na minimização de massa do veículo, tendo em conta que esta tecnologia permite o projeto das peças com a ferramenta de otimização de topologia “*Generative Design*” do *SE 2020*. Como tal, a análise da viabilidade de aplicação desta tecnologia de fabrico, no futuro, deve ser realizada, visto trazer grandes benefícios para a equipa do TFC.

8. Referências

- [1] Y. S. Saurabh *et al.*, «Design of Suspension System for Formula Student Race Car», *Procedia Eng.*, vol. 144, pp. 1138–1149, 2016.
- [2] S. H. Lee, «A CAD-CAE integration approach using feature-based multi-resolution and multi-abstraction modelling techniques», *CAD Comput. Aided Des.*, vol. 37, n. 9, pp. 941–955, 2005.
- [3] R. O. Buchal, «The Use of Product Data Management (PDM) Software to Support Student Design Projects The University of Western Ontario», *Can. Eng. Educ. Assoc.*, pp. 270–277, 2003.
- [4] K. Sternal, A. Cholewa, W. Skarka, e M. Targosz, «Electric vehicle for the students' shell eco-marathon competition. Design of the car and telemetry system», *Commun. Comput. Inf. Sci.*, vol. 329, pp. 26–33, 2012.
- [5] J. Ravchev, G. Hristov, P. Zahariev, e D. Kinaneva, «Design, Development and Evaluation of an Electric Urban Concept Vehicle Prototype Powered by a Hydrogen Fuel Cell», *2018 28th EAEEIE Annu. Conf. EAEEIE 2018*, 2018.
- [6] S. Simmons, «Shell Eco-Marathon 2020 Official Rules», 2019.
- [7] «Eco-Runner Team Delft». [Em linha]. Disponível em: <https://www.ecorunner.nl/ecorunner/> [acedido 04-Fev-2020].
- [8] «Nanyang Venture IX». [Em linha]. Disponível em: https://www.flickr.com/photos/shell_eco-marathon/24857358374/ [acedido 02-Mar-2020].
- [9] «Fuel Fighter». [Em linha]. Disponível em: <https://www.elisava.net/en/news/car-fuel-fighter-designed-students-elisava-wins-shell-eco-marathon-2019> [acedido 02-Mar-2020].
- [10] C. F. Albuquerque, L. Barnett, D. Bastow, D. Butler, L. V. de A. Calado, e A. C. P. Carneiro, *O Livro do Automóvel*, 1ª. Selecções do Reader's Digest, 1976.
- [11] W. Harris, «How Car Suspensions Work». [Em linha]. Disponível em: <https://auto.howstuffworks.com/car-suspension.htm> [acedido 08-Fev-2020].
- [12] J. C. Dixon, *Suspension Geometry and Computation*, 1ª. John Wiley & Sons Ltd, 2009.
- [13] M. Guiggiani, *The Science of Vehicle Dynamics*, 2ª. Pisa: Springer, 2018.
- [14] J. M. e Silva e N. Maia, *Folhas da Disciplina - Vibrações e Ruído, Teoria*. Secção de Folhas da AEIST, Lisboa.
- [15] D. Collins, «Complete Guide to Car Suspension», 2018. [Em linha]. Disponível em: <https://www.carbibles.com/guide-to-car-suspension/> [acedido 08-Fev-2020].
- [16] R. B. GmbH, *Automotive Handbook*, 4ª ed. Society of Automotive Engineers, 1996.

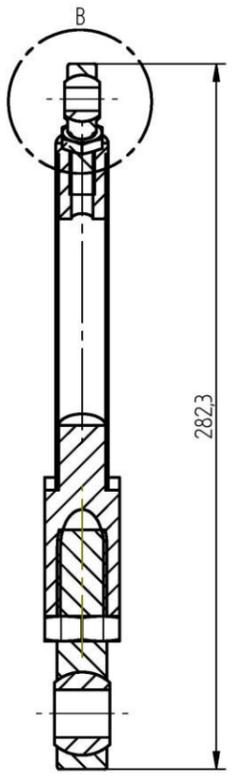
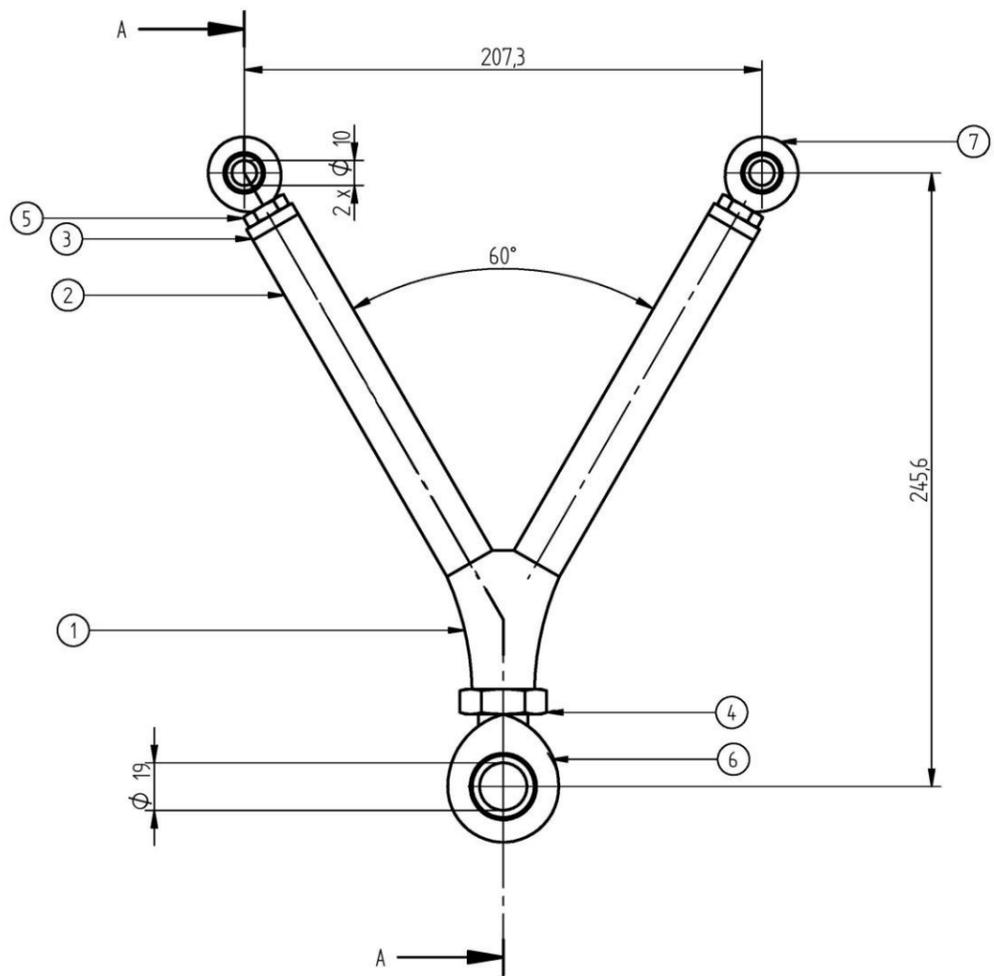
- [17] «Control Arm». [Em linha]. Disponível em: <http://www.iparts-taiwan.com/page/about/index.aspx?kind=64> [acedido 13-Fev-2020].
- [18] J. Nutt, «Control Arm Basics». [Em linha]. Disponível em: <https://www.1aauto.com/content/articles/control-arms> [acedido 13-Fev-2020].
- [19] «Front Driver Side Lower Control Arm». [Em linha]. Disponível em: <https://www.detroitaxle.com/shop/suspension/control-arm/front-driver-side-lower-control-arm/> [acedido 13-Fev-2020].
- [20] J. Youngs, «Vehicle Suspension System: An Inside Look», 2019. [Em linha]. Disponível em: <https://www.jdpower.com/cars/shopping-guides/vehicle-suspension-system-an-inside-look> [acedido 25-Jan-2020].
- [21] T. Anderson, «Chassis Geometry 101: Engineering Speed», 2016. [Em linha]. Disponível em: <https://www.turnology.com/features/chassis-geometry-101-engineering-speed/> [acedido 16-Fev-2020].
- [22] «Different Types of Car Suspension Systems». [Em linha]. Disponível em: <https://www.germanformula.com/different-types-of-car-suspension-systems/> [acedido 05-Fev-2020].
- [23] «Your Suspension & You». [Em linha]. Disponível em: <https://www.toymods.org.au/forums/threads/7348-Your-suspension-amp-you> [acedido 13-Fev-2020].
- [24] G. Goppelt, «The Weissach Effect The Evolution of a Revolution», *ATZ Worldw.*, vol. 120, n. 1, pp. 10–15, 2018.
- [25] «Porquê Escolher o SolidWorks PDM?» [Em linha]. Disponível em: <https://www.sqedio.com/porque-escolher-o-solidworks-pdm/> [acedido 29-Abr-2020].
- [26] «Teamcenter». [Em linha]. Disponível em: <https://www.plm.automation.siemens.com/global/pt/products/teamcenter/> [acedido 29-Abr-2020].
- [27] «How Much Does Solidworks Cost? Pricing Explained», 2018. [Em linha]. Disponível em: <https://www.scan2cad.com/cad/solidworks-pricing/> [acedido 01-Jun-2020].
- [28] D. P. M. Ferreira, «Brake Caliper Design and Optimisation for a Formula Student Vehicle», Dissertação de mestrado, Instituto Superior Técnico, Universidade de Lisboa, Lisboa, Portugal, 2019.
- [29] S. Gudmundsson, *The Anatomy of the Wing*, 1ª. Elsevier, 2014.
- [30] A. Qviller, «Development of car for Eco-marathon», Norwegian University of Science and Technology, 2012.

- [31] «Lateral force variation». [Em linha]. Disponível em: https://en.wikipedia.org/wiki/Lateral_force_variation#/media/File:Tire_Force_Variation1.jpg [acedido 27-Fev-2020].
- [32] S. Biswal, A. Prasanth, R. Udayakumar, S. Deva, e A. Gupta, «Design of a suspension system and determining suspension parameters of a medium downforce small Formula type car», *MATEC Web Conf.*, vol. 124, 2017.
- [33] «Heim Joints». [Em linha]. Disponível em: <http://cartechstuff.blogspot.com/2014/08/heim-joints.html> [acedido 04-Mar-2020].
- [34] L. Reis, *Slides da Disciplina de Projeto Mecânico - Mechanical Design*. 2017.
- [35] R. G. Budynas e J. K. Nisbett, *Shigley's Mechanical Engineering Design*, 10^a. McGraw-Hill Education, 2015.
- [36] F. V. de Camargo, M. Giacometti, e A. Pavlovic, «Increasing the Energy Efficiency in Solar Vehicles by Using Composite Materials in the Front Suspension», *Smart Innov. Syst. Technol.* 68, vol. 3, n. April, p. 11, 2017.
- [37] M. C. Reboul, «Galvanic Corrosion of Aluminum.», *Corros. J.*, vol. 35, n. 9, pp. 423–428, 1979.
- [38] A. C. Cobi, «Design of a Carbon Fiber Suspension System for FSAE Applications», Massachusetts Institute of Technology, 2012.
- [39] D. Thirunavukarasu, A. J. Maniamkot, N. H. R, A. K. M, e D. K. D, «Development of Carbon Fibre Suspension Linkages for Formula Sae Vehicles», *J. Mech. Civ. Eng.*, vol. 14, n. 4, pp. 38–44, 2017.
- [40] «44.8mm (42.0mm ID) Carbon Fibre Tube (Roll Wrapped) - 0.6m». [Em linha]. Disponível em: <https://www.easycomposites.co.uk/#!/cured-carbon-fibre-products/carbon-fibre-tube/roll-wrapped-carbon-fibre-tube/carbon-fibre-tube-roll-wrapped-42mm.html> [acedido 14-Mar-2020].
- [41] «6mm (4mm) Pultruded Carbon Fibre Tube - 1m Length». [Em linha]. Disponível em: <https://www.easycomposites.co.uk/#!/cured-carbon-fibre-products/carbon-fibre-tube/pultruded-carbon-fibre-tube/pultruded-carbon-fibre-tube-6mm-4mm.html> [acedido 14-Mar-2020].
- [42] «Loctite EA E-120HP A/B». [Em linha]. Disponível em: https://www.henkel-adhesives.com/br/pt/produtos/machinery-repair-material/loctite_ea_e-120hpab.html [acedido 14-Mar-2020].
- [43] Siemens, «Glue and no penetration contact connectors». [Em linha]. Disponível em: https://docs.plm.automation.siemens.com/tdoc/se/106/help#uid:index_sesim:analyze1p:xid280719:xid507938:assyconn5a [acedido 01-Abr-2020].
- [44] Siemens, «Edge connectors». [Em linha]. Disponível em: https://docs.plm.automation.siemens.com/tdoc/se/106/help#uid:index_sesim:analyze1p:xid280

