



## Design e desenvolvimento de uma solução modular de um veículo autónomo para transporte e manuseamento de cargas, baseado numa plataforma existente

HENRIQUE DANIEL BARBOSA CARVALHO LEAL DE OLIVEIRA  
novembro de 2018

DESIGN E DESENVOLVIMENTO DE UMA SOLUÇÃO  
MODULAR DE UM VEÍCULO AUTÓNOMO PARA  
TRANSPORTE E MANUSEAMENTO DE CARGAS, BASEADO  
NUMA PLATAFORMA EXISTENTE

Henrique Daniel Barbosa Carvalho Leal de Oliveira  
1160507

**2018**

Instituto Superior de Engenharia do Porto  
Departamento de Engenharia Mecânica





# DESIGN E DESENVOLVIMENTO DE UMA SOLUÇÃO MODULAR DE UM VEÍCULO AUTÓNOMO PARA TRANSPORTE E MANUSEAMENTO DE CARGAS, BASEADO NUMA PLATAFORMA EXISTENTE

Henrique Daniel Barbosa Carvalho Leal de Oliveira  
1160507

Dissertação apresentada ao Instituto Superior de Engenharia do Porto para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação do Doutor Raul Duarte Salgueiral Gomes Campilho e coorientação do Doutor Francisco José Gomes da Silva e do Mestre Luís Miguel Ouro Colaço.

**2018**

Instituto Superior de Engenharia do Porto  
Departamento de Engenharia Mecânica







# JÚRI

## **Presidente**

Doutora Maria Teresa Ribeiro Pereira

Professor Adjunto, ISEP

## **Orientador**

Doutor Raul Duarte Salgueiral Gomes Campilho

Professor Adjunto, ISEP

## **Coorientadores**

Doutor Francisco José Gomes da Silva

Professor Adjunto, ISEP

Mestre Luís Miguel Ouro Colaço

Engenheiro de Cálculo Estrutural, CEiiA

## **Arguente**

Doutor Paulo Manuel Salgado Tavares de Castro

Professor Catedrático, FEUP



## AGRADECIMENTOS

Acima de tudo quero agradecer aos meus pais, por todo o apoio durante esta caminhada. Só eu sei o quão dura foi, mas só com o suporte, a disponibilidade e a confiança deles é que toda esta jornada chegou ao fim. Nem sempre mereci todo o apoio que me deram, mas esse suporte nunca me faltou. Quero agradecer pela educação assertiva e por fazerem de mim alguém que quer sempre ser melhor. Crescer a ver uns pais sempre unidos, a dar o melhor de si no dia-a-dia e a alcançarem os objetivos de forma sustentável, deu-me valores que espero nunca perder. Sem eles, nada disto era possível.

Ao meu irmão e cunhada, por me terem ajudado a escolher este curso que adorei estudar, pelas palavras e ensinamentos que me foram transmitindo ao longo da vida, com o objetivo de me preparar para o futuro, e por me apoiarem nas decisões que tomei. Sempre tive um irmão que é bom no que faz, que ajuda naquilo que pode e que persegue os seus sonhos. Foi um grande exemplo para mim, e se abduquei de muitas coisas para ficar a trabalhar, foi por ver nele que a dedicação e o esforço compensam. Obrigado por me teres protegido sempre que podias e por me mostrares como ser o melhor que consigo ser.

Quero também agradecer ao CEiiA, pela oportunidade de realizar a tese num centro de engenharia com esta dimensão, por me propor o melhor e mais trabalhoso desafio que tive até hoje. Foi difícil, mas foi o que mais me deu vontade de desenvolver e concluir. Investi mais de um ano nesta instituição, mas cresci como nunca tinha crescido num prazo de tempo tão curto.

Ao Eng.º José Silva, por desde o primeiro dia me apresentar um desafio completamente diferente do habitual e por viver esse desafio comigo. Foi excelente poder fazer a tese neste nível de exigência, todas as críticas e adversidades partilhadas

foram vistas como uma oportunidade de crescer e melhorar. Cresci muito, quando comparado com o dia que entrei no CEiiA, quer a nível profissional, quer a nível pessoal, e sou uma pessoa diferente graças a muitas das nossas conversas.

Ao Eng.º Luís Colaço por conseguir esclarecer as minhas dúvidas, e mesmo no meio de tanto trabalho, ter tempo para me ajudar a desenvolver um trabalho tão bom quanto este. O Luís ensinou-me muitos conceitos novos relativos ao dimensionamento de estruturas e fez-me pensar nos problemas de uma maneira completamente diferente.

Ao Eng.º Carlos Arantes, pelas explicações relativas ao sistema de acionamento, pela constante disponibilidade para ajudar, pela vontade de ensinar e de saber se a informação estava a ser devidamente transmitida. Além de ser bom, o Carlos sempre tentou tornar os que o envolviam melhores, e eu tive a sorte de aprender com ele.

Ao Eng.º Raul Campilho e Eng.º Francisco Silva, por todo o tempo disponibilizado para ajudarem na escrita da tese e por se mostrarem sempre disponíveis a partilhar melhorias que podiam ser feitas no trabalho desenvolvido.

Quero agradecer a toda a equipa da mobilidade em geral, uma vez que todos contribuíram um pouco para esta tese, quer em explicações do *software*, maneiras de pensar e produzir a estrutura, dicas para a gestão de tempo e na escrita da tese. Até nos tempos de lazer foram capazes de me ajudar, ao questionarem sobre os problemas que estava a ter no desenvolvimento da dissertação e comentarem as possíveis soluções que eu tinha, ou apresentarem ideias diferentes.

Aos meus amigos que me acompanham sempre, que me aconselham para tomar as melhores decisões e por unirmos esforços para superar todos os desafios que nos foram sendo apresentados.

A todos, obrigado pela amizade e pelos ensinamentos, espero que tenham um futuro brilhante.

## PALAVRAS CHAVE

Veículos autônomos; Projeto Mecânico; Projeto Estrutural; Método de Elementos Finitos; Sistemas de Acionamento.

## RESUMO

Com a globalização dos mercados, a competitividade das indústrias aumentou significativamente nos últimos anos. Para manter ou melhorar a sua posição nos mercados, as indústrias apresentam uma constante procura pela melhoria. Um dos pontos que atualmente podem ser melhorados é o transporte de produtos dentro dos parques industriais. Ao melhorar o sistema de transporte, a carga transportada aumenta e o tempo entre a requisição e a disponibilidade do produto diminui. Uma das soluções possíveis para aperfeiçoar o sistema de transporte consiste na utilização de veículos guiados de forma autônoma, que apresentam a capacidade de melhorar qualitativamente e quantitativamente o transporte de cargas.

Para melhorar o desempenho dos parques industriais neste ponto, esta dissertação propõe um veículo autônomo modular capaz de transportar cargas pesadas. Este é um veículo compacto, com baixos custos associados e boas velocidades de transporte. A dificuldade no desenvolvimento deste trabalho encontra-se no dimensionamento de peças capazes de suportar cargas tão elevadas para um veículo de pequenas dimensões. Neste trabalho é dimensionado um sistema de acionamento capaz de transportar as cargas propostas. Este dimensionamento é realizado através de simulações de transporte de cargas quer em plano, quer num parque industrial. São também identificados os pontos da estrutura que é necessário reforçar, através de simulação, pelo Método de Elementos Finitos, de diferentes casos de carga. Por fim são apresentadas correções que dão à estrutura a capacidade de transporte das cargas desejadas.

Nesta dissertação é dimensionada a estrutura de uma plataforma existente, tornando-a capaz de transportar 8 toneladas. Além de dimensionar a estrutura, também se dimensiona o sistema de acionamento, que garante a capacidade de transporte das cargas propostas com um custo associado ao transporte reduzido. Ao desenhar uma plataforma adicional, para o transporte das mercadorias, é possível verificar que a plataforma existente é modular, uma vez que não necessitou de modificações para acoplar a plataforma adicional.



## KEYWORDS

Autonomous vehicles; Mechanical project; Structural Design; Finite Element Method; Drive Systems.

## ABSTRACT

Due to the globalization of markets, the industrial competitiveness has increased significantly in recent years. To maintain or improve their position in the markets, industries are constantly looking for improvement. Nowadays, one of the points that can be improved is the transportation of products inside the industrial parks. When the transportation system is improved, the transported loads will increase and the time between the requisition and the availability of the product will be reduced. One of the solutions used to improve the transportation system is the use of autonomously guided vehicles, which have the capacity to qualitatively and quantitatively improve the load transportation.

This dissertation proposes a modular autonomous vehicle capable of carrying heavy loads, which will improve the performance of industrial parks. This is a compact vehicle with low associated costs and good transport speeds. During the development of this work, it was difficult to design parts for a small vehicle that were capable of withstanding high loads. In this dissertation, a drive system is designed, which will be capable of transporting the proposed loads. This design was carried out using simulations of the transport with loads, either in the plane ground or in an industrial park. The points of the structure that require reinforcement are also identified in different load cases, using simulation by the Finite Element Method. Finally, the required corrections are presented, giving to the structure the ability to carry the desired loads.

In this dissertation, the structure of an existing platform is designed, making it capable of transporting 8 tons. In addition to designing the structure, the drive system is also designed, which guarantees the carrying capacity of the proposed loads with a low cost associated with the transportation. When designing an additional platform for the load transportation, it is possible to verify that the existing platform is modular since it does not require modifications to fit the additional platform.





## LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

### Lista de Abreviaturas

AGV	<i>Automated guided vehicles</i>
C	Corrente máxima de descarga
CA	Corrente alternada
CAD	<i>Computer-aided design</i>
CC	Corrente contínua
CEiiA	Centro de excelência para a inovação da indústria automóvel
CG	Centro de gravidade
DOF	<i>Degrees of freedom</i>
EC	<i>European Commission</i>
EUA	Estados Unidos da América
FMVSS	<i>Federal Motor Vehicle Safety Standards</i>
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
ITSDF	<i>Industrial Truck Standards Development Foundation</i>
MEF	Método de elementos finitos
NCAP	<i>The European New Car Assessment Program</i>
NHTSA	<i>National Highway Transportation Safety Association</i>
SUV	<i>Sport utility vehicles</i>
UE	União Europeia
VA	Veículos autónomos

## Lista de Unidades

---

€	Euro
€/ano	Euros por ano
€/kWh	Euros por quilowatt hora
€/ton	Euros por tonelada
°	Graus
A	Amperes
Ah	Amperes hora
Ciclos/dia	Ciclos por dia
h	Horas
kg	Quilograma
kg.m <sup>2</sup> /s	Quilograma metro quadrado por segundo
kg/m <sup>3</sup>	Quilogramas por metro cúbico
km/h	Quilómetros por hora
kW	Quilowatt
kWh	Quilowatt hora
kWh/ano	Quilowatt hora por ano
kWh/dia	Quilowatt hora por dia
m	Metro
m/s	Metros por segundo
m/s <sup>2</sup>	Metros por segundo ao quadrado
m <sup>2</sup>	Metros quadrados
min	Minutos

---

mm	Milímetros
N	Newton
N.m	Newton-metro
Pa	Pascal
rad/s	Radianos por segundo
rpm	Rotações por minuto
s	Segundos
ton/ano	Toneladas por ano
ton/dia	Toneladas por dia
V	Volt
W	Watt
Wh	Watt hora

### Lista de Símbolos

A	Razão de amplitude
a	Aceleração do veículo
a'	Coefficiente de modificação do fator de superfície
A <sub>f</sub>	Área frontal
b	Comprimento da base da secção
b'	Expoente de resistência à fadiga
Bin <sub>máx</sub> (x)	Binário máximo
Bin <sub>nom</sub> (x)	Binário nominal
Bin <sub>roda</sub>	Binário na roda

---

$c$	Distância entre a roda de trás e o centro de massa
$c'$	Expoente de modificação do fator de superfície
$C_{b.a.}$	Custos anuais associados à aquisição da bateria
$C_{b.t.}$	Custos por tonelada associados à aquisição da bateria
$C_D$	Coeficiente de arrasto aerodinâmico
$C_e.$	Custos energéticos por tonelada transportada
$d'$	Diâmetro da secção da peça
$d_e$	Diâmetro equivalente da peça
$dt$	Tempo de aceleração
$dv$	Variação da velocidade
$e$	Distância entre as rodas da direita e o centro de massa
$E$	Módulo de Elasticidade
$E_{bat}$	Energia armazenada na bateria
$E_i$	Energia consumida
$E_{lit}$	Energia útil na bateria de iões de lítio
$f$	Distância entre as rodas da esquerda e o centro de massa
$F_a$	Força da aceleração
$F_b$	Força de travagem
$F_D$	Força na roda direita
$F_E$	Força na roda esquerda
$F_g$	Força da resistência à inclinação
$F_{long}$	Força longitudinal

---

---

$f_r$	Coeficiente de rolamento
$F_t$	Força de tração
$F_w$	Força do arrasto aerodinâmico
$F_x$	Forças no eixo do x
$g$	Aceleração da gravidade
$h$	Altura da secção
$l$	Intensidade de carregamento
$i$	Relação de transmissão
$I_p$	Momento angular das partes rolantes associado ao motor
$l_w$	Momento angular das rodas
$j$	Altura do centro de massa
$k_a$	Fator de modificação da condição de superfície
$k_b$	Fator de modificação de tamanho
$k_c$	Fator de modificação de carga
$k_d$	Fator de modificação de temperatura
$k_e$	Fator de confiabilidade
$k_f$	Fator de modificação por efeitos variados
$L$	Distância entre eixos
$l$	Distância entre a roda da frente e o centro de massa
$m$	Massa total do veículo
$M_v$	Massa total do veículo
$N_f$	Reação no eixo do z, da roda da frente

---

$N_{FL}$	Número de ciclos
$n_{pm\acute{a}x}$	Rotações do motor correspondente à potência máxima do motor
$n_{rad/s}$	Rotações do motor em radianos
$n_{rpm}$	Rotações do motor por minuto
$N_t$	Reação no eixo do z, da roda de trás
$P_c$	Potência fornecida pelo carregador
$P_{m\acute{a}x}$	Potência máxima característica
$P_{m\acute{a}x}(n)$	Potência máxima em função da rotação do motor
$P_t$	Potência consumida nas rodas
$P_{tot}$	Potência consumida à saída da bateria
$R$	Razão de tensão
$r_{roda}$	Raio da roda
$S'_e$	Tensão limite de fadiga testado em condições controladas
$S_a$	Tensão alternada
$S_e$	Tensão limite de fadiga no local crítico da peça
$S_{e'}$	Tensão limite de fadiga
$S'_f$	Interceção da curva de fadiga
$S_m$	Tensão média
$S_{ut}$	Resistência à tração
$S_y$	Tensão de cedência
$T$	Distância entre os dois pontos de contacto do mesmo eixo
$t_c$	Tempo de carregamento de bateria

---

$t_{c11}$	Tempo de carregamento da bateria com a potência de 11 kW
$t_{c14}$	Tempo de carregamento da bateria com a potência de 14 kW
$t_{c22}$	Tempo de carregamento da bateria com a potência de 22 kW
$t_i$	Tempo de utilização de bateria
$v$	Velocidade do veículo
$V_{roda}$	Velocidade de rotação da roda
$V_w$	Velocidade do vento
$Z_a$	Coefficiente modificador do fator de confiabilidade
$\alpha$	Inclinação da rampa
$\delta$	Fator de massa
$\Delta x$	Distância percorrida
$\Delta\sigma$	Variação de tensão
$\eta_i$	Eficiência do inversor
$\eta_{motor}$	Rendimento do motor
$\eta_t$	Eficiência da transmissão
$\rho$	Densidade do ar
$\sigma_a$	Amplitude de tensão
$\sigma_{m\acute{a}x}$	Tensão máxima
$\sigma_{m\acute{e}d}ia$	Tensão média
$\sigma_{m\acute{i}n}$	Tensão mínima

---





## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 – Monobloco do BMW Serie 7 [6] .....	8
Figura 2 - <i>Body on frame</i> do Chevrolet Silverado de 2011 [7].....	9
Figura 3 - <i>Space frame</i> do Alfa Romeo 4C [8] .....	9
Figura 4 - Diferentes métodos de união [25].....	13
Figura 5 - Caracterização do fenómeno de fadiga .....	18
Figura 6 - Rutura por fadiga [35] .....	18
Figura 7 - Curvas de Wöhler [38].....	20
Figura 8 - Ciclos de tensão de fadiga (adaptado de [46]) .....	25
Figura 9 - Diagrama de fadiga com diversos critérios de falha [47] .....	27
Figura 10 - Graus de liberdade [51] .....	29
Figura 11 - Veículo militar autónomo [53] .....	30
Figura 12 - Veículo empilhador [55] .....	31
Figura 13 - Veículo de reboque [57] .....	32
Figura 14 - Veículo de carga leve [59] .....	32
Figura 15 - Veículo de carga média [60] .....	33
Figura 16 - Veículo de carga pesada [62].....	33
Figura 17 - Eixos de referência (elaboração própria) .....	36
Figura 18 - Distribuição de cargas a velocidade constante (elaboração própria) .....	37
Figura 19 - Distribuição de cargas em aceleração (elaboração própria) .....	38
Figura 20 - Distribuição de cargas em desaceleração (elaboração própria).....	39
Figura 21 - Distribuição de Cargas Lateral, vista traseira (elaboração própria) .....	40
Figura 22 - Sistema de acionamento (adaptado de [68]) .....	42
Figura 23 - Motor trifásico [73] .....	43
Figura 24 – Motor de indução [74].....	44
Figura 25 - Motor síncrono de imanes permanentes [75].....	44
Figura 26 - Densidade energética das baterias [78] .....	46
Figura 27 – Comparação das características das baterias [78].....	46

---

Figura 28 - Forças resistentes ao subir uma rampa (elaboração própria).....	47
Figura 29 - Coeficiente de arrasto aerodinâmico [81].....	49
Figura 30 - Navegação por laser a) [82] b) [83].....	53
Figura 31 - Navegação por pontos magnéticos a) [82] b) [84].....	54
Figura 32 - Navegação por fita magnética a) [82] b) [85].....	54
Figura 33 - Navegação por leitura ótica [86].....	55
Figura 34 - Navegação por fio indutivo a) [82] b)[87].....	55
Figura 35 - Navegação natural [82].....	56
Figura 36 - Navegação visual [89].....	56
Figura 37 - Navegação por ondas rádio [90].....	57
Figura 38 - Navegação por geolocalização [91].....	57
Figura 39 – Plataforma completa.....	63
Figura 40 - Suspensão a) traseira; b) frontal.....	64
Figura 41 - Módulo central.....	65
Figura 42 - Módulo frontal.....	66
Figura 43 - Módulo traseiro.....	68
Figura 44 - Plataforma superior.....	69
Figura 45 - Percurso (elaboração própria).....	71
Figura 46 - Ligações da mola virtual (adaptado de [93]).....	78
Figura 47 - Ligações ligação dúctil (adaptado de [93]).....	78
Figura 48 - Curvas S-N do aço.....	81
Figura 49 - Curvas S-N do alumínio.....	82
Figura 50 - Ciclo zero-tensão máxima (adaptado de [46]).....	83
Figura 51 - Ciclo de carga de tração/compressão (adaptado de [46]).....	86
Figura 52 - Configurações do sistema de acionamento.....	95
Figura 53 - Resultados de distância percorrida em plano.....	96
Figura 54 - Tempo de utilização de baterias.....	97
Figura 55 - Carga transportada durante a vida útil da bateria de íões de lítio.....	106
Figura 56 - Carga transportada durante a vida útil da bateria de chumbo-ácido.....	108
Figura 57 - Comparação de baterias através da carga transportada.....	108

---

---

Figura 58 - Ligação ponto de cargas/porta cubo .....	117
Figura 59 - Junta esférica .....	117
Figura 60 - Simulação do braço da direção .....	118
Figura 61 - Apoio braço superior .....	119
Figura 62 - Mola da suspensão frontal .....	119
Figura 63 - Apoios braço inferior frontal .....	120
Figura 64 - Tirante .....	120
Figura 65 - Mola da suspensão traseira.....	121
Figura 66 - Apoios braço superior traseiro .....	121
Figura 67 - Apoios braço inferior traseiro.....	122
Figura 68 - Conexões módulo frontal interior e exterior.....	122
Figura 69 - Ligação da barra para-choques ao módulo frontal .....	122
Figura 70 - Peça frontal inferior.....	123
Figura 71 - Chapa central.....	123
Figura 72 - Chapa de ligação.....	123
Figura 73 - Barra para-choques traseira .....	124
Figura 74 - Apoios peça traseira inferior a) com suporte de suspensão; b) com peça traseira superior .	124
Figura 75 - Traseira superior conectada ao suporte da suspensão a) em cima; b) ao meio .....	124
Figura 76 - Conexões módulo central.....	125
Figura 77 - Apoio topo da plataforma .....	125
Figura 78 - Conexões barra lateral .....	126
Figura 79 - Ligação módulo central com frontal a) por dois parafusos; b) por chapa de ligação.....	126
Figura 80 - Ligação do módulo central com a plataforma superior .....	126
Figura 81 - Ligação módulo central e traseiro por a) quatro parafusos; b) três parafusos .....	127
Figura 82 - Ligação da plataforma superior com o módulo frontal.....	127
Figura 83 - Ligação da plataforma superior com o módulo traseiro .....	127
Figura 84 - Transmissão de esforços entre a plataforma superior e a carga.....	128
Figura 85 - Refinamento de malha do porta cubo.....	129
Figura 86 - Fluxograma do dimensionamento.....	131
Figura 87 - Zona 1.1 do braço inferior, junta esférica .....	132

---

---

Figura 88 – Correção 1.1 do braço inferior, junta esférica .....	132
Figura 89 – Zona 1.2 do braço inferior, corpo .....	132
Figura 90 – Correção 1.2 do braço inferior, corpo .....	133
Figura 91 – Zona 1.3 do braço inferior, apoio .....	133
Figura 92 - Correção 1.3 do braço inferior, apoio .....	134
Figura 93 - Zona 1.3 do conetor frontal.....	134
Figura 94 - Correção 1.1 do conetor frontal.....	135
Figura 95 - Zona 1.1 do porta cubo frontal.....	135
Figura 96 - Correção 1.1 do porta cubo frontal.....	136
Figura 97 - Zona 1.1 da peça frontal exterior .....	136
Figura 98 - Correção 1.1 da peça frontal exterior .....	137
Figura 99 - Zona 1.1 do porta cubo traseiro .....	137
Figura 100 - Correção 1.1 do porta cubo traseiro .....	138
Figura 101 - Suporte da suspensão a) zona 1.1 na fixação da suspensão; b) Zona 1.2 no apoio ao braço inferior .....	138
Figura 102 - Correção 1.1 do suporte à suspensão .....	139
Figura 103 - Correção 1 II do suporte da suspensão .....	139
Figura 104 - Zona 2.1 do braço inferior .....	140
Figura 105 - Correção 2.1 do braço inferior .....	141
Figura 106 - Zona 2.1 do porta cubos frontal .....	141
Figura 107 - Correção 2.1 do porta cubo frontal.....	142
Figura 108 - Zona 2.1 do porta cubo traseiro .....	142
Figura 109 - Correção 2.2 do porta cubos frontal .....	143
Figura 110 - Zonas 2.1 e 2.2 do suporte da suspensão.....	143
Figura 111 - Correção 2.1 e 2.2 do suporte da suspensão .....	144
Figura 112 - Zona 3.1 do porta cubo traseiro .....	145
Figura 113 - Correção 3.1 do porta cubo traseiro .....	145
Figura 114 - Zona 3.1 do suporte da suspensão .....	146
Figura 115 - Correção 3.1 do suporte da suspensão .....	146
Figura 116 - Zona 3.2, 3.3 e 3.4 do suporte da suspensão .....	147

---

---

Figura 117 - Correção 3.2, 3.3 e 3.4 do suporte da suspensão .....	147
Figura 118 - Braço superior com aço A27 .....	148
Figura 119 - Zona 4.1 do braço superior .....	149
Figura 120 - Correção 4 do braço superior .....	149
Figura 121 – Zona 4.1 do braço inferior .....	150
Figura 122 - Correção 4.1 do braço inferior .....	150
Figura 123 - Zona 4.2 do braço inferior .....	150
Figura 124 - Correção 4.2 do braço inferior .....	151
Figura 125 – Zona 4.1 cedência de material da peça frontal inferior.....	151
Figura 126 - Zona 4.1 da peça frontal inferior .....	152
Figura 127 - Correção 4.1 da peça frontal inferior .....	152
Figura 128 - Zona 4.1 da peça frontal interior .....	153
Figura 129 - Correção 4.1 da peça frontal interior .....	153
Figura 130 - Zona 4.1 do conetor frontal.....	154
Figura 131 - Correção 4.1 do conetor frontal .....	154
Figura 132 - Zona 4.1 do porta cubo frontal.....	155
Figura 133 - Correção 4.1 do porta cubo frontal.....	155
Figura 134 - Verificação 1 porta cubo traseiro .....	157
Figura 135 - Verificação 1 braço inferior traseiro.....	157
Figura 136 - Verificação 1 do braço superior traseiro .....	157
Figura 137 - Verificação 1 do suporte da suspensão .....	158
Figura 138 - Verificação 1 do porta cubo frontal.....	158
Figura 139 - Verificação 1 I do braço inferior frontal .....	159
Figura 140 - Verificação 1 II do braço inferior frontal .....	159
Figura 141 - Verificação I do braço superior frontal.....	159
Figura 142 - Verificação 1 do conetor frontal.....	160
Figura 143 - Verificação 1 da peça frontal exterior .....	160
Figura 144 - Verificação 2 do braço inferior .....	161
Figura 145 - Verificação 2 do braço superior.....	161
Figura 146 - Verificação 2 do porta cubo traseiro .....	162

---

---

Figura 147 - Verificação 2 do suporte da suspensão .....162

## ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1 - Calendarização.....	2
Tabela 2 - Parâmetros para o fator de modificação de superfície de Marin [29] .....	22
Tabela 3 - Efeito da temperatura de operação na resistência de tração do aço [29] .....	23
Tabela 4 - Fator de confiabilidade [29].....	24
Tabela 5 - Coeficiente de resistência ao rolamento (adaptado de [26]) .....	48
Tabela 6 - Lista de peças da suspensão .....	64
Tabela 7 - Características módulo central .....	66
Tabela 8 - Características módulo frontal .....	67
Tabela 9 - Características módulo traseiro.....	68
Tabela 10 - Características da plataforma superior.....	69
Tabela 11 - Motores elétricos.....	70
Tabela 12 - Casos de estudo .....	71
Tabela 13 - Características das baterias .....	73
Tabela 14 - Contactos com o chão .....	74
Tabela 15 - Coordenadas do centro de gravidade.....	74
Tabela 16 - Dimensões características do veículo .....	75
Tabela 17 - Propriedades dos aços (adaptado de [39]) .....	80
Tabela 18 - Propriedades do alumínio (adaptado de [39]).....	81
Tabela 19 - Coeficiente de superfície (elaboração própria) .....	83
Tabela 20 - Diferentes materiais e processos de produção das peças .....	84
Tabela 21 - Fator de tamanho do dimensionamento 1 .....	84
Tabela 22 - Coeficientes do dimensionamento à fadiga .....	85
Tabela 23 - Tensões limite de fadiga do dimensionamento 1.....	86
Tabela 24 - Fator de tamanho do dimensionamento 2 .....	87
Tabela 25 - Tensões limite de fadiga do dimensionamento 2.....	87
Tabela 26 - Fatores de tamanho do dimensionamento 3 .....	88
Tabela 27 - Tensões limite de fadiga do dimensionamento 3.....	88



---

Tabela 28 - Fator de tamanho do dimensionamento 4 .....	89
Tabela 29 - Tensões limite de fadiga do dimensionamento 4 .....	89
Tabela 30 - Tensões de cedência da verificação 1 .....	90
Tabela 31 - Dados de projeto .....	91
Tabela 32 - Estudo comparativo de motores .....	93
Tabela 33 - Velocidade máxima 25 toneladas em plano .....	96
Tabela 34 - Tempo de carregamento de baterias .....	99
Tabela 35 - Velocidades utilizadas na simulação do parque industrial .....	100
Tabela 36 - Características de uma descarga de bateria .....	101
Tabela 37 - Capacidade de transporte de carga em 8 horas à velocidade máxima .....	102
Tabela 38 - Valores obtidos na simulação a velocidade controlada.....	103
Tabela 39 - Capacidade de transporte de carga em 8 horas a velocidade controlada.....	104
Tabela 40 - Características das baterias .....	105
Tabela 41 - Vida útil da bateria de íões de lítio .....	106
Tabela 42 - Vida útil da bateria de chumbo-ácido.....	107
Tabela 43 - Resultados de carga transportada e energia consumida.....	109
Tabela 44 - Custos associados ao transporte .....	111
Tabela 45 - Distribuição de cargas dimensionamento 1.....	112
Tabela 46 - Distribuição de cargas dimensionamento 2.....	113
Tabela 47 - Distribuição de cargas dimensionamento 3.....	114
Tabela 48 - Distribuição de cargas dimensionamento 4.....	114
Tabela 49 - Distribuição de cargas da verificação 1 na frente .....	115
Tabela 50 - Distribuição de cargas da verificação 1 a trás.....	115
Tabela 51 - Distribuição de cargas da verificação 2.....	116
Tabela 52 - Estudo de refinamento de malha do porta cubo.....	128
Tabela 53 - Tamanho e tipo de elemento de cada malha .....	130
Tabela 54 - Resumo do dimensionamento 1 .....	140
Tabela 55 - Resumo do dimensionamento 2.....	144
Tabela 56 - Resumo do dimensionamento 3.....	148
Tabela 57 - Resumo do dimensionamento 4.....	156

---

---

Tabela 58 - Lista de materiais da suspensão .....	163
Tabela 59 - Lista de materiais do módulo central .....	164
Tabela 60 – Lista de materiais do módulo frontal .....	164
Tabela 61 – Lista de materiais do módulo traseiro .....	164
Tabela 62 – Lista de materiais da plataforma superior .....	165
Tabela 63 - Processos de fabrico da suspensão .....	166
Tabela 64 - Processos de fabrico do módulo central.....	167
Tabela 65 – Processos de fabrico do módulo frontal .....	168
Tabela 66 - Processos de fabrico do módulo traseiro .....	169
Tabela 67 - Processos de fabrico da plataforma superior .....	170
Tabela 68 - Características dos varões cilíndricos de aço 5160.....	178
Tabela 69 - Características do varão quadrado de aço 5160.....	178
Tabela 70 - Características do bloco de aço 5160 .....	179
Tabela 71 - Características do tubo de aço 5160.....	179
Tabela 72 - Características das chapas de aço 5160.....	180
Tabela 73 - Características das chapas de alumínio 6061 T6 .....	181
Tabela 74 - Características dos tubos de alumínio 6061 T6 .....	181
Tabela 75 - Características do perfil de alumínio 6061 T6 .....	182
Tabela 76 - Características do perfil de aço S355 .....	182
Tabela 77 - Características do bloco de aço S355.....	182
Tabela 78 - Custos dos lingotes de alumínio A356 .....	183
Tabela 79 - Características dos processos de soldadura .....	183
Tabela 80 - Custos de soldadura.....	183
Tabela 81 – Corte mecânico .....	184
Tabela 82 - Custo total da estrutura.....	185
Tabela 83 – Estado de conclusão dos objetivos propostos .....	191



# ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO .....	1
1.1	Contextualização .....	1
1.2	Objetivos .....	1
1.3	Calendarização .....	2
1.4	Organização do relatório.....	3
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	7
2.1	Projeto de estruturas de veículos .....	7
2.1.1	Tipos de estruturas.....	7
2.1.1.1	Monobloco.....	8
2.1.1.2	Body on frame .....	8
2.1.1.3	Space frames.....	9
2.1.2	Códigos de dimensionamento.....	10
2.1.3	Materiais utilizados .....	11
2.1.3.1	Aços.....	11
2.1.3.2	Alumínio.....	11
2.1.3.3	Materiais poliméricos .....	11
2.1.4	Métodos de união .....	12
2.1.5	Sistemas de acionamento .....	14
2.1.5.1	Simulação de motores .....	14
2.1.5.1.1	Características à saída dos motores.....	14
2.1.5.1.2	Características na roda.....	15
2.1.6	Automação e controlo.....	16
2.1.7	Métodos de dimensionamento .....	17
2.1.7.1	Estados limites últimos .....	17
2.1.7.2	Resistência à fadiga.....	17
2.1.7.2.1	Mecanismos de rutura por fadiga.....	18