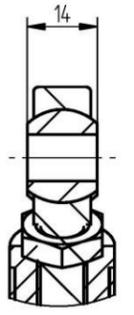
- 719:xid507903:assyconn3a [acedido 01-Abr-2020].
- [45] L. F. M. Silva, A. Ochsner, e R. D. Adams, *Adhesively Bonded Joints in Aircraft Structures*, 1º., vol. 18, n. 1. Springer, 2011.
- [46] G. Olsson, «Brake performance and stability for bicycles», 2013, p. 27.
- [47] Y. H. Liu, X. W. Ji, H. Ryouhei, M. Takahiro, e L. M. Lou, «Function of shoulder muscles of driver in vehicle steering maneuver», *Sci. China Technol. Sci.*, vol. 55, n. 12, pp. 3445–3454, 2012.
- [48] «DNM Damping 2 System Mountain Bike Rear Shock Rebound/Preload Anodized AL 6061 Coil Spring 750 Lbs 165mm (6.5") x 35mm 190mm (7.48") x 50mm 200mm (7.87") x 55mm». [Em linha]. Disponível em: <https://www.amazon.com/DNM-DV22AR-Mountain-Bike-Shock/dp/B01BIQN5UG?th=1> [acedido 15-Mar-2020].
- [49] DNM Suspension Technology, «DV-22AR». [Em linha]. Disponível em: https://www.dnmshock.com/products.php?func=p_detail&p_id=47&pc_parent=12 [acedido 15-Mar-2020].
- [50] «DNM DV-22AR XC Bike Rear Shock». [Em linha]. Disponível em: <http://cycletaiwan.com/dnm-dv-22ar-xc-bike-rear-shock.html> [acedido 15-Mar-2020].
- [51] «DIN 931/ISO 4014/UNI 5737 Aluminim alloy». [Em linha]. Disponível em: <https://anemo.eu/hardware/din-931-iso-4014-uni-5737-aluminium-alloy-hhb> [acedido 16-Abr-2020].
- [52] D. Muhammad Nuruzzaman e M. Asaduzzaman Chowdhury, «Effect of Load and Sliding Velocity on Friction Coefficient of Aluminum Sliding Against Different Pin Materials», *Am. J. Mater. Sci.*, vol. 2, n. 1, pp. 26–31, 2012.
- [53] «Rear Shock Bolts». [Em linha]. Disponível em: <https://forums.mtbr.com/santa-cruz/rear-shock-bolts-762062.html> [acedido 16-Abr-2020].
- [54] M. Hughes e G. Piola, «TECH TUESDAY: How the Mercedes W10 devours slow-speed corners», 2019. [Em linha]. Disponível em: <https://www.formula1.com/en/latest/article.tech-tuesday-how-the-mercedes-w10-devours-slow-speed-corners.4YyPEfVVDFYoU2j2qbg1o.html> [acedido 02-Mai-2020].
- [55] H. Kerzner, *Project Management: A Systems Approach to Planning, Scheduling, and Controlling*, 12º. New Jersey: John Wiley & Sons Ltd, 2017.
- [56] H. M. Shoop, «OSU Formula Society of Automotive Engineers: Team Management Structure», Oregon State University, 2010.
- [57] «FABLAB Coimbra». [Em linha]. Disponível em: http://novotecna.pt/fablab/?page_id=65 [acedido 14-Mai-2020].
- [58] «ASTM 7075 T6 Placa de Alumínio Preço por Kg». [Em linha]. Disponível em:

- <https://portuguese.alibaba.com/product-detail/astm-5083-6083-6061-7075-t6-aluminum-plate-price-per-kg-62479990297.html?spm=a2700.8699010.normalList.1.26453db2aUQ85u&s=p>
[acedido 14-Mai-2020].
- [59] «3/4"x3/4" UNF Right Hand Aluminium Male Rose Joint Rod End (AMR12)». [Em linha]. Disponível em: https://www.ebay.co.uk/itm/3-4-x-3-4-UNF-Right-Hand-Aluminium-Male-Lightweight-Rose-Joint-Rod-End-AMR12/161310994659?ssPageName=STRK%3AMEBIDX%3AIT&_trksid=p2060353.m1438.l2649 [acedido 21-Fev-2020].
- [60] «1 x OD 21mm x ID 19mm x Length 500mm 3k Carbon Fiber Tube (Roll Wrapped)». [Em linha]. Disponível em: https://www.ebay.co.uk/itm/1-x-OD-21mm-x-ID-19mm-x-Length-500mm-3k-Carbon-Fiber-Tube-Roll-Wrapped/113081256057?ssPageName=STRK%3AMEBIDX%3AIT&_trksid=p2060353.m1438.l2649 [acedido 20-Fev-2020].
- [61] «ISO 4035 M20 M18 Hex». [Em linha]. Disponível em: <https://portuguese.alibaba.com/product-detail/iso-4035-m20-m18-hex-jam-nut-hex-thin-nut-half-nuts-62166946376.html?spm=a2700.galleryofferlist.0.0.6cba5843namm8l> [acedido 14-Mai-2020].
- [62] «Hexagonal Bolt With Shank». [Em linha]. Disponível em: <https://eshop.wuerth.com/mt/hexagonal-bolt-with-shank-139> [acedido 14-Mai-2020].
- [63] «Henkel Loctite EA E-120HP Epoxy Adhesive 50 mL cartridge». [Em linha]. Disponível em: <https://www.ellsworth.com/products/adhesives/epoxy/henkel-loctite-hysol-e-120hp-epoxy-adhesive-50-ml-cartridge/> [acedido 14-Mai-2020].
- [64] «M10x1.25mm Male Right Thread Ultra High Strength Rose Joint Rod End XM10x1.25». [Em linha]. Disponível em: https://www.ebay.co.uk/itm/M10x1-25mm-Male-Right-Thread-Ultra-High-Strength-Rose-Joint-Rod-End-XM10x1-25/181052770368?ssPageName=STRK%3AMEBIDX%3AIT&_trksid=p2060353.m1438.l2649 [acedido 20-Fev-2020].

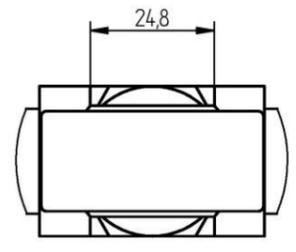
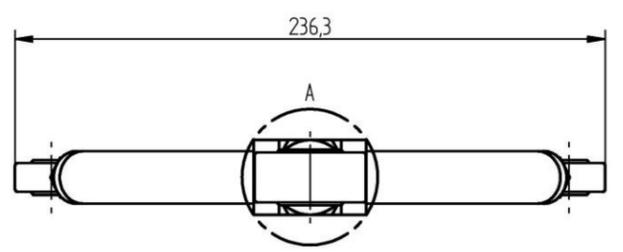
Anexo A – Desenhos técnicos da suspensão dianteira



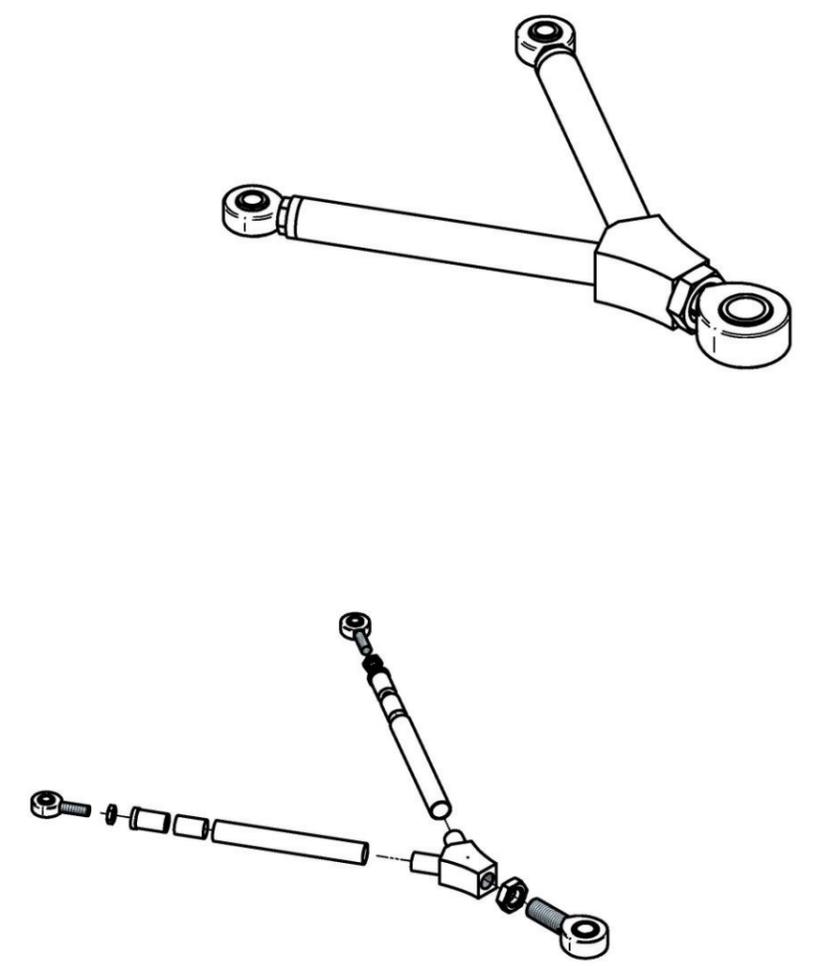
Corte A-A



Detalhe B
Escala 1:1



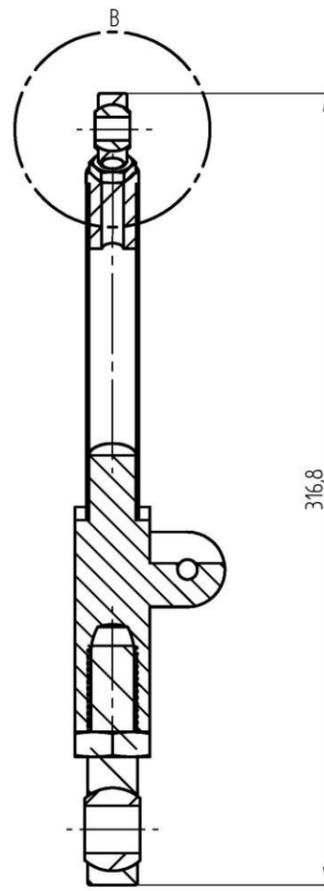
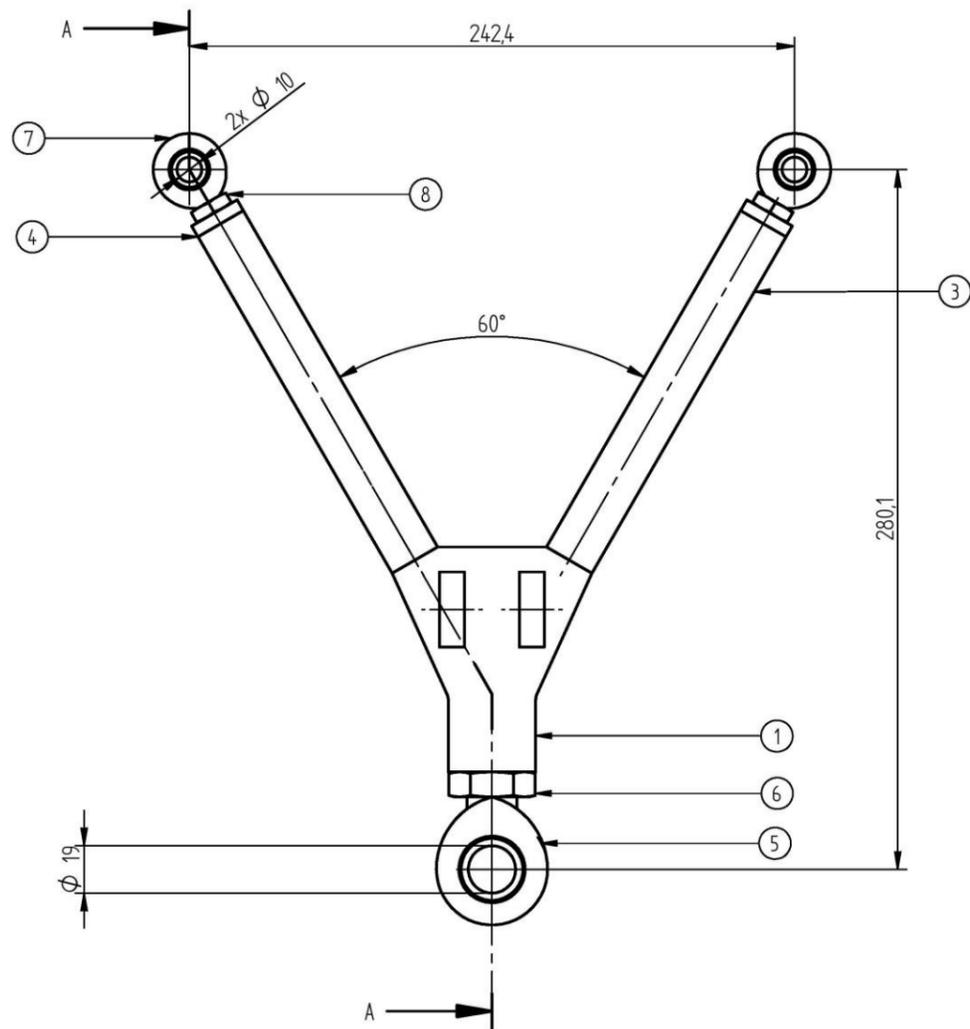
Detalhe A
Escala 1:1



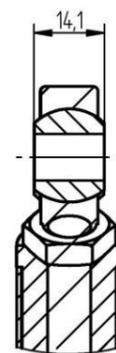
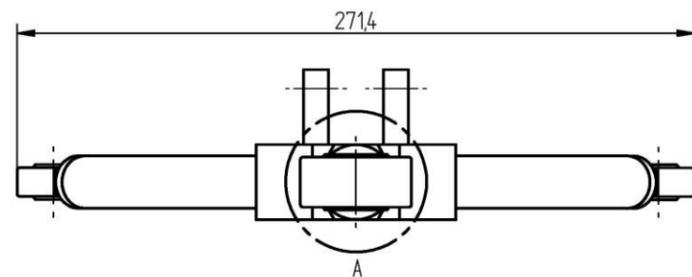
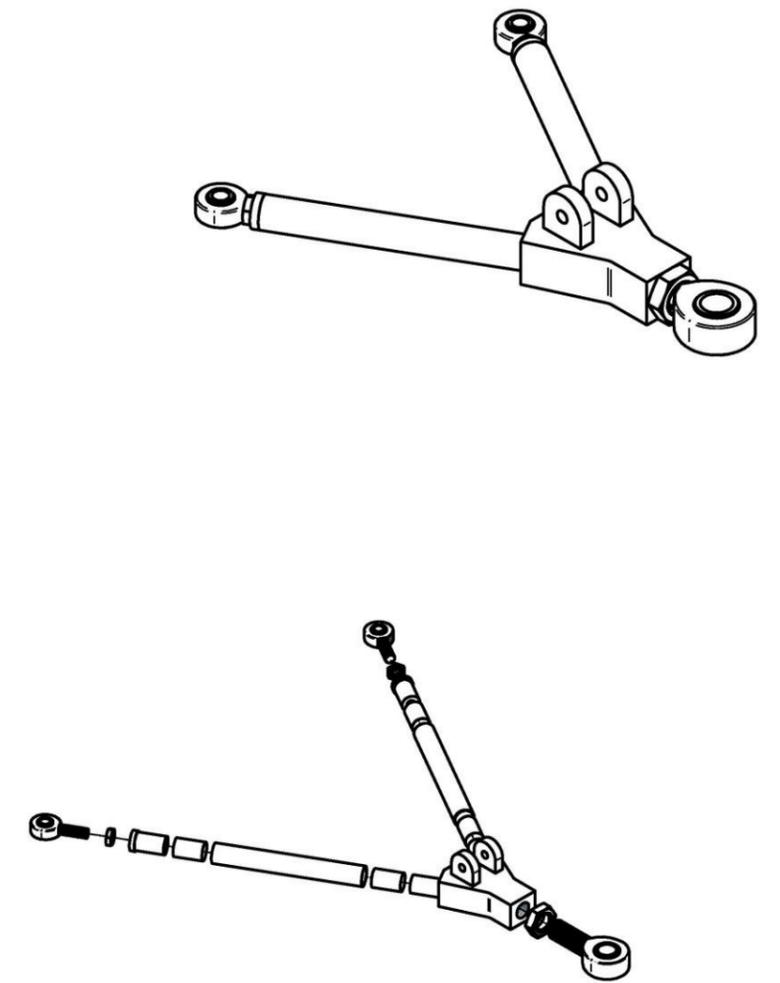
Nº	Designação	Quantidade	Desenho Nº/Norma	Material	Massa	Observações
1	Conetor dos braços superiores dianteiros	1	003-78129	Alumínio 7075-T6	0,157 kg	-
2	Tubo de fibra de carbono	2	005-78129	Fibra de Carbono	0,017 kg	-
3	Cilindro com rosca interior	2	006-78129	Aço AISI 4140	0,060 kg	-
4	Porca	1	ISO 4035 M20	Alumínio 7075-T6	0,041 kg	-
5	Porca	2	ISO 8675 M10x125	Aço	0,006 kg	-
6	Junta em rótula	1	-	-	0,168 kg	McGill AMR12-3/4"x3/4"
7	Junta em rótula	2	-	-	0,072 kg	McGill XMR 10x125
8	Adesivo Epóxi	4	-	Adesivo Epóxi	0,000 kg	Loctite EA E-120HP

Escala 1:2 Tolerância Geral: ISO 2768-mK Acabamentos:	Desenhado	Rubrica	Data	Instituto Superior Técnico Universidade de Lisboa
	Verificou		02/06/2020	
	Projectado			Nome: Pedro Matos
	Fabricou			N.º 78129
	Notas:	Suspensão TFC Braço superior dianteiro		
		Folha	Desenho No	Braco_dianteiro_superior_20
		A2	001-78129	Folha 1 de 1
		Material:		Peso: 0,604 kg
				Rev 1

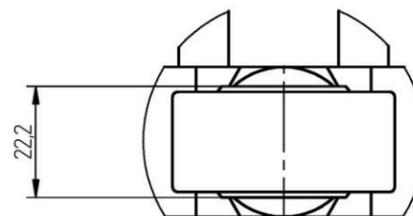
SOLID EDGE ACADEMIC COPY



Corte A-A



Detalhe B
Escala 1:1

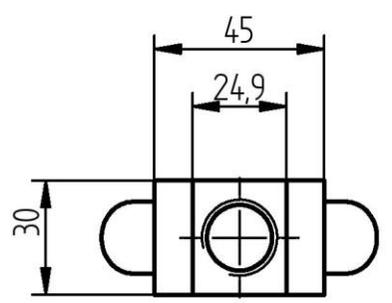
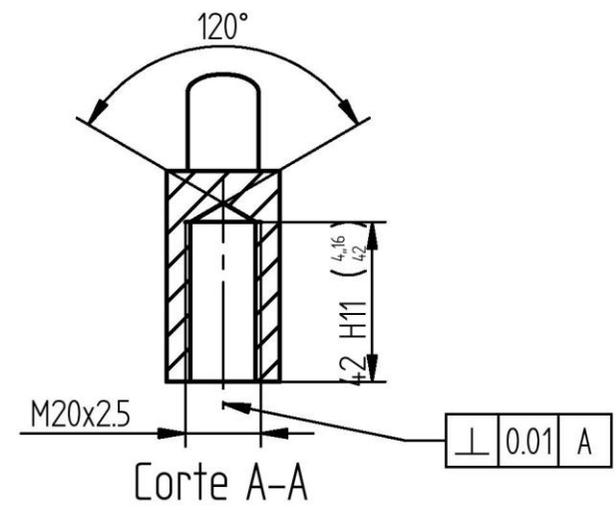
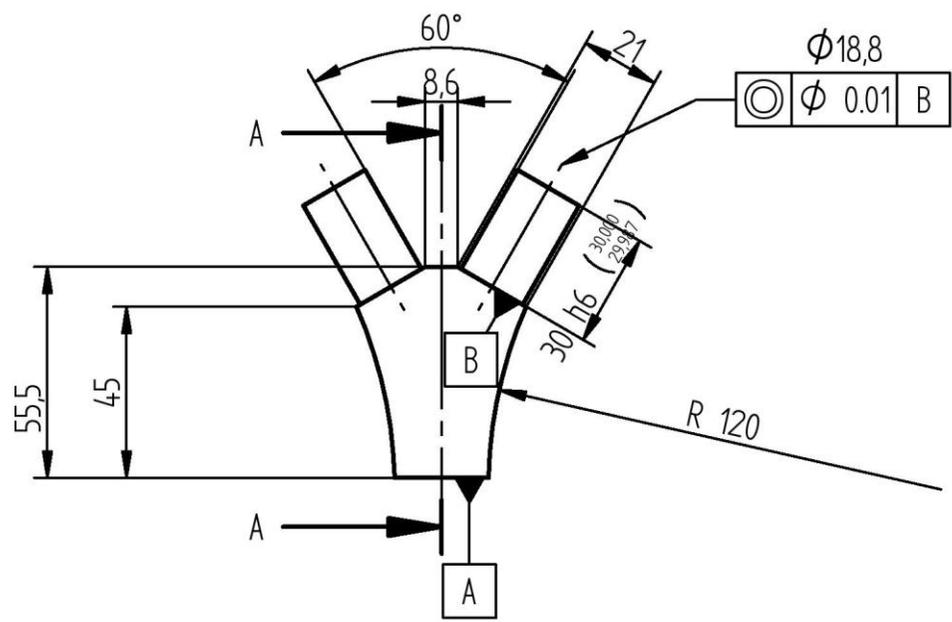
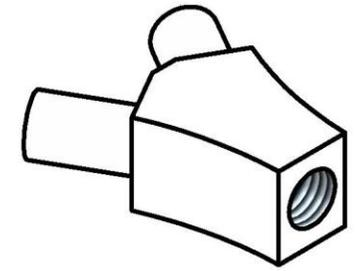


Detalhe A
Escala 1:1

Nº	Designação	Quantidade	Desenho Nº/Norma	Material	Massa	Observações
1	Conetor dos braços inferiores dianteiros	1	004-78129	Alumínio 7075-T6	0,436 kg	-
2*	Adesivo Epóxi	4	-	Adesivo Epóxi	0,000 kg	Loctite EA E-120HP
3	Tubo de fibra de carbono	2	005-78129	Fibra de Carbono	0,017 kg	-
4	Cilindro com rosca interior	2	006-78129	Aço AISI 4140	0,060 kg	-
5	Junta em rótula	1	-	-	0,168 kg	McGill AMR12-3/4"x3/4"
6	Porca	1	ISO 4035 M20	Alumínio 7075-T6	0,041 kg	-
7	Junta em rótula	2	-	-	0,072 kg	McGill XMR 10x125
8	Porca	2	ISO 8675 M10x125	Aço	0,006 kg	-

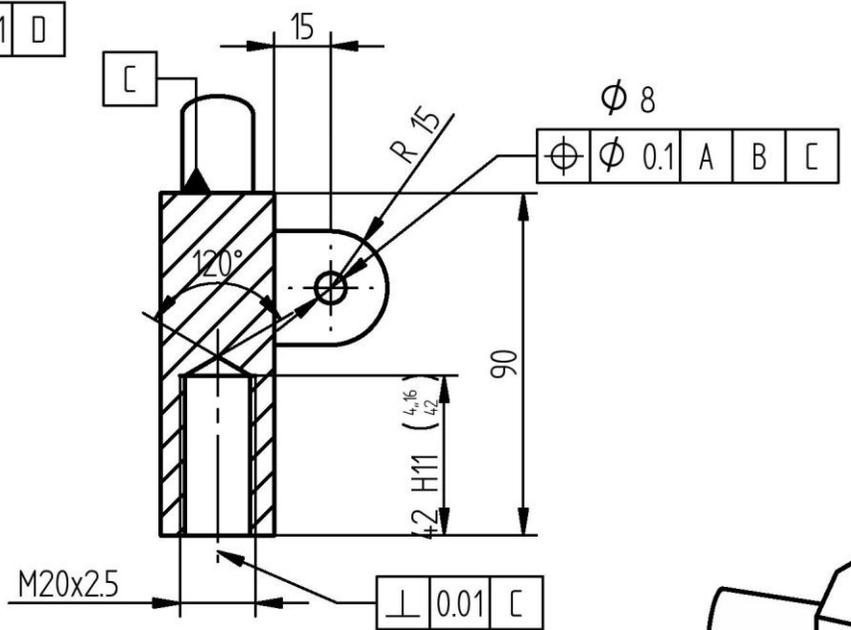
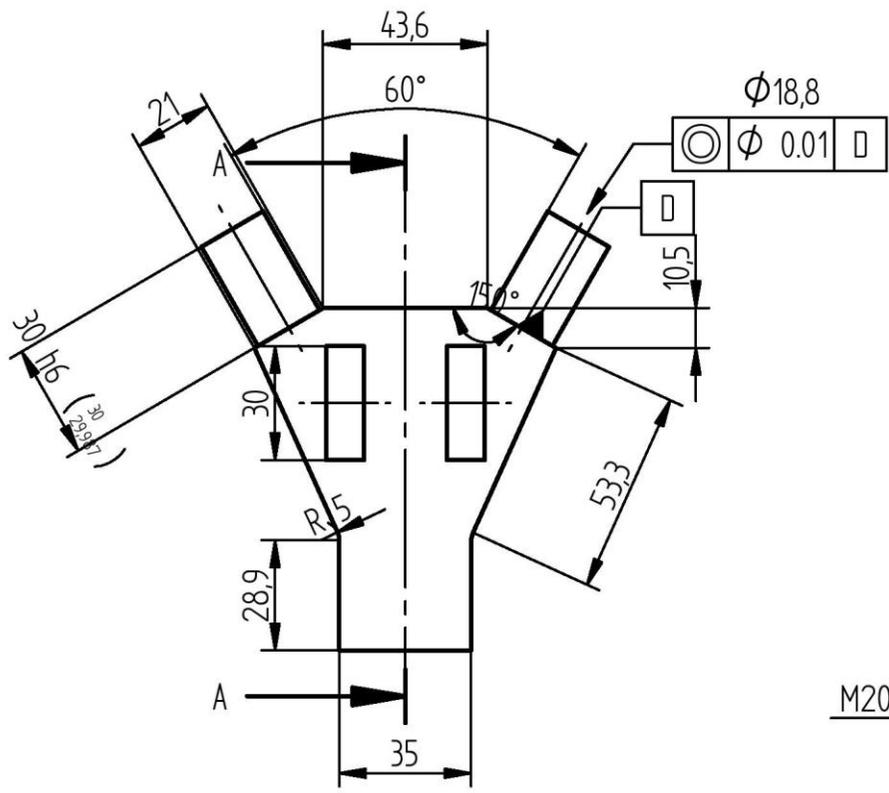
Escala 1:2 Tolerância Geral: ISO 2768-mK Acabamentos:	Desenhado	Rubrica	Data	Instituto Superior Técnico Universidade de Lisboa
	Verificou		02/06/2020	
	Projectado			Nome: Pedro Matos N.º 78129
	Fabricou			Suspensão TFC Braço inferior dianteiro
	Notas:			Folha Desenho No: Braco_inferior_dianteiro_completo A2 002-78129 Folha 1 de 1
				Material: Peso: 0,955 kg Rev 1

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

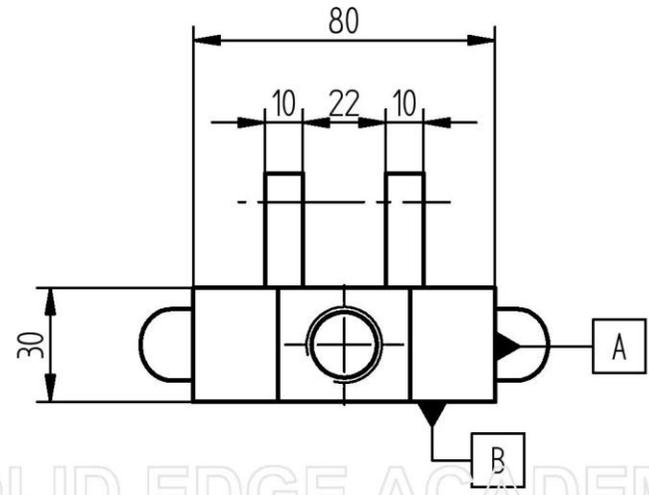
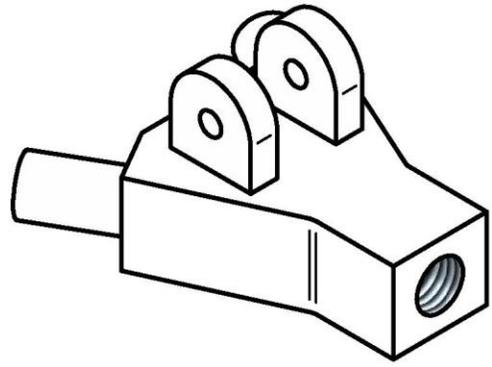


	Escala 1:2	Rubrica	Data	Instituto Superior Técnico Universidade de Lisboa		TÍTULO Suspensão TFC Conetor dos braços superiores dianteiros
	Desenhou		12/05/2020			
Tolerância Geral: ISO 2768-mK	Verificou			Nome: Pedro Matos		N.º 78129
	Projectou			Folha A4		
Acabamentos:	Notas:			Desenho No 003-78129		Folha 1 de 1
				Material: Alumínio, 7075-T6	Peso: 0,157	Rev 1