---

2.1.7.2.2	Dimensionamento à fadiga .....	19
2.1.7.2.3	Tensões flutuantes .....	24
2.1.7.3	Ferramentas de cálculo.....	28
2.2	Veículos autónomos.....	30
2.2.1	Tipos de veículos autónomos .....	30
2.2.1.1	Tipos de utilização .....	30
2.2.1.2	Funcionalidades .....	31
2.2.1.2.1	Empilhador .....	31
2.2.1.2.2	Veículos de reboque .....	31
2.2.1.2.3	Veículos de carga unitária .....	32
2.2.2	Legislação aplicável a veículos autónomos .....	33
2.2.3	Padrões de segurança no desenvolvimento de um AGV.....	34
2.2.3.1	Capacidade nominal de veículos de reboque .....	34
2.2.3.2	Capacidade nominal de veículos de transporte de cargas.....	35
2.2.4	Projeto de veículos autónomos.....	35
2.2.4.1	Projeto da estrutura.....	35
2.2.4.1.1	Distribuição de cargas .....	35
2.2.4.2	Sistemas de acionamento .....	41
2.2.4.2.1	Motores elétricos .....	42
2.2.4.2.2	Baterias .....	45
2.2.4.2.3	Inversor .....	47
2.2.4.2.4	Transmissão .....	47
2.2.4.2.5	Descrição Geral do Movimento do Veículo.....	47
2.2.4.2.6	Força de tração .....	50
2.2.4.2.7	Cálculo da autonomia .....	51
2.2.4.2.8	Tempo de carregamento da bateria .....	52
2.2.4.3	Sistemas de controlo .....	53
2.2.4.3.1	Laser .....	53
2.2.4.3.2	Pontos magnéticos.....	53
2.2.4.3.3	Fita magnética.....	54

---

---

2.2.4.3.4	Leitura ótica .....	54
2.2.4.3.5	Fio indutivo .....	55
2.2.4.3.6	Natural .....	55
2.2.4.3.7	Visual .....	56
2.2.4.3.8	Ondas Rádio .....	56
2.2.4.3.9	Geolocalização .....	57
<b>3</b>	<b>DESENVOLVIMENTO .....</b>	<b>61</b>
3.1	Introdução ao trabalho desenvolvido .....	61
3.1.1	Objetivos e requisitos do trabalho .....	61
3.1.2	Caracterização da empresa que acolheu o projeto .....	61
3.1.2.1	Área de Produto Mobilidade – <i>Devices</i> .....	62
3.2	Anteprojeto do veículo autónomo .....	63
3.2.1	Definição das condições de partida .....	63
3.2.1.1	Diferentes módulos da plataforma .....	63
3.2.1.1.1	Suspensão .....	64
3.2.1.1.2	Módulo central .....	65
3.2.1.1.3	Módulo frontal .....	66
3.2.1.1.4	Módulo traseiro .....	67
3.2.1.1.5	Plataforma superior .....	68
3.2.2	Soluções para a transmissão e acionamento .....	69
3.2.2.1	Estudo de motores .....	70
3.2.2.1.1	Casos de carga .....	71
3.2.2.2	Estudo da autonomia .....	71
3.2.2.2.1	Processo de carregamento .....	72
3.2.2.2.2	Baterias .....	72
3.2.3	Soluções para a distribuição de cargas .....	73
3.2.4	Soluções para a construção da plataforma .....	75
3.2.4.1	Malha .....	76
3.2.4.2	Interações entre peças .....	77

---

3.2.4.2.1	Ligação virtual dúctil .....	77
3.2.4.2.2	Ligação virtual rígida .....	77
3.2.4.2.3	Mola virtual dúctil .....	77
3.2.4.2.4	Conexão dúctil.....	78
3.2.4.2.5	Conexão de contacto .....	78
3.2.4.2.6	Conexão de fixação .....	78
3.2.4.2.7	Conexão de parafuso virtual .....	79
3.2.4.3	Análise de conexões.....	79
3.2.4.4	Cargas autoequilibradas .....	79
3.2.4.5	Soluções à fadiga .....	80
3.2.4.5.1	Seleção de Materiais .....	80
3.2.4.5.2	Dimensionamento à fadiga .....	82
3.3	Projeto do veículo autónomo .....	91
3.3.1	Dimensionamento da transmissão e do sistema de acionamento .....	91
3.3.1.1	Dados de projeto .....	91
3.3.1.2	Estudo de motores.....	92
3.3.1.3	Estudo de autonomia e custos de transporte.....	94
3.3.1.3.1	Configurações .....	94
3.3.1.3.2	Autonomia em plano .....	95
3.3.1.3.3	Autonomia num parque industrial.....	97
3.3.2	Seleção do sistema de acionamento .....	111
3.3.3	Definição final da distribuição de cargas.....	112
3.3.3.1	Dimensionamento 1.....	112
3.3.3.2	Dimensionamento 2.....	112
3.3.3.3	Dimensionamento 3.....	113
3.3.3.4	Dimensionamento 4.....	114
3.3.3.5	Verificação 1 .....	115
3.3.3.6	Verificação 2 .....	115
3.3.4	Projeto da plataforma .....	116
3.3.4.1	Definição das interações na suspensão .....	116

---

3.3.4.1.1	Suspensão frontal .....	118
3.3.4.1.2	Suspensão traseira .....	120
3.3.4.2	Definição das interações no módulo frontal.....	122
3.3.4.3	Definição das interações no módulo traseiro .....	123
3.3.4.4	Definição das interações no módulo central .....	125
3.3.4.5	Definição das interações na plataforma superior .....	125
3.3.4.6	Definição das interações entre módulos .....	126
3.3.5	Refinamento de malha .....	128
3.3.6	Dimensionamento .....	130
3.3.6.1	Dimensionamento 1.....	131
3.3.6.1.1	Braço inferior .....	131
3.3.6.1.2	Conetor frontal.....	134
3.3.6.1.3	Porta cubo frontal .....	135
3.3.6.1.4	Frontal exterior .....	136
3.3.6.1.5	Porta cubo traseiro .....	137
3.3.6.1.6	Suporte da suspensão .....	138
3.3.6.2	Dimensionamento 2.....	140
3.3.6.2.1	Braço inferior .....	140
3.3.6.2.2	Porta cubo frontal .....	141
3.3.6.2.3	Porta cubo traseiro .....	142
3.3.6.2.4	Suporte da suspensão .....	143
3.3.6.3	Dimensionamento 3.....	144
3.3.6.3.1	Porta cubo traseiro .....	144
3.3.6.3.2	Suporte da suspensão .....	146
3.3.6.4	Dimensionamento 4.....	148
3.3.6.4.1	Braço superior .....	148
3.3.6.4.2	Braço inferior .....	149
3.3.6.4.3	Frontal inferior .....	151
3.3.6.4.4	Frontal interior .....	152
3.3.6.4.5	Conetor frontal.....	153



---

3.3.6.4.6	Porta cubo frontal .....	154
3.3.6.5	Verificação 1 .....	156
3.3.6.5.1	Suspensão traseira .....	156
3.3.6.5.2	Suspensão frontal .....	158
3.3.6.6	Verificação 2 .....	160
3.3.6.7	Materiais aplicados à estrutura .....	163
3.3.6.7.1	Suspensão .....	163
3.3.6.7.2	Módulo central.....	164
3.3.6.7.3	Módulo frontal .....	164
3.3.6.7.4	Módulo traseiro .....	164
3.3.6.7.5	Plataforma superior .....	165
3.4	Processos de fabrico .....	165
3.4.1	Suspensão.....	165
3.4.2	Módulo central.....	167
3.4.3	Módulo frontal .....	167
3.4.4	Módulo traseiro.....	169
3.4.5	Plataforma superior .....	170
3.5	Desenhos de conjunto e de pormenor .....	171
3.6	Análise de custos.....	178
3.6.1	Custos dos materiais .....	178
3.6.1.1	Aço 5160 .....	178
3.6.1.1.1	Varão cilíndrico .....	178
3.6.1.1.2	Varão quadrado .....	178
3.6.1.1.3	Bloco .....	179
3.6.1.1.4	Tubo .....	179
3.6.1.1.5	Chapa .....	180
3.6.1.2	Alumínio 6061 T6.....	181
3.6.1.2.1	Chapa .....	181
3.6.1.2.2	Tubo .....	181

---

3.6.1.2.3	Perfil .....	182
3.6.1.3	Aço S355 .....	182
3.6.1.3.1	Perfil .....	182
3.6.1.3.2	Bloco .....	182
3.6.1.4	Alumínio A356.....	183
3.6.2	Custos dos processos de fabrico .....	183
3.6.2.1	Soldadura .....	183
3.6.2.2	Corte mecânico .....	184
3.6.2.3	Maquinação .....	184
3.6.2.4	Corte a laser .....	184
3.6.3	Custo de materiais e processo de fabrico .....	185
<b>4</b>	<b>CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS .....</b>	<b>189</b>
4.1	Conclusões .....	189
4.2	Proposta de trabalhos futuros .....	191
<b>5</b>	<b>BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO.....</b>	<b>195</b>
<b>6</b>	<b>ANEXOS .....</b>	<b>203</b>
6.1	Carregador Brusa 22 kW .....	204
6.2	Bateria de iões de lítio.....	206
6.3	Bateria de chumbo .....	208
6.4	Materiais dos componentes e método de produção da matéria prima .....	210
6.5	Dimensionamento 1 – fator de tamanho.....	211
6.6	Dimensionamento 1 – tensões limite de fadiga .....	212
6.7	Dimensionamento 2 – fator de tamanho.....	213
6.8	Dimensionamento 2 – tensões limite de fadiga .....	214
6.9	Dimensionamento 3 – fator de tamanho.....	215

---

6.10	Dimensionamento 3 – tensões limite de fadiga .....	216
6.11	Dimensionamento 4 – fator de tamanho.....	217
6.12	Dimensionamento 4 – tensões limite de fadiga .....	218
6.13	Verificação 1 – tensões de cedência .....	219
6.14	Custo da bateria de íões de lítio.....	220
6.15	Tamanho e tipo de elemento de cada malha .....	221

# INTRODUÇÃO



# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Contextualização

Nos últimos anos, com a globalização, as indústrias passaram por grandes transformações, com o intuito de se tornarem mais competitivas. Foi necessária a modernização dos seus parques industriais, visando a competitividade dos seus produtos, por meio do aumento da qualidade, redução de custos e preços mais acessíveis [1]. Assim sendo, cada empreendimento tenta melhorar a sua *performance* de forma a obter a melhor posição no mercado possível, existindo uma constante busca pela qualidade e produtividade.

Para melhorar a eficiência do transporte de mercadorias, uma das soluções pensadas é a automatização do sistema de transporte, tendo como exemplo o desenvolvimento de veículos guiados de forma autónoma, ou *automated guided vehicles* (AGV). Os AGV que têm vindo a ser utilizados em armazéns, parques industriais, centros de distribuição e portos de navios [2]. Estes veículos têm a capacidade de melhorar qualitativamente e quantitativamente o transporte de cargas.

Hoje em dia existem armazéns automatizados, onde uma elevada quantidade de bens é transportada devido à flexibilidade e eficiência dos AGV. Os AGV são capazes de trabalhar 24 horas por dia, 365 dias por ano, o que providencia um aumento da produção, com uma redução de custos associados [3], reduzindo assim o tempo de retorno do investimento.

Este trabalho pretende desenvolver um veículo modular para transporte e manuseamento de cargas baseado numa plataforma existente. Este veículo será útil para inovar o sistema de transporte de mercadorias existente nos parques industriais das empresas, permitindo aumentar o volume de produção enquanto diminui o custo associado ao transporte, de forma a ser o mais competitivo possível.

## 1.2 Objetivos

O presente trabalho tem como objetivo o desenvolvimento de um veículo para transporte de cargas em ambiente industrial, baseado na plataforma existente do BE. Esta dissertação pretende verificar se a plataforma desenvolvida apresenta capacidade de transporte de cargas pesadas em ambiente industrial.

O veículo desenvolvido tem de ser capaz de:

- Transportar oito toneladas no veículo;
- Transportar vinte toneladas a reboque;
- Ser modular;
- Baixo custo de operação.

Para além dos objetivos anteriormente descritos, existem também os objetivos pessoais, uma vez que esta dissertação é o culminar de seis anos de estudo que foram superados com muita dedicação.

Com este projeto pretende-se consolidar, aprofundar e aplicar os conceitos aprendidos durante todo o percurso académico.

A realização deste trabalho em conjunto com o CEiiA teve como objetivo concretizar uma dissertação numa instituição focada no desenvolvimento de produto e ganhar experiência no *design* e dimensionamento de estruturas no meio de alguns dos melhores engenheiros do país.

### 1.3 Calendarização

O plano de trabalho apresentado na Tabela 1 foi o utilizado como referência no desenvolvimento desta dissertação.

Tabela 1 - Calendarização

Tarefas	Data de início	Duração [dias]	Data de fim
Tarefa 1 – Caso de estudo do sistema de acionamento	13/11/2017	92	23/02/2018
Tarefa 2 – Seleção do sistema de acionamento	13/11/2017	92	23/02/2018
Tarefa 3 – Casos de aplicação da suspensão e entrada do sistema de acionamento	26/02/2018	5	03/03/2018
Tarefa 4 – Definir casos de carga da suspensão	26/02/2018	57	20/04/2018
Tarefa 5 – CAD suspensão e plataforma	26/03/2018	25	20/04/2018
Tarefa 6 – Dimensionamento casos de carga	23/04/2018	4	27/04/2018
Tarefa 7 – Dimensionamentos da estrutura	30/04/2018	121	29/08/2018
Tarefa 8 – Escrita	12/02/2018	229	29/09/2018

## 1.4 Organização do relatório

Esta dissertação é constituída principalmente por três capítulos, em que o conhecimento considerado essencial para o desenvolvimento deste projeto se apresenta devidamente organizado e dividido em três partes principais:

- **Revisão bibliográfica**, em que se pretende enquadrar o leitor de como é realizado o projeto de estruturas de veículos, apresentando também o mundo dos veículos autónomos (VA);
- **Desenvolvimento**, onde são estudados diferentes sistemas de acionamento, é verificado o desempenho de cada um e selecionada a melhor configuração para o caso apresentado. São também identificadas as zonas críticas que a estrutura original apresenta e as soluções utilizadas no *design* e dimensionamento, devidamente justificadas. Por fim são revelados os processos de fabrico das diferentes peças e os desenhos detalhados dos conjuntos.
- **Conclusões e propostas de trabalho futuro**, nas quais são apresentados os aspetos que se destacam no desenvolvimento deste trabalho, bem como aspetos que ainda podem ser explorados.





# REVISÃO BIBLIOGRÁFICA



## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 Projeto de estruturas de veículos

A estrutura é um dos elementos mais complexos de projetar num veículo. Esta tem como funções [4]:

- Proteger os ocupantes e a carga;
- Apresentar boa aerodinâmica;
- Apresentar boa aparência;
- Disponibilizar pontos de fixação, com boa durabilidade, para os restantes elementos do veículo.

Devido a todos os requisitos exigidos à estrutura, uma grande parte dos recursos do desenvolvimento de um veículo são aplicados na mesma.

A estrutura de um veículo automóvel pode ser dividida em três partes [5]:

- A parte inferior é constituída maioritariamente pelos painéis do chão e pelas estruturas de colisão. O sistema de propulsão e os restantes componentes do chassi estão ligados a esta subestrutura.
- A parte superior pode ser definida como a estrutura em torno de uma série de aberturas e o suporte para os painéis de superfície do veículo.
- Os fechos incluem as portas e o capô. Estes componentes representam uma grande parte da superfície exterior.

#### 2.1.1 Tipos de estruturas

Ao longo dos anos as estruturas automóveis têm evoluído no sentido de melhorar a performance dos veículos, o que provocou um desenvolvimento de diversos tipos de estrutura, consoante a aplicação prevista do veículo. Atualmente existem três principais tipos de estruturas: *monobloco*, *space frames* e *body on frame*.

### 2.1.1.1 Monobloco

A estrutura monobloco é a estrutura padrão nos veículos dos dias de hoje, sendo a mais eficiente e a que apresenta o melhor processo de construção para produção em massa, com as melhores características de qualidade/preço [5]. Esta estrutura é feita de painéis de aço ou alumínio (0,7 a 2 mm de espessura), que são estampados e soldados aos restantes componentes de forma a criar a estrutura numa série de secções e contornos de painéis. Uma estrutura típica monobloco é apresentada na Figura 1.



Figura 1 – Monobloco do BMW Serie 7 [6]

### 2.1.1.2 Body on frame

Este tipo de construção é muitas vezes aplicado em carrinhas *pick-up* ou *sport utility vehicles* (SUV), uma vez que melhora as características dos veículos para transporte de cargas. Esta estrutura aumenta a capacidade de transporte de cargas, quer no veículo, quer rebocadas, melhorando também a condução em terrenos irregulares [5]. A Figura 2 revela um exemplo de um veículo onde é aplicada uma estrutura *body on frame*.

É uma estrutura de alta resistência, onde são montadas separadamente a cabine, o sistema de acionamento e a suspensão. Estes componentes são isolados por borrachas para melhorar a qualidade de condução, reduzir o ruído e as vibrações. Esta combinação cria uma estrutura muito resistente e duradoura, apesar da baixa rigidez torsional, que é uma característica importante para uma boa condução e boa aderência ao solo. Outros defeitos deste tipo de estruturas são o elevado peso e o centro de massa ser mais alto que nos restantes tipos de estruturas.

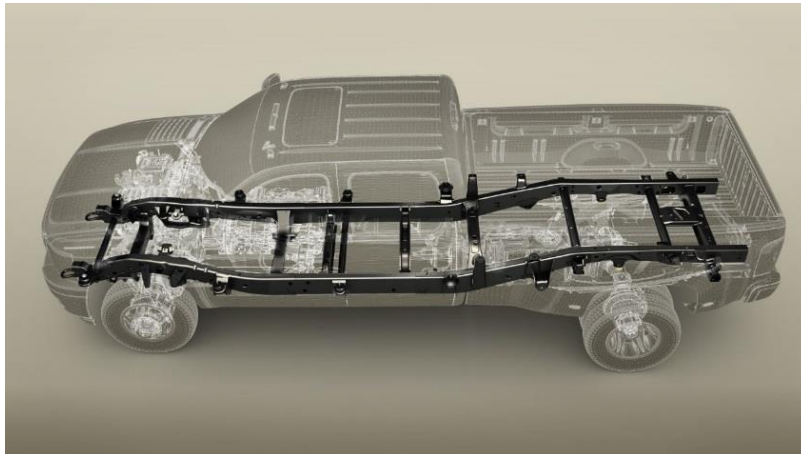


Figura 2 - *Body on frame* do Chevrolet Silverado de 2011 [7]

### 2.1.1.3 Space frames

Este tipo de estrutura é normalmente aplicado em veículos de baixa série e elevada performance, onde a elevada rigidez e baixo peso são primordiais, como é o caso dos carros desportivos. Neste tipo de estruturas é essencial assegurar que todos os planos estejam completamente triangulados, de forma a garantir que a maior parte das cargas aplicadas às barras são de tensão ou compressão [4].

A estrutura *space frame* funciona como um esqueleto estrutural, onde os componentes exteriores e mecânicos são aplicados. Pode ser constituída de uma variada combinação de materiais como aço, alumínio ou compósitos. Na Figura 3 é possível verificar uma estrutura maioritariamente constituída por elementos em compósitos de fibras reforçadas de carbono e alumínio.



Figura 3 - *Space frame* do Alfa Romeo 4C [8]

### 2.1.2 Códigos de dimensionamento

Nos dias de hoje, os veículos que circulam nas ruas apresentam uma uniformidade geral devido às legislações aplicadas aos mesmos. Exemplos como o para-choques e os pilares são altamente legislados, fazendo com que não existam grandes possibilidades de apresentar modelos fora dos padrões impostos. A maior parte das normas são implementadas por motivos de segurança e variam dependendo do mercado alvo do veículo, mas são semelhantes entre elas. Um fabricante que queira ter um veículo global tem de ter a capacidade de cumprir os objetivos dos diversos mercados.

Segundo Macey and Wardle [5], no setor automóvel existem três grandes mercados: Estados Unidos da América (EUA), União Europeia (UE) e Japão.

Nos EUA as normas aplicadas são denominadas *Federal Motor Vehicle Safety Standards* (FMVSS) e são estabelecidas pela *National Highway Transportation Safety Association* (NHTSA) [9].

Na UE a legislação é desenvolvida pela *European Commission* (EC) e diferencia-se da americana devido às diferenças económicas e geográficas. Dentro da UE existem vários países que, para além de seguirem as normas da EC, desenvolveram também um conjunto de regras que aplicam no desenvolvimento dos seus veículos. Existe uma organização adicional às normas, denominada *The European New Car Assessment Program* (Euro NCAP), que tem como objetivo validar testes de colisão dos diferentes veículos e fornecer uma informação imparcial dos mesmos [10].

No Japão as normas são semelhantes às europeias, mas incidem mais nos problemas de densidade de tráfego, sendo o controlo dos veículos um aspeto importante neste mercado.

Os restantes países do mundo baseiam-se nos padrões anteriormente apresentados para criar os seus próprios padrões, apoiando-se também nas normas da *International Organization for Standardization* (ISO). No resto do mundo os veículos são projetados tendo em conta a legislação de cada governo e de grupos de defesa do cliente existentes nos diversos países [5].

### 2.1.3 Materiais utilizados

No desenvolvimento de estruturas mecânicas podem ser utilizados materiais metálicos e não metálicos que podem ser aplicados em conjunto, de forma a irem ao encontro com as propriedades desejadas para as estruturas.

#### 2.1.3.1 Aços

Os aços são compostos principalmente de ferro e carbono, embora apresentem propriedades especiais consoante os elementos de liga que lhe são adicionados [11]. Devido à sua elevada resistência, versatilidade e baixo custo, o aço é considerado adequado para estruturas que serão produzidas em massa, e é um material muito aplicado na indústria automóvel. Quando aplicado em estruturas monobloco, devidamente dimensionadas, pode apresentar soluções surpreendentemente leves [5].

O aço apresenta também uma boa soldabilidade, durabilidade e ductilidade [11], o que faz com que seja bom para o fabrico de formas com algum grau de complexidade.

A principal desvantagem do aço é a corrosão, mas com os novos métodos de construção e os diversos revestimentos este deixou de ser um problema [12].

#### 2.1.3.2 Alumínio

Dependendo dos elementos de liga que o constituem, o alumínio apresenta um conjunto diversificado de propriedades. As suas principais características são a sua baixa massa volúmica e boa resistência à corrosão.

Devido à sua estrutura granular o alumínio, quando trabalhado a frio, tem tendência a endurecer mais rapidamente do que o aço, o que o torna difícil de trabalhar a frio. No entanto o alumínio pode ser extrudido com baixo custo associado, e é várias vezes aplicado em estruturas de baixa produção, como veículos desportivos, onde são desejadas estruturas com baixo peso e boa resistência [5].

As ligas de alumínio tendem a revelar fraca soldabilidade, apresentar soldas frágeis e com uma extensa fusão de material em torno da solda, o que enfraquece a ligação [13]. A evolução dos processos de ligação fez com que as ligas de alumínio sejam cada vez mais usadas em estruturas que apresentam partes em aço e outras em alumínio na sua composição [5], de modo a obter as melhores características possíveis.

#### 2.1.3.3 Materiais poliméricos

Nas estruturas podem também estar aplicados componentes de origem polimérica, que apresentam uma enorme gama de propriedades [5]. Estes reduzem o peso, o tempo de produção e o custo da estrutura.



Os materiais termoplásticos são utilizados quando é necessária resistência ao impacto a baixa velocidade. São facilmente moldáveis em formas complexas, o que faz com que sejam normalmente usados para reduzir a complexidade da montagem e melhorar a flexibilidade do *design* [14]. Vários componentes podem ser compostos por este material, como os para-choques e grelhas.

Os materiais termoendurecíveis têm melhor estabilidade dimensional do que os termoplásticos. São usados onde é necessária resistência a altas temperaturas e pouca ou nenhuma fluência. São muito utilizados em produções de larga escala [15], uma vez que os moldes associados passam a ser económicos.

Os materiais compósitos são normalmente constituídos por um reforço de fibras embutidas em resina. As fibras suportam as cargas mecânicas, enquanto a resina transmite as cargas entre as fibras, o que confere ductilidade e dureza. A resina tem também a função de proteger as fibras de danos devido ao manuseamento ou às condições ambientais [12]. As fibras de carbono são muito leves e apresentam elevada resistência e rigidez. Isto faz com que sejam utilizadas na engenharia aeroespacial, veículos desportivos e outras estruturas que exigem elevado desempenho [16]. Os materiais compósitos reforçados com fibra de carbono são normalmente usados em conjunto com outros materiais para obter uma estrutura rígida e leve [5].

#### 2.1.4 Métodos de união

A maioria das estruturas de engenharia é montada a partir de diferentes componentes que são ligados através de várias técnicas de união [17]. Os métodos de união podem ser desmontáveis ou permanentes, como se observa na Figura 4.

Nas ligações desmontáveis, os elementos de fixação podem ser colocados ou retirados sem causar qualquer dano às peças que foram unidas, como é o exemplo das dobradiças e dos parafusos.

Existem dois tipos de juntas aparafusadas, a denominação das mesmas depende da direção das cargas externas ou forças que atuam sobre a junta. Se a linha de ação das forças na junta for paralela aos eixos dos parafusos, a junta está a sofrer cargas de tensão/tração e é denominada de junta de tensão ou de tração. Se a linha de ação da carga é perpendicular aos eixos dos parafusos, a junta sofre cargas de corte e é designada de junta de corte [18].

As ligações permanentes apresentam elementos de fixação que, uma vez instalados, não podem ser retirados sem que fiquem inutilizados. Apresenta-se como exemplo as ligações rebitadas, juntas adesivas e juntas soldadas.

As ligações rebitadas apresentam um comportamento estrutural muito particular relativamente às ligações aparafusadas devido ao seu processo de construção. Permitem um preenchimento total do furo onde são inseridos os rebites. Por outro

lado, as ligações rebitadas não permitem o controlo do pré-esforço, sendo geralmente admitido um pré-esforço reduzido, que se considera desprezável em projeto. Nas ligações aparafusadas o pré-esforço pode ser controlado, podendo alcançar-se pré-esforços elevados [19].

Os adesivos são utilizados desde há vários séculos, onde eram extraídos de produtos naturais como ossos ou plantas. As juntas adesivas apenas evoluíram significativamente nos últimos 100 anos, hoje em dia são utilizadas em diversas áreas da indústria como a naval, automóvel e aeronáutica [20]. Apresentam uma boa distribuição de tensões sobre a área colada, boa resistência à fadiga, baixo peso e elevada capacidade de amortecimento de vibrações [21]. No entanto, podem necessitar de tratamento das superfícies a ligar e o seu processo de endurecimento pode ser demasiado moroso [22].

As ligações soldadas são realizadas por um processo metalúrgico complexo que normalmente envolve fusão, solidificação, reações do gás/escória/metalo, fenómenos de superfície e reações no estado sólido. A junta de soldadura consiste no cordão de soldadura, zona termicamente afetada e material de base não afetado [23]. Estas ligações apresentam uma grande liberdade na obtenção de peças complexas, elevada rentabilidade, custos reduzidos, grande flexibilidade e possibilidade de automação do processo. As ligações soldadas apresentam dificuldade de soldar peças constituídas por diferentes materiais, e podem sofrer fissuras devido às variações de temperatura durante o processo de soldadura, que provocam diferentes expansões, ou à presença de impurezas [24].

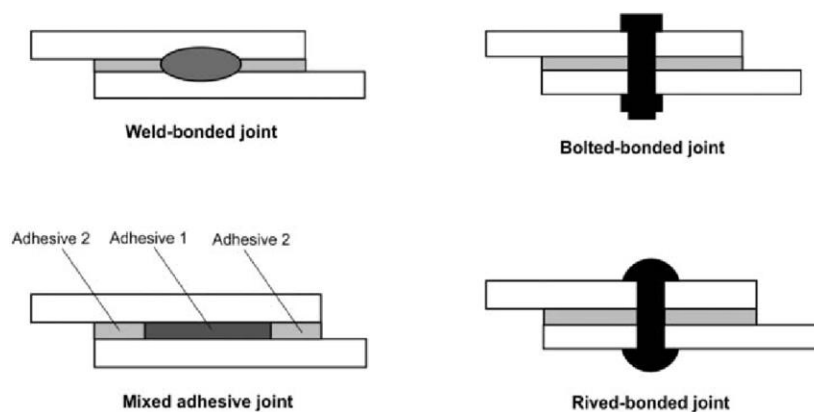


Figura 4 - Diferentes métodos de união [25]

### 2.1.5 Sistemas de acionamento

O sistema de acionamento de um veículo tem como função converter a energia da fonte de alimentação em energia mecânica, e é comandado pelo sistema de controlo. Os sistemas de acionamento podem ser de acionamento linear, onde se inserem os motores lineares, os cilindros pneumáticos e hidráulicos, e de acionamento rotativo, que podem ser de combustão interna, elétricos, híbridos, entre outros [26].

#### 2.1.5.1 Simulação de motores

Os estudos da simulação de motores são realizados com o objetivo conhecer o comportamento dos mesmos para os diferentes casos de carga.

##### 2.1.5.1.1 Características à saída dos motores

A potência e o binário à saída dos motores são calculados através das características que os fabricantes disponibilizam, nomeadamente a potência e binário nominal e máximo.

###### 2.1.5.1.1.1 Rotações

As rotações do motor são a variável utilizada para caracterizar o funcionamento dos motores.

A conversão de rotações por minuto para radianos por segundo é dada por:

$$n_{rad/s} = \frac{n_{rpm} \times \pi}{60}, \quad (2.1)$$

onde:

$n_{rad/s}$  – Rotações do motor em radianos [rad/s];

$n_{rpm}$  – Rotações do motor por minuto [rpm].

###### 2.1.5.1.1.2 Potência

A potência é dividida em potência máxima e nominal. A potência máxima em função do número de rotações é calculada por:

$$P_{m\acute{a}x}(n) = n_{rpm} \times \frac{P_{m\acute{a}x}}{n_{Pm\acute{a}x}}, \quad (2.2)$$

onde:

$P_{m\acute{a}x}(n)$  – Potência máxima em função da rotação do motor [kW];

$P_{m\acute{a}x}$  – Potência máxima característica [kW];

$n_{Pm\acute{a}x}$  – Rotações do motor correspondentes à potência máxima do motor [rpm].

Este cálculo é realizado impondo o limite de potência máxima, caso contrário a mesma estaria sempre a aumentar com o número de rotações. A potência nominal é calculada da mesma forma que a máxima, mas com os valores de potência e rotações nominais.

#### 2.1.5.1.1.3 Binário

O binário também é dividido em máximo e nominal. O binário máximo em função do número de rotações é calculado por:

$$Bin_{m\acute{a}x}(n) = \frac{P_{m\acute{a}x} \times 1000}{n_{rad/s}} \times \eta_{motor}, \quad (2.3)$$

onde:

$Bin_{m\acute{a}x}(n)$  – Binário máximo [N.m];

$\eta_{motor}$  – Rendimento do motor [%].

O valor do binário máximo é calculado sabendo que não pode ultrapassar o valor limite do mesmo, caso contrário, utilizando a equação (2.3), a baixas rotações o valor do binário é demasiado elevado. O binário nominal é calculado da mesma forma que o máximo, mas com os valores nominais.

#### 2.1.5.1.2 Características na roda

##### 2.1.5.1.2.1 Velocidade

A velocidade de rotação da roda é calculada tendo em conta a rotação do motor e a relação de transmissão.

$$V_{roda} = \frac{n_{rad/s} \times r_{roda}}{i}, \quad (2.4)$$

onde:

$V_{roda}$  – Velocidade de rotação da roda [m/s];

$r_{roda}$  – Raio da roda [m];

$i$  – Relação de transmissão [ ].

### 2.1.5.1.2.2 Binário

O binário da roda é calculado em função da relação de transmissão. O binário na roda que normalmente é utilizado é o nominal.

$$Bin_{roda} = Bin_{nom}(x) \times i, \quad (2.5)$$

onde:

$Bin_{roda}$  – Binário na roda [N.m];

$Bin_{nom}(x)$  – Binário nominal [N.m].

A força longitudinal na roda, equivalente ao binário é calculada por:

$$F_{long} = \frac{Bin_{roda}}{r_{roda}}, \quad (2.6)$$

onde:

$F_{long}$  – Força longitudinal [N];

$r_{roda}$  – Raio da roda [m].

### 2.1.6 Automação e controlo

Automação é o conjunto de técnicas baseadas em equipamentos eletrónicos que proporcionam a capacidade de executar tarefas, de forma eficiente, através do uso de informações recebidas do meio sobre o qual atuam [1]. Estas técnicas são previamente programadas pelo homem e controlam a sequência de operações sem ser necessária a intervenção humana, caso não existam falhas no sistema.

O controlo industrial permite realizar operações de controlo de posição, velocidade, aceleração, pressão, entre outras [27], tem um papel fundamental no avanço da engenharia, devido à sua capacidade de comparar o valor real da saída de um processo com o valor desejado, e determinar o valor do erro, emitindo um sinal de controlo usado para reduzir o valor do erro. Nos veículos, os controladores permitem reduzir o consumo de energia, aumentam a segurança, melhoram a condução e o conforto. Com a evolução destes sistemas cada vez mais funções mecânicas vão sendo substituídas por dispositivos eletrónicos [28].