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

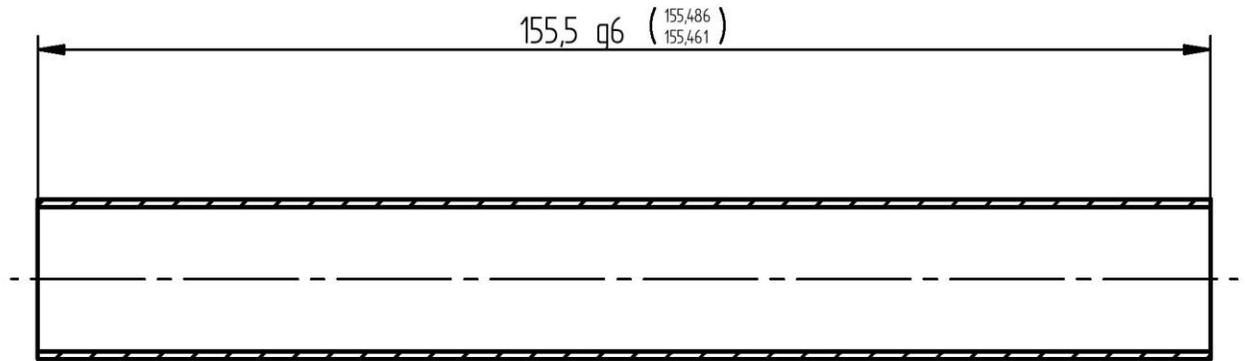
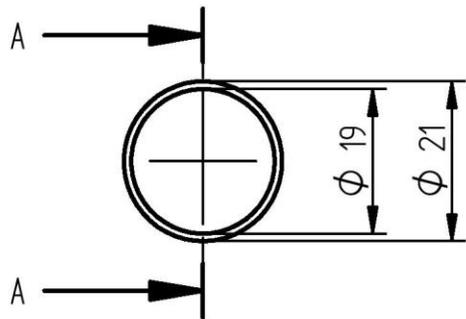


Corte A-A

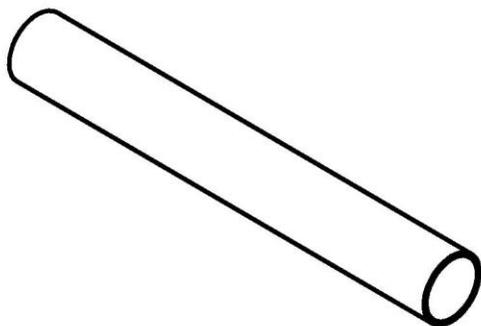


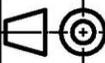
Escala 1:2	Desenhou	Rubrica	Data	Instituto Superior Técnico Universidade de Lisboa	
	Verificou		11/07/2020		
Tolerância Geral: ISO 2768-mK	Projectou			Nome: Pedro Matos N.º 78129	
	Fabricou			Suspensão TFC Conetor dos braços inferiores dianteiros	
Acabamentos: Notas:				Folha	Desenho No
				A4	004-78129
				Material: Alumínio, 7075-T6	Peso: 0,441 kg
				Rev	1

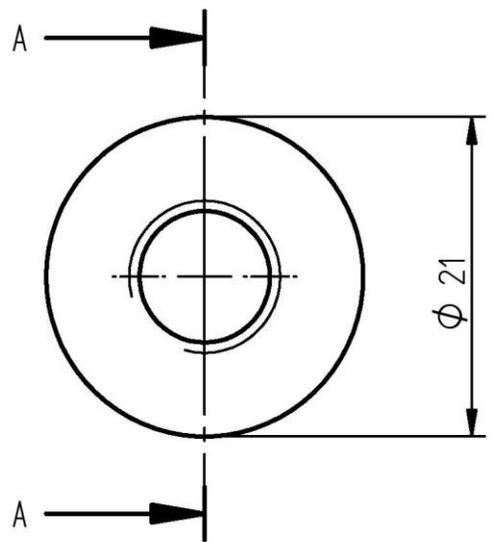
SOLID EDGE ACADEMIC COPY



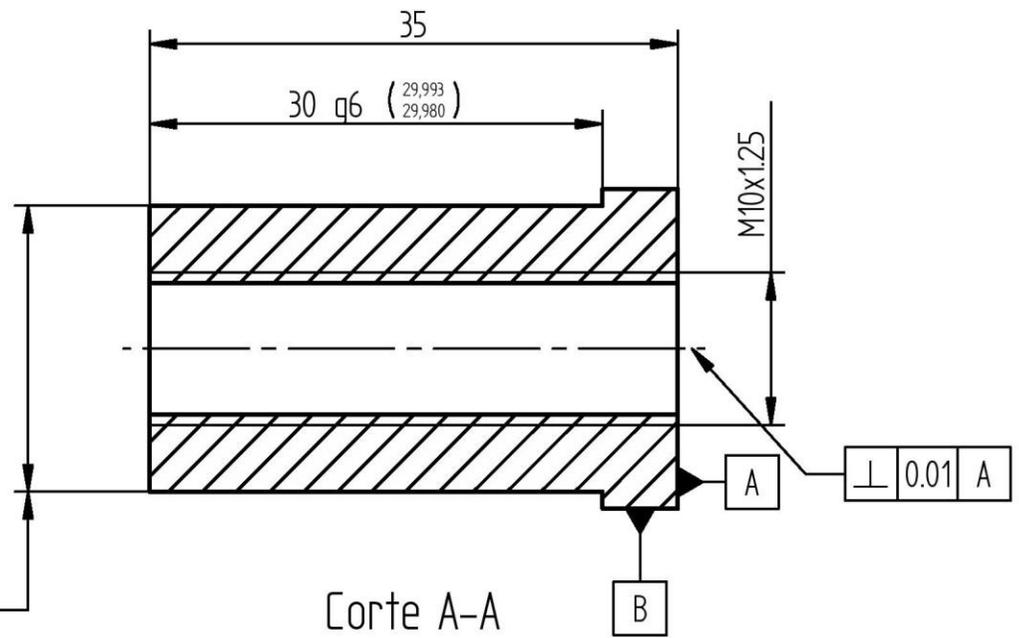
Corte A-A



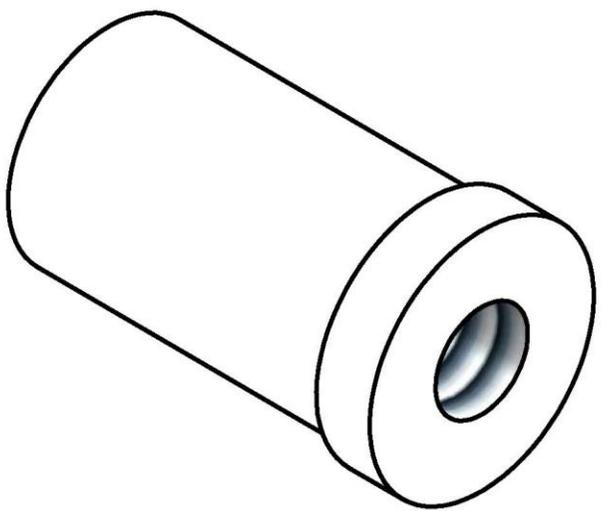
	Escala 1:2	Rubrica	Data	Instituto Superior Técnico  TÉCNICO LISBOA Universidade de Lisboa	
	Tolerância Geral: ISO 2768-mK	Desenhou	12/07/2020		
		Verificou			
Acabamentos:	Projectou		Nome: Pedro Matos	N.º 78129	
	Fabricou		Suspensão TFC Tubo de fibra de carbono		
	Notas: Dimensões em milímetros		Folha A4	Desenho No 005-78129	Tubo_superior_dianteiro-1 Folha 1 de 1
			Material: Carbon Fiber	Peso: 0,017 kg	Rev 1



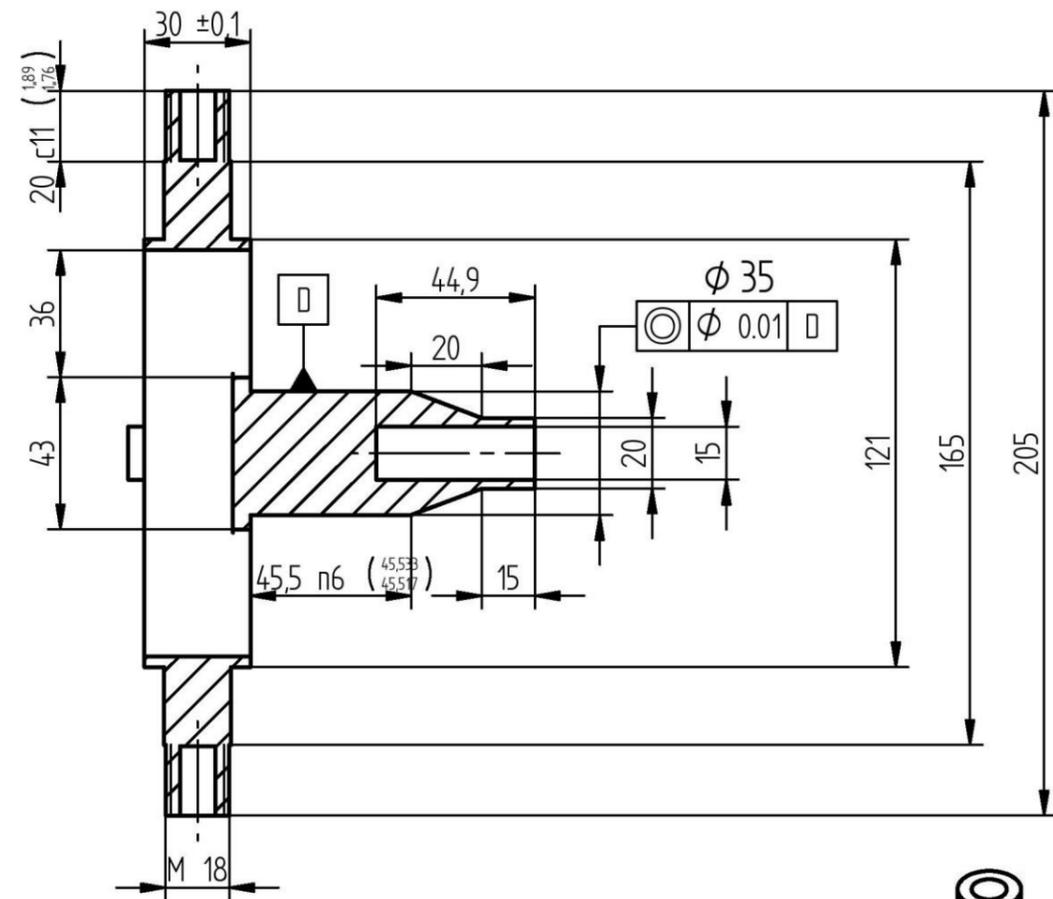
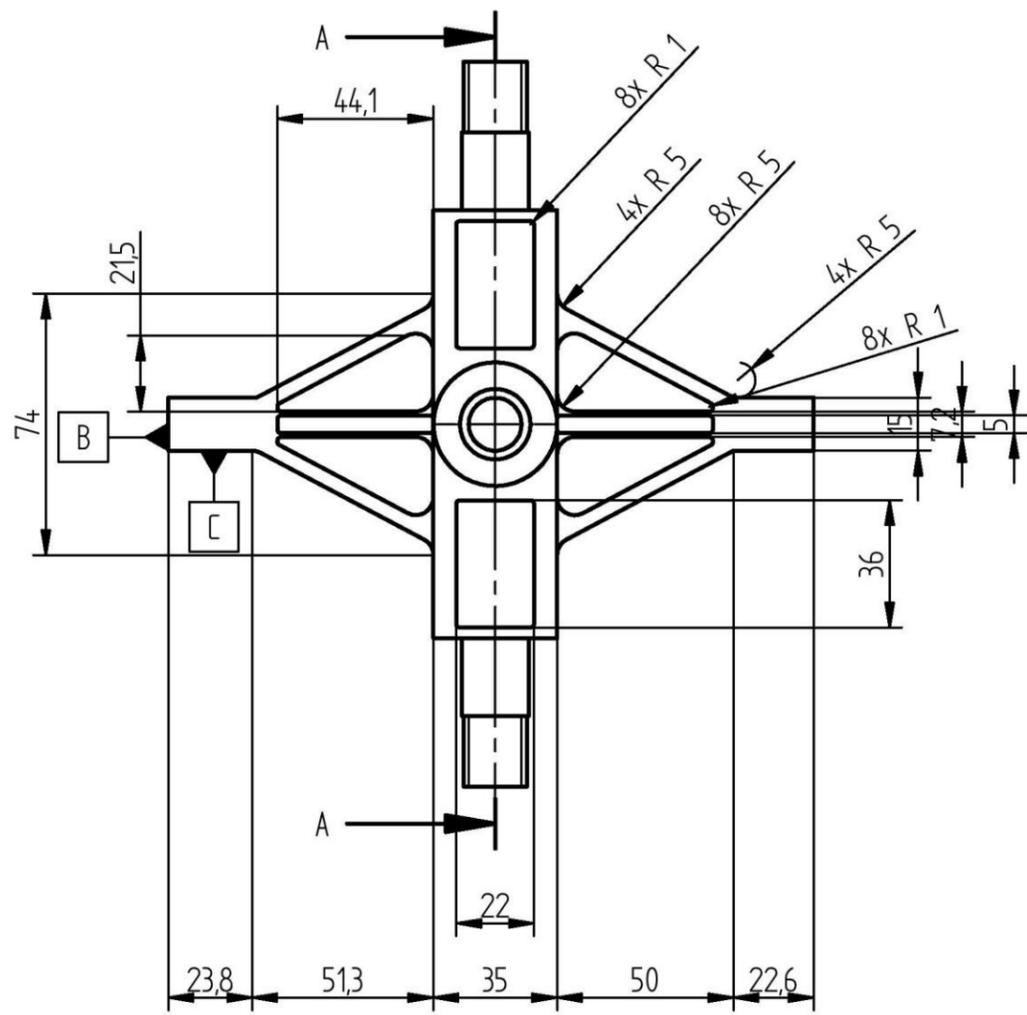
ϕ 18,8
 ◎ ϕ 0.01 B



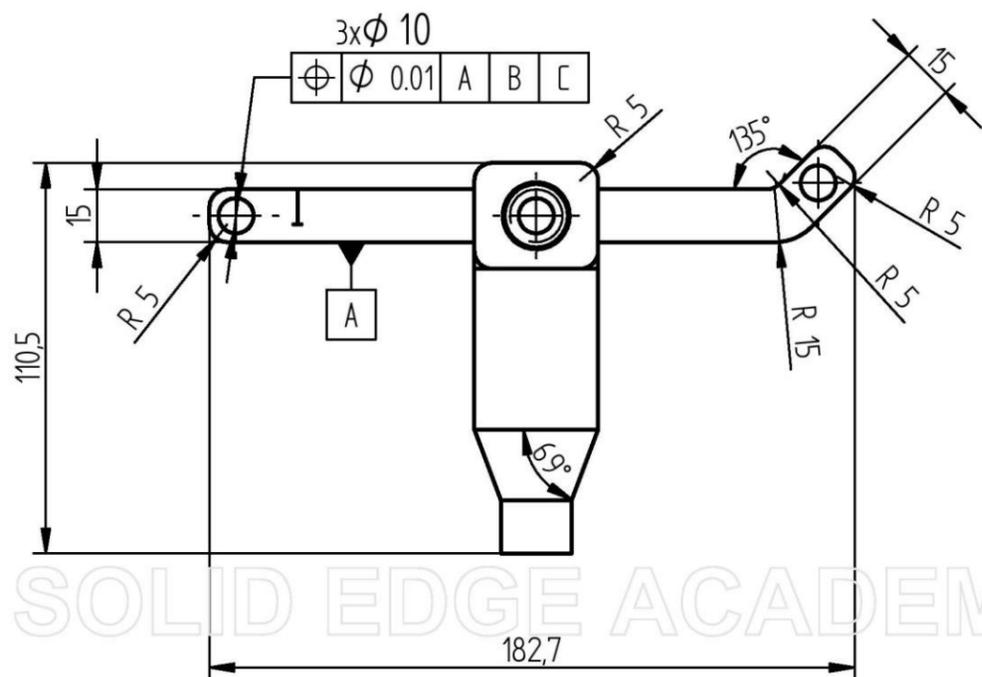
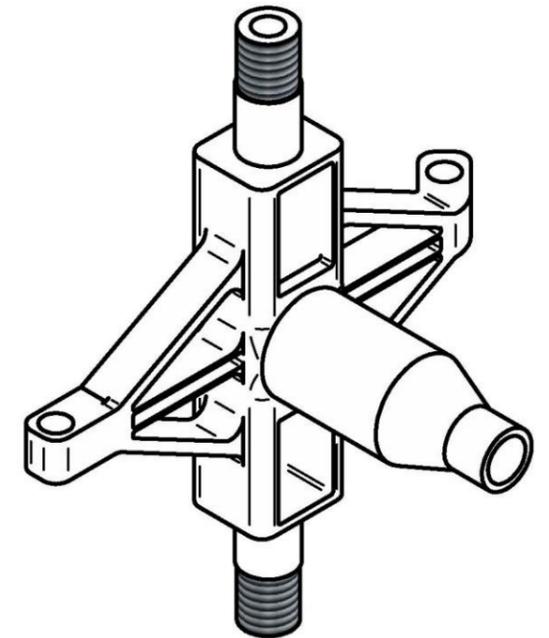
Corte A-A



Escala 2:1	Desenhou	Rubrica	Data	Instituto Superior Técnico Universidade de Lisboa	
	Verificou		12/05/2020		
Tolerância Geral: ISO 2768-mK	Projectou			Nome: Pedro Matos N.º 78129	
	Fabricou			Suspensão TFC Cilindro com rosca interior	
Acabamentos: Notas:				Folha	Desenho No
				A4	006-78129
				Material: Aço AISI 4140	Peso: 0,060 kg
				Rev	1

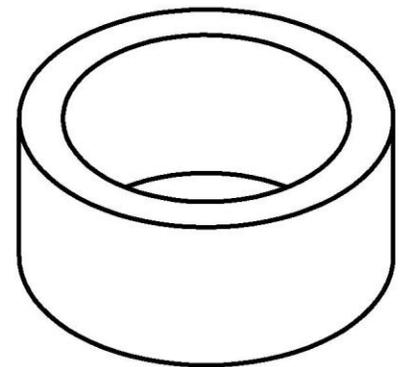
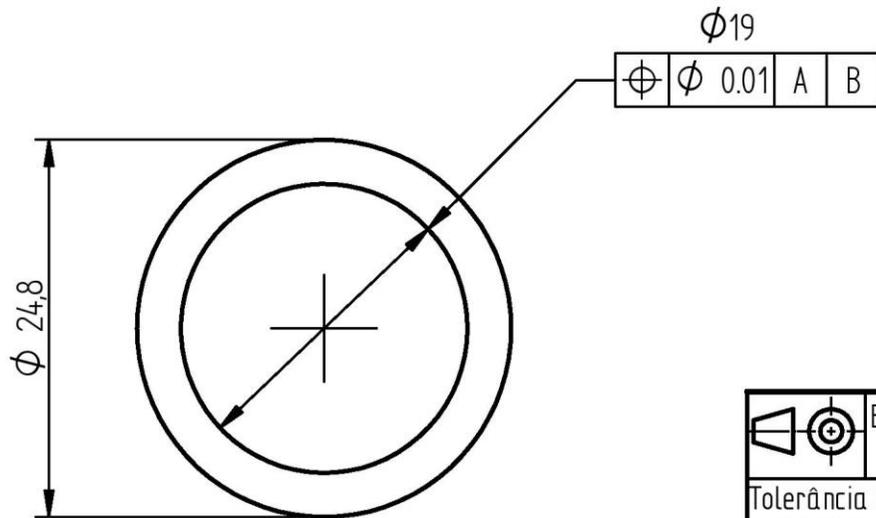
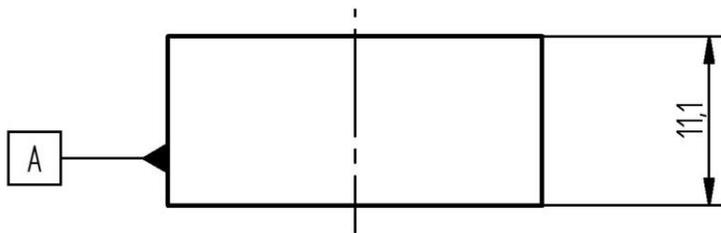


Corte A-A



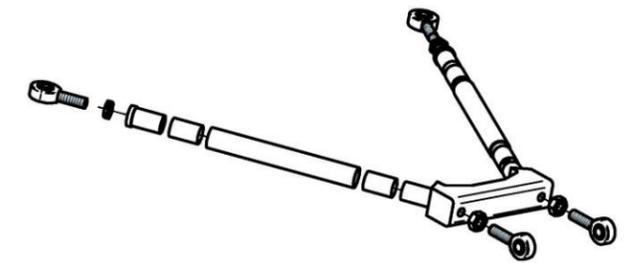
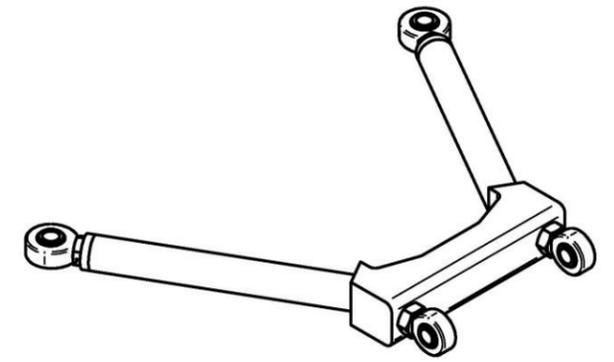
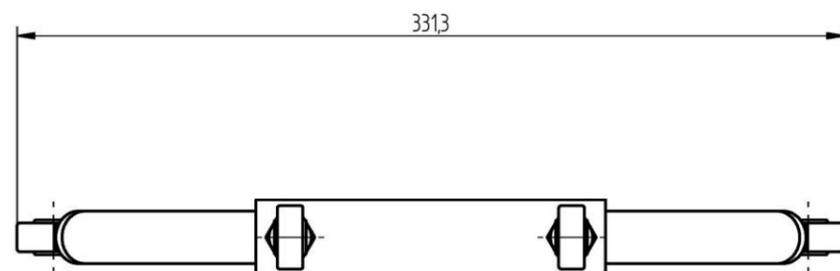
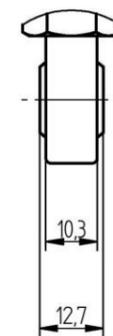
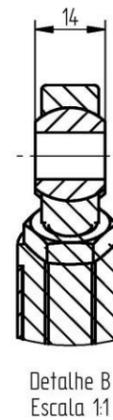
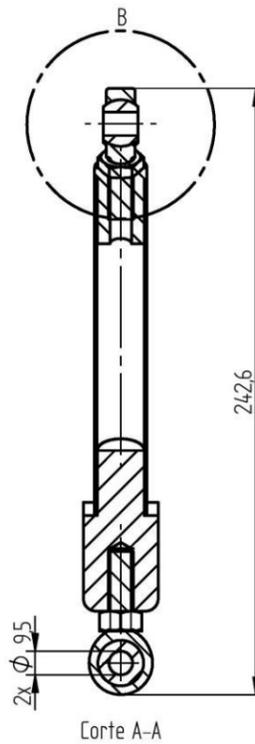
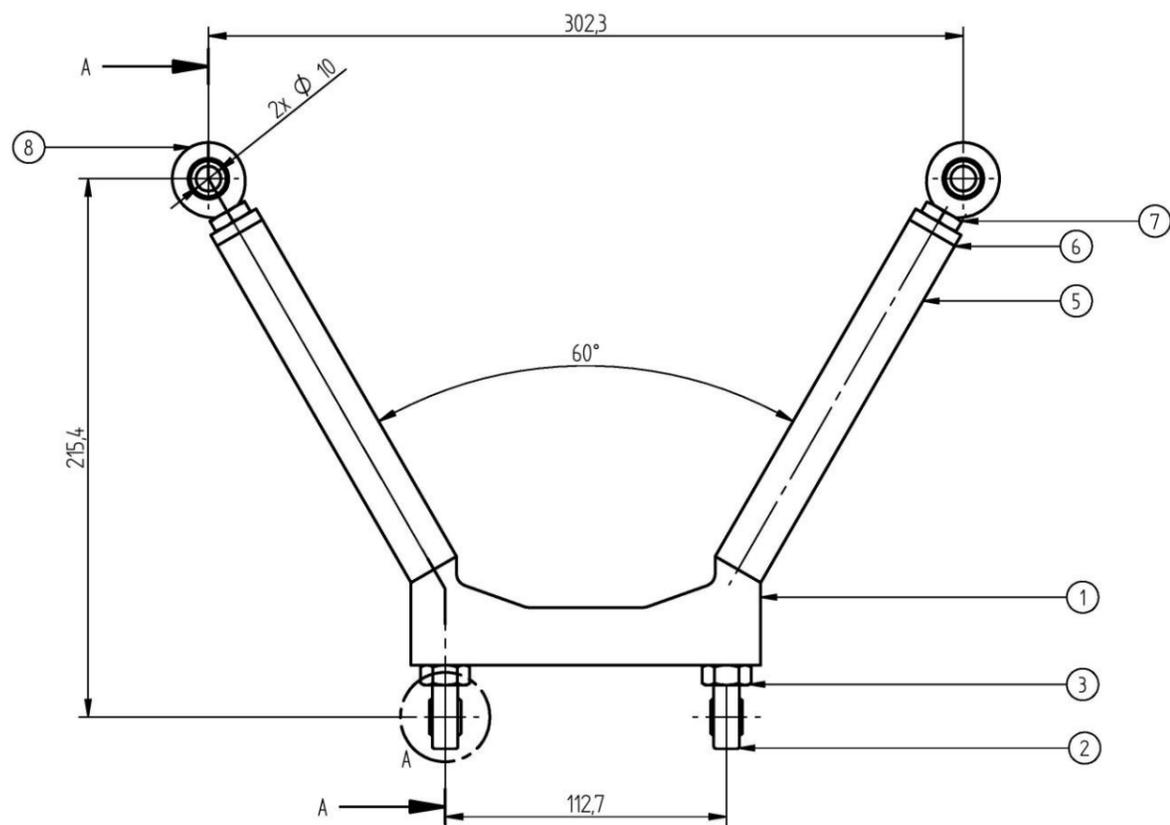
SOLID EDGE ACADEMIC COPY

	Escala 1:2	Rubrica	Data 11/07/2020	Instituto Superior Técnico Universidade de Lisboa	
	Tolerância Geral: ISO 2768-mK	Desenhou Verificou Projectou Fabricou			
Acabamentos:	Notas:			Nome: Pedro Matos N.º 78129	
				Suspensão TFC Porta-Cubos dianteiro	
Folha A3		Desenho No 007-78129		Porta_cubos_dianteiro_otimizado Folha 1 de 1	
				Material: Alumínio, 7075-T6	Peso: 0,434 kg
				Rev 1	