## 2.1.7 Métodos de dimensionamento

### 2.1.7.1 Estados limites últimos

A segurança de uma estrutura é verificada através da análise das regras de equilíbrio estático. Esta depende fundamentalmente da resistência das secções transversais dos elementos, da resistência aos fenómenos de instabilidade e ainda da resistência das suas ligações. Para verificar a segurança de uma estrutura é necessário garantir que as tensões instaladas são menores que as admissíveis [29].

Não existe uma teoria universal, capaz de ser aplicada no dimensionamento de estruturas, mas existe um conjunto de teorias que são utilizadas para esse efeito, sendo cada uma aplicada consoante o caso que se está a estudar.

O comportamento de metais estruturais é classificado como dúctil ou frágil, apesar de desta condição depender da temperatura. Normalmente para materiais dúcteis é aplicado o critério da tensão de cedência e para materiais frágeis o critério da tensão de rutura. Para avaliar a resistência de uma estrutura a cargas cíclicas é também aplicado o critério da tensão limite de fadiga [29].

### 2.1.7.2 Resistência à fadiga

Os diversos componentes das estruturas são frequentemente submetidos a cargas repetidas. As tensões cíclicas resultantes podem levar a danos físicos microscópicos nos materiais envolvidos. Mesmo com tensões muito abaixo da resistência máxima de um determinado material, este dano microscópico pode acumular com um ciclo contínuo até que se desenvolvam fissuras ou outros danos macroscópicos que culminam na falha do componente. Este processo de dano e falha devido a carregamentos cíclicos é denominado de fadiga [30].

A fadiga caracteriza-se pelo comportamento exibido por um material quando submetido a cargas alternadas ou repetidas, sendo este diferente do comportamento do material quando submetido a cargas permanentes. A fadiga assinala-se fundamentalmente por três particularidades principais: a perda de resistência mecânica, perda de capacidade de deformação plástica e aumento da incerteza relativa ao tempo de utilização [31].

Quanto ao número de ciclos a fadiga pode ser oligocíclica ou supercíclica [32], como é representado na Figura 5.

Fadiga Oligocíclica	Fadiga Supercíclica
<ul style="list-style-type: none"> <li>• <math>N &lt; 10^4</math>-<math>10^5</math> Ciclos</li> <li>• Deformação plástica generalizada</li> <li>• <math>\sigma &gt; \sigma_{ced}</math></li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• <math>N &gt; 10^4</math>-<math>10^5</math> Ciclos</li> <li>• Deformação plástica localizada</li> <li>• <math>\sigma &gt; \sigma_{ced}</math></li> </ul>

Figura 5 - Caracterização do fenómeno de fadiga

N representa o número de ciclos de carga aplicados ao elemento estudado.

#### 2.1.7.2.1 Mecanismos de rutura por fadiga

A rutura provocada por fadiga consiste na formação de fissuras que geralmente têm origem em descontinuidades, tais como variações na secção ou geometria, inclusões e defeitos superficiais, que atuam como intensificadores de tensão. Mesmo assim, o efeito da fadiga também pode aparecer em peças que não apresentam zonas de concentração de tensões e com superfícies devidamente polidas [33].

Como se pode verificar na Figura 6, existem três estados durante a rutura por fadiga: a nucleação, propagação da fissura e rutura final [34].

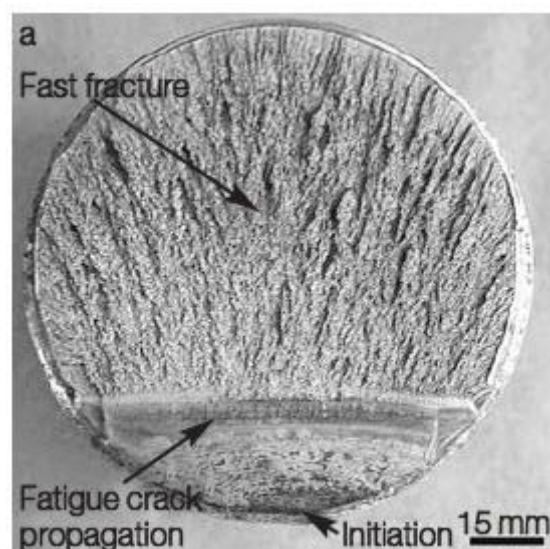


Figura 6 - Rutura por fadiga [35]

##### 2.1.7.2.1.1 Nucleação

A nucleação caracteriza-se pela iniciação de uma ou mais microrroturas derivadas de deformações plásticas cíclicas, seguidas de uma propagação desta deformação ao nível

cristalino dos materiais. Normalmente, nesta fase, as fissuras ainda não são visíveis a olho nu [29].

#### 2.1.7.2.1.2 Propagação da fissura

A propagação da fissura ocorre quando as microrroturas passam a macro, formando superfícies de fratura semelhantes a discos paralelos, separados por sulcos. Estas fissuras em forma de discos geralmente apresentam uma orientação normal à direção da tensão máxima aplicada [32]. A progressão desenvolve-se com diversas mudanças de direção, o que faz com que esta zona de rutura seja ondulada, e conhecida como marca de praia [29].

#### 2.1.7.2.1.3 Rutura

Quando a secção da peça sujeita à fadiga fica suficientemente pequena, incapaz de suportar as cargas, ocorre a rutura final. Esta rutura pode ser frágil, dúctil ou uma combinação de ambas [29]. Observando a zona de rutura, a mesma revela aspetos característicos deste tipo de rutura, nomeadamente duas zonas distintas, a zona de rutura por fadiga, de aspeto mais liso e onde não houve deformação plástica aparente, e a zona de rutura final, de aspeto rugoso devido à elevada deformação plástica.

#### 2.1.7.2.2 Dimensionamento à fadiga

A maioria dos ensaios das propriedades dos materiais à fadiga estão relacionados com o diagrama tensão-deformação, onde a carga é aplicada gradualmente, de forma a dar tempo suficiente para a deformação se desenvolver plenamente. A peça é ensaiada até à destruição, o que faz com que as tensões sejam aplicadas apenas uma vez. Ensaios deste género são realizados em condições estáticas, muito próximas das reais a que muitos elementos estruturais e de máquinas estão sujeitos [29].

##### 2.1.7.2.2.1 Métodos tensão-vida

O método tensão-vida, ou S-N, foi a primeira aproximação usada para tentar perceber e quantificar a fadiga nos metais. Este continua a ser um método amplamente utilizado em aplicações de projeto, onde as tensões aplicadas se encontra dentro da zona plástica do material, e a fadiga é supercíclica [36].

##### 2.1.7.2.2.2 Curvas de Wöhler ou S-N

A análise dos resultados obtidos nos ensaios de fadiga baseia-se em curvas de tensão aplicada em função do número de ciclos de rutura, denominadas curvas de Wöhler. Estas curvas são características dos materiais e baseiam-se em ensaios de fadiga,



realizados submetendo provetes a ciclos de tensão, com uma amplitude constante [37].

A Figura 7 é o exemplo de como normalmente são as curvas de Wöhler. Analisando a mesma, é possível verificar que para o aço, o diagrama S-N torna-se horizontal em algum ponto. A resistência nesse ponto é denominada de tensão limite de fadiga ( $S'_e$ ) e ocorre entre  $10^5$  e  $10^6$  ciclos. O apóstrofo em  $S'_e$  refere-se ao limite de fadiga da peça controlada em laboratório. Os materiais não ferrosos, como é o caso do alumínio, não exibem uma tensão limite de fadiga, para estes apenas uma resistência à fadiga para um determinado número de ciclos pode ser calculada [29].

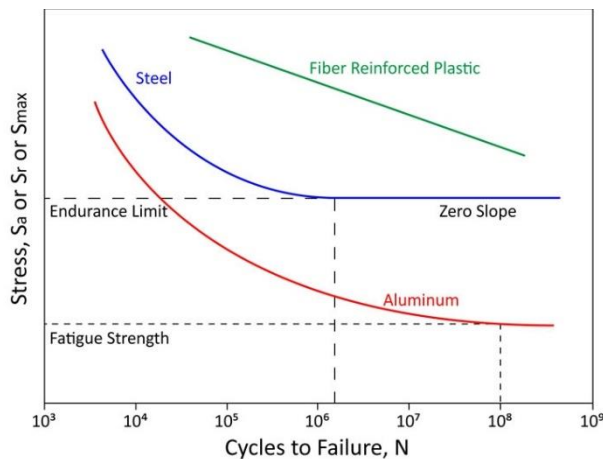


Figura 7 - Curvas de Wöhler [38]

Segundo eFatigue [39], a tensão limite de fadiga,  $S'_e$ , em função do número de ciclos, é calculada através da seguinte equação:

$$S'_e = S_{f_i} \times (N_{FL})^{b'} \quad (2.7)$$

onde:

$S'_e$  – Tensão limite de fadiga testado em condições controladas [Pa];

$S_{f_i}$  – Interceção da curva de fadiga [Pa];

$b'$  – Expoente de resistência à fadiga [ ];

$N_{FL}$  – Número de ciclos [ ].

#### 2.1.7.2.2.3 Fatores modificadores da tensão limite de fadiga

As tensões obtidas nas curvas de Wöhler são baseadas em várias condições controladas que não serão as mesmas numa peça real. Marin [40] identifica diversos fatores modificadores que são definidos e utilizados com o objetivo de considerar as

diferenças entre a peça ensaiada em condições controladas e o componente real a ser projetado.

Estes fatores quantificam os efeitos da condição da superfície, do tamanho, do carregamento, temperatura, confiabilidade e efeitos variados. O carregamento é considerado simples e reversível.

A equação que quantifica a tensão limite de segurança no local crítico da peça é [40]:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S'_e, \quad (2.8)$$

onde:

$k_a$  – Fator de modificação da condição de superfície;

$k_b$  – Fator de modificação de tamanho;

$k_c$  – Fator de modificação de carga;

$k_d$  – Fator de modificação de temperatura;

$k_e$  – Fator de confiabilidade;

$k_f$  – Fator de modificação por efeitos variados;

$S_e$  – Tensão limite de fadiga no local crítico da peça [Pa].

Quando não é possível realizar ensaios de fadiga nas peças projetadas, são realizadas estimativas aplicando os fatores de Marin ao limite de fadiga.

#### 2.1.7.2.2.3.1 Fatores de superfície $k_a$

A superfície da peça testada em condições controladas é altamente polida de forma a eliminar quaisquer riscos de iniciação de fissura que possa existir. O fator de modificação de superfície depende da qualidade de acabamento da peça que está a ser projetada e da resistência de tração do material da peça. Noll and Lipson [41], depois da análise de diversos dados relativos à tensão limite de fadiga e à resistência à tração, definiram que estes podem ser representados por:

$$k_a = a' S_{ut}^{c'}, \quad (2.9)$$

onde  $S_{ut}$  é a resistência à tração,  $a'$  e  $c'$  são fatores encontrados na Tabela 2.

Tabela 2 - Parâmetros para o fator de modificação de superfície de Marin [29]

Acabamento superficial	Fator $a'$ (se $S_{ut}$ em MPa)	Expoente $c'$
Retificado	1,58	-0,085
Maquinado ou laminado a frio	4,51	-0,265
Laminado a quente	57,7	-0,718
Forjado	272	-0,995

#### 2.1.7.2.2.3.2 Fator de tamanho $k_b$

O fator de tamanho  $k_b$  para flexão e torção pode ser expresso como [42]:

$$k_b = \begin{cases} (d/7,62)^{-0,107} = 1,24d^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51\text{mm} \\ 1,51d^{-0,157} & 51 \leq d \leq 254\text{mm} \end{cases} \quad (2.10)$$

onde  $d$  representa o diâmetro do componente.

Para carregamento axial não há efeito de tamanho, assim sendo:

$$k_b = 1 \quad (2.11)$$

Quando a secção da peça a projetar não é circular é necessário usar uma dimensão efetiva  $d_e$ , que se obtém igualando o volume de material tensionado com 95% da tensão máxima, ao mesmo volume de uma peça circular [43].

No caso de peças com secção retangular de dimensões  $b \times h$  o valor do diâmetro equivalente pode ser calculado por [29]:

$$d_e = 0,808(b \times h)^{1/2}. \quad (2.12)$$

#### 2.1.7.2.2.3.3 Fator de carga $k_c$

O fator de carga surge porque o carregamento não é necessariamente uma flexão rotacional [42]. Assim sendo, existem os seguintes valores médios que podem ser aplicados como fator de carga [44]:

$$k_c = \begin{cases} 1 \text{ flexão} \\ 0,92 \text{ axial, } S_u \leq 1500 \text{ MPa} \\ 1 \text{ axial, } S_u > 1500 \text{ MPa} \\ 0,58 \text{ torção} \end{cases} \quad (2.13)$$

onde:

$h$  – Altura da secção [mm];

$b$  – Comprimento da base da secção [mm].

#### 2.1.7.2.2.3.4 Fator de temperatura $k_d$

Quando as temperaturas operacionais estão abaixo da temperatura ambiente, a fratura frágil é uma possibilidade forte e deve ser investigada primeiro. Quando as temperaturas operacionais são mais altas que a temperatura ambiente, a cedência deve ser avaliada, porque a tensão de cedência cai muito rapidamente com o aumento da temperatura. Qualquer tensão induzirá fluência num material que opere a altas temperaturas.

Assim sendo, os valores do fator de temperatura podem ser verificados na Tabela 3.

Tabela 3 - Efeito da temperatura de operação na resistência de tração do aço [29]

Temperatura, °C	$k_d$
20	1,000
50	1,010
100	1,020
150	1,025
200	1,020
250	1,00
300	0,975

#### 2.1.7.2.2.3.5 Fator de confiabilidade $k_e$

A maior parte dos dados de resistência à fadiga é relacionada através de valores médios. Haugen and Wirsching [45] apresentam dados com desvio padrão da

resistência à fadiga de menos de 8%. Assim sendo desenvolveram o seguinte método para determinar o fator de confiabilidade:

$$k_e = 1 - 0,08z_a, \quad (2.14)$$

onde os valores de  $z_a$  e de  $k_e$  são apresentados na Tabela 4.

Tabela 4 - Fator de confiabilidade [29]

Confiabilidade [%]	$z_a$	$k_e$
50	0	1,000
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659

#### 2.1.7.2.2.4 Fator de modificação para efeitos variados $k_f$

O fator  $k_f$  é proposto como um lembrete de que todos os outros efeitos podem também levar a uma redução da tensão limite de fadiga, apesar de não estarem sempre presentes na peça.

Existem diversos efeitos que podem afetar a resistência à fadiga. Um deles são as tensões residuais, que podem melhorar ou prejudicar a tensão limite de fadiga. Normalmente, se a tensão residual à superfície da peça for de compressão, o limite de fadiga melhora. Em peças que operem em atmosferas corrosivas é necessário ter em conta o efeito que a corrosão terá na resistência à fadiga da mesma [29]. Mas a corrosão e a aplicação de tensões na peça ocorrem ao mesmo tempo. Assim sendo, com o tempo, qualquer peça falhará quando sujeita a tensões repetidas numa atmosfera corrosiva, não existindo uma tensão limite de fadiga.

#### 2.1.7.2.3 Tensões flutuantes

Diversas aplicações práticas de fadiga em materiais revelam um padrão de tensões, como é o caso de máquinas rotativas. Existem também outros padrões, irregulares,

que ocorrem nos materiais. No entanto, é possível defini-los com ciclos de tensão que apresentam um único máximo e mínimo. Este efeito é denominado de tensão de amplitude constante [30].

A Figura 8 revela diferentes ciclos de fadiga que podem ser aplicados, tais como: a) ciclo de cargas de tração/compressão; b) tensão repetida; c) tensão não sinusoidal.

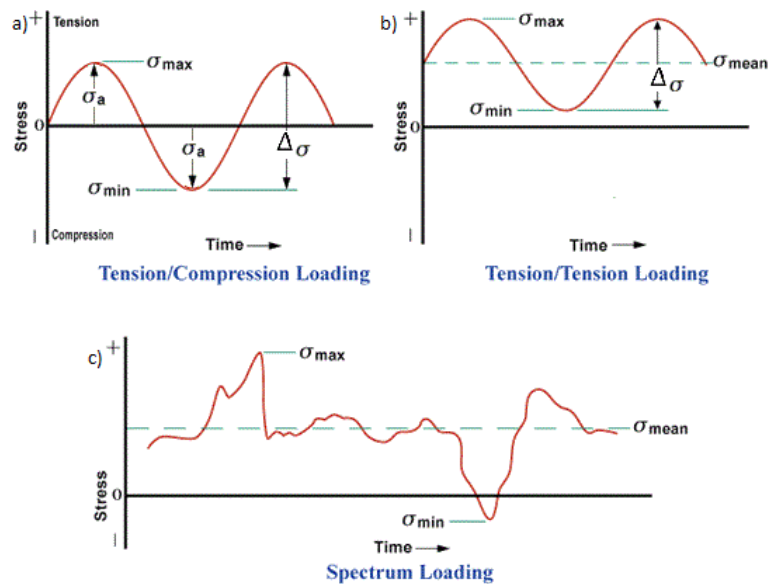


Figura 8 - Ciclos de tensão de fadiga (adaptado de [46])

Ao analisar a Figura 8 é possível concluir os seguintes parâmetros:

A variação de tensão,  $\Delta\sigma$  [Pa], é definida como:

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min}, \quad (2.15)$$

onde:

$\sigma_{max}$  – Tensão máxima [Pa];

$\sigma_{min}$  – Tensão mínima [Pa].

A tensão média,  $\sigma_{média}$  [Pa], é calculada por:

$$\sigma_{média} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}, \quad (2.16)$$

E a amplitude,  $\sigma_a$  [Pa]:

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right|. \quad (2.17)$$

Adicionalmente existe a razão de tensão, R:

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}, \quad (2.18)$$

e a razão de amplitude, A:

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_{média}}. \quad (2.19)$$

O ciclo de tensões cujo valor de tensão média é zero, pode ser definido apenas com a amplitude, ou com o valor da tensão máxima. Se a tensão média não for zero, como é o caso da Figura 8 b), é necessária a combinação de pelo menos dois valores independentes para especificar o carregamento. Algumas combinações que podem ser usadas são a amplitude com a tensão média e tensão máxima com a razão de tensão.

Um ciclo completamente invertido é aquele que apresenta uma tensão média igual a zero ou uma razão de tensões igual a menos um (-1) [30], como na Figura 8 a).

Existe também um ciclo denominado de zero-tensão máxima, que se refere ao caso em que a tensão mínima é zero, ou a razão de tensões é zero e os valores de tensão são todos ou positivos, ou negativos.

#### 2.1.7.2.3.1 Critérios de falha por fadiga para tensões flutuantes

Na análise e projeto de estruturas é comum usar gráficos como o da Figura 9, que representam a resistência à fadiga de uma peça sujeita a tensões flutuantes. Na análise de um diagrama entre a amplitude de tensão e a tensão média, a ideia inicial era de que existia um lugar geométrico que dividia as combinações seguras, das combinações inseguras de  $\sigma_a$  e  $\sigma_m$ . Assim sendo foram propostas a parábola de Gerber (1874), a linha de Goodman (1890) e a linha de Soderberg (1930). À medida que foram revelados novos estudos ficou claro que o critério de fadiga em vez de ser um valor exato era uma zona onde a probabilidade de falha pode ser estimada [29].

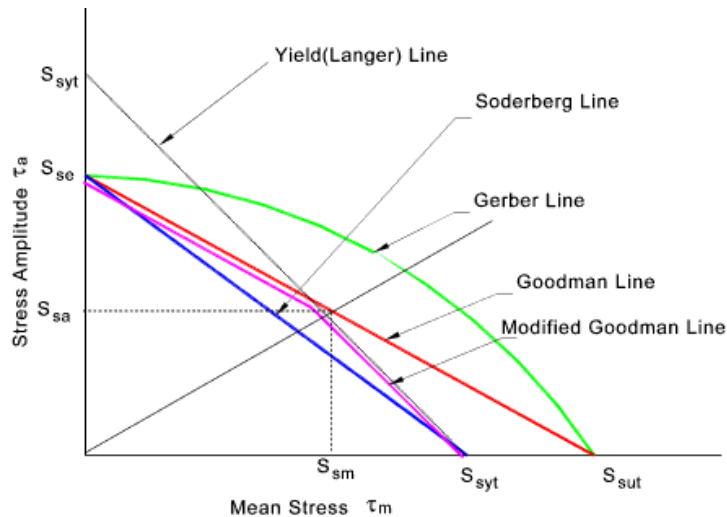


Figura 9 - Diagrama de fadiga com diversos critérios de falha [47]

Na Figura 9 estão representados diversos diagramas como os dos critérios de falha de Soderberg, Goodman modificado e de Gerber. É possível concluir que o critério de Goodman é o mais conservador, mas é determinístico, enquanto o fenômeno de fadiga não o é.

O diagrama de Goodman modificado é usado como referência, uma vez que é uma linha reta e a sua álgebra é linear e simples [29].

A equação de critério para a linha de Goodman modificada é:

$$\frac{S_a}{S_{er}} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1, \quad (2.20)$$

onde:

$S_a$  – Tensão alternada [Pa];

$S_{er}$  – Tensão limite de fadiga [Pa];

$S_m$  – Tensão média [Pa].

Soderberg propôs uma ligeira modificação ao diagrama simplificado de Goodman, ou seja, o valor do eixo das abcissas passou do valor de resistência à tração do material, para o valor da tensão de cedência [48]. A relação de Soderberg representa-se por:

$$\frac{S_a}{S_{er}} + \frac{S_m}{S_y} = 1, \quad (2.21)$$

onde:

$S_y$  – Tensão de cedência [Pa].



O critério de falha de Gerber baseia-se nos valores de tensão média e alternada, sendo este o método menos conservativo [49]. Pelo critério de falha de Gerber a peça resiste se cumprir:

$$\frac{S_a}{S_{e'}} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1. \quad (2.22)$$

A análise dos elementos à fadiga pode ser realizada determinando os valores de resistência à fadiga de cada componente, utilizando os critérios de falha anteriormente apresentados, e comparar com as tensões aplicadas no elemento em estudo [29].

### 2.1.7.3 Ferramentas de cálculo

Nos dias de hoje, os engenheiros têm uma grande variedade de recursos disponíveis que os auxiliam na resolução de problemas de dimensionamento de estruturas. O desenvolvimento de estruturas mecânicas baseia-se no desenho mecânico. Uma das tecnologias utilizadas no desenho mecânico é o desenho assistido por computador, *computer-aided design* (CAD), que permite o desenvolvimento de produtos tridimensionais (3D).

Com estes desenhos 3D é possível conhecer de forma rápida e com boa precisão as diferentes propriedades mássicas, tais como a inércia, a massa e o centro de massa da peça [29]. A ferramenta CAD permite também o desenvolvimento de diagramas detalhados dos diferentes processos, tolerâncias e dimensionamentos, o que é essencial durante a fase de projeto.

Para avaliar os desenhos obtidos pelo CAD é utilizado o método de elementos finitos (MEF). O MEF tem sido amplamente utilizado para avaliar as tensões nas diversas peças a projetar, permitindo analisar o efeito das cargas estáticas e dinâmicas na distribuição de tensões [50].

Um componente mecânico é uma estrutura contínua elástica, e o MEF divide esta estrutura num número finito de elementos com características bem definidas. O comportamento de cada elemento é desenvolvido utilizando funções polinomiais juntamente com operações matriciais que têm em conta os materiais e as propriedades geométrica dos elementos. Podem ser aplicadas cargas na superfície das peças ou nos nós dos elementos.

Os nós são entidades fundamentais, uma vez que são o ponto de conexão entre elementos, onde as propriedades elásticas do elemento são estabelecidas e onde são atribuídas as condições fronteira. Os nós apresentam graus de liberdade (*degrees of freedom* ou DOF), como representado na Figura 10.

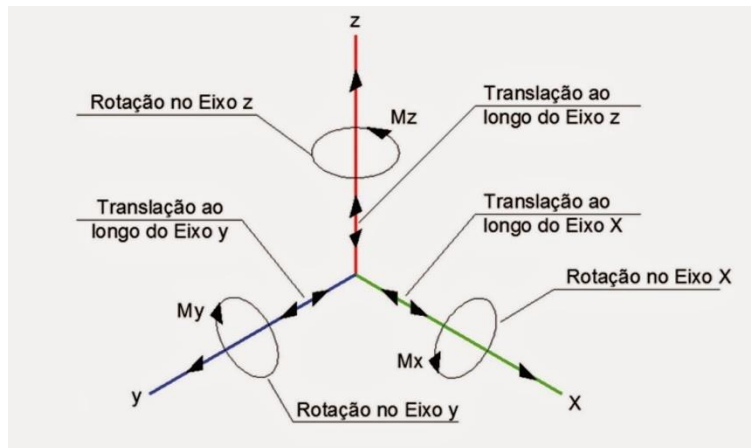


Figura 10 - Graus de liberdade [51]

Os DOF são os movimentos de rotação ou translação independentes que podem existir em cada nó. Existem três graus de liberdade para cada tipo de movimento. Quando todos os elementos estiverem devidamente definidos numa matriz local, estes são ligados através dos seus nós em comum numa matriz global.

Aplicando as forças e condições fronteira nos DOF e usando operações matriciais, todos os valores de deslocamentos nos graus de liberdade são determinados. Sabendo os deslocamentos existentes nos nós dos elementos é possível determinar as tensões através das equações de elasticidade [29].

Para utilizar o MEF é usual recorrer a ferramentas de cálculo assistido. A utilização destas ferramentas tornou-se indispensável para o dimensionamento das diversas estruturas que são utilizadas diariamente, uma vez que antes de se realizarem ensaios destrutivos, atualmente é utilizada a simulação de estruturas. Através destas simulações, é possível observar o comportamento da estrutura quando sujeita a diferentes esforços. Com os resultados obtidos é possível alterar materiais, dimensões ou perfis numa fase precoce do projeto, sem que haja destruição de estruturas reais.

Os diversos programas de simulação têm vindo a evoluir de uma forma exponencial, havendo atualmente simulações completas com um erro bastante reduzido. Assim sendo, é seguro admitir que os ensaios virtuais são cada vez mais fiáveis. Existem diversos *softwares* de simulação a usar o MEF, tais como SolidWorks, ABAQUS e CATIA V5.

## 2.2 Veículos autônomos

Os VA são plataformas capazes de desempenhar as suas funções sem intervenção humana. O objetivo dos VA é reduzir a necessidade de intervenção humana durante a execução das funções desejadas e aproveitar as suas capacidades de análise, decisão e precisão, para cumprir objetivos com o mínimo de falhas possível. Estes têm sido utilizados em aplicações militares há mais de 60 anos. Exemplos de VA militares são os torpedos e satélites. São também utilizados para mover objetos ou realizar tarefas em diversos locais como parques industriais, armazéns, portos ou trabalhos de risco.

Existem três tipos de sistemas de VA: *scripts*, supervisionados e inteligentes [52]. Os primeiros usam um *script* pré-planeado com um modelo para atingir o objetivo pretendido. Os supervisionados utilizam algumas ou todas as funções de deteção e planeamento para realizar as atividades associadas a um veículo autónomo, enquanto aproveitam também as habilidades do ser humano operador para perceber melhor os dados dos sensores. Os inteligentes utilizam a tecnologia para receber e interpretar a informação adquirida pelos sensores e tomar as decisões necessárias de forma a cumprir o seu objetivo [52].

### 2.2.1 Tipos de veículos autônomos

Devido à diversidade de configurações que os VA podem adotar, usualmente estes são divididos consoante o tipo de utilização e funcionalidade.

#### 2.2.1.1 Tipos de utilização

Os VA são capazes de realizar funções na água, no ar, ou em terra. No ar há o exemplo dos drones e satélites utilizados a nível militar. VA aquáticos são normalmente utilizados pela marinha para reconhecimento do fundo marítimo. Os terrestres são cada vez mais utilizados em diversas áreas, desde o exército, para desarme de explosivos como na Figura 11, às empresas para transporte de mercadorias.



Figura 11 - Veículo militar autônomo [53]

### 2.2.1.2 Funcionalidades

No que toca às funcionalidades, são abordados apenas os veículos de transporte de cargas industriais, uma vez que estes são o foco desta dissertação. Neste sector, existem diferentes AGV, tais como os empilhadores, os veículos de reboque, os veículos de carga unitária, os de cargas leves, médias e pesadas. De seguida é apresentada uma breve descrição de todos estes tipos de AGV.

#### 2.2.1.2.1 Empilhador

O empilhador, como o da Figura 12, é capaz de descarregar, transportar e empilhar autonomamente uma carga normalmente transportada em paletes. É ideal para aplicações onde a carga tem de ser transportada desde o nível do chão até uma determinada altura [54].



Figura 12 - Veículo empilhador [55]

#### 2.2.1.2.2 Veículos de reboque

Os veículos de reboque, como os da Figura 13, são utilizados para deslocar uma elevada quantidade de carga, uma vez que têm a capacidade de movimentar várias massas devido à sua capacidade de acoplamento de vários reboques formando um comboio. O transporte dos materiais é previsível e planeado de forma eficiente. Os veículos de reboque podem ser aplicados em diversas utilizações, inclusive movimento de cargas desde o interior até ao exterior dos edifícios [56].

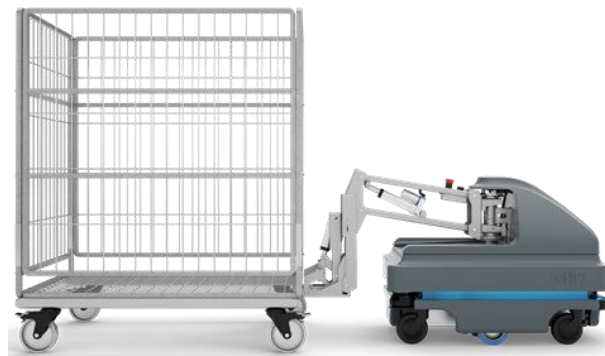


Figura 13 - Veículo de reboque [57]

### 2.2.1.2.3 Veículos de carga unitária

Os veículos de carga unitária são utilizados para movimentar paletes, grandes recipientes ou manipulação de rolos. A utilização destes AGV reduz o tráfego dos corredores e melhora a capacidade de programação dos circuitos de utilização, e reduz o tempo de transporte [58].

#### 2.2.1.2.3.1 Veículos de carga leve

Os veículos de carga leve são de pequena dimensão, e transportam cargas ligeiras, normalmente utilizados para movimentar pequenas peças. Têm boa capacidade de manobra em áreas apertadas, podem até ser utilizados em ambiente de escritório para entregar documentos [58]. A Figura 14 representa um dos veículos de carga.



Figura 14 - Veículo de carga leve [59]

#### 2.2.1.2.3.2 Veículos de carga média

Estes veículos são capazes de transportar cargas até à ordem de massa na casa das toneladas. Normalmente utilizados para transporte de paletes, tambores e caixas no chão de fábrica, como os da Figura 15. Os veículos de carga média são produzidos de forma personalizada para a função que o utilizador pretende [54].



Figura 15 - Veículo de carga média [60]

#### 2.2.1.2.3.3 Veículos de cargas pesadas

Os veículos de cargas pesadas têm capacidade de elevação de centenas de toneladas e são ideais para lingotes, bobinas, placas e outros materiais normalmente transportados por guindastes [61]. Um exemplo destes veículos é o da Figura 16.



Figura 16 - Veículo de carga pesada [62]

#### 2.2.2 Legislação aplicável a veículos autónomos

A legislação dos veículos totalmente autónomos ainda se encontra numa fase muito embrionária, uma vez que estes têm circulado na via apenas em fase de testes e sempre com um humano a supervisionar a condução de forma a detetar as possíveis falhas e prevenir acidentes rodoviários. No entanto, na Alemanha foi aprovado, a 12 de maio de 2017, o projeto de lei que regula o uso deste tipo de tecnologias [63]. Este projeto de lei diz que no futuro tais veículos serão permitidos quando o sistema técnico puder assumir o controlo por um tempo específico ou em determinadas situações, mas a última responsabilidade permanece nos humanos. O condutor deve ser capaz de intervir nos sistemas automatizados, por exemplo, se as condições meteorológicas deteriorarem demais os sensores.

Em caso de acidente ou falha técnica deve existir uma caixa negra que regista os dados essenciais da viagem e que pode ser usada para esclarecer, após um acidente, se a falha foi da tecnologia (do fabricante) ou do utilizador [64].

Esta lei é considerada um primeiro passo para um quadro jurídico vinculativo na direção da automatização dos veículos que será indispensável, quer para os fabricantes, quer para os utilizadores. Atualmente sabe-se que algumas questões precisam de ser reavaliadas, tendo em consideração também os resultados do comité de ética.

Acima de tudo, na lei precisa de ser revista a atribuição de responsabilidades em caso de acidente, mas também os requisitos para o uso pretendido dos veículos, para a proteção de dados e as consequências para os consumidores [64].

Atualmente existem diversas empresas a explorar o universo dos VA, tais como a Google, a Uber e a Tesla, que se encontram em fase de testes de diversos veículos.