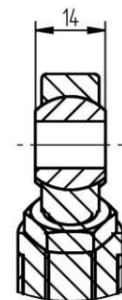
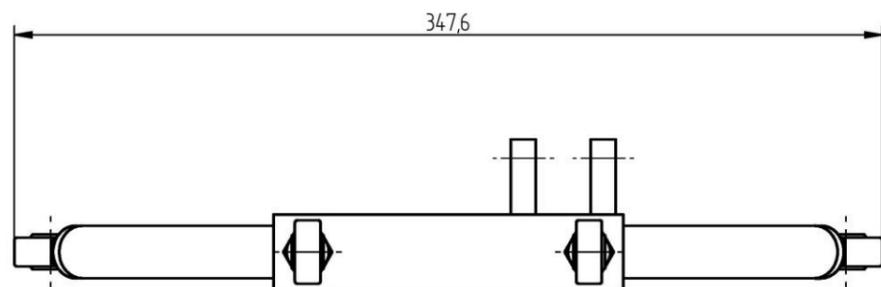
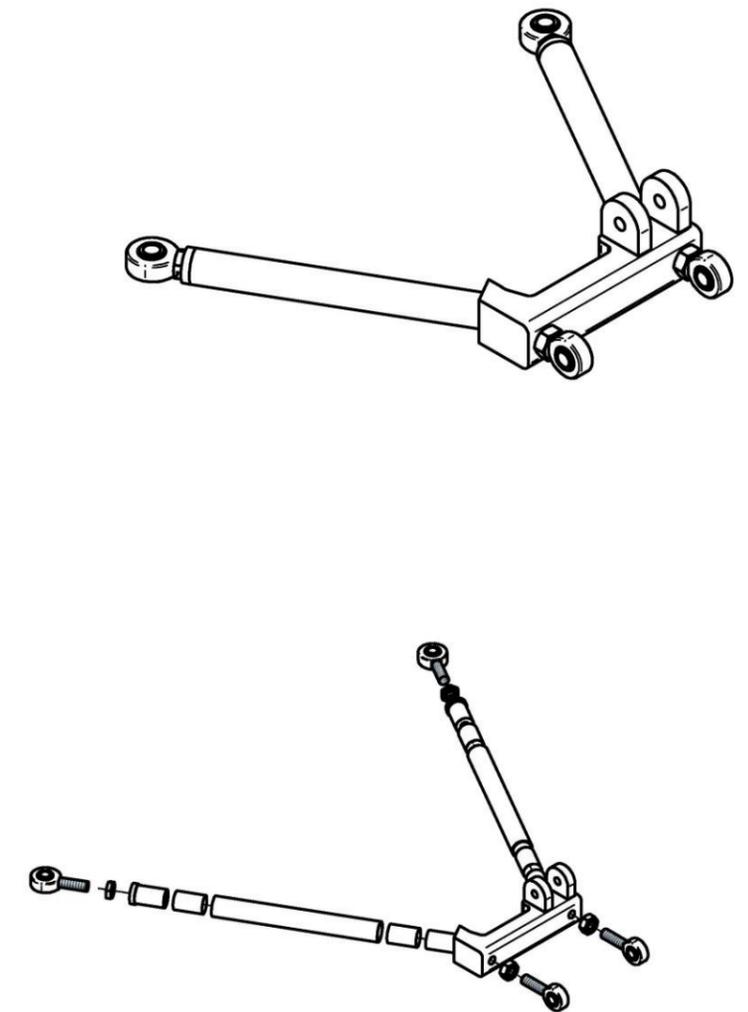
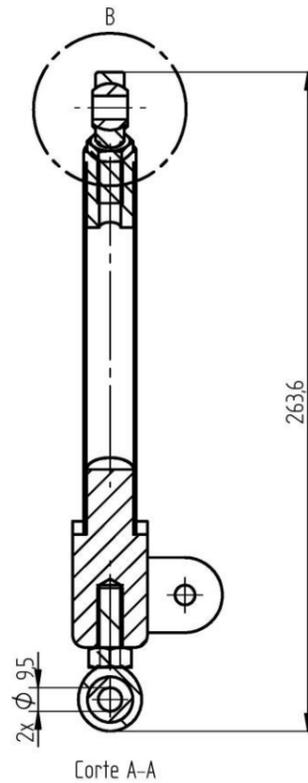
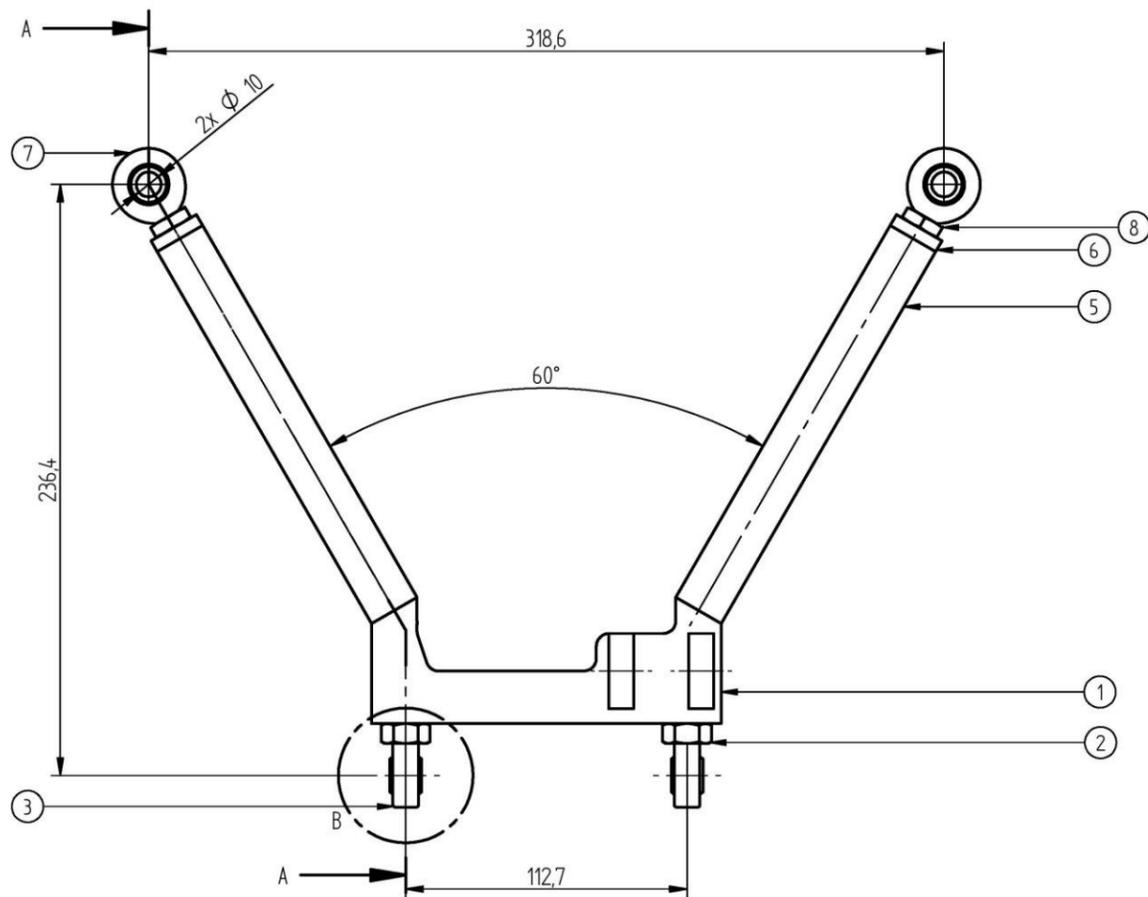
	Escala 2:1	Rubrica	Data	Instituto Superior Técnico TÉCNICO LISBOA Universidade de Lisboa
	Desenhou		11/07/2020	
Tolerância Geral: ISO 2768-mK	Verificou			Nome: Pedro Matos N.º 78129
	Projectou			Suspensão TFC Anel do Porta-cubos
Acabamentos:	Fabricou			Folha Desenho No Anel_porta_cubos A4 008-78129 Folha 1 de 1
	Notas:			Material: Alumínio, 7075-T6 Peso: 0,006 kg Rev 1

Anexo B – Desenhos técnicos da suspensão traseira

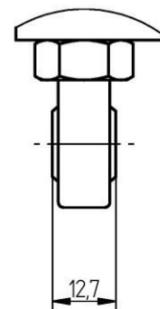


Nº	Designação	Quantidade	Desenho Nº/Norma	Material	Massa	Observações
1	Conetor dos braços superiores traseiros	1	011-78129	Alumínio 7075-T6	0,373 kg	-
2	Junta em rótula	2	-	-	0,019 kg	Summit QA1-AMR6 M10x15
3	Porca	2	DIN 934 M10	Alumínio 7075-T6	0,012 kg	-
4*	Adesivo Epóxi	4	-	Adesivo Epóxi	0,000 kg	Loctite EA E-120HP
5	Tubo de fibra de carbono	2	005-78129	Fibra de Carbono	0,017 kg	-
6	Cilindro com rosca interior	2	006-78129	Aço AISI 4140	0,060 kg	-
7	Porca	2	ISO 8675 M10x1.25	Aço	0,006 kg	-
8	Junta em rótula	2	-	-	0,072 kg	McGill XMR 10x1.25

Escala 1:2 Tolerância Geral: ISO 2768-mK Acabamentos:	Desenhado	Rubrica	Data	Instituto Superior Técnico Universidade de Lisboa
	Verificado		02/06/2020	
	Projectado			Nome: Pedro Matos N.º 78129
	Fabricado			Suspensão TFC Braço superior traseiro
	Notas:			Folha Desenho No: Braco_superior_completo A2 009-78129 Folha 1 de 1
				Material: Peso: 0,745 kg Rev 1



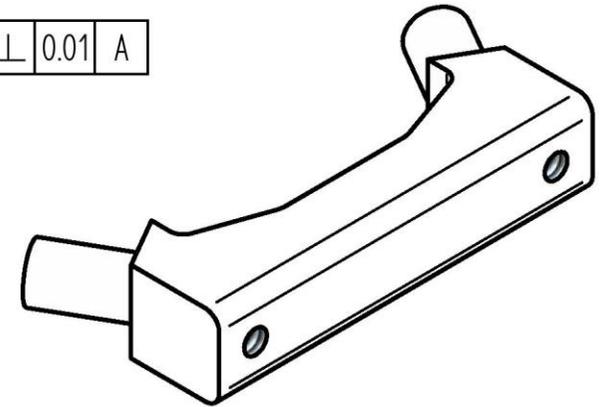
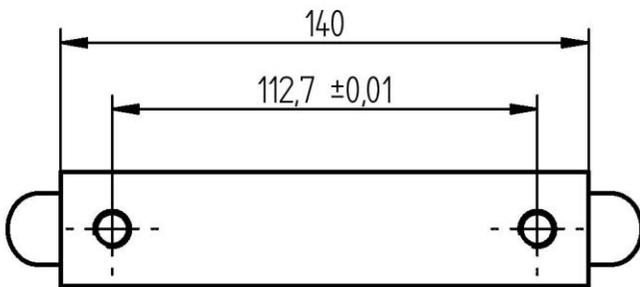
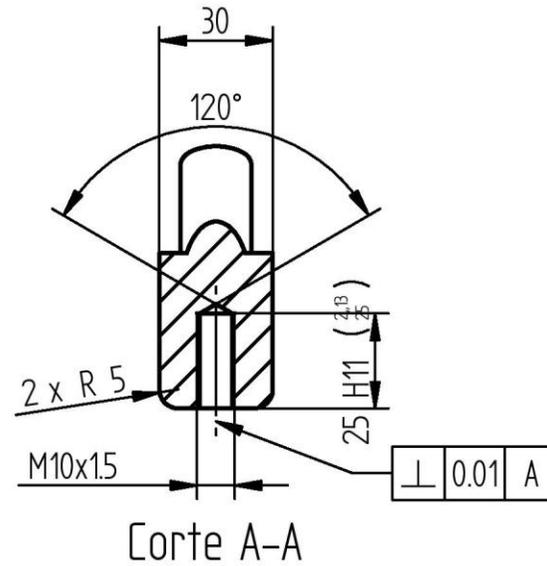
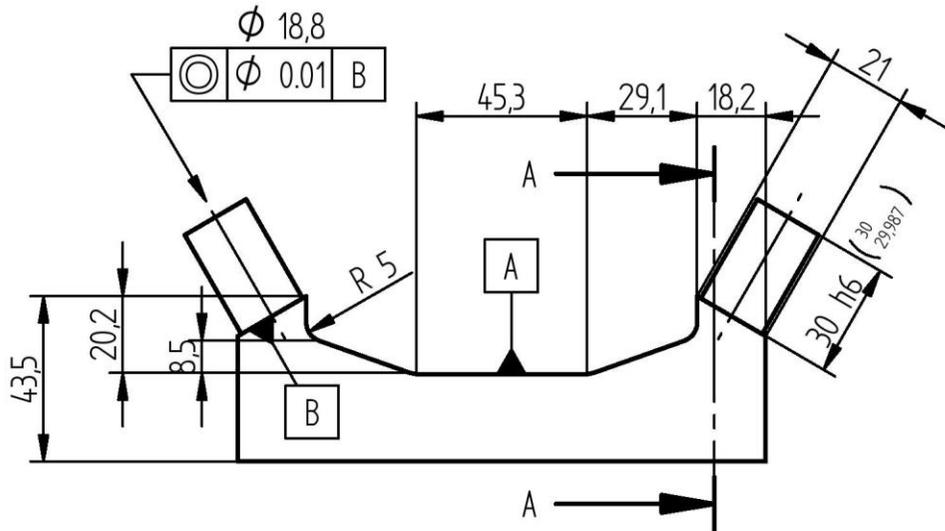
Detalhe B
Escala 1:1