Não se prevê o desenvolvimento de legislação relativamente aos VA até que exista um fabricante com um veículo praticamente completo, com uma elevada capacidade de controlo e com uma taxa de falhas muito reduzida. De facto, existem questões éticas difíceis de resolver e o público alvo precisa de ser convencido que os veículos aumentam a eficiência do transporte e são mais seguros do que os veículos guiados por humanos, o que aparenta necessitar de vários anos de conquista.

### 2.2.3 Padrões de segurança no desenvolvimento de um AGV

No desenvolvimento de um AGV é necessário cumprir normas de segurança, que são disponibilizadas pela *Industrial Truck Standards Development Foundation (ITSDF)*. A ITSDF tem como objetivo definir requisitos de segurança relacionados com elementos de projeto, operação e manutenção, bem como a padronização das dimensões principais, de forma a facilitar a permutabilidade e o teste de veículos industriais [65].

Na área do desenho e construção, as normas estão divididas em dois tipos de veículos: veículos de reboque e veículos de transporte de cargas.

#### 2.2.3.1 Capacidade nominal de veículos de reboque

Veículos de reboque têm de apresentar um método de distribuição das forças de tração, um limite de força de tração e uma capacidade nominal de tração definida.

Os testes de avaliação da força de tração devem ser realizados nas seguintes condições [66]:

1. Numa zona que apresente superfície seca, com a bateria que será a aplicada no veículo;
2. Num percurso de 61 metros, com a capacidade nominal de reboque;

3. O veículo deve acelerar até à sua velocidade nominal durante cada teste, e as cargas devem ser cíclicas e repetidas pelos menos 6 vezes por hora;
4. Teste contínuo até atingir uma temperatura estável durante pelo menos uma hora.

### 2.2.3.2 Capacidade nominal de veículos de transporte de cargas

Nos veículos de transporte de cargas na estrutura devem ter estabelecida qual a sua capacidade de carga.

Se o veículo também tiver capacidade de reboque, deve cumprir também os parâmetros apresentados nos testes de veículos de reboque.

Para definir a capacidade de carga neste tipo de AGV devem ser realizados testes nas seguintes condições [66]:

- a) Veículos com carga nominal;
- b) Veículo descarregado.

Os testes devem ser feitos segundo os seguintes métodos:

1. Deslocamento de 61 metros com a carga nominal;
2. Deslocamento de 61 metros em vazio;
3. O veículo deve acelerar até à velocidade nominal durante cada deslocamento, e as cargas devem ser repetidas pelos menos 6 vezes por hora;
4. Teste contínuo até atingir uma temperatura estável durante pelo menos uma hora.

## 2.2.4 Projeto de veículos autónomos

### 2.2.4.1 Projeto da estrutura

O projeto da estrutura do veículo tem por base definir diferentes casos de carga, conhecer como é que as tensões se distribuem ao longo da estrutura e dimensionar a mesma consoante as propriedades limite dos materiais e as geometrias utilizadas.

Para saber como é que as tensões se distribuem na estrutura, é necessário conhecer as características das forças aplicadas. Uma abordagem para conhecer estas características é pelo método da distribuição de cargas [4].

#### 2.2.4.1.1 Distribuição de cargas

Neste subcapítulo será abordada a forma de calcular as forças aplicadas em cada roda do veículo, tendo em conta diferentes casos de carga. Com este estudo será possível perceber o desempenho do veículo, a sua estabilidade e capacidade de curvar a diferentes velocidades, com diferentes cargas aplicadas no mesmo.



Uma vez que, num caso real, a distribuição de cargas no veículo varia constantemente, serão efetuadas várias simplificações de forma a poder calcular esta distribuição de tensões. As equações apresentadas foram obtidas tendo em conta o equilíbrio estático.

#### 2.2.4.1.1.1 Distribuição longitudinal

Quando um veículo altera a sua velocidade, é gerada uma força de inércia. Como o centro de gravidade (CG) do veículo está acima da superfície de rolamento, a inércia produz uma transferência de carga de um eixo para o outro. Enquanto acelera, o peso é transferido do eixo da frente para o de trás, e vice-versa quando desacelera [67]. Para obter uma observação completa de todas as forças a atuar no corpo, seriam necessárias as coordenadas dos centros de gravidade de todos os componentes. Normalmente estas coordenadas não são todas conhecidas, assim sendo, uma gama de momentos fletores ao longo do veículo não são calculáveis.

Um modelo simplificado, considerando uma força de inércia gerada no CG do veículo, pode fornecer informação útil sobre a distribuição de cargas em cada eixo considerando acelerações e desacelerações no veículo [4]. O modelo simplificado apresentado tem em consideração que este é um veículo de tração traseira. Na distribuição de cargas longitudinal, apenas é considerado um movimento linear, ou seja, não são consideradas forças na direção do eixo  $y$ . Os eixos de referência são revelados na Figura 17.

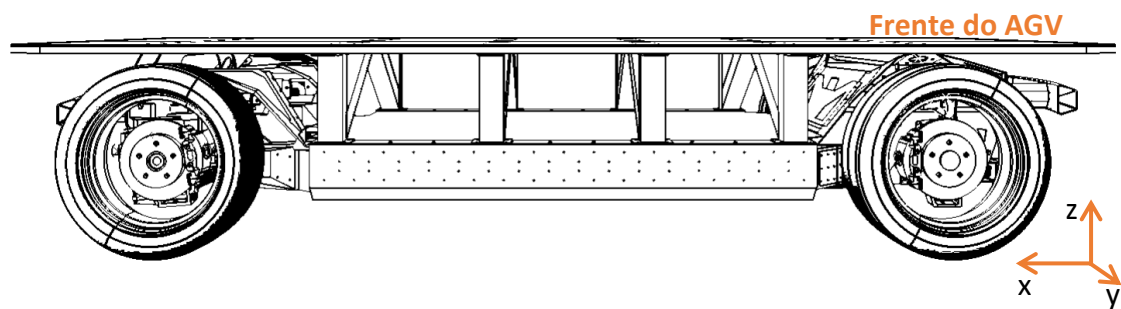


Figura 17 - Eixos de referência (elaboração própria)

#### 2.2.4.1.1.1.1 Velocidade constante

Quando o movimento é realizado a uma velocidade constante não existe aceleração. Assim sendo, as forças na direção do eixo  $x$  são nulas.

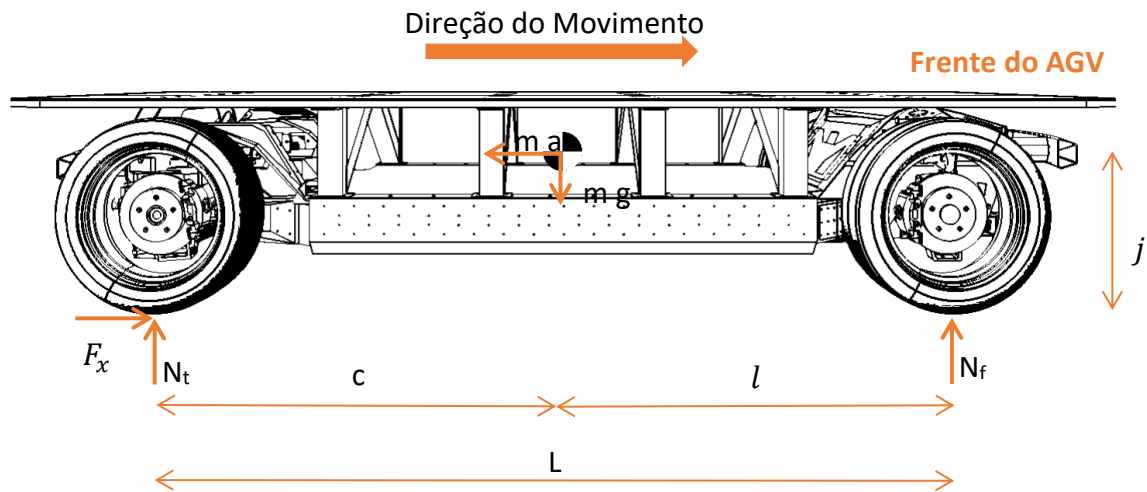


Figura 18 - Distribuição de cargas a velocidade constante (elaboração própria)

Analisando a Figura 18, é possível retirar as seguintes equações de equilíbrio estático:

- Através do somatório das reações em x:

$$m a = F_x, \quad (2.23)$$

- Somatório das reações em z:

$$m g = N_f + N_t, \quad (2.24)$$

- Momentos relativos ao contacto da roda de trás:

$$N_f = \frac{m g c}{L}, \quad (2.25)$$

- Momentos relativos ao contacto da roda da frente:

$$N_t = \frac{m g l}{L}, \quad (2.26)$$

onde:

$m$  – Massa total do veículo [kg];

$a$  – Aceleração do veículo [ $m/s^2$ ];

$F_x$  – Forças no eixo do x [N];

$g$  – Aceleração da gravidade [ $m/s^2$ ]

- $N_f$  – Reação no eixo do z, da roda da frente [N];
- $N_t$  – Reação no eixo do z, na roda de trás [N];
- $l$  – Distância entre a roda da frente e o centro de massa [m];
- $c$  – Distância entre a roda de trás e o centro de massa [m];
- $L$  – Distância entre eixos [m].

#### 2.2.4.1.1.1.2 Aceleração

Durante o movimento de aceleração do veículo há uma distribuição de cargas do eixo frontal para o traseiro.

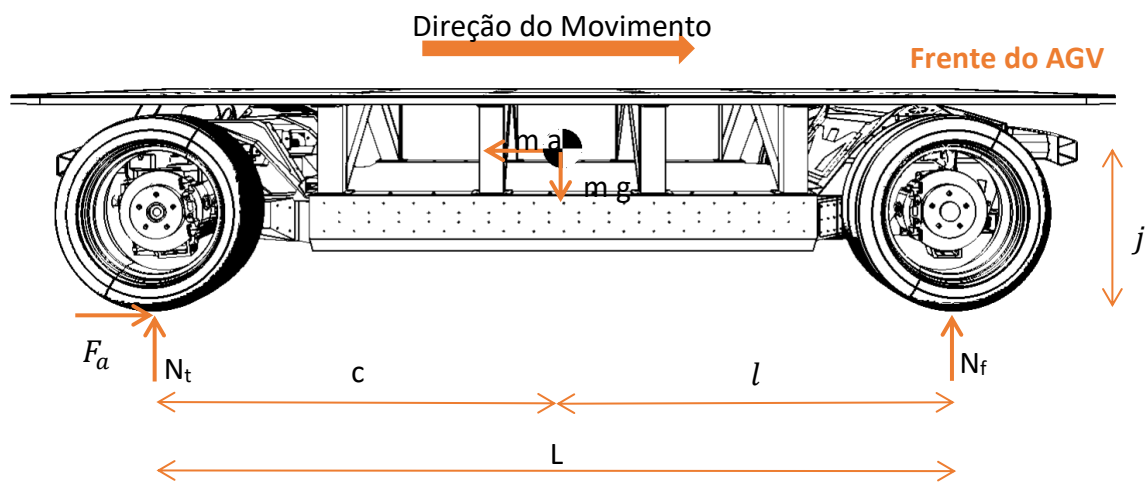


Figura 19 - Distribuição de cargas em aceleração (elaboração própria)

Observando a Figura 19, é possível obter as seguintes equações de equilíbrio estático:

- Somatório das reações em x:

$$m a = F_a, \quad (2.27)$$

onde:

$F_a$  – Força de aceleração [N].

- Somatório das reações em z:

$$m g = N_f + N_t, \quad (2.28)$$

- Momentos relativos ao contacto da roda de trás:

$$N_f = \frac{m}{L} (g c - a j), \quad (2.29)$$

- Momentos relativos ao contacto da roda de frente:

$$N_t = \frac{m}{L} (g l + a j). \quad (2.30)$$

onde:

$j$  – Altura do centro de massa [m].

#### 2.2.4.1.1.1.3 Desaceleração

Durante o movimento de desaceleração do veículo há uma distribuição de cargas do eixo traseiro para o frontal.

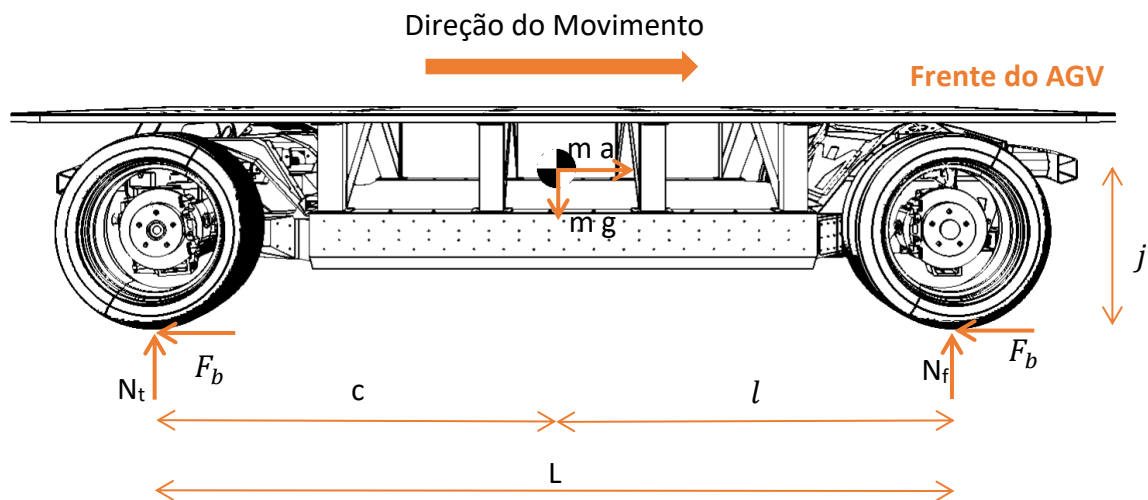


Figura 20 - Distribuição de cargas em desaceleração (elaboração própria)

Observando a Figura 20, é possível obter as seguintes equações de equilíbrio estático:

- Somatório das reações em x:

$$m a = F_b, \quad (2.31)$$

onde:

$F_b$  – Força de travagem [N].

- Somatório das reações em z:

$$m g = N_f + N_t, \quad (2.32)$$

- Momentos relativos ao contacto da roda de trás:

$$N_f = \frac{m}{L} (g c + a j), \quad (2.33)$$

- Momentos relativos ao contacto da roda da frente:

$$N_t = \frac{m}{L} (g l - a j). \quad (2.34)$$

#### 2.2.4.1.1.2 Distribuição lateral

Durante o seu movimento, enquanto o veículo curva, são geradas forças laterais no contato entre o pneu e a superfície de suporte,  $F_D$  e  $F_E$ , que são equilibrados pela força centrífuga do veículo. Uma vez que o CG do veículo está acima do solo, ao curvar, forças são transferidas do par de rodas interiores para o exterior.

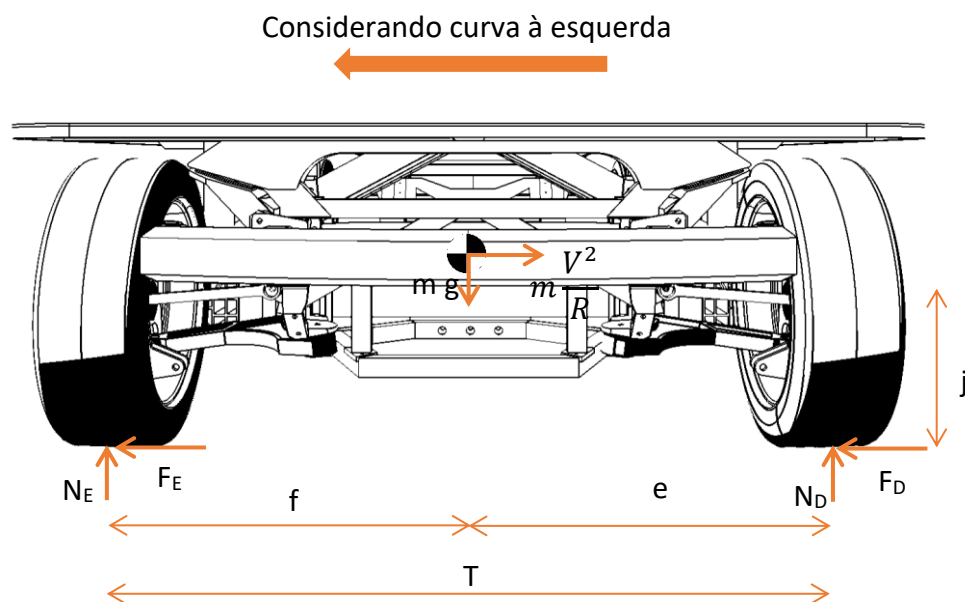


Figura 21 - Distribuição de Cargas Lateral, vista traseira (elaboração própria)

Analisando a Figura 21 é possível calcular:

O somatório das reações em y:

$$F_D + F_E = \frac{m v^2}{R}, \quad (2.35)$$

O somatório das reações em z:

$$N_D + N_E = m g, \quad (2.36)$$

Os momentos relativos ao contacto da roda esquerda:

$$N_D = \frac{m g f + m \frac{v^2}{R} j}{T}, \quad (2.37)$$

E os da roda direita:

$$N_E = \frac{m g e - m \frac{v^2}{R} j}{T}, \quad (2.38)$$

onde:

$F_D$  – Força na roda direita, na direção do eixo y [N];

$F_E$  – Força na roda esquerda, na direção do eixo y [N];

$v$  – Velocidade do veículo [m/s];

$f$  – Distância entre as rodas da esquerda e o centro de massa [m];

$e$  – Distância entre as rodas da direita e o centro de massa [m];

$T$  – Distância entre os dois pontos de contacto do mesmo eixo [m].

#### 2.2.4.2 Sistemas de acionamento

Para dimensionar o sistema de acionamento de um veículo, é necessário conhecer as características de projeto atribuídas ao mesmo. Após verificar os requisitos, o sistema de acionamento é desenvolvido de forma a vencer as forças resistentes aplicadas à estrutura, verificadas através das leis da física [26].

Nos dias de hoje, um sistema de acionamento elétrico é constituído por diferentes componentes, tais como, o motor, o inversor, a transmissão e a bateria, como se pode observar na Figura 22.

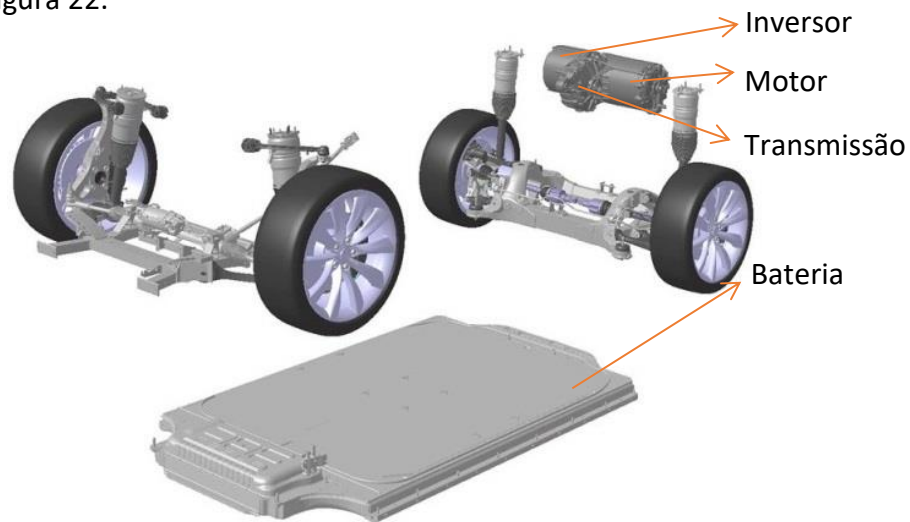


Figura 22 - Sistema de acionamento (adaptado de [68])

#### 2.2.4.2.1 Motores elétricos

Os motores elétricos são máquinas capazes de converter energia elétrica em energia mecânica. O motor de indução é o motor elétrico mais utilizado, uma vez que combina diversas vantagens oferecidas pela energia elétrica, tais como baixo custo, facilidade de fornecimento e distribuição, manuseio limpo, grande versatilidade, controlo e construção simples [69].

As características preferenciais de um motor que é aplicado num veículo de tração são: um elevado binário na região de baixas velocidades, que proporciona boa aceleração e bom desempenho na subida de rampas, e um binário baixo a altas velocidades. O motor elétrico é o que apresenta as características mais próximas do ideal para veículos de tração [70].

Os motores elétricos aplicados em veículos ligeiros podem ser de corrente contínua (CC) ou corrente alternada (CA) [69]. A principal diferença entre eles é o método de controlo de velocidade. Nos motores de CC, a velocidade de rotação varia com base na tensão e corrente aplicada, o controlo de velocidade através do controlo da tensão é linear. No caso de motores de CA, a velocidade é determinada pela frequência da tensão e corrente, a velocidade pode ser controlada através da variação de frequência que o inversor é capaz de realizar.

##### 2.2.4.2.1.1 Motores elétricos de corrente contínua

Os motores elétricos de CC são normalmente utilizados em aplicações de baixa potência.

Existem diversos tipos de motores CC, mas o que mais se destaca é o motor com rotor tipo gaiola, não apenas pela simplicidade de fabrico, mas principalmente pela robustez que apresenta. [69].

#### 2.2.4.2.1.2 Motores elétricos trifásicos

Os motores elétricos trifásicos, como o da Figura 23, podem ser síncronos ou assíncronos. Os motores assíncronos têm uma velocidade angular variável consoante a carga que lhe é acoplada, o que faz com que a velocidade, para além de depender da frequência e do número de pares de polos, também dependa do binário de carga. Os motores síncronos têm a capacidade de manter a velocidade angular constante, independentemente da carga acoplada, dentro dos limites de carga especificada pelo fabricante. A velocidade de rotação apenas depende do número de pares de polos e da frequência de alimentação, uma vez que nestes motores a velocidade de rotação do veio é igual à velocidade de sincronismo, ou seja, os motores síncronos operam a velocidade constante, em absoluto sincronismo com a frequência da tensão de alimentação.

Os motores síncronos encontram-se divididos em quatro categorias [71]: os de excitação eletromagnética, os de ímanes permanentes, motores de histerese e os motores de relutância.

Os motores de excitação eletromagnética, ou de indução, encontram-se num estado de maturação muito elevado e são motores amplamente utilizados em sistemas de velocidade variável e de grande potência [72]. Para sistemas de pequena potência, utilizam-se as suas variantes, que resultam do uso de ímanes permanentes no circuito de excitação, que aproveitam a histerese ou relutância magnética de certos materiais. Grande parte dos veículos elétricos apresentam motores de indução ou de ímanes permanentes.

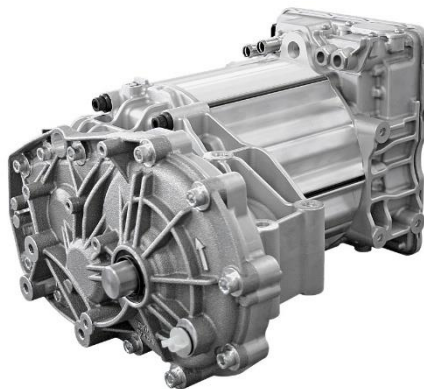


Figura 23 - Motor trifásico [73]



#### 2.2.4.2.1.2.1 Motores de indução

Os motores de indução, como o da Figura 24, são os mais utilizados na indústria, já que apresentam maior robustez, simplicidade de manutenção e baixo custo [72]. São compostos por dois campos magnéticos girantes, um no estator e outro no rotor. O rotor pode ser constituído por enrolamentos de cobre ou alumínio, enrolados ou fundidos nas ranhuras de um núcleo de ferro ou aço laminado. Este é um motor que apresenta um comportamento excelente em aplicações de elevada velocidade e binário, principalmente com o avanço dos controladores eletrónicos de potência, também denominados de inversores, que possibilitam adequar o ponto de trabalho do motor para os mais variados tipos de carga e processos industriais.

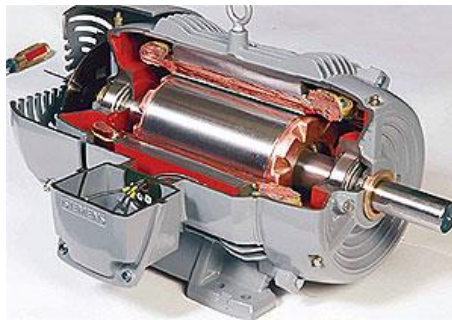


Figura 24 – Motor de indução [74]

#### 2.2.4.2.1.2.2 Motores síncronos de ímanes permanentes

Nos motores síncronos de ímanes permanentes não existe corrente de excitação, uma vez que a bobine do rotor é substituída pelos ímanes, que criam o campo indutor, sendo equivalente a ter um motor síncrono com um rotor excitado por uma corrente constante. Quanto mais forte for o campo indutor dos ímanes, maior será o valor de binário máximo que a máquina é capaz de produzir. Com a utilização dos ímanes permanentes o motor ganha robustez e eficiência, mas fica impossibilitado de controlar o fator de potência do motor. Esta limitação tem vindo a ser solucionada através da utilização de conversores de frequência.



Figura 25 - Motor síncrono de ímanes permanentes [75]

#### 2.2.4.2.2 Baterias

As baterias têm como objetivo armazenar energia elétrica, que será depois utilizada por diferentes componentes. Como a polaridade dos seus terminais é fixa, o campo elétrico tem um sentido constante e debita uma CC.

As baterias nos veículos elétricos são um conjunto de células que estão ligadas em série e paralelo, para produzir a energia necessária para o veículo [76].

Nos dias de hoje existem dois grandes tipos de baterias no mercado, as baterias de iões de lítio e as de chumbo-ácido [77].

##### 2.2.4.2.2.1 Baterias de chumbo-ácido

As baterias de chumbo-ácido existem desde há mais de cem anos e vão continuar a estar presentes nos mercados, devido ao seu baixo custo e ao seu sistema de produção estar completamente desenvolvido. Estas características fazem com que ainda seja o sistema de armazenamento mais utilizado.

As baterias típicas de chumbo-ácido necessitam de manutenção de rotina de modo a manter os níveis de eletrólitos, e de ventilação para escoar os gases libertados durante o ciclo de carga/descarga. Podem ser de “*shallow cycle*”, que apresentam uma taxa de descarga muito elevada durante um curto período de tempo, ou “*deep cycle*”, em que a taxa de descarga é menor, e o ciclo mais duradouro [77].

##### 2.2.4.2.2.2 Baterias de iões de lítio

Estas foram desenvolvidas na década de setenta, mas apenas começaram a ser mais utilizadas na década de noventa. Apresentam a capacidade de carregar e descarregar completamente, mas a sua vida útil só se conserva se apenas descarregar até 80% da sua capacidade [78].

##### 2.2.4.2.2.3 Comparação baterias chumbo-ácido vs. iões de lítio

As baterias de iões de lítio apresentam uma densidade energética superior às de chumbo-ácido, o que é essencial para veículos elétricos, uma vez que são capazes de armazenar mais energia com a mesma massa, ou volume.

A Figura 26 mostra como as baterias de iões de lítio apresentam um terço do peso e metade do volume das baterias de chumbo-ácido, considerando a mesma quantidade de energia armazenada [79].

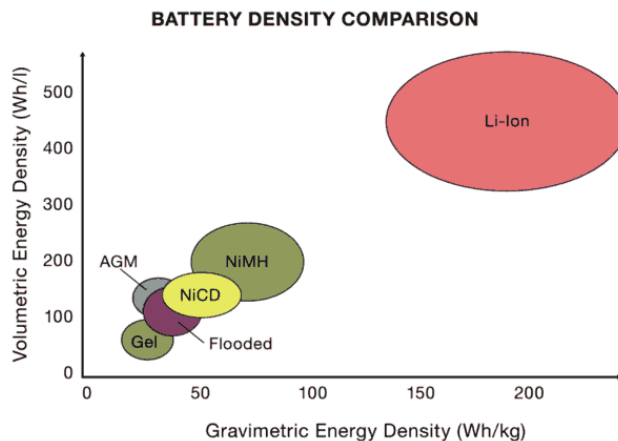


Figura 26 - Densidade energética das baterias [78]

Todas as baterias são sensíveis às taxas de descarga e a temperaturas extremas, mas as de chumbo-ácido apresentam uma maior sensibilidade a estas condições, uma vez que perdem vida útil se forem descarregadas abaixo dos 50% da sua capacidade, ou com taxas de descarga superiores a 0,13C (C representa a corrente máxima de descarga [76]). Por outro lado, as baterias de íões de lítio podem ser descarregadas até 80% da sua capacidade e com taxas de descarga de 0,5C sem danos na sua vida útil [78]. Apesar do custo superior de aquisição, como as baterias de íões de lítio têm um tempo de vida útil superior, o custo por ciclo de utilização fica muito próximo das baterias de chumbo-ácido.

Na Figura 27 é possível observar uma comparação entre as baterias de chumbo-ácido e as de íões de lítio, e concluir que, apesar do custo inicial das baterias de íões de lítio ser muito superior, devido à vida útil que estas apresentam, o custo associado à aquisição da bateria por ciclo fica num valor muito aproximado. A Figura 27 apresenta também uma comparação da capacidade de descarga e do tempo de carga das baterias que será tido como referência no estudo da autonomia.

	Flooded Lead Acid	VRLA AGM	Lithium-Ion (NMC)
Initial Cost per Capacity (\$/kWh)	131	221	530
Cost per Life Cycle (\$/kWh)	\$0.17	\$0.71	\$0.19
Specific Energy (Wh/kg)	30	40	150
Regular Maintenance	Yes	No	No
Number of Cycles to 80% SOH	200 - 1000	200 - 650	1000 - 4000
Typical State of Charge Window	50%	50%	80%
High Temperature Sensitivity	Degrades above 25°C	Degrades above 25°C	Degrades above 45°C
Available Power Constant Current	0.2C	0.3C	1C
Fast Charging Time (hrs)	8 - 16	4 - 8	2 - 4

Figura 27 – Comparação das características das baterias [78]

### 2.2.4.2.3 Inversor

Como já foi revelado, as baterias nos veículos elétricos disponibilizam energia em CC, mas a maioria dos motores utiliza CA. Assim sendo, é necessário converter a corrente de contínua para alternada. Uma das funções do inversor é fazer esta conversão de corrente e controlar a frequência de alimentação. Desta forma, o inversor é capaz de controlar a velocidade de rotação em alguns motores. O inversor tem também a capacidade de variar a amplitude de alimentação de corrente o que controla a potência à saída do motor [77]. Conclui-se assim que o inversor é o principal controlador do sistema de acionamento do veículo elétrico.

### 2.2.4.2.4 Transmissão

A principal funcionalidade da transmissão num veículo elétrico é a redução da velocidade de rotação e a multiplicação do binário associado.

Nos dias de hoje a maioria das transmissões usadas nos veículos elétricos são de apenas uma velocidade, uma vez que os motores são capazes de manter o seu rendimento numa vasta gama de velocidades de rotação, mas existem transmissões com mais do que uma relação de transmissão associada [26].

### 2.2.4.2.5 Descrição Geral do Movimento do Veículo

Para mover um veículo é necessário que a força transmitida pelo motor às rodas de tração seja superior às forças resistentes atuantes no veículo.

#### 2.2.4.2.5.1 Forças Resistentes

As principais forças resistentes aplicadas ao veículo são a resistência do rolamento, resistência aerodinâmica, resistência do declive e a resistência da aceleração. Estas forças vão ser descritas mais pormenorizadamente nos tópicos seguintes e estão representadas na Figura 28.

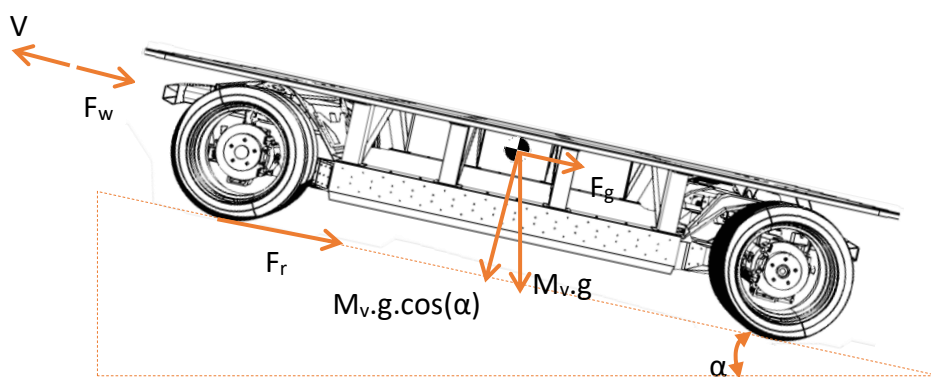


Figura 28 - Forças resistentes ao subir uma rampa (elaboração própria)

### 2.2.4.2.5.2 Resistência do rolamento

A resistência do rolamento ocorre quando os pneus rodam sobre uma superfície, e é provocada pela deformação do pneu em superfícies duras, ou pela deformação da superfície no caso de superfícies macias, ou ambas as situações, quando a superfície é constituída por elementos macios e duros.

Os fatores que influenciam a resistência ao rolamento são os materiais que constituem o pneu, os materiais que constituem a superfície em contacto com o pneu, a velocidade de rolamento, a massa do veículo e a inclinação da superfície [26].

A equação (2.39) é a utilizada para calcular a resistência do rolamento,  $F_r$ :

$$F_r = f_r M_v g \cos(\alpha), \quad (2.39)$$

onde:

$f_r$  – Coeficiente de rolamento;

$M_v$  – Massa total do veículo [kg];

$\alpha$  - Inclinação da rampa [°].

O valor de  $f_r$  é obtido em função do material, estrutura, temperatura, geometria e pressão do pneu, assim como o material, a rugosidade e presença de líquidos no solo [26].

No cálculo da *performance* de um veículo é suficiente considerar o coeficiente de resistência de rolamento como constante e proporcional ao peso do veículo, que varia com o tipo e a pressão do pneu [80]. Para a gama de pressões de inflação habituais, podem ser aplicados os coeficientes da Tabela 5 consoante o pneu e o pavimento considerado no caso de estudo.

Tabela 5 - Coeficiente de resistência ao rolamento (adaptado de [26])

Condições	Coeficiente de rolamento
Pneus de carro em betão ou asfalto	0,013
Pneus de carro em gravilha	0,02
Pavimento em paralelos	0,025
Rua sem pavimento	0,05
Solo de campo	0,1-0,35
Pneus de camião em betão ou asfalto	0,006-0,01
Rodas de comboio	0,001-0,002

### 2.2.4.2.5.3 Arrasto aerodinâmico

Um veículo, ao circular a uma determinada velocidade, sofre uma resistência derivada do ar presente na atmosfera denominada de arrasto aerodinâmico. Esta resistência resulta das propriedades da forma do veículo e da fricção existente na superfície do mesmo.

O arrasto aerodinâmico,  $F_w$ , é expresso por:

$$F_w = \frac{1}{2} \rho A_f C_D (V + V_w)^2, \quad (2.40)$$

onde:

$\rho$  – Densidade do ar [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ];

$A_f$  – Área frontal [ $\text{m}^2$ ];

$C_D$  – Coeficiente de arrasto aerodinâmico [ ];

$V_w$  – Velocidade do vento [ $\text{m}/\text{s}$ ].

O coeficiente de arrasto aerodinâmico é obtido tendo em conta diversas características do veículo, e pode estimado pela Figura 29.

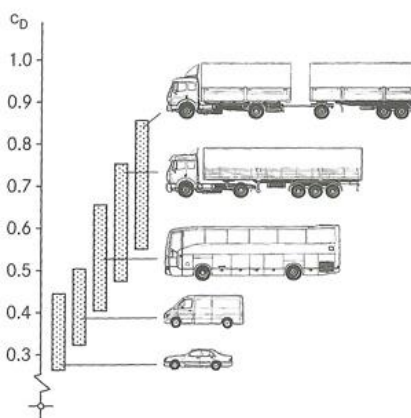


Figura 29 - Coeficiente de arrasto aerodinâmico [81]

### 2.2.4.2.5.4 Resistência da inclinação

Sempre que um veículo sobe ou desce uma rampa, a sua distribuição de peso entre os eixos varia. Esta variação aumenta sempre o peso no sentido do eixo que esteja no nível inferior. Esta componente tanto favorece o movimento do veículo (ao descer), como pode ser mais uma força resistente ao movimento (ao subir).

A resistência da inclinação,  $F_g$ , pode ser expressa através da equação (2.41):

$$F_g = M_v g \sin \alpha. \quad (2.41)$$

#### 2.2.4.2.5.5 Resistência da aceleração

Normalmente a aceleração de um veículo é avaliada através do tempo que este demora desde estar parado até uma determinada velocidade.

A segunda lei de Newton diz:

$$F = m a, \quad (2.42)$$

No caso de um veículo em movimento, é necessário ter em conta o aumento de massa que os momentos angulares dos componentes rotativos vão provocar. Este efeito é tido em conta multiplicando a massa do veículo por um fator de massa,  $\delta$ :

$$m = M_v \delta, \quad (2.43)$$

onde o fator de massa é:

$$\delta = 1 + \left( \frac{I_w}{M_v r_d^2} \right) + \left( \frac{i^2 I_p}{M_v r_d^2} \right), \quad (2.44)$$

em que:

$I_w$  – Momento angular das rodas [kg.m<sup>2</sup>/s];

$I_p$  – Momento angular das partes rolantes associado ao motor [kg.m<sup>2</sup>/s].

Segundo Macey and Wardle [5], assumir um valor de 0,04 para a variação provocada pelo momento angular das rodas é uma estimativa razoável.

Assim sendo, a resistência da aceleração,  $F_a$ , é dada pela equação (2.45):

$$F_a = M_v \delta a. \quad (2.45)$$

#### 2.2.4.2.6 Força de tração

A força necessária para mover o veículo longitudinalmente é a resultante da soma de todas as forças resistentes:

$$F_t = F_r + F_w + F_g + F_a. \quad (2.46)$$

onde:

$F_t$  – Força de tração [N].

#### 2.2.4.2.7 Cálculo da autonomia

Para o cálculo da autonomia é pensado um percurso que o veículo terá de percorrer, com diferentes casos de carga e é realizado um estudo da energia consumida ao longo do percurso. Os parâmetros de entrada são a distância percorrida, a carga, o declive e a velocidade.

##### 2.2.4.2.7.1 Cálculo da energia consumida durante o percurso

###### 2.2.4.2.7.1.1 Tempo

O cálculo do tempo é feito como demonstrado na equação (2.47):

$$t_i = \frac{\Delta x}{v}, \quad (2.47)$$

onde:

$\Delta x$  – Distância percorrida [m].

###### 2.2.4.2.7.1.2 Aceleração

A aceleração de um veículo é calculada pela equação (2.48):

$$a = \frac{dv}{dt}, \quad (2.48)$$

onde:

$dv$  – Variação da velocidade [m/s];

$dt$  – Tempo de aceleração [s].

###### 2.2.4.2.7.1.3 Potência consumida nas rodas

A potência consumida é calculada em função da força de tração e da velocidade a que o veículo está a andar, como demonstra a equação (2.49).

$$P_t = F_t v, \quad (2.49)$$

onde:



$P_t$  – Potência consumida nas rodas [W].

#### 2.2.4.2.7.1.4 Potência consumida à saída da bateria

A potência consumida à saída da bateria,  $P_{tot}$  [W], é calculada através da equação (2.50):

$$P_{tot} = \frac{P_t}{\eta_m \eta_t \eta_i}, \quad (2.50)$$

onde:

$\eta_t$  – Eficiência da transmissão [ ];

$\eta_i$  – Eficiência do inversor [ ].

#### 2.2.4.2.7.1.5 Energia consumida

A energia consumida é a energia necessária para mover o veículo em determinadas circunstâncias e é calculada como se mostra na equação (2.51).

$$E_i = P_{tot} \Delta t, \quad (2.51)$$

onde:

$E_i$  – Energia consumida [Wh].

#### 2.2.4.2.8 Tempo de carregamento da bateria

O tempo de carregamento da bateria é calculado em função da energia armazenada na bateria e da potência que o carregador consegue disponibilizar. O cálculo do tempo de carregamento da bateria é feito através da equação (2.52).

$$t_c = \frac{E_{bat}}{P_c} \quad (2.52)$$

onde:

$t_c$  – Tempo de carregamento da Bateria [s];

$E_{bat}$  – Energia armazenada na bateria [Wh];

$P_c$  – Potencia fornecida pelo carregador [W].

### 2.2.4.3 Sistemas de controlo

O sistema de controlo de navegação integra a informação de vários sensores, processa a mesma e tenta encontrar a melhor solução para chegar ao objetivo final. Atualmente existem diversas tecnologias de controlo de navegação. Selecionar o método correto pode ser a diferença entre o sucesso e o insucesso do sistema [82]. De seguida são apresentados diferentes sistemas de navegação.

#### 2.2.4.3.1 Laser

O sistema de navegação laser (Figura 30) necessita de vários pontos de referência distribuídos ao longo do armazém, com capacidade de serem detetados. O sensor responsável pela condução do veículo é normalmente acoplado na parte superior do mesmo. A área de serviço é mapeada e armazenada na memória do veículo. O caminho pode ser facilmente alterado e expandido, através da reordenação dos pontos de referência [83].

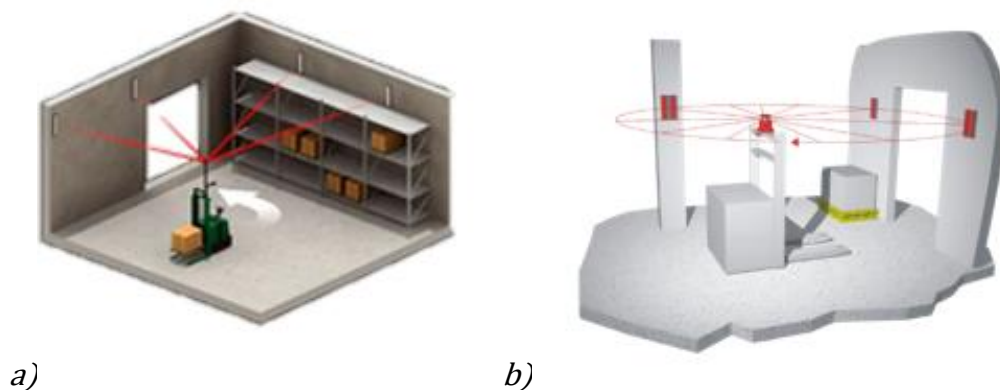


Figura 30 - Navegação por laser a) [82] b) [83]

#### 2.2.4.3.2 Pontos magnéticos

A navegação por pontos magnéticos baseia-se em marcar o percurso com discos magnéticos na superfície do chão da área de trabalho, que são detetados pelo sensor magnético acoplado ao veículo, e servem como referência para este seguir o seu caminho, como é possível observar na Figura 31. Os discos estão expostos e podem ser facilmente reordenados, sem fazer grandes modificações na instalação [82].

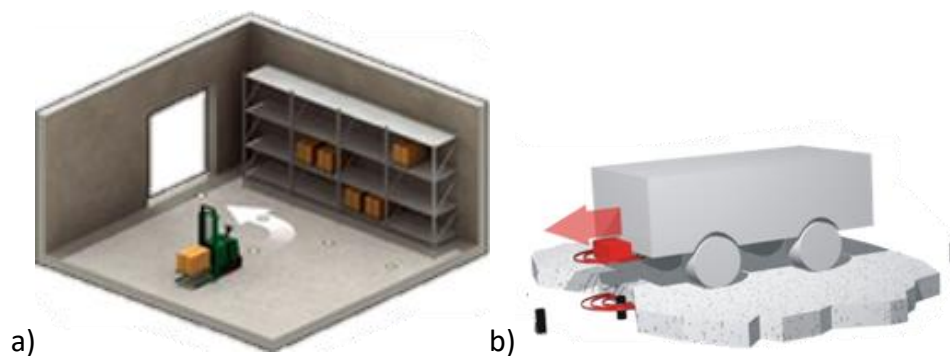


Figura 31 - Navegação por pontos magnéticos a) [82] b) [84]

#### 2.2.4.3.3 Fita magnética

Na navegação por fita magnética o caminho é marcado com uma fita magnética instalada à superfície, como se observa na Figura 32. O campo magnético gerado pela fita é detetado e serve de orientação para o veículo. Os caminhos são contínuos e fixos, mas o sistema pode facilmente ser alterado [85].

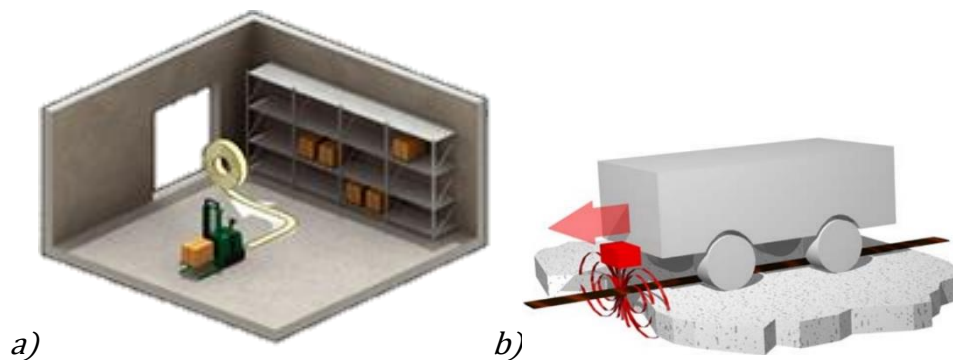


Figura 32 - Navegação por fita magnética a) [82] b) [85]

#### 2.2.4.3.4 Leitura ótica

A navegação por leitura ótica baseia-se em linhas guia aplicadas à superfície do chão com diferentes cores. O rastreio é realizado por câmaras e sistemas de processamento de imagem. A Figura 33 é um exemplo de um sistema de navegação por leitura ótica. Dependendo dos requisitos, mesmo linhas interrompidas podem não ser consideradas obstáculo, o que evita erros de leitura devido a sujidade ou desgaste [86]. A tecnologia mais recente tem a capacidade de ler caminhos com códigos associados.

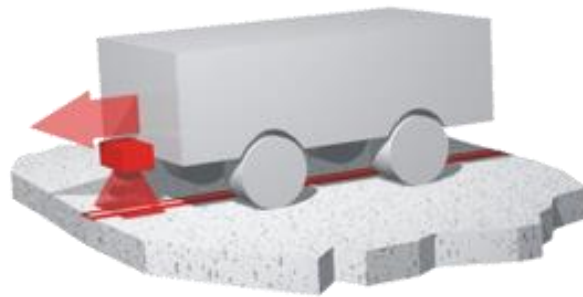


Figura 33 - Navegação por leitura ótica [86]

#### 2.2.4.3.5 Fio indutivo

Este tipo de navegação é caracterizado pela necessidade de perfurar o chão para embutir o fio condutor que representa o caminho. A navegação por fio indutivo não é sensível à sujidade presente na superfície entre o fio e o sensor, uma vez que a leitura é feita através da deteção do sinal emitido pelo fio indutivo [87], como se observa na Figura 34. Os percursos são contínuos, fixos e o sistema não é facilmente alterado. Assim sendo, a expansão da instalação não é tão flexível como em outras tecnologias, uma vez que o fio está embutido no solo.

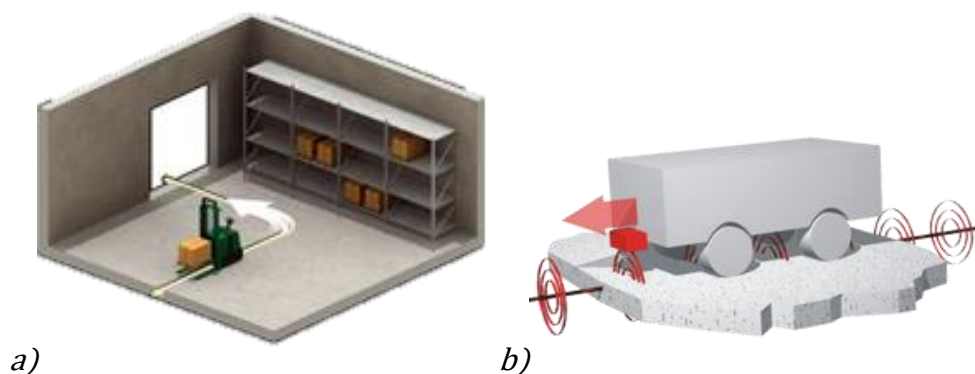


Figura 34 - Navegação por fio indutivo a) [82] b)[87]

#### 2.2.4.3.6 Natural

A navegação natural é caracterizada por ter a capacidade de analisar o ambiente envolvente através da capacidade de processamento de um conjunto de sensores, juntamente com pontos de referência fixos, como mostra a Figura 35, e com o mapeamento da área de trabalho que está armazenada na memória do veículo. Os caminhos são facilmente alterados e expandidos. Esta é uma navegação muito flexível para o movimento do veículo, uma vez que, existe um controlo dinâmico na gestão de tráfego e paragem dos veículos, o que a torna ideal para ambientes que mudam com frequência, mas não significativamente [82].

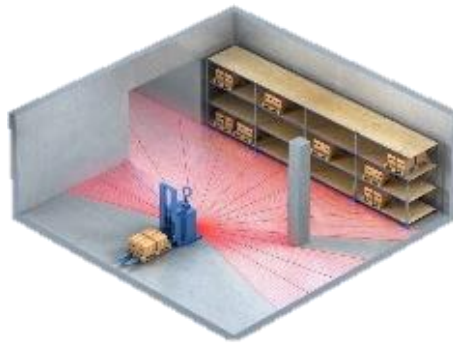


Figura 35 - Navegação natural [82]

#### 2.2.4.3.7 Visual

A navegação visual consiste na utilização de uma câmara instalada no veículo, como se verifica na Figura 36. Um processador analisa as imagens obtidas, interpreta os pontos de referência detetados e verifica as distâncias entre os mesmos e o veículo. Pode também usar linhas guia que estejam no chão ou localizar-se através de marcas de referência da instalação [88].

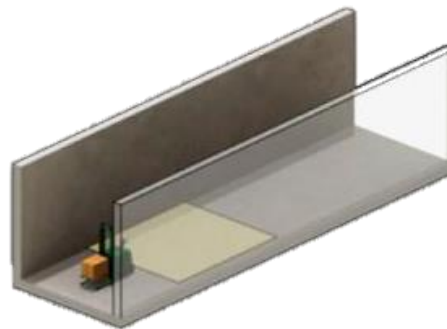


Figura 36 - Navegação visual [89]

#### 2.2.4.3.8 Ondas Rádio

A Figura 37 demonstra o sistema de navegação por ondas rádio, que é caracterizado por apresentar um computador central que calcula a posição do veículo e emite informação do percurso que este deve adotar [90]. Consoante as circunstâncias, são necessários diferentes sensores e transmissores de informação.



Figura 37 - Navegação por ondas rádio [90]

#### 2.2.4.3.9 Geolocalização

A geolocalização é a navegação baseada em sinal GPS mas, em vez de se basear em três sinais de satélite, esta usa apenas dois, em que o terceiro emissor é uma unidade de referência instalada na zona de trabalho, como é possível notar na Figura 38. Normalmente este tipo de localização é aplicado no exterior, uma vez que é necessária uma comunicação direta para os satélites de modo a ter uma localização o mais precisa possível, sem interrupção de sinal [91].

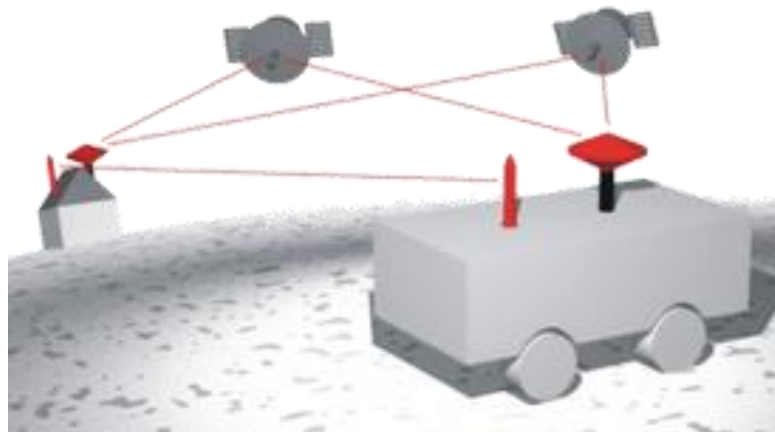


Figura 38 - Navegação por geolocalização [91]



**DESENVOLVIMENTO**





## 3 DESENVOLVIMENTO

### 3.1 Introdução ao trabalho desenvolvido

#### 3.1.1 Objetivos e requisitos do trabalho

Este projeto tem como objetivo o desenvolvimento de um AGV, baseado na plataforma modular que o CEiiA está a projetar. No que toca à estrutura, o desafio passa por dar à plataforma a capacidade de transportar oito toneladas, através do desenho de uma plataforma adicional, onde serão transportadas as cargas. Além de desenhar a plataforma adicional, é necessário verificar a capacidade da plataforma já desenvolvida para transportar as cargas exigidas. Caso não seja capaz, é necessário dimensionar a mesma.

Para o dimensionamento do sistema de acionamento e respetiva transmissão, foram levantadas as seguintes questões:

- É possível, com a plataforma existente, transportar as cargas que um veículo industrial transporta?
- Faz sentido estar a apresentar uma tecnologia com um preço superior, num mercado onde as tecnologias apresentam um custo de aquisição mais reduzido?

O objetivo desta dissertação passa por dimensionar a estrutura e o sistema de acionamento do veículo, de modo a que este seja capaz de funcionar como veículo industrial de transporte de cargas. Este trabalho adiciona mais uma valência à plataforma original, o que reforça a aposta na modularidade a que a mesma está associada.

#### 3.1.2 Caracterização da empresa que acolheu o projeto

O CEiiA, Centro para a Excelência e Inovação da Indústria Automóvel, é um centro de engenharia e desenvolvimento de produto que foi criado em 1999, com o objetivo de apoiar a competitividade da indústria automóvel portuguesa. Desde aí, o CEiiA ampliou a sua atividade e hoje em dia está também focado na indústria aeronáutica, mobilidade, naval e espaço. É atualmente uma referência internacional na área da mobilidade sustentável e reconhecido no mundo aeronáutico pelas suas competências em engenharia de estruturas. É um centro de inovação e engenharia que visa melhorar a competitividade da mobilidade, através da cooperação internacional entre

universidades e indústrias, desenvolvendo produtos e soluções orientadas para o mercado.

Diariamente, o CEiiA trabalha para ser uma referência global nas áreas da investigação, *design*, desenvolvimento, fabrico e teste de produtos e serviços para as indústrias de mobilidade.

### 3.1.2.1 Área de Produto Mobilidade – *Devices*

Na área de produto mobilidade, o CEiiA desenvolve novos conceitos de mobilidade, que envolvem novos dispositivos, novos serviços de mobilidade e novos modelos de negócio sustentáveis para as cidades. Já desenvolveu a nova geração do Buddy, um veículo de motorização 100% elétrica e um dos mais pequenos do mundo. Desenvolveu também um sistema de *bike sharing*, nomeadamente as docas de parque e carregamento de bicicletas, as bicicletas com e sem assistência elétrica, e o sistema de controlo das docas. Este é um serviço em que existe uma autenticação e controlo das docas por smartphone. Atualmente encontra-se a desenvolver o BE, um veículo interativo com funções autónomas, desenhado para ser um agregador de serviços de mobilidade. O objetivo do BE é ser um veículo autónomo, elétrico, desenvolvido para ser de uso partilhado, em que qualquer pessoa pode chamar um BE, através de uma aplicação, e este irá buscá-lo para o transportar ou até mesmo fazer de estafeta de encomendas.

Nesta área existe um espírito de equipa muito forte, onde é possível verificar uma grande ambição para desafiar os produtos existentes, através da apresentação dos seus próprios produtos. A diversidade, o espírito de aprendizagem e a partilha de conhecimento reinam entre os diferentes elementos, o que faz com que esta equipa trace e alcance objetivos que poucos conseguem atingir. Verifica-se um ambiente descontraído, mas ao mesmo tempo muito profissional, onde todos se esforçam por acolher e integrar da melhor forma os novos elementos. Esta equipa apresenta um meio excelente para trabalhar devido à capacidade de todos os intervenientes em ajudar quem está a explorar novas áreas, partilhando conhecimento, experiência e garantindo um progresso eficiente dos projetos. Quem convive com a equipa é capaz de verificar uma procura constante pela melhoria, quer dos produtos desenvolvidos, quer dos produtos a desenvolver, assistindo a constantes *brainstorms* entre responsáveis da área do stress, do *design* e dos sistemas embebidos. Esta partilha de conhecimento tem como objetivo conseguir harmonizar todos os sistemas do produto ou serviço, obtendo o melhor resultado final possível.

A equipa respira ambição, entreaajuda e espírito crítico, aceita qualquer proposta como discutível, uma vez que, por vezes, as mais invulgares são as que proporcionam as melhores soluções.



## 3.2 Anteprojeto do veículo autónomo

### 3.2.1 Definição das condições de partida

Este projeto parte do princípio que está a ser desenvolvida uma plataforma modular, totalmente elétrica, desenhada para ser um agregador de serviços da mobilidade. Esta dissertação tem como objetivo dimensionar diferentes componentes da plataforma, de forma a oferecer a capacidade de servir também como veículo de transporte de mercadorias em parques industriais.

#### 3.2.1.1 Diferentes módulos da plataforma

A plataforma foi dividida em diferentes módulos, consoante a sua posição e função na estrutura, que são:

- Suspensão;
- Módulo frontal;
- Módulo central;
- Módulo traseiro;
- Plataforma superior.

De modo a simplificar a simulação, as peças foram divididas consoante o tipo de ligações entre elas. As soldas são consideradas ligações perfeitas, ou seja, quando existe uma ligação soldada entre as diferentes peças, estas passam a ser uma só e sempre que existe uma ligação não soldada, existe uma divisão das mesmas. A junção de todos os componentes está representada na Figura 39. Para os aços, a maioria dos processos de fabrico foram forjados, maquinados e laminados a frio ou a quente. Laminar um aço a frio, ou maquinar, pode apresentar custos elevados, mas o principal objetivo passa por manter as peças próximas do *design* original e garantir que estas são capazes de suportar as cargas. Assim sendo, estes foram os processos de produção selecionados devido às propriedades de resistência à fadiga que apresentam, de forma a evitar desvios do *design* original e o desenho de peças com dimensões demasiado grandes.

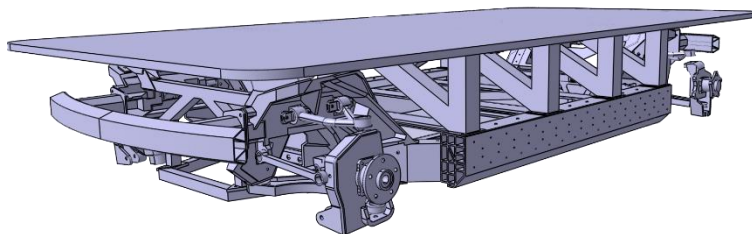


Figura 39 – Plataforma completa

### 3.2.1.1.1 Suspensão

A suspensão, apresentada na Figura 40, é a responsável pela transmissão de esforços entre a roda e a plataforma. Consoante a sua localização, as cargas são transmitidas para o módulo frontal ou traseiro.

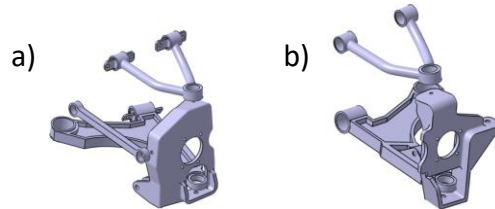
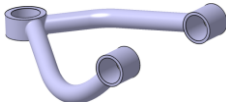
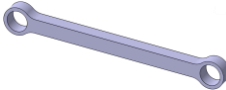
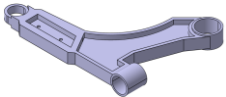
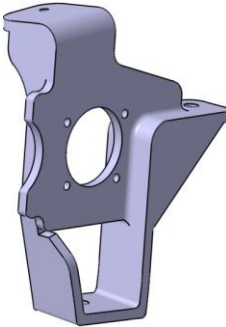


Figura 40 - Suspensão a) traseira; b) frontal

A denominação das peças aplicadas na suspensão e as suas propriedades são apresentadas na Tabela 6. O cubo da roda não foi dimensionado porque é uma peça que se considera ser comprada a um fabricante, sendo já produzida com a capacidade de suportar as cargas apresentadas.

Tabela 6 - Lista de peças da suspensão

Componente	Material	Figura
Braço superior	Aço A27	
Tirante	Aço S355	
Braço inferior	Aço 5160	
Porta cubo frontal	Aço 5160	

---

Porta cubo traseiro	Aço 5160	
Conetor frontal	Aço 5160	
Conetor traseiro	Aço 5160	

---

#### 3.2.1.1.2 Módulo central

O módulo central, visível na Figura 41, está instalado entre o módulo traseiro e o frontal, por baixo da plataforma superior. Neste caso de utilização, as principais funções deste módulo são o suporte da bateria, da plataforma superior e a ligação entre os módulos frontal e traseiro.

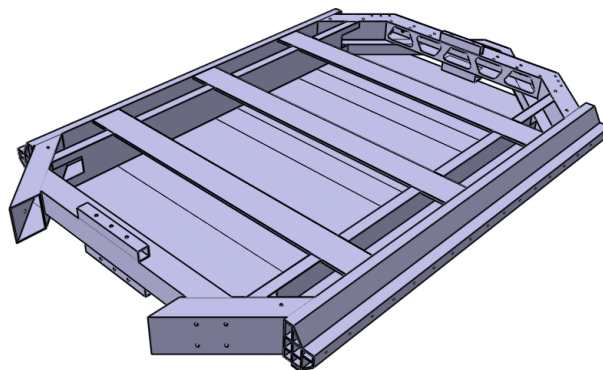
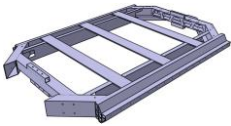
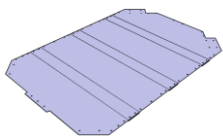


Figura 41 - Módulo central

Os componentes do módulo central e as suas características são apresentadas na Tabela 7.

Tabela 7 - Características módulo central

Componente	Material	Figura
Módulo central	Alumínio 6061 T6	
Placa inferior	Alumínio 6061 T6	

### 3.2.1.1.3 Módulo frontal

O módulo frontal, apresentado na Figura 42, está localizado na frente do veículo, e ostenta um apoio para a plataforma superior, cinco apoios para a suspensão e três para o módulo central. É responsável por transmitir os esforços entre a suspensão, o módulo central e a plataforma superior.

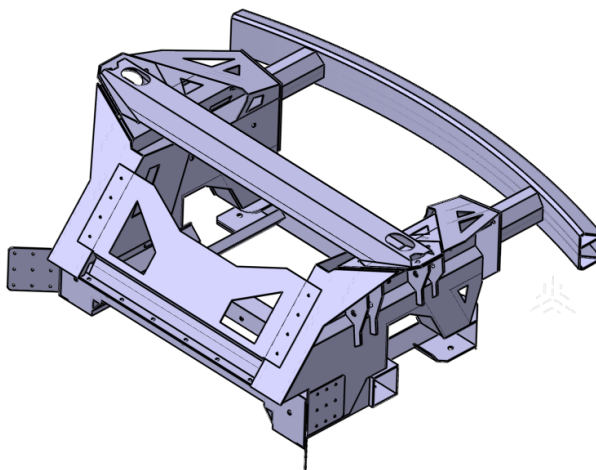
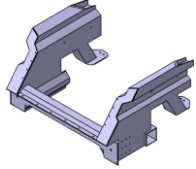
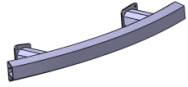
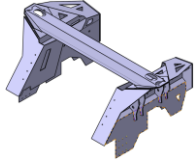
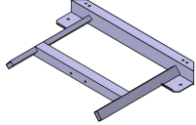
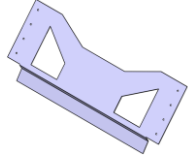
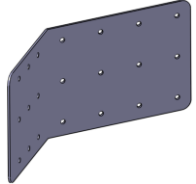


Figura 42 - Módulo frontal

As diferentes peças do módulo central e as suas particularidades são apresentadas na Tabela 8.

Tabela 8 - Características módulo frontal

Componente	Material	Figura
Frontal interior	Alumínio 6061 T6	
Barra para-choques frontal	Alumínio 6061 T6	
Frontal exterior	Aço 5160	
Frontal inferior	Aço S355	
Chapa central	Alumínio 6061 T6	
Chapa de ligação de módulos	Alumínio 6061 T6	

#### 3.2.1.1.4 Módulo traseiro

O módulo traseiro, ilustrado na Figura 43, foi projetado na parte de trás da plataforma, e apresenta um apoio para a plataforma superior, quatro apoios para a suspensão e três para o módulo central. Transmite os esforços entre a suspensão, o módulo central e a plataforma superior.



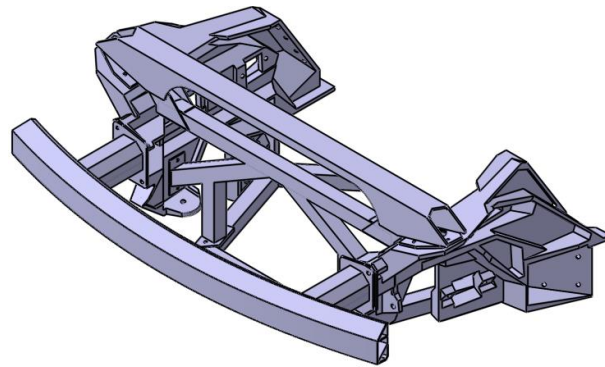
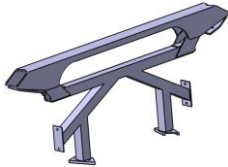
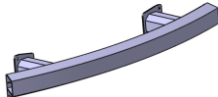
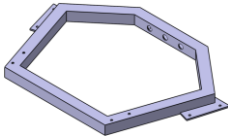
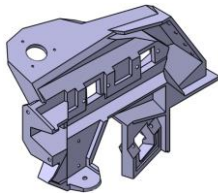


Figura 43 - Módulo traseiro

Os componentes do módulo traseiro e as suas características são apresentados na Tabela 9.