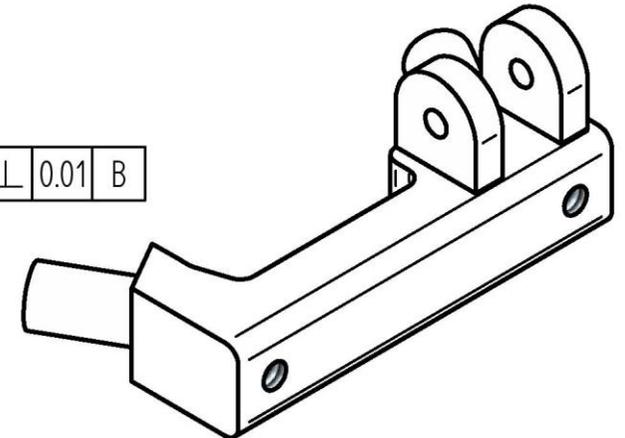
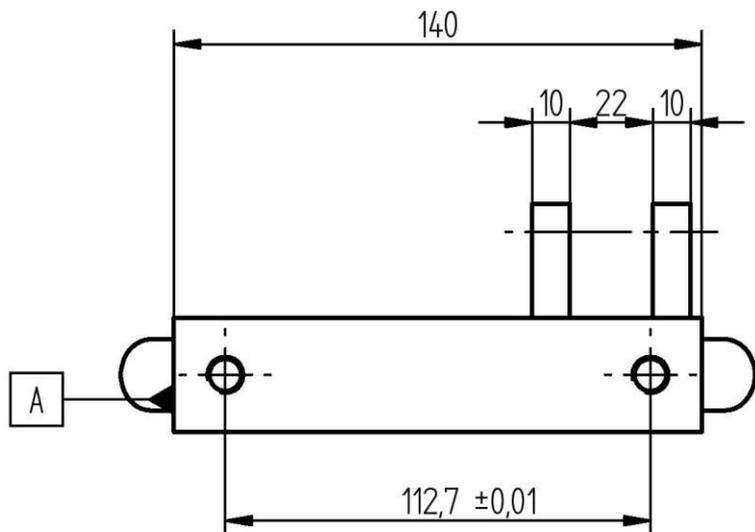
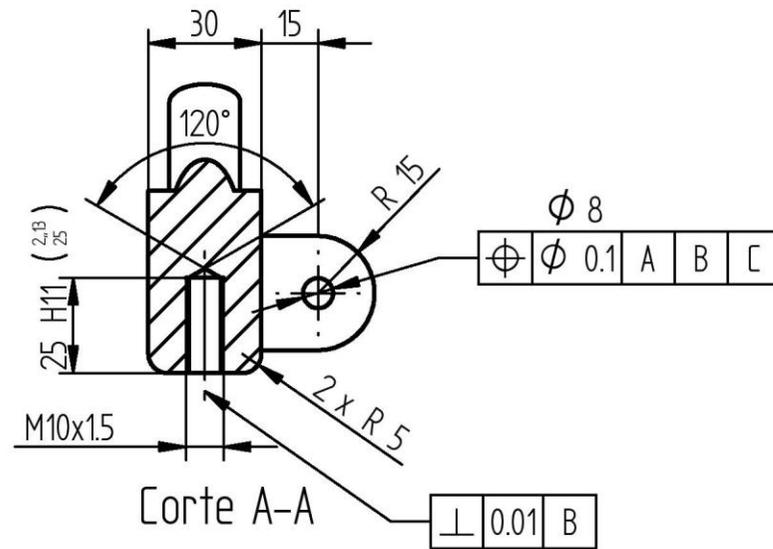
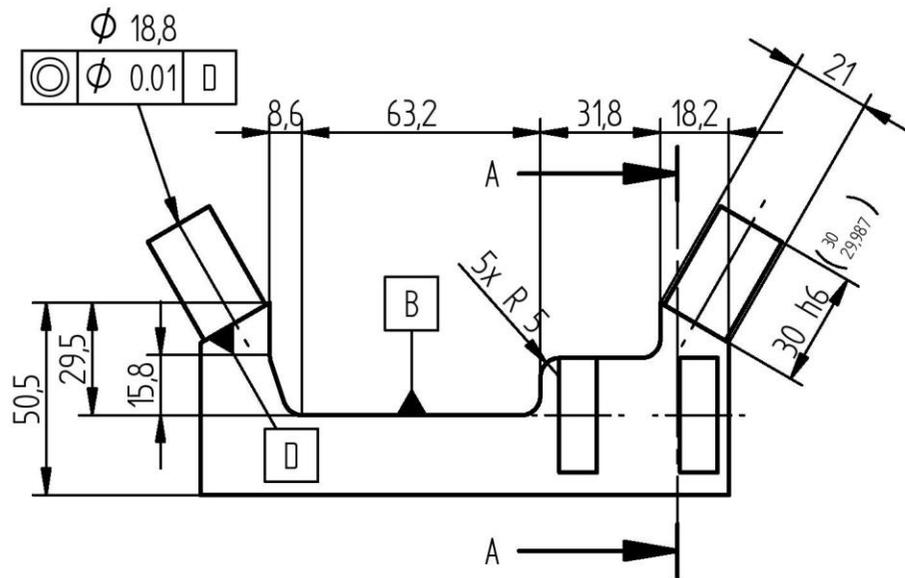
Detalhe B
Escala 1:1

Nº	Descrição	Quantidade	Desenho Nº/Norma	Material	Massa	Observações
1	Conetor dos braços inferiores traseiros	1	012-78129	Alumínio 7075-T6	0,439 kg	-
2	Porca	2	DIN 934 M10	Alumínio 7075-T6	0,012 kg	-
3	Junta em rótula	2	-	-	0,019 kg	Summit QA1-AMR6 M10x1,5
4*	Adesivo Epóxi	4	-	Adesivo Epóxi	0,000 kg	Loctite EA E-120HP
5	Tubo de fibra de carbono inferior traseiro	2	013-78129	Fibra de Carbono	0,019 kg	-
6	Cilindro com rosca interior	2	006-78129	Aço AISI 4140	0,060 kg	-
7	Junta em rótula	2	-	-	0,072 kg	McGill XMR 10x1,25
8	Porca	2	ISO 8675 M10x1,25	Aço	0,006 kg	-

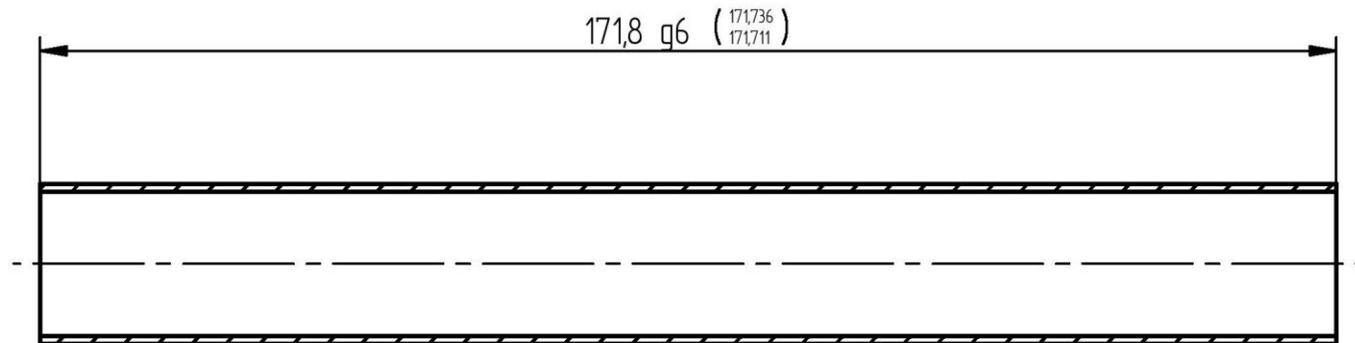
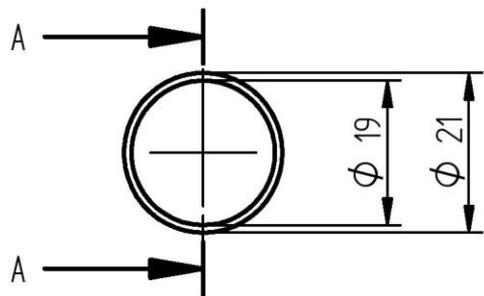
Escala 1:2 Tolerância Geral: ISO 2768-mK Acabamentos:	Desenhado	Rubrica	Data	Instituto Superior Técnico Universidade de Lisboa
	Verificado		03/06/2020	
	Projectado			Nome: Pedro Matos
	Fabricado			N.º 78129
	Notas:	Suspensão TFC Braço inferior traseiro		
		Folha A2	Desenho No 010-78129	Braço_inferior_completo
			Folha 1 de 1	
				Material: Peso: 0,815 kg Rev 1



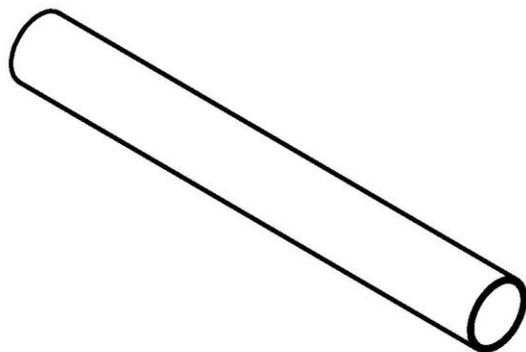
	Escala 1:2	Rubrica	Data	Instituto Superior Técnico Universidade de Lisboa	TÉCNICO LISBOA
	Desenhou		11/07/2020		
Tolerância Geral: ISO 2768-mK	Verificou			Nome: Pedro Matos N.º 78129	
	Projectou			Suspensão TFC Conetor dos braços superiores traseiros	
Acabamentos:	Notas:			Folha A4	Desenho No 011-78129
				Conetror_braços_superior Folha 1 de 1	
				Material: Alumínio, 7075-T6	Peso: 0,375 kg
				Rev 1	



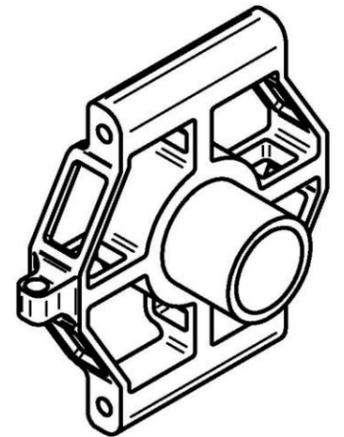
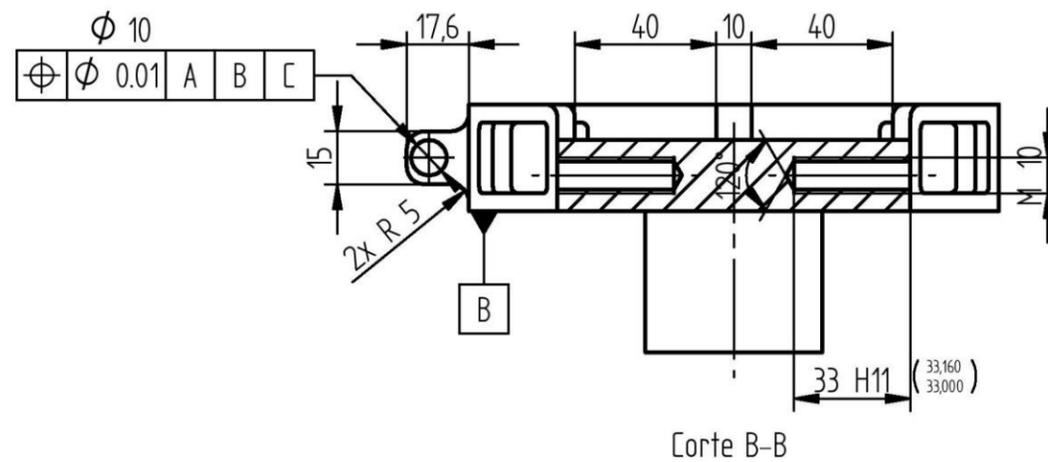
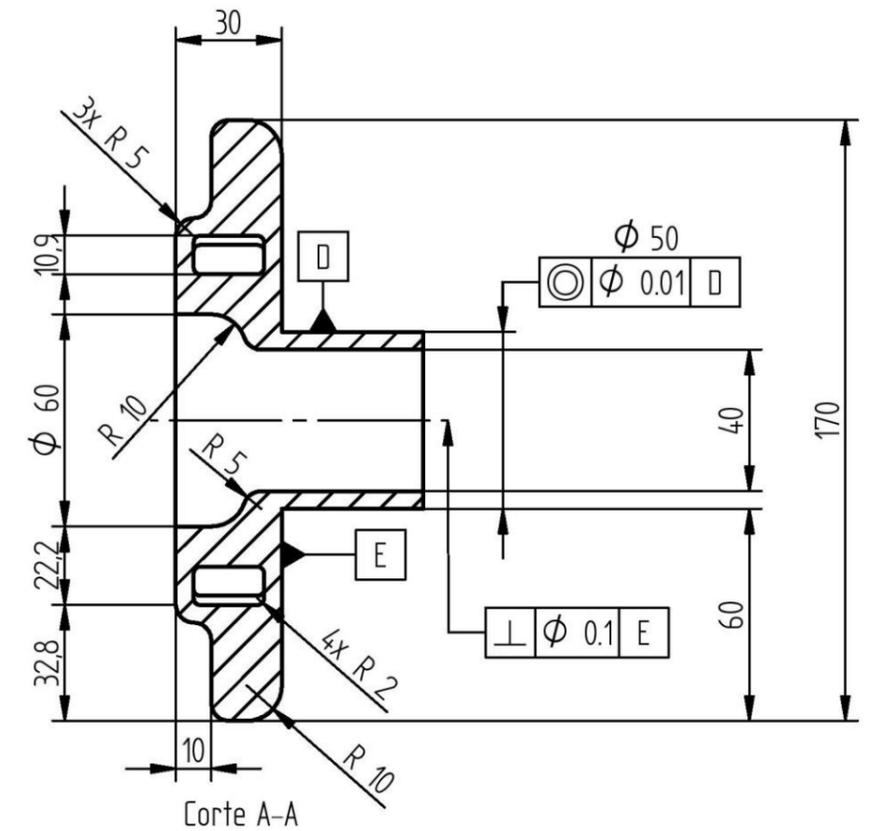
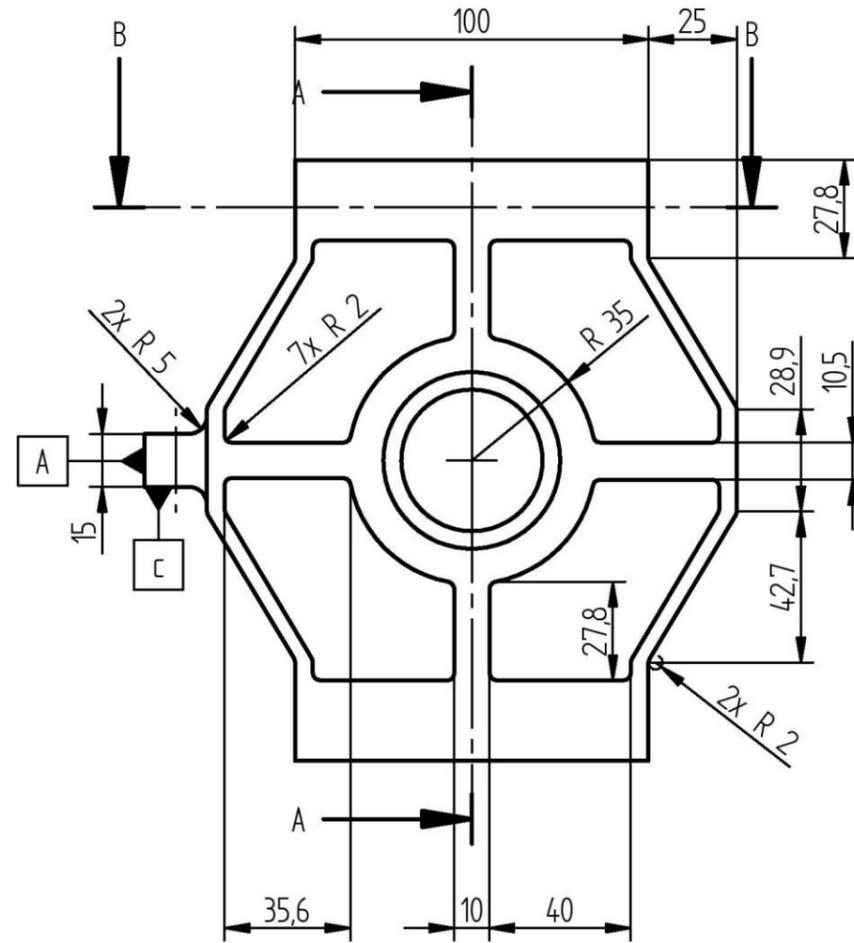
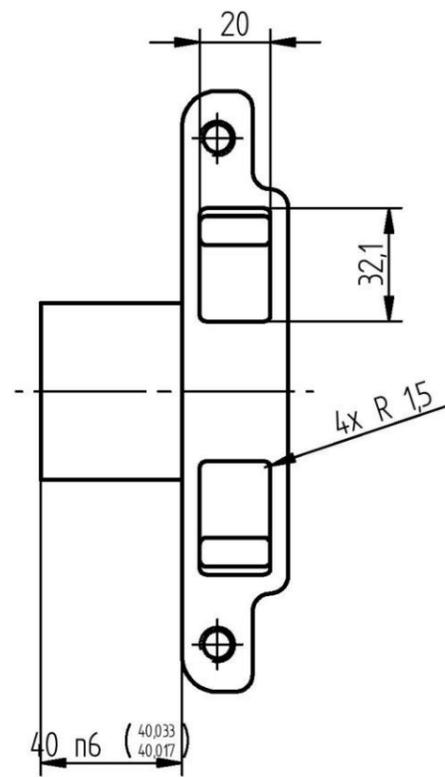
	Escala 1:2	Rubrica	Data	Instituto Superior Técnico Universidade de Lisboa		TÉCNICO LISBOA
	Desenhou		11/07/2020			
Tolerância Geral: ISO 2768-mK	Verificou			Nome: Pedro Matos N.º 78129		
	Projectou			Suspensão TFC		
	Fabricou			Conector dos braços inferiores traseiros		
Acabamentos:	Notas:			Folha A4	Desenho No 012-78129	Conector_bracos_inferior Folha 1 de 1
				Material: Alumínio, 7075-T6	Peso: 0,441 kg	Rev 1