Tabela 9 - Características módulo traseiro

Componente	Material	Figura
Traseiro centro superior	Aço 5160	
Barra para-choques traseira	Alumínio 6061 T6	
Traseiro centro inferior	Alumínio 6061 T6	
Suporte suspensão	Alumínio A356	

### 3.2.1.1.5 Plataforma superior

A plataforma superior (Figura 44) está posicionada por cima de todos os módulos anteriores. A função desta plataforma é servir de suporte às cargas a transportar e transmitir os esforços resultantes para os restantes módulos.

Ao desenhar esta plataforma, teve-se em conta a necessidade de transmitir esforços para os diferentes módulos. Assim sendo, a intenção de desenho apresentou as seguintes considerações:

- Apoiar a plataforma na chapa horizontal superior nos módulos frontal e traseiro;
- Criar uma barra lateral que encaixe na do módulo central;
- Distribuir os apoios entre a barra lateral e a chapa superior.

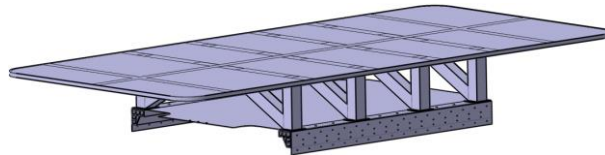


Figura 44 - Plataforma superior

As diferentes peças e respetivas propriedades da plataforma superior são apresentadas na Tabela 10.

Tabela 10 - Características da plataforma superior

Componente	Material	Figura
Topo da plataforma	Aço 5160	
Barra lateral	Aço S355	
Chapa ligação	Aço S355	
Placa de cobertura de bateria	Alumínio 6061	

Para esta plataforma não houve um dimensionamento, uma vez que não se encontra no âmbito deste projeto dimensionar este componente, que apenas serviu para transmissão de esforços para a plataforma principal.

### 3.2.2 Soluções para a transmissão e acionamento

Antes de iniciar o desenvolvimento da plataforma modular, que será utilizada na estrutura do BE, é necessário apresentar um sistema de tração que tenha a capacidade de transportar a carga proposta.

### 3.2.2.1 Estudo de motores

Para garantir o cumprimento dos requisitos foi necessário fazer um levantamento de diferentes motores elétricos. Depois de uma investigação sobre diferentes motores elétricos presentes no mercado, foi realizado um resumo das características dos motores encontrados. Na Tabela 11 são apresentadas as características dos motores investigados.

Tabela 11 - Motores elétricos

Motor	Potência máxima		Binário máximo	Potência nominal		Binário nominal	Rotações máximas
	[kW]	[rpm]	[N.m]	[kW]	[rpm]	[N.m]	[rpm]
Zytek 55 kW	55	4 400	120	43	4 300	95	12 000
Zytek 70 kW	70	2 200	300	55	2 100	245	8 000
TM4_MV8_85 kW	85	3 100	255	50	5 000	95	10 250
UQM - PPP100	100	3 000	300	60	6 600	150	7 700
UQM - PPP135	135	2 500	320	80	5 000	160	7 700
UQM - PPP HD 220	220	1 500	700	120	3 500	350	6 000
Rimac	654	8 500	848	386	8 800	600	12 000
YASA 400	165	4 300	360	70	3 800	250	7 500
Brusa HSM-10.17.12	120	3 900	320	70	5 500	130	12 000
Brusa HSM-10.18.13	185	4 900	385	93	4 900	165	12 000
Brusa HSM-10.18.22	220	4 500	460	145	5 000	270	12 000

Foi utilizado também o motor do equipamento STILL R07-25L, alimentado por uma bateria de chumbo-ácido. Este sistema foi utilizado com o objetivo de perceber como é que um veículo existente se comporta e os benefícios da utilização do novo sistema de acionamento, comparando com o que está presente no mercado atualmente. Este motor apresenta uma potência de 20 kW [92]. Através da análise do gráfico carga/velocidade disponibilizado pelo construtor é possível deduzir um valor de relação de transmissão de aproximadamente 1:40. As características deste veículo são apresentadas como referência nos diferentes casos de estudo apresentados.

### 3.2.2.1.1 Casos de carga

Para selecionar o motor mais adequado para cumprir o objetivo deste trabalho, foi necessário verificar como é que os diferentes motores se comportam. Inicialmente, foram definidos os casos de estudo apresentados na Tabela 12. Em casos de rampa, apenas foram consideradas subidas, uma vez que em descidas é considerado que o motor não é utilizado. Este estudo revela qual a velocidade máxima que os motores conseguem atingir e qual a relação de transmissão necessária para cumprir todos os casos.

Tabela 12 - Casos de estudo

Caso	Carga	Declive
Caso 1	28 ton.	5%
Caso 2	11 ton.	11%
Caso 3	4 ton.	17%
Caso 4	2 ton.	23%
Caso 5	Vazio	0%

### 3.2.2.2 Estudo da autonomia

Realizaram-se dois estudos de autonomia:

- Percurso sempre em plano, apenas com uma carga de bateria;
- Percurso de 1 700 m, transportando 20 toneladas, como representado na Figura 45, em que há seis casos de carga: subir uma rampa, trabalhar em plano e descer uma rampa, quer carregado, quer vazio. Este estudo foi ramificado nos seguintes:
  - Quantidade de carga transportada em 8 horas;
  - Quantidade de carga transportada por ano;
  - Quantidade de carga transportada durante a vida útil da bateria.

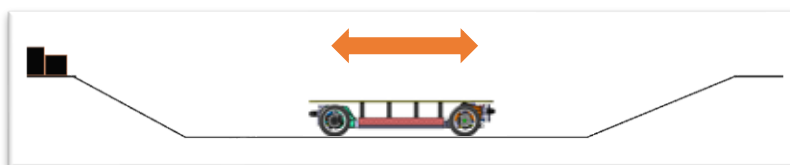


Figura 45 - Percurso (elaboração própria)

O segundo estudo foi dividido em várias velocidades e diferentes configurações. As diferentes configurações têm como objetivo dar ao comprador a capacidade de selecionar qual a configuração mais adequada para o modo de utilização pretendido, o que faz com que a plataforma seja capaz de se adaptar a diferentes tipos de utilização.

#### 3.2.2.2.1 Processo de carregamento

Para este estudo foram apresentados dois carregadores, um de 14 kW e outro de 22 kW, com o objetivo apresentar ao comprador a oportunidade de selecionar uma de duas opções:

- Com o carregador de 14 kW reduzir o custo de aquisição do carregador e aumentar o tempo de vida útil da bateria, mas aumentar também o tempo de carregamento, o que reduz os ganhos a nível de carga transportada;
- Com a carregador de 22 kW aumentar o custo de aquisição, reduzir o tempo de vida útil da bateria, mas reduzir o tempo de carga, o que se reflete num aumento de ganhos em carga transportada.

O fabricante de carregadores analisado foi a Brusa que apenas desenvolveu o carregador de 22 kW, cuja ficha informativa se encontra no anexo 6.1. Para este estudo foi também simulado um carregador de 14 kW, com o objetivo de perceber como é que a vida útil da bateria é afetada com as diferentes potências de carregamento. Caso seja rentável, o objetivo é realizar uma proposta a um fabricante para produzir carregadores com essa potência.

#### 3.2.2.2.2 Baterias

A diversidade de baterias apresentadas tem como objetivo verificar se a utilização da bateria que se prevê ser aplicada na plataforma é verdadeiramente rentável, quando comparada com a que atualmente é utilizada no mercado. As diferentes baterias apresentam também diferentes massas, tempos de carga e de utilização. Nesta dissertação foram aplicados dois tipos de baterias:

- Iões de lítio;
- Chumbo-ácido.

As diferentes características das baterias são apresentadas na Tabela 13.

Tabela 13 - Características das baterias

Bateria	Massa	Tensão nominal	Capacidade	Energia a bordo
	[kg]	[V]	[Ah]	[kWh]
Iões de Lítio	256	360	94	30,5
Chumbo-ácido	2 178	80	840	67,2

As características da bateria de iões de lítio encontram-se no anexo 6.2 e as da bateria de chumbo no anexo 6.3.

### 3.2.3 Soluções para a distribuição de cargas

O dimensionamento da plataforma é realizado à fadiga, com uma esperança de vida útil de pelo menos 300 mil ciclos (fadiga supercíclica). Para realizar este dimensionamento foram impostos pré-requisitos de diferentes casos de carga, que são:

- Caso estático de 8 toneladas, em ciclos de carga e descarga;
- Curva à velocidade máxima, com um raio de curvatura de 20 metros;
- Capacidade de aceleração máxima em frente;
- Travagem com uma desaceleração de pelo menos  $3 \text{ m/s}^2$ , a andar em frente.

Depois de dimensionar a estrutura à fadiga, através dos diferentes casos de carga apresentados, foi realizado o teste à fadiga de travagem com uma desaceleração de pelo menos  $2 \text{ m/s}^2$  a andar para trás, e o teste da lomba com uma aceleração vertical de 3g.

Na simulação dos diversos casos de carga, as reações que o solo tem aos movimentos do veículo, no pneu, são as utilizadas como forças de entrada. Para dimensionar a estrutura é necessário estudar quais são as forças que se desenvolvem entre o solo e a estrutura, de forma a aplicar as mesmas na simulação e poder perceber como é que a estrutura reage. O cálculo das forças aplicadas em cada roda foi realizado aplicando as dimensões características e os dados de projeto do veículo nas equações apresentadas no capítulo 2.2.4.1.1. As forças externas foram aplicadas em quatro pontos médios do contacto entre a roda e o chão.

A origem das coordenadas aplicada no CEiiA segue as seguintes regras:

- A origem do eixo y encontra-se no plano de simetria longitudinal do veículo;

- A origem do eixo z está abaixo do plano onde será o solo, com o objetivo de que futuras alterações não produzam cotas negativas;
- A origem do eixo x está à frente do veículo, com distância suficiente para caso haja alterações no comprimento, os desenhos dos componentes se mantenham em coordenadas positivas.

Os sentidos dos eixos de origem são apresentados na Figura 17, as coordenadas dos pontos médios de contacto entre a roda e o chão são apresentadas na Tabela 14. Estes pontos foram obtidos através da análise dos desenhos CAD disponibilizados pelo CEiiA. Para obter os pontos de contacto com o chão, foi criada uma superfície à altura do chão, projetada a interceção do pneu com esta superfície e foram encontrados os centros das geometrias criadas.

Tabela 14 - Contactos com o chão

Roda	x	y	z
	[m]	[m]	[m]
Frente esquerda	0,945	-0,745	0,204
Frente direita	0,945	0,745	0,204
Trás esquerda	3,485	-0,750	0,204
Trás direita	3,485	0,750	0,204

O CATIA V5 apresenta uma funcionalidade capaz de calcular as coordenadas do CG da estrutura, consoante as propriedades da mesma. As coordenadas do CG do veículo, foram obtidas com toda a estrutura, juntamente com a carga, e depois de aplicar os materiais em cada componente. Estas são apresentadas na Tabela 15.

Tabela 15 - Coordenadas do centro de gravidade

Eixo	Valor
	[m]
x	2,181
y	0
z	1,079

Cruzando os dados da Tabela 15 com os dados da Tabela 14, é possível obter as dimensões características que são aplicadas no cálculo da distribuição de cargas. As características do veículo são apresentadas na Tabela 16 e podem ser verificadas no capítulo 2.2.4.1.1.

Tabela 16 - Dimensões características do veículo

Característica	Valor	Unidade
$j$	0,88	[m]
L	2,54	[m]
T	1,49	[m]
$l$	1,24	[m]
c	1,30	[m]
f	0,75	[m]
e	0,75	[m]
g	9,81	[m/s <sup>2</sup> ]
Coefficiente de atrito	0,72	[ ]

Os valores apresentados na Tabela 16 são os utilizados para calcular as forças resultantes da distribuição de cargas nos diferentes dimensionamentos.

### 3.2.4 Soluções para a construção da plataforma

Ao desenvolver a plataforma é necessário mudar materiais, processos de fabrico, editar espessuras e geometrias. O dimensionamento da estrutura é realizado tendo em conta critérios de fadiga e é simulado no módulo *Generative Structural Analysis* do software CATIA V5.

O módulo *Generative Structural Analysis* é uma ferramenta que realiza análises estruturais de primeira ordem em estruturas de três dimensões e fornece recursos para modelar as estruturas num conjunto finito de elementos [93]. Para simular estruturas que apresentam mais do que uma peça, é necessário informar o programa das interações que existem entre as diferentes peças, de forma a este ser capaz de interpretar e calcular a distribuição de tensões.



### 3.2.4.1 Malha

O desenvolvimento da malha tem como objetivo aproximar o modelo o mais possível da estrutura física, através da utilização de diversas formas geométricas simples. No que toca às dimensões básicas, os elementos podem ser de:

- Uma dimensão, usados para representar estruturas onde uma das dimensões é significativamente maior que as outras duas, aplicado em veios ou cabos;
- Duas dimensões, aplicados para simular estruturas onde duas dimensões são significativamente maiores que a terceira, utilizado na simulação de estruturas tubulares ou chapas;
- Três dimensões, utilizado para calcular estruturas onde todas as 3 dimensões são aproximadamente da mesma ordem de grandeza, como é o caso do estudo dos motores.

Nesta simulação apenas foi usada a malha com elementos de 3 dimensões, em que os elementos apresentam a forma de um tetraedro com 4 nós, denominada *Octree tetrahedron mesh*. Os elementos podem ser parabólicos, em que se adaptam o melhor possível ao modelo, criando mais um nó em cada aresta, ou lineares, em que os elementos são tetraedros puros.

Os elementos apresentam três variáveis de características globais:

- Tamanho – Define o tamanho médio de cada elemento. Quanto menor o tamanho, mais precisos serão os resultados;
- Curvatura – Distância máxima permitida entre a malha e a geometria. Este parâmetro é útil quando a malha que está a ser criada é para peças curvas. Quanto menor o valor da curvatura, melhor a malha se adapta à geometria;
- Tipo de elemento – Elementos parabólicos calculam resultados mais precisos que os lineares, mas o tempo de computação é muito superior.

Apresentam também quatro variáveis de características locais:

- Tamanho local – modificação do tamanho da malha localmente;
- Curvatura local – definição do valor da curvatura local;
- Distribuição de arestas – permite distribuir arestas e nós locais;
- Pontos impostos – autoriza a seleção dos pontos que serão tidos em conta quando for realizada a malha.

Nesta simulação, além das variáveis globais, apenas foi usado o refinamento de tamanho local.

### 3.2.4.2 Interações entre peças

O CATIA V5 é capaz de simular diversas interações entre peças, mas para este estudo foi necessário apenas um grupo restrito das mesmas. As interações utilizadas foram de dois tipos:

- Ligações virtuais: estruturas sem suporte geométrico que representam corpos que não existe modelo disponível, mas que desempenham um papel na análise estrutural do conjunto. As ligações virtuais usadas foram:
  - Ligação virtual dúctil;
  - Ligação virtual rígida;
  - Mola virtual dúctil.
- Conexões: contacto entre superfícies em que a ligação pode ser realizada entre faces ou nós. As conexões aplicadas nesta simulação foram:
  - Conexão dúctil;
  - Conexão de contacto;
  - Conexão de fixação;
  - Conexão de parafuso virtual.

As diferentes ligações são apresentadas de seguida.

#### 3.2.4.2.1 Ligação virtual dúctil

Esta ligação comporta-se como um corpo rígido, que liga um ponto de referência a elementos específicos de uma geometria. Estes elementos podem ser superfícies ou faces, curvas ou arestas. O corpo rígido não apresenta massa, mas transmite, de forma dúctil, as ações do ponto selecionado, sem endurecer os corpos a que se encontra ligado.

#### 3.2.4.2.2 Ligação virtual rígida

Uma ligação virtual rígida é a simulação de um corpo rígido que liga um ponto a elementos específicos de uma geometria. Esta tem em conta um objeto rígido, sem massa, que vai transmitir de forma rígida as ações aplicadas no ponto selecionado, enquanto endurece localmente as peças a que se encontra ligado.

#### 3.2.4.2.3 Mola virtual dúctil

Uma mola virtual dúctil é a simulação de um corpo elástico, sem massa, que conecta um ponto de referência a uma geometria. Como representado na Figura 46, esta comporta-se como uma mola, com seis graus de liberdade, em série com um corpo rígido, e transmite de forma dúctil as ações aplicadas no ponto de referência. A ligação por mola dúctil virtual não endurece a peça deformável a que está ligada.

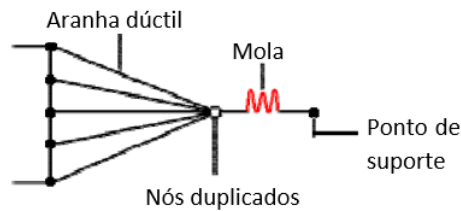


Figura 46 - Ligações da mola virtual (adaptado de [93])

#### 3.2.4.2.4 Conexão dúctil

Os dois corpos são fixos entre si, na sua fronteira, e comportam-se aproximadamente como se esta fronteira fosse flexível, ou seja, a ligação tem em consideração a deformabilidade elástica das interfaces. Este tipo de conexão cria um nó intermédio entre o centro dos dois sistemas de pontos representados pelos nós das duas malhas. Este nó é conectado por ligações aranha a todos os elementos das duas malhas, como representado na Figura 47.

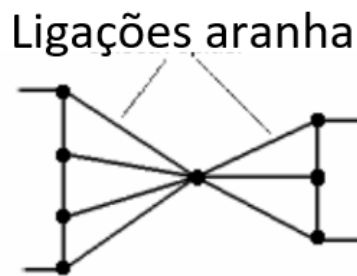


Figura 47 - Ligações ligação dúctil (adaptado de [93])

#### 3.2.4.2.5 Conexão de contacto

Ligação entre dois corpos que ficam impedidos de se interpenetrarem no seu limite comum. Existe liberdade para se moverem um em relação ao outro, desde que não ultrapassem as fronteiras um do outro. Quando existe contacto entre si, podem separar-se ou deslizar um em relação ao plano tangencial do outro. Este contacto é utilizado em malhas incompatíveis e tem em conta a deformabilidade elástica das interfaces.

#### 3.2.4.2.6 Conexão de fixação

As peças são fixas na fronteira comum. Do ponto de vista do modelo de elementos finitos, equivale aos nós das duas malhas serem partilhados. Assim sendo, os dois corpos comportam-se como se fossem um só, mas podem apresentar propriedades materiais diferentes. Esta conexão tem em conta a deformabilidade elástica das interfaces.

#### 3.2.4.2.7 Conexão de parafuso virtual

Conexão que tem em conta uma pré-tensão e simula a junção de dois corpos através de um parafuso virtual. O cálculo é realizado em duas etapas:

1. O modelo é submetido a forças de tensão relativas ao aperto dos parafusos, que são aplicadas nas superfícies interiores do furo;
2. O deslocamento relativo das duas superfícies do contacto (obtido na primeira etapa) é imposto enquanto o modelo é submetido às cargas aplicadas na simulação.

#### 3.2.4.3 Análise de conexões

As conexões são um tipo de interação entre peças que necessita de restrições prévias, para definir entre que superfícies é que estão definidas. Para as conexões aplicadas nesta simulação apenas foram usados dois tipos de restrições, que são:

- Coincidência: Garante que os elementos estão alinhados, no caso dos furos garante que são concêntricos;
- Análise geral de conexão: Capaz de ligar todas as geometrias das peças, com ou sem pontos de referência. Utilizado para identificar a zona de ligação entre peças.

Nesta simulação, a restrição de coincidência foi usada como referência para todos os parafusos virtuais. As restantes conexões foram definidas através da utilização da análise geral de conexão.

#### 3.2.4.4 Cargas autoequilibradas

As cargas autoequilibradas são normalmente combinadas com a restrição isostática. Este tipo de cargas adiciona automaticamente forças de inércia para contrabalançar as cargas externas, o que faz com que exista um equilíbrio entre as forças de inércia e as cargas de entrada. A restrição isostática apoia o corpo de forma a impedir as translações e rotações de corpo rígido. O CATIA V5 tem a capacidade de determinar automaticamente os pontos e direções afetados pela restrição isostática, sem restringir demasiado as peças.

As características de entrada nesta simulação são as forças que atuam nas rodas, para os diferentes casos de carga. As cargas autoequilibradas, juntamente com as restrições isostáticas, foram utilizadas de forma a poder simular as cargas num corpo livre. Ao simular as cargas aplicadas num corpo livre, através deste método, não são necessárias mais restrições externas, o que promove simulações mais próximas da realidade.

### 3.2.4.5 Soluções à fadiga

O dimensionamento da plataforma à fadiga foi realizado, como já referido, com o objetivo de o veículo ser capaz de cumprir pelo menos 300 mil ciclos. Após uma análise das tensões distribuídas pela estrutura, foram ponderados diferentes materiais para utilizar na mesma.

#### 3.2.4.5.1 Seleção de Materiais

A estrutura é dividida em componentes de alumínio e de aço. Assim sendo, foi feito um estudo de diferentes materiais que podem ser aplicados, capazes de substituir os utilizados e melhorar as propriedades mecânicas da peça, quando necessário. Os materiais foram selecionados do eFatigue [39]. O critério de pré-seleção aplicado nos aços é a existência de tratamento térmico, nomeadamente o facto de serem temperados. Este critério foi utilizado para manter em aberto o processo de fabrico dos componentes, uma vez que além de serem laminados alguns aços podem ser fundidos ou forjados. Assim sendo, os aços selecionados são apresentados na Tabela 17, cujos parâmetros apresentados foram previamente definidos na equação (2.7).

Tabela 17 - Propriedades dos aços (adaptado de [39])

Aço	Módulo de elasticidade	Tensão de rotura	Interceção da curva (fadiga)	Expoente de resistência à fadiga
	E	$S_{ut}$	$S_f'$	b
	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[ ]
1045	$207 \times 10^9$	$1\ 862 \times 10^6$	$3\ 065 \times 10^6$	-0,104
4130	$207 \times 10^9$	$1\ 241 \times 10^6$	$2\ 936 \times 10^6$	-0,137
4140	$200 \times 10^9$	$2\ 033 \times 10^6$	$1\ 745 \times 10^6$	-0,070
4142	$200 \times 10^9$	$1\ 929 \times 10^6$	$2\ 043 \times 10^6$	-0,081
4340	$200 \times 10^9$	$1\ 468 \times 10^6$	$1\ 770 \times 10^6$	-0,086
5160	$193 \times 10^9$	$1\ 584 \times 10^6$	$1\ 969 \times 10^6$	-0,061
8630	$200 \times 10^9$	$763 \times 10^6$	$743 \times 10^6$	-0,107
A27	$190 \times 10^9$	$483 \times 10^6$	$1\ 160 \times 10^6$	-0,073

Com a utilização dos dados da Tabela 17 é possível obter as curvas de Wöhler para estes materiais, apresentadas na Figura 48.

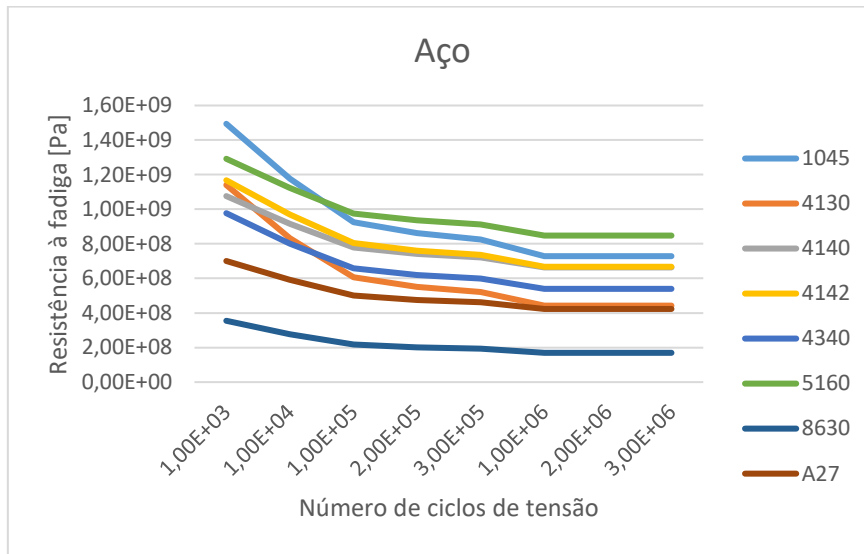


Figura 48 - Curvas S-N do aço

Como o material é aço, o mesmo exibe um patamar de vida infinita a partir dos  $10^6$  ciclos. Nas peças feitas por alumínio, apesar de a proposta se realizar com os dois alumínios anteriormente referidos, é estudado um número superior. Este estudo é feito para, caso seja necessário mudar de alumínio, os novos materiais já estarem devidamente identificados. Os alumínios estudados são apresentados na Tabela 18.

Tabela 18 - Propriedades do alumínio (adaptado de [39])

Alumínio	Módulo de elasticidade	Tensão de rotura	Interceção da curva (fadiga)	Expoente de resistência à fadiga
	E	$S_{ut}$	$S_f'$	b
	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[ ]
2014 - T6	$72,7 \times 10^9$	$483 \times 10^6$	$898 \times 10^6$	-0,120
5454	$69,0 \times 10^9$	$334 \times 10^6$	$520 \times 10^6$	-0,089
6061 - T6	$69,0 \times 10^9$	$389 \times 10^6$	$646 \times 10^6$	-0,094
7175 - T73	$71,3 \times 10^9$	$524 \times 10^6$	$723 \times 10^6$	-0,082
A356 - T6	$70,0 \times 10^9$	$283 \times 10^6$	$545 \times 10^6$	-0,124

Pelo mesmo método aplicado com os aços, ao utilizar os dados da Tabela 18 é possível obter as curvas de Wöhler, apresentadas na Figura 49.

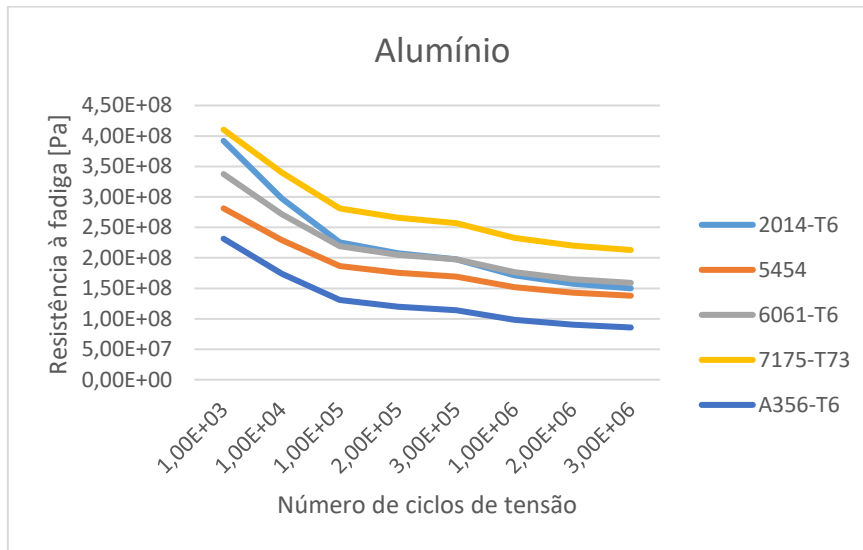


Figura 49 - Curvas S-N do alumínio

Avaliando a Figura 49 é possível verificar que o alumínio não apresenta um patamar de tensão a partir do qual a vida da peça será infinita, independentemente do número de ciclos.

#### 3.2.4.5.2 Dimensionamento à fadiga

O método de dimensionamento à fadiga selecionado foi o de tensão vida. Todos os dimensionamentos foram realizados simulando o transporte de um bloco de aço de 8 toneladas. Os requisitos apresentados para o dimensionamento à fadiga são divididos em quatro diferentes dimensionamentos e duas verificações:

- Dimensionamento 1 – Carga e descarga de 8 toneladas do veículo;
- Dimensionamento 2 – Curva à esquerda à velocidade máxima;
- Dimensionamento 3 – Aceleração máxima;
- Dimensionamento 4 – Travagem máxima;
- Verificação 1 – Teste da lomba;
- Verificação 2 – Travagem no movimento com direção para trás.

##### 3.2.4.5.2.1 Dimensionamento 1

Este dimensionamento pode ser considerado como um ciclo zero-tensão máxima, referido no capítulo 2.1.7.2.3. Neste caso, existe apenas um estado de carregamento, uma vez que a tensão não é reversível, como apresentado na Figura 50.

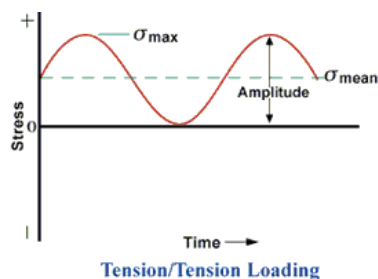


Figura 50 - Ciclo zero-tensão máxima (adaptado de [46])

Inicialmente foram selecionados os fatores modificadores de tensão, da tensão limite de fadiga. O fator de modificação da condição da superfície, como mostra na equação (2.9), depende da resistência à tração do material (Tabela 17 e Tabela 18) e dos coeficientes apresentados na Tabela 2, que variam consoante o processo de fabrico. Na Tabela 19 são apresentados os diferentes fatores de modificação da condição de superfície utilizados nos dimensionamentos.

Tabela 19 - Coeficiente de superfície (elaboração própria)

Material	Processo de fabrico	$k_a$
Aço A27	Laminado a frio	0,88
Aço S355	Forjado	0,53
Aço S355	Laminado a quente	0,93
Aço S355	Laminado a frio	0,86
Aço 5160	Maquinado/laminado a frio	0,64
Alumínio 6061	Laminado a quente	0,93
Alumínio A356	Forjado	0,99

A Tabela 19 revela que o fator de superfície do aço 5160 é muito baixo, quando comparado, por exemplo, com os do alumínio. Isto acontece devido ao elevado valor da tensão de rutura que este aço apresenta.

A Tabela 20 apresenta os diferentes materiais e processos de produção da matéria prima de alguns componentes utilizados na plataforma. A seleção do coeficiente de superfície foi realizada tendo em conta as características apresentadas. A tabela das propriedades de todos os componentes encontra-se no anexo 6.4.



Tabela 20 - Diferentes materiais e processos de produção das peças

Componente	Material	Processo de produção
Braço superior	Aço A27	Extrusão a frio
Tirante	Aço S355	Forjamento
Braço inferior	Aço 5160	Maquinação
Porta cubo frontal	Aço 5160	Laminação a frio

O fator de tamanho, como se verifica na equação (2.10), é dependente das dimensões da secção crítica. Ao utilizar este fator, é possível verificar que o valor do fator de tamanho é menor quanto maior for a dimensão utilizada para calcular o mesmo. Assim sendo, das diversas secções críticas apresentadas nas diferentes peças, a que foi escolhida para o cálculo é a que apresentar maior dimensão equivalente, o que resulta num valor mais conservativo. A maioria dos componentes apresenta secções que não são circulares. Assim sendo, foi utilizada a equação (2.12), em função das dimensões  $h$  e  $b$ . Alguns dos valores de  $h$ ,  $b$  e do  $k_b$  são apresentados na Tabela 21. A tabela completa encontra-se no anexo 6.5.

Tabela 21 - Fator de tamanho do dimensionamento 1

Componente	$h$	$b$	$d_e$	$k_b$
	[mm]	[mm]	[mm]	[ ]
Braço superior	-	-	82	0,75
Braço inferior	20	6,8	9,42	0,98
Porta cubo frontal	17	75	24,24	0,88
Porta cubo traseiro	10	45	17,14	0,91

Estes são os valores finais, obtidos depois de verificada a validade do dimensionamento. Não são apresentados os valores intermédios, uma vez que, sempre que se faz uma alteração de uma dimensão na secção crítica, este valor é atualizado e a apresentação de valores fica demasiado extensa.

De modo a simplificar o estudo os fatores de carga, temperatura, confiabilidade e de tensões flutuantes, os mesmos foram selecionados e aplicados em todos os elementos

da estrutura com os mesmos valores. Os valores dos diferentes coeficientes são apresentados na Tabela 22.

Tabela 22 - Coeficientes do dimensionamento à fadiga

Fator	Característica da peça	Valor
Carga	$S_{ut} \leq 1\ 500\ \text{MPa}$	0,92
Temperatura	Ambiente	1
Confiabilidade	95%	0,868
Tensões flutuantes	Desprezadas	1

O critério de falha selecionado para este dimensionamento é o de Gerber que, apesar de ser o menos conservativo, é o critério que mais se aproxima da realidade em materiais dúcteis [29]. A equação do critério, já apresentada na revisão bibliográfica, é a equação (2.22).