Corte A-A



	Escala 1:1	Rubrica	Data	Instituto Superior Técnico Universidade de Lisboa
	Desenhou		11/07/2020	
	Verificou			
Tolerância Geral: ISO 2768-mK	Projectou			Nome: Pedro Matos N.º 78129
	Fabricou			Suspensão TFC Tubo de fibra de carbono inferior traseiro
Acabamentos:	Notas:			Folha Desenho No A4 013-78129
				Folha 1 de 1
			Material: Fibra de Carbono	Peso: 0,019 kg
				Rev 1



	Escala 1:2	Rubrica	Data	Instituto Superior Técnico Universidade de Lisboa	
	Tolerância Geral: ISO 2768-mK	Desenhou Verificou Projectou Fabricou	11/07/2020		
Acabamentos:	Notas:	Suspensão TFC Porta-cubos traseiro			Folha A3
		Desenho No 014-78129	Porta_cubos_traseiro_otimizado_3 Folha 1 de 1	Material: Alumínio, 7075-T6	Peso: 0,621 kg Rev 1

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

Anexo C – Otimização alternativa dos Porta-Cubos

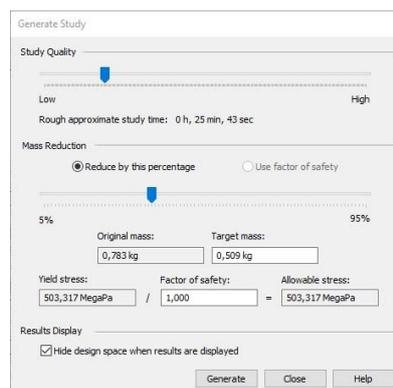
Conforme discutido na seção 4.3.4. desta dissertação, a aplicação da ferramenta de otimização “*Generative Design*”, que integra o programa *SE 2020*, não foi aplicada como o método de otimização preferido tendo em conta a elevada complexidade geométrica das peças geradas por esta, que por sua vez se traduz na necessidade de recorrer a tecnologias de fabrico onerosas e fora do alcance atual (à data da realização deste trabalho) da equipa do TFC, tais como a impressão 3D de alumínio ou moldagem de reduzida porosidade.

Porém, com o objetivo de fornecer à equipa um projeto capaz de ser realizado não só de imediato e com recurso a tecnologias de fabrico convencionais e prontamente disponíveis, mas também num futuro no qual o recurso à impressão 3D de alumínio seja viável, neste anexo é descrito um estudo de otimização feito a ambos os porta-cubos utilizando a ferramenta “*Generative Design*”. São analisados e descritos o modo de operação da ferramenta, as variáveis de importância dentro de cada otimização e os resultados obtidos para cada um dos porta-cubos. Por forma a aplicar a ferramenta a uma peça previamente projetada, é necessário compreender o modo de funcionamento desta primeiro. A interface da otimização “*Generative Design*” permite selecionar o material da peça em estudo (caso esta não tenha sido feita anteriormente), bem como as zonas desta a preservar, mantendo a geometria original da seção selecionada após a otimização estar terminada e também quais os apoios fixos da peça. Após estes parâmetros estarem definidos, é introduzido o carregamento sofrido pelo componente e, finalmente, a simulação pode ser iniciada. O Anexo C.1 representa a interface do “*Generative Design*” com todas as suas funções.



Anexo C.1 – Interface da ferramenta de otimização “*Generative Design*”.

Conhecendo o modo de operação, a ferramenta de otimização é aplicada à peça em estudo, sendo necessário definir a qualidade dos resultados a obter, bem como o coeficiente de segurança do componente e a percentagem de redução de massa desejada. Tais parâmetros são definidos numa janela específica que é representada no Anexo C.2.

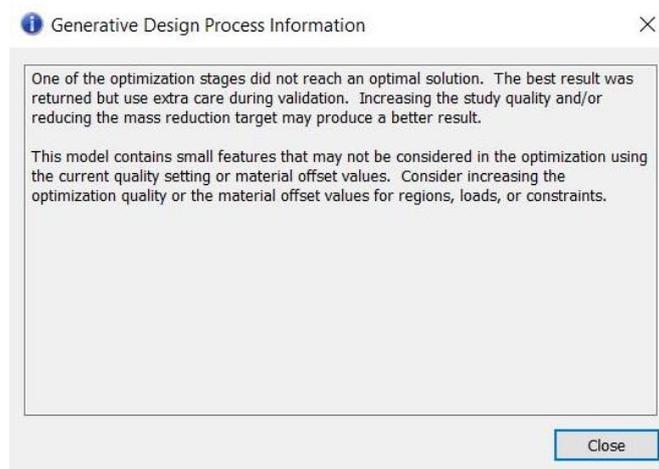


Anexo C.2 – Definição de parâmetros.

Desta forma, a ferramenta de otimização “*Generative Design*” foi aplicada a ambos os porta-cubos do veículo, com o objetivo de minimizar a massa dos mesmos para além dos resultados obtidos nas otimizações realizadas nas seções 4.3.4. e 5.3.4. desta dissertação.

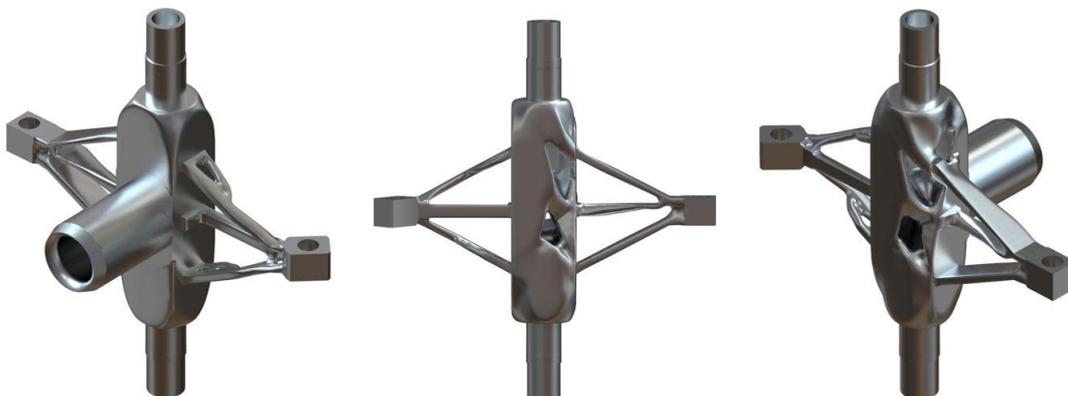
Porta-Cubos Dianteiro

A otimização com recurso à ferramenta “*Generative Design*” do porta-cubos dianteiro foi executada para um coeficiente de segurança de $n_s = 2,1$, conforme calculado na seção 4.1.1. deste trabalho. Devido à complexa geometria do componente a otimizar, surgiram várias dificuldades nas primeiras tentativas, levando à geração de resultados não satisfatórios e de geometrias com vários erros, conforme é ilustrado no Anexo C.3.



Anexo C.3 – Aviso de geometria muito complexa.

Por forma a solucionar este problema, foi necessário simplificar a geometria da peça a otimizar, através da remoção das roscas em ambas as extremidades e de todas as seções boleadas. Esta simplificação permitiu obter resultados de otimização positivos, gerando uma geometria capaz de verificar o coeficiente de segurança desejado para o carregamento imposto, bem como ligeiramente mais leve que a geometria originada pela otimização realizada na seção 4.3.4. desta dissertação. No Anexo C.4 pode ser observada a geometria gerada pela otimização do “*Generative Design*”.



Anexo C.4 – Geometria otimizada através da ferramenta “*Generative Design*”.

É importante observar que a geometria anterior não apresenta as roscas nas extremidades, porém, estas deverão ser introduzidas após o componente estar otimizado. Na Tabela C.1 são comparados os

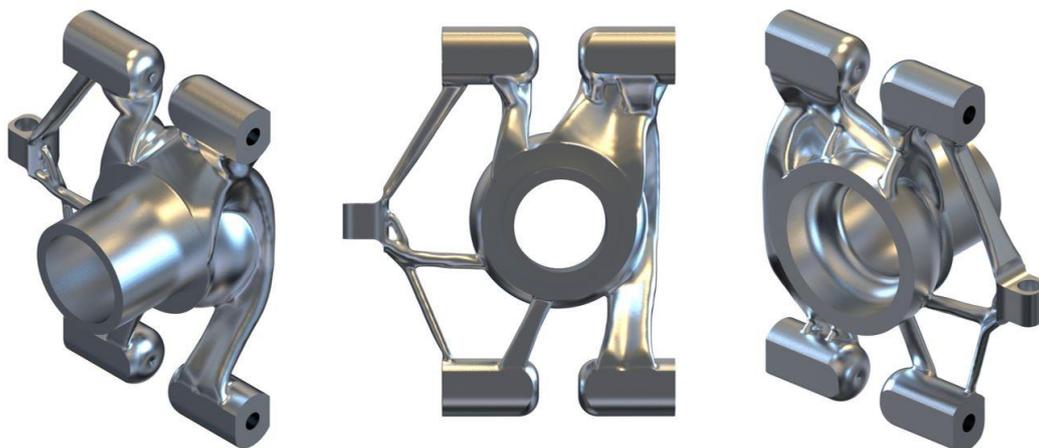
resultados obtidos com os da otimização realizada na seção 4.3.4. e com os valores do componente original. É possível concluir que a ferramenta “*Generative Design*” permite obter componentes ligeiramente mais leves que a “*New Optimization*”, utilizada na seção 4.3.4., tendo, porém, como desvantagens a geração de geometrias de elevada complexidade e difícil fabrico, bem como a incapacidade de otimizar componentes com elevada complexidade geométrica.

Tabela C.1 – Comparação de resultados.

Propriedades	Configuração Inicial	“ <i>New Optimization</i> ”	“ <i>Generative Design</i> ”
Número de iterações	-	25	-
Massa da peça	0,679 Kg	0,431 Kg	0,420 Kg
Redução de massa	-	36,5%	38,2%

Porta-Cubos Traseiro

Analogamente ao porta-cubos dianteiro, os estudos de otimização foram feitos considerando um coeficiente de segurança de $n_s = 2,1$. Tal como no caso anterior, por forma a evitar o surgimento de problemas associados à complexidade do componente inicial a otimizar, as seções roscadas foram removidas. Novamente, os resultados da otimização do porta-cubos traseiro, através da ferramenta “*Generative Design*”, foram positivos e fornecem uma geometria cuja massa é ligeiramente inferior à da solução obtida na seção 5.3.4. deste trabalho. No Anexo C.5 é representada a solução obtida com esta ferramenta.



Anexo C.5 - Geometria otimizada através da ferramenta “*Generative Design*”.

Na Tabela C.2 são comparados os resultados obtidos com os da otimização realizada na seção 4.3.4. e com os valores do componente original. São retiradas as mesmas conclusões observadas no porta-cubos dianteiro, sendo a ferramenta “*Generative Design*” capaz de gerar uma geometria ligeiramente mais leve que a originada pela ferramenta “*New Optimization*”, na seção 5.3.4. desta dissertação.

Tabela C.2 - Comparação de resultados.

Propriedades	Configuração Inicial	“ <i>New Optimization</i> ”	“ <i>Generative Design</i> ”
Número de iterações	-	29	-
Massa da peça	1,482 Kg	0,619 Kg	0,519 Kg
Redução de massa	-	58,2%	65%