Para descobrir qual a tensão limite de fadiga, o critério de Gerber foi usado da seguinte forma:

$$S_e = \frac{S_a}{1 - \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2}, \quad (2.53)$$

onde  $S_a$  representa o valor de tensão que tem de ser inferior ou igual ao da tensão limite de fadiga da peça, calculado pelos fatores modificadores. Neste dimensionamento, o valor da tensão alternada utilizado é o da tensão máxima que a peça é capaz de suportar. Este é um dimensionamento com um ciclo zero-tensão máxima, pelo que a tensão média é metade da tensão máxima. O cálculo da tensão admissível em cada componente foi realizado através da comparação do valor da tensão limite de fadiga do material, com o valor da tensão equivalente do critério de Gerber. As tensões limite de fadiga para os diferentes componentes, quer do material, quer de Gerber, são apresentados na Tabela 23, a tabela completa pode ser encontrada no anexo 6.6.

As tensões admissíveis variam de maneira diferente entre os componentes, consoante as características de cada um. Assim sendo, são realizados dimensionamentos distintos entre os componentes, de forma a corresponder à respetiva tensão limite de fadiga.

Tabela 23 - Tensões limite de fadiga do dimensionamento 1

Componente	Tensão limite do material	Tensão limite de Gerber
	[Pa]	[Pa]
Braço superior	$2,45 \times 10^8$	$2,30 \times 10^8$
Braço inferior	$4,56 \times 10^8$	$4,45 \times 10^8$
Porta cubo frontal	$4,16 \times 10^8$	$4,08 \times 10^8$
Porta cubo traseiro	$4,28 \times 10^8$	$4,20 \times 10^8$

### 3.2.4.5.2.2 Dimensionamento 2

Este dimensionamento pode ser considerado como um ciclo de cargas de tração/compressão, referido no capítulo 2.1.7.2.3, e apresentado na Figura 51. Neste caso, o valor da tensão média é zero.

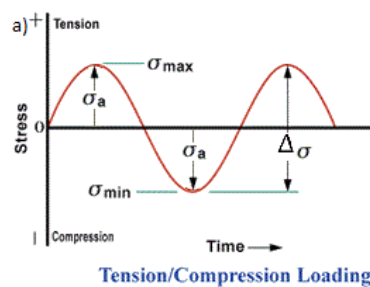


Figura 51 - Ciclo de carga de tração/compressão (adaptado de [46])

O cálculo dos fatores modificadores da tensão limite de fadiga é o mesmo do apresentado no dimensionamento 1. O único fator cujos valores variam é o fator de modificação de tamanho, uma vez que, entre o dimensionamento 1 e 2, apenas foram modificados o *design* e as dimensões dos elementos. Como os materiais e os processos de fabrico não foram alterados, os valores do fator de superfície mantêm-se.

Parte dos valores do fator de modificação de tamanho são apresentados na Tabela 24, enquanto a tabela completa encontra-se no anexo 6.7. Ao analisar a Tabela 24, através da comparação com a Tabela 21, é possível verificar que aumentando o tamanho equivalente da secção crítica das peças, o valor do fator de tamanho diminui.

Tabela 24 - Fator de tamanho do dimensionamento 2

Componente	h	b	d <sub>e</sub>	k <sub>b</sub>
	[mm]	[mm]	[mm]	
Braço superior	-	-	82	0,75
Braço inferior	20	8,8	10,72	0,96
Porta cubo frontal	17	87	31,07	0,86
Porta cubo traseiro	13	45	19,54	0,90

A utilização do critério de Gerber neste dimensionamento não produz qualquer efeito, uma vez que a tensão média é zero. Logo, o valor da tensão limite de fadiga obtida através deste critério é igual ao da tensão limite de fadiga do material. Utilizando o valor nulo da tensão média na equação (2.22), é possível obter:

$$S_{e'} = \frac{S_a}{1}, \quad (2.54)$$

Este facto comprova que o valor da tensão limite de fadiga do critério de Gerber,  $S_{e'}$ , é igual ao valor comparado com a tensão limite de fadiga calculado através dos fatores modificadores,  $S_a$ .

Os valores da tensão limite de fadiga variam de componente para componente, como já foi explicado no dimensionamento 1. Para este dimensionamento, os valores da tensão limite de fadiga são apresentados na Tabela 25. A tabela completa é apresentada no anexo 6.8.

Tabela 25 - Tensões limite de fadiga do dimensionamento 2

Componente	Tensão limite de fadiga
	[Pa]
Braço superior	$2,45 \times 10^8$
Braço inferior	$4,50 \times 10^8$
Porta cubo frontal	$4,01 \times 10^8$
Porta cubo traseiro	$4,11 \times 10^8$

Na Tabela 25 é possível verificar que os valores são inferiores aos da tensão limite do material apresentados no dimensionamento 1. Este facto deve-se à diferença apresentada no fator de tamanho associado ao cálculo da tensão limite de fadiga.

### 3.2.4.5.2.3 Dimensionamento 3

As considerações sobre o critério de Gerber para este dimensionamento são as mesmas das apresentadas no dimensionamento 2. Neste dimensionamento não houve alteração de materiais, nem processos de fabrico. Assim sendo, todos os fatores se mantêm, à exceção do fator modificador de tamanho. No dimensionamento 3, no que toca a secções críticas, apenas foi necessário aumentar as dimensões do porta cubo da frente. Os fatores de tamanho são apresentados na Tabela 26. A tabela completa é apresentada no anexo 6.9.

Tabela 26 - Fatores de tamanho do dimensionamento 3

Componente	h	b	d <sub>e</sub>	k <sub>b</sub>
	[mm]	[mm]	[mm]	
Braço superior	-	-	82	0,75
Braço inferior	20	8,8	10,72	0,96
Porta cubo frontal	17	87	31,07	0,86
Porta cubo traseiro	24	39	24,72	0,88

Parte dos valores da tensão limite de fadiga para o dimensionamento 3 são apresentados na Tabela 27. A tabela completa de valores apresenta-se no anexo 6.10.

Tabela 27 - Tensões limite de fadiga do dimensionamento 3

Componente	Tensão limite de fadiga
	[Pa]
Braço superior	$2,45 \times 10^8$
Braço inferior	$4,50 \times 10^8$
Porta cubo frontal	$4,01 \times 10^8$
Porta cubo traseiro	$4,08 \times 10^8$

#### 3.2.4.5.2.4 Dimensionamento 4

O quarto dimensionamento simula uma travagem à desaceleração de  $3,15 \text{ m/s}^2$ , quando transporta 8 toneladas. Os cálculos da tensão de Gerber são os mesmos dos apresentados no dimensionamento 2 e 3. No dimensionamento 4, foi necessário mudar o material do braço superior e da peça frontal inferior, uma vez que as peças com o material inicial estavam a exigir grandes alterações no *design* e na espessura. Quer no braço superior, quer na peça frontal inferior, o novo material é o aço 5160. No que toca a secções críticas, foi necessário aumentar as dimensões do braço inferior, do conector da frente e do componente frontal interior. Os fatores de tamanho são apresentados na Tabela 28. A tabela completa é apresentada no anexo 6.11.

Tabela 28 - Fator de tamanho do dimensionamento 4

Componente	h	b	d <sub>e</sub>	k <sub>b</sub>
	[mm]	[mm]	[mm]	
Braço superior	-	-	82	0,75
Braço inferior	20	10,8	11,88	0,95
Porta cubo frontal	19	87	32,85	0,86
Porta cubo traseiro	24	39	24,72	0,88

O valor da tensão limite de fadiga de parte dos componentes é apresentada na Tabela 29. No anexo 6.12 é possível verificar todos os valores utilizados.

Tabela 29 - Tensões limite de fadiga do dimensionamento 4

Componente	Tensão limite de fadiga
	[Pa]
Braço superior	$3,53 \times 10^8$
Tirante	$1,01 \times 10^8$
Braço inferior	$4,45 \times 10^8$
Porta cubo frontal	$3,99 \times 10^8$
Porta cubo traseiro	$4,19 \times 10^8$

### 3.2.4.5.2.5 Verificação 1

Para verificar a resistência à flexão, as estruturas veiculares são submetidas a cargas três vezes maiores do que a estrutura vai suportar. As tensões são analisadas virtualmente, e, se forem menores do que as tensões de cedência dos materiais dos diferentes elementos, a estrutura é considerada segura [94]. Assim sendo, foram realizadas duas simulações, uma para o eixo frontal e outra para o eixo traseiro. A carga três vezes superior é aplicada apenas numa roda, que é o caso de aplicação mais severo, quando comparado à aplicação em mais do que uma roda.

A estrutura foi verificada tendo em conta as tensões de cedência do material de cada componente. Parte dos valores da tensão de cedência dos componentes são apresentados na Tabela 30. No anexo 6.13 é possível verificar a tensão de cedência de todas as peças. Os valores da tensão de cedência dos materiais foram obtidos do Matweb [95].

Tabela 30 - Tensões de cedência da verificação 1

Componente	Tensão cedência
	[Pa]
Braço superior	$1,07 \times 10^9$
Tirante	$3,55 \times 10^8$
Braço inferior	$1,07 \times 10^9$
Porta cubo frontal	$1,07 \times 10^9$
Porta cubo traseiro	$1,07 \times 10^9$

### 3.2.4.5.2.6 Verificação 2

A verificação 2 teve como o objetivo garantir que, quando o veículo está em marcha-atrás e apresentar a necessidade de travar, a estrutura é capaz de o fazer. O valor de desaceleração imposto para esta verificação foi de 2/3 da desaceleração frontal. Como o valor de desaceleração frontal é de aproximadamente  $3 \text{ m/s}^2$ , é possível concluir que o valor nesta simulação é de  $2 \text{ m/s}^2$ .

Como não existiram mais alterações na estrutura, os valores da tensão limite de fadiga utilizados neste dimensionamento são os mesmos do dimensionamento 4, apresentados no anexo 6.12.

### 3.3 Projeto do veículo autônomo

O objetivo deste projeto é o desenvolvimento de uma plataforma modular que seja capaz de transportar 8 toneladas no veículo e 20 toneladas a reboque. Assim sendo foi realizado um estudo inicial do sistema de acionamento, para garantir que este é capaz de transportar as cargas propostas, e só depois foi desenvolvida a estrutura.

#### 3.3.1 Dimensionamento da transmissão e do sistema de acionamento

##### 3.3.1.1 Dados de projeto

Para o dimensionamento do sistema de acionamento é necessário idealizar um conjunto de características técnicas, que ainda não são conhecidas, uma vez que este é um estudo inicial do projeto. As especificações técnicas que foram aplicadas neste projeto são apresentadas na Tabela 31.

Tabela 31 - Dados de projeto

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
Massa (tara) do AGV	m	1 000	kg
Capacidade carga no AGV		8 000	kg
Capacidade de carga a reboque		20 000	kg
Coefficiente de resistência ao Rolamento	$f_r$	0,010	Adimen.
Coefficiente aerodinâmico	$C_D$	0,700	Adimen.
Área frontal do veículo	$A_f$	1,700	m <sup>2</sup>
Raio da roda	$r_d$	0,288	m
Densidade do ar	$\rho$	1,250	kg/m <sup>3</sup>
Aceleração da gravidade	g	9,810	m/s <sup>2</sup>
Velocidade do vento	$v_w$	15	m/s
Rendimento da transmissão	$\eta_t$	0,970	Adimen.
Rendimento do motor	$\eta_m$	0,970	Adimen.
Rendimento do inversor	$\eta_i$	0,930	Adimen.

Analisando a Tabela 31 é possível verificar que, para os estudos realizados, a resistência ao rolamento é considerada como 0,01. Este valor é baseado na Tabela 5,



tendo em conta que serão necessárias rodas de veículos pesados e que o veículo se desloca sobre asfalto ou betão. É arbitrado um raio da roda de 0,288 m, uma área frontal de 1,70 m<sup>2</sup> e um coeficiente de arrasto definido como 0,70, deduzido da Figura 29 e utilizado de forma conservativa.

### 3.3.1.2 Estudo de motores

O estudo dos motores é realizado através da comparação entre os valores resistentes ao movimento do veículo com a força longitudinal que o motor consegue debitar. O cálculo das forças resistentes é realizado através do método exposto no capítulo 2.2.4.2.5. Já o cálculo da força que o motor consegue produzir, é desenvolvido através do método apresentado no capítulo 2.1.5.1. Os valores comparados foram os resultados da equação (2.46) com os da equação (2.6). As forças de tração do motor têm sempre de ser superiores às forças resistentes do veículo. Os casos de carga em que os motores foram testados são os mesmos dos apresentados na Tabela 12.

Após definir os casos de estudo e de ter os motores selecionados, foi possível verificar que apenas o motor Rimac é capaz de realizar os casos de estudo com uma transmissão existente. Mas este não é o motor ideal devido à elevada potência disponível, que é desfavorável para esta aplicação. Assim sendo, foi realizado um estudo de relações de transmissão, em que se estabeleceu o valor de velocidade mínima necessária de 5 km/h e a velocidade desejável de aproximadamente 11 km/h, como apresentado na Tabela 32. Ao realizar este estudo, partiu-se do princípio que é necessário ter uma transmissão personalizada para este veículo, uma vez que não foi encontrada nenhuma no mercado com a relação necessária e com garantia de compatibilidade com o sistema selecionado.

Todos os casos de carga do estudo de motores foram realizados tendo em conta uma velocidade do vento desfavorável de 15 m/s e a uma velocidade constante. O objetivo deste estudo é verificar a capacidade do motor em cumprir os casos propostos, de forma a comprovar que este é capaz de executar a função destinada, tendo em conta os pressupostos aplicados. O objetivo inicial é garantir que, ao transportar 28 toneladas numa rampa com 5% de inclinação, a plataforma é capaz de o fazer a uma velocidade de aproximadamente 11 km/h. A relação de transmissão foi dimensionada de forma a garantir que o motor é capaz de cumprir este requisito. Na Tabela 32 estão descritos os diferentes motores, a respetiva relação de transmissão e as velocidades que estes conseguem atingir, quer com carga máxima numa rampa de 5% de inclinação, quer em vazio num percurso sem inclinação. Estes valores revelam a velocidade mínima e máxima que o veículo vai apresentar sempre que estiver em condições como as apresentadas neste caso de estudo. Estão também apresentadas a potência, tensão e intensidade nominais associadas a cada motor, que servirão de critério de seleção dos mesmos.

Tabela 32 - Estudo comparativo de motores

Motor	Relação de transmissão	Velocidade		Potência nominal	Tensão nominal	Intensidade nominal
		Carga máxima [km/h]	Vazio [km/h]	[kW]	[V]	[A]
Zytek 55 kW	52,4	8	25	43	250	172
Zytek 70 kW	20,33	11	43	55	250	220
TM4 MV8 85kW	52,4	10	21	50	- <sup>1</sup>	- <sup>1</sup>
UQM - PPP100	33,2	11	25	60	335	179
UQM - PPP135	31,12	11	27	80	335	239
UQM - PPP HD 220	14,23	11	46	120	360	333
Rimac	8,3	10	157	386	- <sup>1</sup>	- <sup>1</sup>
YASA 400	19,92	11	41	70	800	88
Brusa HSM-10.17.12	38,31	11	34	70	400	175
Brusa HSM-10.18.13	30,18	11	43	93	400	233
Brusa HSM-10.18.22	18,45	12	71	145	400	363

Após uma divisão por fabricantes, foram selecionados os motores mais adequados, dentro de cada fabricante. Ao comparar os valores de velocidade que os diferentes motores conseguem atingir, a relação de transmissão e as potências necessárias, é possível selecionar os que aparentam ser melhores para cumprir os casos de estudo.

Foram selecionados dois motores, sendo eles o motor Brusa – HSM-10.17.12 e o motor Zytek 70 kW.

<sup>1</sup> Valor indisponível na ficha do fabricante.

O motor **Brusa – HSM-10.17.12** foi selecionado devido aos valores razoáveis de relação de transmissão, boa velocidade máxima, baixa potência nominal e baixa intensidade de corrente, o que reduz a taxa de descarga da bateria.

O motor **Zytek – 70 kW** foi selecionado devido ao seu elevado binário para tão baixa potência, o que se reflete numa baixa relação de transmissão e elevada velocidade máxima atingida, apesar dos valores de corrente ligeiramente elevados.

### 3.3.1.3 Estudo de autonomia e custos de transporte

Os estudos de autonomia e custos de transporte têm como objetivo avaliar qual o sistema de acionamento que representa o melhor investimento para os casos de carga expostos. Estes estudos não têm em conta os sistemas de regeneração de energia que podem ser aplicados nos veículos elétricos.

Foram realizados dois estudos diferentes, com o intuito de perceber qual o desempenho das diferentes configurações apresentadas. Os estudos de autonomia e custos de transporte dividem-se em:

- Autonomia em plano;
- Autonomia num parque industrial:
  - Tempos de carregamento;
  - Cargas transportadas;
  - Análise de custos.

#### 3.3.1.3.1 Configurações

De forma a apresentar várias opções, com diferentes custos e lucros associados, consoante a utilização, são criadas diferentes configurações. Nestes estudos as variáveis do sistema de acionamento são:

- Motor;
- Bateria;
- Carregador.

Na Figura 52 é possível verificar quais as configurações disponíveis.

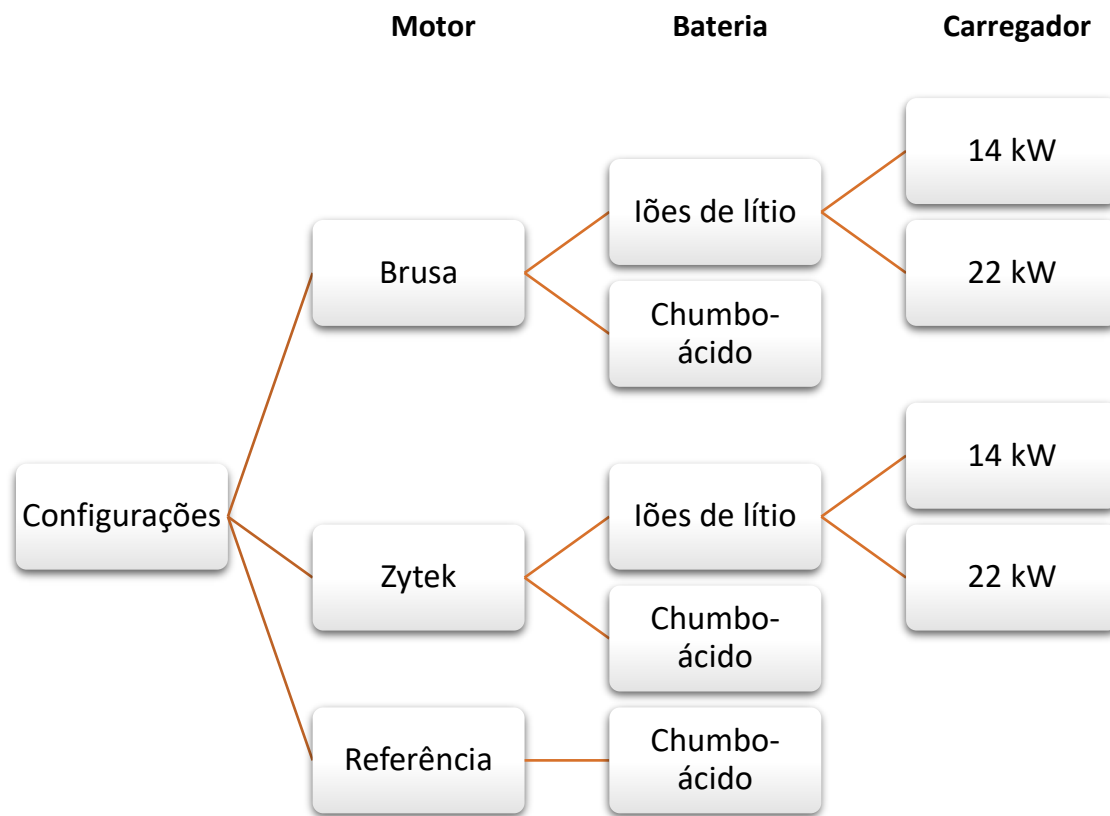


Figura 52 - Configurações do sistema de acionamento

### 3.3.1.3.2 Autonomia em plano

O estudo da autonomia em plano tem como objetivo perceber a distância que o veículo é capaz de percorrer e em quanto tempo, nas diferentes configurações e com apenas um carregamento de bateria. O veículo transporta uma carga de 25 toneladas, à velocidade máxima de cada motor para esse caso de carga. O estudo da autonomia em plano não teve em consideração os carregadores, uma vez que o objetivo é perceber qual o desempenho das diferentes configurações com apenas um carregamento de bateria.

Para o caso de carga em que o veículo transporta 25 toneladas, em plano, foram calculadas as velocidades máximas que cada motor é capaz de debitar. Os resultados são apresentados na Tabela 33.

Tabela 33 - Velocidade máxima 25 toneladas em plano

Motor	Velocidade máxima
	[km/h]
Brusa	30
Zytek	40
Referência	11,5

De modo a fazer um estudo mais conservador quanto à diferença de distâncias percorridas, para a bateria de chumbo-ácido é considerada uma utilização até 90%, sem perder tempo de vida útil. Assim sendo a energia utilizada na bateria de chumbo-ácido é de 60 kWh. A bateria de iões de lítio apresenta uma energia útil a bordo de 30,5 kWh [96].

Na Figura 53 são apresentados os resultados do estudo de autonomia em plano, em que é possível verificar qual a distância percorrida com apenas um carregamento de bateria. Estes valores foram obtidos realizando os cálculos apresentados no capítulo 2.2.4.2.7. O estudo foi dividido em medições retiradas de 250 em 250 metros. O cálculo da energia consumida foi realizado através do somatório dos valores da energia consumida em cada 250 metros. A distância percorrida é obtida quando o valor deste somatório for aproximadamente igual ao da capacidade da bateria.

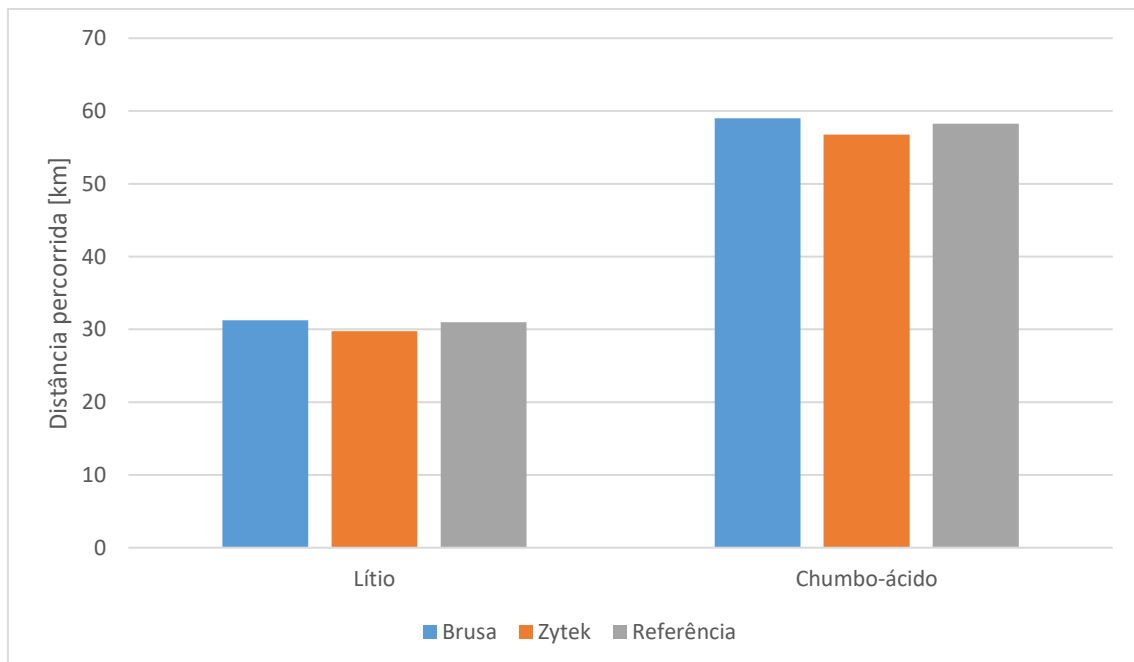


Figura 53 - Resultados de distância percorrida em plano

Analisando a Figura 53 é possível verificar que, quando foi utilizada a bateria de chumbo-ácido, as distâncias percorridas foram quase o dobro das distâncias percorridas com a bateria de íões de lítio. Estes resultados são expectáveis devido à diferença de energia a bordo que as baterias apresentam. A distância percorrida pelos veículos equipados com a bateria de chumbo-ácido é ligeiramente prejudicada pelo facto de a mesma pesar mais 1 922 kg que a bateria de íões de lítio. Ao comparar as distâncias percorridas pelos diferentes motores é possível verificar que, independentemente da fonte de alimentação, neste estudo as distâncias são semelhantes.

Além dos valores de distância percorrida, também o tempo de descarga é avaliado. Os resultados obtidos estão apresentados na Figura 54.

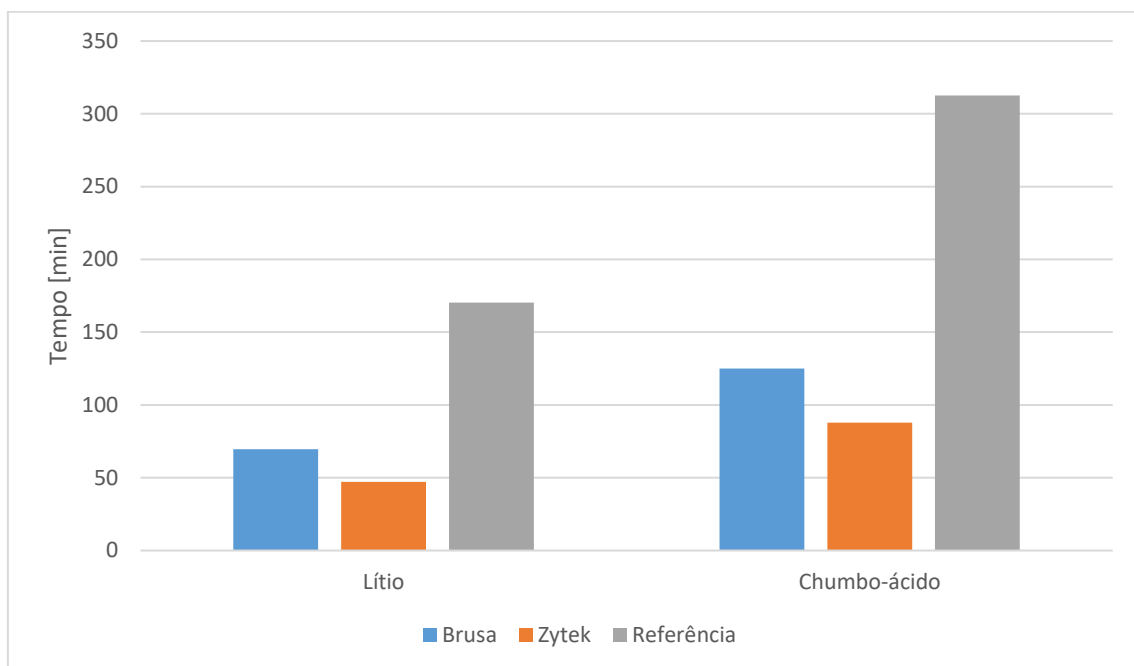


Figura 54 - Tempo de utilização de baterias

Ao avaliar os dados da Figura 54, verifica-se que a bateria de íões de lítio durou pouco mais de metade do tempo que a bateria de chumbo-ácido. Estes valores são também espectáveis devido à diferença de energia a bordo. Mas, ao cruzar estes dados com os da Figura 53, é possível concluir que o veículo de referência demora 3 vezes mais a esgotar a energia, para distâncias percorridas semelhantes. Isto deve-se ao facto de este motor apresentar uma velocidade máxima de aproximadamente 1/3 da que os outros motores conseguem desenvolver.

#### 3.3.1.3.3 Autonomia num parque industrial

Este estudo tem como objetivo verificar quais as cargas que as diferentes configurações do sistema de acionamento conseguem transportar, quer num dia de

trabalho, quer num ano, e os custos associados. Apenas são considerados gastos de energia quando o veículo está em movimento. Sempre que este está estacionário, a descer rampas, ou em *stand-by*, é considerado que não há gastos de energia elétrica.

#### 3.3.1.3.3.1 Tempos de carregamento

Inicialmente é calculado o tempo de carregamento das baterias, de forma a perceber quanto tempo é que o veículo vai estar inoperacional entre utilizações.

##### 3.3.1.3.3.1.1 Bateria de iões de lítio

Para a bateria de iões de lítio é considerada a utilização dos dois carregadores, o de 14 kW e o de 22 kW. No entanto, tendo em conta que a vida útil da bateria varia com diferentes taxas de carregamento, o estudo que usa o carregador de 22 kW é dividido em duas potências:

- 11 kW, com o intuito de carregar de forma mais lenta, mas aumentar o tempo de vida útil da bateria;
- 22 kW, que reduz o tempo de vida útil da bateria, mas o tempo de carregamento é menor, o que provoca um volume de carga transportada por unidade de tempo superior.

Nas baterias de iões de lítio é comum carregar as baterias apenas em 80% [97], devido à redução da velocidade de carregamento que ocorre nos últimos 20% da bateria.

Assim sendo, a energia útil da bateria de iões de lítio é de:

$$E_{lit} = 0,8 \times 30,5 \cong 24,4 \text{ kWh},$$

onde:

$E_{lit}$  – Energia útil na bateria de iões de lítio [kWh].

O tempo de carregamento das baterias de iões de lítio pode ser calculado através da equação (2.52), utilizando o valor de  $E_{lit}$  em vez do  $E_{bat}$  presente na equação.

No anexo 6.1 é possível verificar que a potência nominal do carregador de 22 kW é de 20,5 kW.

O tempo de carregamento com o carregador de 22 kW é:

$$t_{c22} = \frac{24}{20,5} \cong 1,17 \text{ h}.$$

Este valor corresponde a aproximadamente 1 hora e 10 minutos. Quando a bateria é carregada com a potência de carregamento de apenas 11 kW, o tempo de carregamento é:

$$t_{c11} = \frac{24}{11} \cong 2,18\text{h.}$$

Este valor corresponde a aproximadamente 2 horas e 11 minutos.

Ao utilizar a potência de carregamento de 14 kW o tempo de carregamento é:

$$t_{c14} = \frac{24}{14} \cong 1,71\text{h,}$$

o que corresponde a aproximadamente 1 hora e 42 minutos.

### 3.3.1.3.3.1.2 Bateria de chumbo-ácido

A bateria de chumbo-ácido, utilizada nos veículos industriais, apresenta uma energia a bordo de 840 Ah. Analisando a Figura 27 é possível verificar que as baterias de chumbo-ácido apenas são capazes de carregar a uma intensidade de 0,2 C. Assim sendo, a intensidade de carregamento da bateria de chumbo-ácido,  $I$ , é:

$$I = 0,2 \times 840 = 164 \text{ A.}$$

O tempo de carga da bateria de chumbo-ácido pode ser calculado pela seguinte equação:

$$t_c = \frac{C}{I} = \frac{840}{164} \cong 5 \text{ horas.}$$

Na Tabela 34 são apresentados os tempos de carregamento de todas as baterias.

Tabela 34 - Tempo de carregamento de baterias

Bateria	Carregador	Tempo de carregamento
Iões de lítio	22 kW	1 hora e 10 min.
	11 kW	2 horas e 11 min.
	14 kW	1 hora e 42 min.
Chumbo-ácido	-	5 horas e 7 min.

Ao analisar a Tabela 34 é possível verificar que a bateria de chumbo-ácido demora muito mais tempo a carregar do que a de iões de lítio. Este é um valor expectável devido à maior energia a bordo e também devido à velocidade de carregamento mais



lenta que estas baterias apresentam. Dentro da bateria de íões de lítio, a diferença dos valores também é previsível uma vez que, quanto maior for a potência de carregamento, mais rápido será o mesmo.

### 3.3.1.3.3.2 Simulações de carga transportada

Foram realizadas simulações, quer à velocidade máxima, quer a uma velocidade controlada, perto da máxima, de modo a perceber qual seria o desempenho das diferentes configurações e se estas trabalham melhor à velocidade máxima ou ligeiramente abaixo da velocidade mesma. As velocidades utilizadas nas simulações são apresentadas na Tabela 35.

Tabela 35 - Velocidades utilizadas na simulação do parque industrial

Motor	Velocidade máxima	Velocidade controlada
	[km/h]	[km/h]
Brusa	34	30
Zytek	43	40

Conforme ilustrado na Tabela 35, a velocidade controlada utilizada nas simulações não é muito inferior à velocidade máxima. É usado um valor próximo da velocidade máxima com o intuito de perceber a verdadeira capacidade de transporte do veículo uma vez que, se a velocidade fosse muito baixa, a diferença de carga transportada seria elevada.

### 3.3.1.3.3.2.1 Testes à velocidade máxima

De modo a perceber qual a carga que os diferentes sistemas de acionamento conseguem transportar por dia, foram simulados testes em que o veículo percorria o percurso sempre à velocidade máxima que o motor é capaz de impor.

Inicialmente é necessário saber qual a distância que o veículo é capaz de percorrer nestas condições e em quanto tempo, com apenas um carregamento de bateria. Para isso é calculado o tempo e a energia gastos numa viagem. Com o conhecimento da energia a bordo é possível saber quantas viagens o veículo é capaz de efetuar com uma carga e em quanto tempo.

A bateria de íões de lítio apresenta uma energia a bordo de 24,4 kWh, como já foi referido.

Na simulação da bateria de chumbo-ácido, para realizar o estudo de forma mais conservativa, foram assumidas as seguintes considerações:

- Utilização total da energia disponível (67,2 kW);
- A perda de vida-útil que ocorre devido à descarga total da bateria foi desprezada;
- A bateria carrega sempre à velocidade máxima de carregamento, não reduzindo a taxa de carregamento quando está a chegar ao nível máximo.

O número de viagens que o veículo consegue realizar com uma carga de bateria e do tempo de descarga são apresentados na Tabela 36.

Tabela 36 - Características de uma descarga de bateria

Motor	Tempo [min]	Energia [kWh]	Viagens	Tempo de descarga [h]
<b>Bateria iões de lítio</b>				
Brusa	3,77	1,197	20	1,26
Zytek	3,23	1,634	14	0,76
<b>Bateria chumbo-ácido</b>				
Brusa	3,80	1,486	45	2,85
Zytek	3,26	1,984	33	1,79

Ao analisar a Tabela 36 é possível verificar que o motor Brusa, apesar de demorar mais tempo a descarregar a bateria, consegue fazer mais voltas num ciclo de utilização do que o motor Zytek. Este facto acontece devido à diferente velocidade máxima que os motores são capazes de atingir. O motor Zytek é mais rápido a concluir a viagem, mas gasta mais energia devido à maior resistência à aceleração que sofre para atingir a velocidade máxima.

Com o tempo que o veículo demora a carregar e a descarregar, foi calculado o número de ciclos de carregamento/descarregamento de bateria que é possível realizar em 8 horas. Consequentemente, foi calculada a quantidade de carga que é possível transportar, uma vez que o veículo transporta 20 toneladas por viagem.

Os resultados do número de viagens e de carga transportada em 8 horas são apresentados na Tabela 37.

Tabela 37 - Capacidade de transporte de carga em 8 horas à velocidade máxima

Motor	Viagens (Nº Ciclos)			Carga transportada		
				[ton]		
	22 kW			22 kW		
			14 kW			14 kW
	22 kW	11 kW		22 kW	11 kW	
<b>Bateria de iões de lítio</b>						
Brusa	75 (4)	57 (3)	60 (3)	1 500	1 140	1 200
Zytek	67 (5)	42 (3)	52 (4)	1 340	840	1 040
<b>Bateria chumbo-ácido</b>						
Brusa	47 (2)			940		
Zytek	55 (2)			1 100		

Como apresentado na Tabela 37, o motor Brusa apresenta valores superiores de carga transportada em 8 horas quando é alimentado pela bateria de iões de lítio, do que pela bateria de chumbo-ácido. Apesar de transportar mais carga por dia, apenas necessita de mais um ciclo de carregamento/descarregamento quando comparado com a bateria de chumbo-ácido. Ao contrário do que era de prever, o motor Zytek apresentou valores de carga transportada superiores utilizando a bateria de chumbo-ácido, como fonte de alimentação, do que dois dos casos de carregamento da bateria de iões de lítio. Isto acontece porque o motor Zytek necessita de mais ciclos de bateria, o que faz com que o veículo esteja mais tempo parado para recarregar as baterias.

### 3.3.1.3.3.2 Testes a velocidade controlada

Na simulação a velocidade controlada foram assumidas as mesmas considerações iniciais que no estudo a velocidade máxima. A simulação dos diferentes sistemas de acionamento foi seccionada do seguinte modo:

- Bateria de iões de lítio instalada com os motores seleccionados na plataforma;
- Bateria de chumbo-ácido, com os motores seleccionados;
- Bateria de chumbo-ácido e o motor do veículo existentes instalados na plataforma;
- Conjunto completo do veículo existente.

Foi realizado um estudo em que se aplica a tecnologia existente na plataforma que está a ser desenvolvida para perceber qual o ganho que a plataforma é capaz de oferecer. A simulação do veículo completo existente tem como objetivo perceber qual o benefício da utilização dos diferentes sistemas de acionamento em conjunto com a plataforma. Os valores obtidos na simulação de uma descarga de bateria são apresentados na Tabela 38.

Tabela 38 - Valores obtidos na simulação a velocidade controlada

Motor	Tempo	Energia	Viagens	Tempo de descarga
	[min]	[kWh]		[h]
<b>Bateria iões de lítio</b>				
Brusa	4,18	1,128	21	1,46
Zytek	3,45	1,569	15	0,86
<b>Bateria chumbo-ácido</b>				
Brusa	4,18	1,336	50	3,48
Zytek	3,43	1,827	36	2,06
Referência	5,18	1,34	50	4,32
<b>Veículo existente</b>				
Referência	5,18	1,49	45	3,89

A Tabela 38 revela informações idênticas às verificadas na Tabela 36, ou seja, o motor Brusa, apesar de demorar mais tempo a descarregar a bateria, consegue fazer mais voltas num ciclo de utilização do que o motor Zytek.

Os resultados de viagens e carga transportadas, em 8 horas, são apresentados na Tabela 39. Este estudo foi dividido em três diferentes:

- Motores selecionados e bateria de iões de lítio, aplicados na plataforma;
- Motores selecionados, motor de referência e bateria de chumbo-ácido aplicados na plataforma;
- Motor, bateria de chumbo-ácido e estrutura de referência.

Tabela 39 - Capacidade de transporte de carga em 8 horas a velocidade controlada

Motor	Viagens (Nº Ciclos)			Carga transportada		
				[ton]		
	22 kW			22 kW		
		14 kW			14 kW	
	22 kW	11 kW		22 kW	11 kW	
<b>Bateria de iões de lítio</b>						
Brusa	68 (4)	52 (3)	65 (4)	1 360	1 040	1 300
Zytek	61 (5)	45 (3)	49 (4)	1 220	900	980
<b>Bateria chumbo-ácido</b>						
Brusa	50 (1)			1 000		
Zytek	52 (2)			1 040		
Referência	50 (1)			1 000		
<b>Veículo existente</b>						
Referência	45 (1)			900		

Ao analisar a Tabela 39 verifica-se que o veículo existente consegue transportar 900 toneladas por dia, nestas condições de estudo. É possível verificar que a maioria das configurações de sistemas de acionamento conseguem transportar valores superiores, exceto o motor Zytek com a bateria de iões de lítio e a potencia de carregamento de 11 kW, que transportou um valor igual. Isto acontece devido às condições impostas na simulação, uma vez que quando terminam as 8 horas de trabalho diário, a bateria do veículo está quase carregada para iniciar outro ciclo, mas não o chega a iniciar, enquanto em outros casos o início desse último ciclo acontece.

#### 3.3.1.3.3.3 Análise de custos

Com as simulações já realizadas, é possível concluir que a plataforma desenvolvida, com a maioria das configurações do sistema de acionamento apresentados, transporta mais carga do que a existente. Mesmo assim, é necessário verificar os custos associados ao transporte e perceber se é verdadeiramente benéfica a implementação

destes sistemas de acionamento. Na análise de custos é considerado que o veículo é utilizado durante 8 horas seguidas por dia.

#### 3.3.1.3.3.1 Características das baterias

Na Tabela 40 é possível verificar as características das baterias utilizadas no estudo realizado. O número de ciclos foi obtido pela análise da Figura 27, utilizando o valor equivalente a aproximadamente 60% da gama disponível. A energia a bordo correspondente a cada bateria é apresentada na Tabela 13.

Tabela 40 - Características das baterias

Bateria	Vida útil	Energia a bordo	Custo
	[Ciclos]	[kWh]	[€]
Iões de lítio	2 500	30,5	11 237 [98] <sup>2</sup>
Chumbo-ácido	600	67,2	12 720 [99] <sup>3</sup>

Ao analisar a Tabela 40, conclui-se que a bateria de iões de lítio apresenta um custo inferior à bateria de chumbo-ácido e apresenta quatro vezes mais o número de ciclos de vida útil. Apesar destas vantagens, tendo em conta que as baterias de chumbo-ácido apresentam muito mais energia a bordo, ainda não é possível tirar conclusões sobre qual será a fonte de energia mais vantajosa.

#### 3.3.1.3.3.2 Vida útil da bateria de iões de lítio

Para a bateria de iões de lítio, o número de ciclos que cada configuração do sistema de acionamento realiza por dia é apresentado na Tabela 37 e na Tabela 39. Cruzando este número de ciclos com a informação da vida útil apresentada na Tabela 40 é possível calcular quantos dias é esperado que a bateria esteja disponível. Considerando que um ano tem aproximadamente 250 dias úteis, é possível calcular quantos anos é expectável que a bateria funcione.

Na Tabela 41 é possível verificar que, quer à velocidade máxima, quer a velocidade controlada, o número de ciclos por dia é o mesmo, o que faz com que a vida útil da bateria seja igual em ambos os casos. Assim sendo, considera-se que o ensaio é

<sup>2</sup> Verificar a conversão de moeda no anexo 6.14.

<sup>3</sup> Na referência utilizar 40 baterias, de forma a corresponder aos 80 V da bateria utilizada no veículo existente.

realizado à velocidade máxima, uma vez que assim são realizadas mais viagens com a mesma vida útil, o que resulta numa maior quantidade de carga transportada.

Tabela 41 - Vida útil da bateria de iões de lítio

Carregador	Velocidade controlada		Velocidade máxima	
	Nº de ciclos	Vida útil	Nº de ciclos	Vida útil
	[Viagens] (ciclos/dia)	[dias] (anos)	[Viagens] (ciclos/dia)	[dias] (anos)
<b>Brusa</b>				
22 kW	68 (4)	625 (2,5)	75 (4)	625 (2,5)
11 kW	52 (3)	833 (3,3)	57 (3)	833 (3,3)
14 kW	65 (3)	833 (3,3)	60 (3)	833 (3,3)
<b>Zytek</b>				
22 kW	61 (5)	500 (2)	67 (5)	500 (2)
11 kW	45 (3)	833 (3,3)	42 (3)	833 (3,3)
14 kW	49 (4)	625 (2,5)	52 (4)	625 (2,5)

Os valores da carga transportada durante a vida útil da bateria, à velocidade máxima, são apresentados na Figura 55.

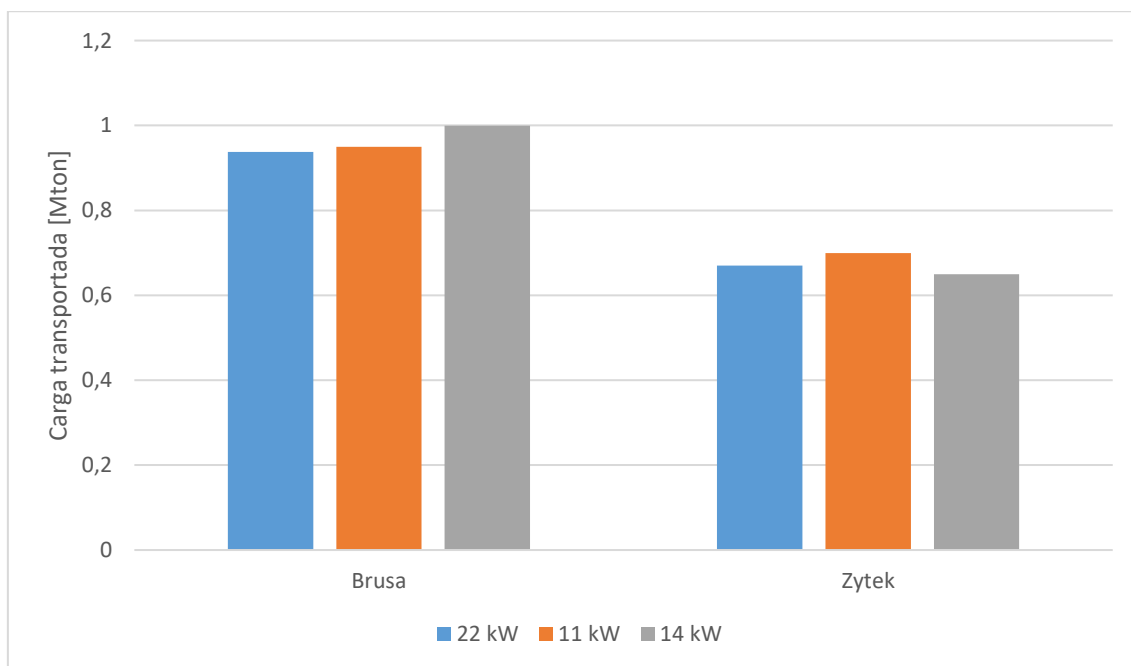


Figura 55 - Carga transportada durante a vida útil da bateria de iões de lítio

Ao analisar a Figura 55, é possível verificar que, quando é usada a bateria de iões de lítio, em todas as configurações, o motor Brusa consegue transportar mais carga do que o motor Zytek. Este motor destaca-se ainda mais quando recarrega a bateria com o carregador de 14 kW, onde apresenta 999 600 toneladas transportadas durante a vida útil de uma bateria, enquanto o Zytek transporta apenas 650 000 toneladas.

### 3.3.1.3.3.3 Vida útil da bateria de chumbo-ácido

Os dados do estudo da bateria de chumbo-ácido são apresentados na Tabela 42. Os mesmos foram obtidos cruzando os dados relativos à bateria de chumbo-ácido da Tabela 37 e da Tabela 39 com os da Tabela 40.

Tabela 42 - Vida útil da bateria de chumbo-ácido

Motor	Velocidade controlada		Velocidade máxima	
	Nº de ciclos	Vida útil	Nº de ciclos	Vida útil
	[Viagens] (ciclos/dia)	[dias] (anos)	[Viagens] (ciclos/dia)	[dias] (anos)
Veículo existente	45 (1)	600 (2,4)	-	-
Brusa	50 (1)	600 (2,4)	47 (2)	300 (1,2)
Zytek	52 (2)	300 (1,2)	55 (2)	300 (1,2)

Analisando a Tabela 42 é possível verificar que, à velocidade máxima, são necessários pelo menos 2 ciclos por dia da bateria chumbo-ácido, o que reduz a vida útil da bateria para metade. Assim sendo, os valores de carga transportada à velocidade máxima não vão ser considerados porque é previsível que apresentem resultados muito inferiores aos obtidos a uma velocidade controlada. Esta redução de valores de carga transportada durante o transporte à velocidade máxima deve-se ao facto de, no segundo ciclo de utilização de bateria, serem realizadas poucas viagens, quando comparado com o que a bateria é capaz de executar.

Os valores da carga transportada durante a vida útil da bateria, a uma velocidade controlada, são apresentados na Figura 56. É possível concluir que o motor Brusa é o que apresenta o valor superior de carga transportada durante a vida útil da bateria de chumbo-ácido. Mesmo assim, quando comparado com o valor do veículo existente, a diferença é de apenas mais 24 000 toneladas, num total de 564 000 toneladas transportadas pela configuração com o motor Brusa.



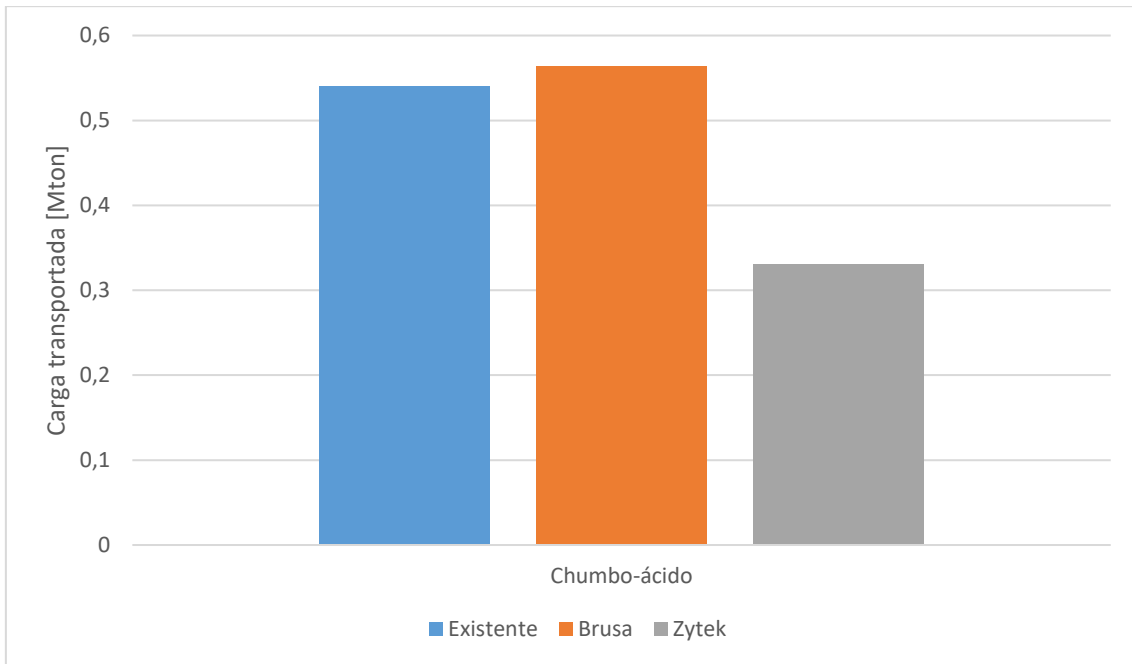


Figura 56 - Carga transportada durante a vida útil da bateria de chumbo-ácido

No gráfico apresentado na Figura 57 é possível comparar a carga transportada com cada uma das baterias e respetivas potências de carregamento.

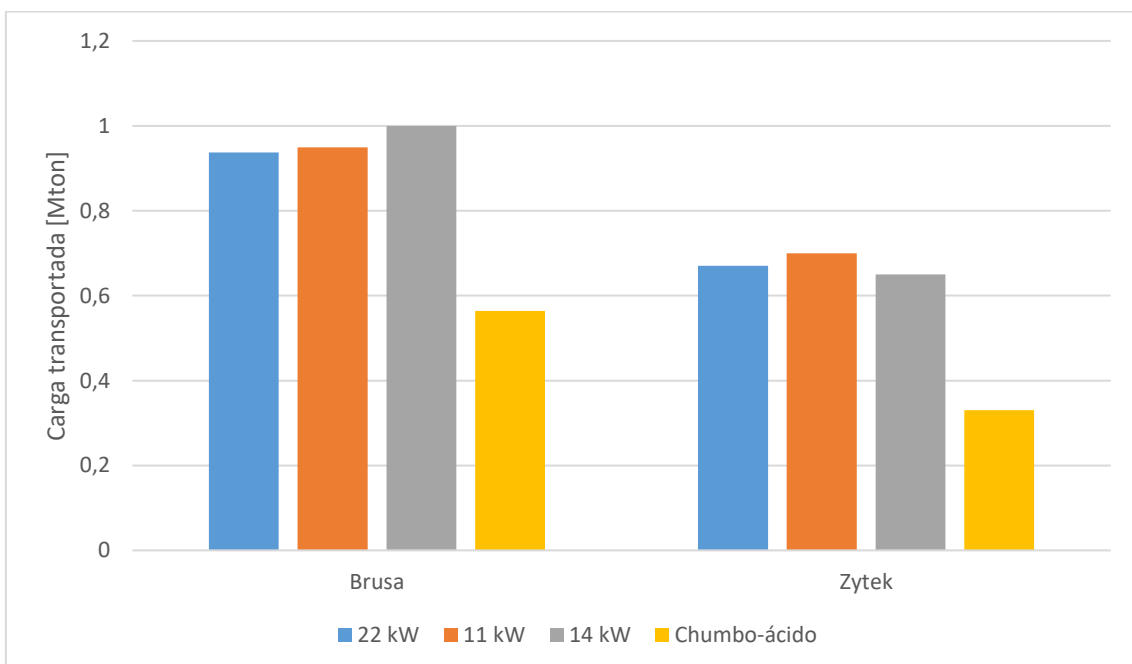


Figura 57 - Comparação de baterias através da carga transportada

A Figura 57 revela que a bateria de iões de lítio apresenta a capacidade de transportar aproximadamente o dobro das cargas, durante a sua vida útil, do que a bateria de chumbo-ácido.

### 3.3.1.3.3.4 Custos associados ao transporte

O estudo dos custos associados ao transporte foi realizado através da comparação do veículo de referência existente com os sistemas de acionamento disponíveis. Os sistemas de acionamento utilizados apenas utilizaram a bateria de íões de lítio, uma vez que este provou ser a mais vantajosa para o caso de carga em questão.

Neste ponto é conhecida a quantidade de toneladas que as diferentes configurações são capazes de transportar (Tabela 37 e Tabela 39) e durante quantos dias (Tabela 41 e Tabela 42). Com esses valores é possível concluir quantas toneladas por ano são transportadas.

Com o valor de viagens por dia e com a energia associada a cada viagem é calculada a energia utilizada por dia. Dividindo a energia utilizada por dia pela quantidade de toneladas transportada por dia, obtém-se a energia gasta por tonelada.

Os dados relativos à carga transportada e energia consumida são apresentados na Tabela 43.

Tabela 43 - Resultados de carga transportada e energia consumida

Motor	Potência de carregamento	Carga		Energia	
		[ton/dia]	[ton/ano]	[kWh/dia]	[kWh/ton]
Referência	-	900	225 000	67,05	0,075
Brusa	22 kW	1 500	375 000	89,78	0,060
	11 kW	1 140	285 000	68,23	0,060
	14 kW	1 200	300 000	71,82	0,060
	22 kW	1 340	335 000	109,48	0,082
Zytek	11 kW	840	210 000	68,63	0,082
	14 kW	1 040	260 000	84,97	0,082

Ao averiguar a Tabela 43, conclui-se que o motor Brusa consegue transportar mais toneladas por ano do que qualquer um dos outros sistemas de acionamento. Este aumento de capacidade de transporte, junto com uma menor energia consumida por tonelada, fazem com que este aparente ser o motor mais apropriado para o caso de estudo idealizado. Mesmo assim, é necessário perceber quais seriam os custos associados ao transporte, de forma a perceber se o motor Brusa é o que apresenta os custos mais reduzidos.

Os custos anuais associados ao preço de aquisição da bateria são realizados através de:

$$C_{b.a.} = \frac{N^{\circ} \text{ anos de vida}}{\text{Custo da Bateria}}, \quad (2.55)$$

onde:

$C_{b.a.}$  – Custos anuais associados à aquisição da bateria [€/ano].

Os custos por tonelada associados à aquisição da bateria são calculados por:

$$C_{b.t.} = \frac{C_{b.a.}}{\text{Toneladas transportadas por ano}}, \quad (2.56)$$

onde:

$C_{b.t.}$  – Custos por tonelada associados à aquisição da bateria [€/ton].

O custo energético por tonelada transportada é calculado por:

$$C_e = \text{Energia gasta por tonelada} \times \text{Preço da Energia}. \quad (2.57)$$

onde:

$C_e$  – Custo energético por tonelada transportada [€/ton].

Na tabela de preços da Galp, em vigor a 1 de março de 2018, o preço da eletricidade para tarifa simples com termo variável era de 0,1608 €/kWh<sup>4</sup>. Este foi o valor usado como referência. Tendo em conta este preço, e cruzando com os dados da Tabela 43, é possível estimar os custos apresentados na Tabela 44.

O motor Brusa é o motor que se destaca, uma vez que é o que apresenta o menor gasto energético por transporte, e o maior valor de carga transportada com bateria de iões de lítio. Estes dados refletem-se na capacidade de melhor amortizar o custo de aquisição da bateria. As diferenças apresentadas na Tabela 44 aparentam ser mínimas, mas em parques industriais que movimentam muitas toneladas por dia, estas passam a constituir uma redução de custos muito significativa. No que toca ao custo por ano, na parte da aquisição da bateria, há uma redução de custos de pelo menos 806€ quando é utilizado o motor Brusa. Já o custo energético por tonelada é de menos 0,2 cêntimos por tonelada. Tendo em conta que este AGV transporta milhares de toneladas por dia, este será um valor considerável ao fim do ano.

---

<sup>4</sup> [www.cgd.pt/Particulares/Contas/Documents/Tabelas-Preços-Galp-CGD.pdf](http://www.cgd.pt/Particulares/Contas/Documents/Tabelas-Preços-Galp-CGD.pdf)

Tabela 44 - Custos associados ao transporte

Motor	Potência de carregamento	Custos da bateria		Custos energéticos
		[€/ano]	[€/ton]	[€/ton]
Referência	-	5 300	0,024	0,012
Brusa	22 kW	4 494	0,012	0,010
	11 kW	3 371	0,012	0,010
	14 kW	3 371	0,011	0,010
Zytek	22 kW	5 618	0,017	0,013
	11 kW	3 371	0,016	0,013
	14 kW	4 494	0,017	0,013

### 3.3.2 Seleção do sistema de acionamento

Após o estudo dos diferentes sistemas de acionamento apresentados, ao comparar os resultados obtidos com as diferentes configurações, foi possível selecionar o sistema de acionamento que aparenta ser o ideal para aplicação na plataforma modular, dimensionada para transporte de mercadorias em ambiente industrial.

O motor selecionado foi o Brusa - HSM-10.17.12. Este motor apresenta valores de transporte de carga superiores, quer numa descarga de bateria, quer durante a vida útil de ambas as baterias apresentadas. É também o motor que apresenta menores consumos energéticos associados ao transporte, o que se reflete em custos energéticos inferiores por tonelada.

A bateria de iões de lítio provou ser a ideal para este tipo de aplicação, quando comparada com as baterias que atualmente são utilizadas no mercado dos transportes industriais. Esta, quando aplicada em qualquer um dos motores, transporta muito mais cargas ao longo da sua vida útil do que a bateria de chumbo-ácido, o que a torna muito mais rentável, tendo em conta os preços equivalentes.

Quando foram abordados os carregadores a utilizar, ao aplicar a potência de 14 kW, a capacidade de transporte de carga foi superior, mas, para este caso de aplicação, o carregador com a potência de 22 kW revelou ser o ideal. Este carregador, como se considera que tem a capacidade de carregar à potência máxima e a uma potência

inferior, é capaz de carregar a bateria quer de forma rápida, quer de forma mais lenta. Ao carregar de forma rápida mantem o equipamento disponível o máximo de tempo possível, ideal para os dias em há grande necessidade de utilização. Em dias que o ambiente industrial se apresenta com menor carência de disponibilidade, o veículo pode ser carregado a uma velocidade mais lenta, de forma a preservar a vida útil da bateria.

### 3.3.3 Definição final da distribuição de cargas

Nas simulações realizadas para o dimensionamento da estrutura, o método selecionado para a entrada de forças foi através do contacto entre as rodas e o chão. Assim sendo, para os diferentes casos, foram calculadas as distribuições de carga apresentadas em cada dimensionamento.

#### 3.3.3.1 Dimensionamento 1

O primeiro dimensionamento foi feito considerando um caso de carga e descarga de 8 toneladas. A simulação da distribuição das cargas para este caso resultou nas forças aplicadas nas rodas apresentadas na Tabela 45.

Tabela 45 - Distribuição de cargas dimensionamento 1

Roda	Força em x	Força em y	Força em z
	[N]	[N]	[N]
Frente esquerda	0	0	22 367
Frente direita	0	0	22 367
Trás esquerda	0	0	21 777
Trás direita	0	0	21 777

Ao analisar a Tabela 45 é possível verificar que apenas existem forças na direção do eixo Z, o que é normal, uma vez que este é um ensaio em que não existem variações de velocidade, nem curvas. É possível confirmar que o centro de massa se encontra mais próximo da parte traseira do veículo, uma vez que as forças aplicadas no eixo frontal são superiores.

#### 3.3.3.2 Dimensionamento 2

O segundo dimensionamento foi realizado através da simulação de uma curva, que apresenta um raio de 20 metros, feita pelo veículo à velocidade máxima. A simulação

da distribuição das cargas para este caso de carga resultou nas forças aplicadas nas rodas apresentadas na Tabela 46.

Tabela 46 - Distribuição de cargas dimensionamento 2

Roda	Força em x	Força em y	Força em z
	[N]	[N]	[N]
Frente esquerda	0	-7 490	16 475
Frente direita	0	-12 848	28 260
Trás esquerda	0	-7 221	15 884
Trás direita	0	-12 579	27 669

A Tabela 46 revela que na direção do eixo x não existem forças aplicadas, o que acontece uma vez que não existe variação da velocidade do veículo. Nas forças na direção do eixo y e no eixo z é possível verificar que as forças nas rodas da esquerda são inferiores à da roda direita, devido à transferência de esforços provocada pela força centrífuga que a curva gera no veículo.

### 3.3.3.3 Dimensionamento 3

O terceiro dimensionamento foi realizado através da simulação da aceleração máxima que o motor é capaz de produzir para o caso de carga em que transporta 8 toneladas em plano. Através dos cálculos realizados no estudo do dimensionamento do sistema de acionamento foi possível obter o valor de aceleração máxima de  $1,56 \text{ m/s}^2$ .

A simulação da distribuição das cargas para este caso de carga resultou nas forças aplicadas nas rodas apresentadas na Tabela 47. É possível verificar que no eixo x apenas existem forças nas rodas traseiras. Isto acontece devido ao facto de o veículo ter tração traseira. As forças no eixo x são iguais entre elas devido ao facto de ser usado um diferencial simples, que impõe esta condição. O valor das forças na direção do eixo y é nulo devido ao arranque ser realizado em linha reta. No eixo z verifica-se que o eixo traseiro está sujeito a valores de força superiores. A diferença das forças entre eixos pode parecer pequena, mas é necessário ter em conta que no primeiro dimensionamento se verificou que o eixo frontal é o que se apresenta esforços superiores. Quando se compara os valores do primeiro dimensionamento com os desta simulação, é possível verificar a diferença existente.

Tabela 47 - Distribuição de cargas dimensionamento 3

Roda	Força em x	Força em y	Força em z
	[N]	[N]	[N]
Frente esquerda	0	0	21 160
Frente direita	0	0	21 160
Trás esquerda	-7 013	0	22 985
Trás direita	-7 013	0	22 985

#### 3.3.3.4 Dimensionamento 4

A distribuição das forças de travagem calculadas no eixo x foi feita de forma igual à distribuição de massas entre os eixos do veículo. Esta distribuição foi realizada de modo a simplificar a simulação de travagem, considerando um sistema de travagem simples.

A simulação da distribuição de cargas resultou nos valores apresentados na Tabela 48.

Tabela 48 - Distribuição de cargas dimensionamento 4

Roda	Força em x	Força em y	Força em z
	[N]	[N]	[N]
Frente esquerda	8 847	0	24 810
Frente direita	8 847	0	24 810
Trás esquerda	5 330	0	19 334
Trás direita	5 330	0	19 334

Ao analisar a Tabela 48 é possível verificar que, como esta é uma simulação de travagem, as cargas no eixo da frente do veículo são muito superiores às cargas apresentadas no eixo traseiro. Comparando as rodas da esquerda com as da direita, no mesmo eixo, as cargas são iguais, uma vez que o veículo está a circular em frente e é simétrico. Com esta distribuição de cargas é de esperar que a suspensão frontal, juntamente com o módulo frontal, sejam os mais solicitados e os que necessitam de mais atenção.

### 3.3.3.5 Verificação 1

As forças resultantes aplicadas em cada simulação foram obtidas através da simulação do dimensionamento um, Tabela 45, e estão apresentadas na Tabela 49 e na Tabela 50. A escolha da roda em que seria aplicada a carga de 3g, em cada eixo, foi indiferente, uma vez que se considera que a estrutura é simétrica.

Tabela 49 - Distribuição de cargas da verificação 1 na frente

Roda	Força em x	Força em y	Força em z
	[N]	[N]	[N]
Frente esquerda	0	0	67 103
Frente direita	0	0	22 367
Trás esquerda	0	0	21 777
Trás direita	0	0	21 777

Como representado na Tabela 49 a roda selecionada para provocar o triplo da carga foi a roda da frente esquerda.

Tabela 50 - Distribuição de cargas da verificação 1 a trás

Roda	Força em x	Força em y	Força em z
	[N]	[N]	[N]
Frente esquerda	0	0	22 367
Frente direita	0	0	22 367
Trás esquerda	0	0	65 331
Trás direita	0	0	21 777

A Tabela 50 revela que para testar o eixo traseiro a roda em que foram aplicadas as cargas mais severas foi a roda de trás esquerda.

### 3.3.3.6 Verificação 2

As forças aplicadas nesta verificação são apresentadas na Tabela 51.



Tabela 51 - Distribuição de cargas da verificação 2

Roda	Força em x	Força em y	Força em z
	[N]	[N]	[N]
Frente esquerda	3 988	0	20 817
Frente direita	3 988	0	20 817
Trás esquerda	5 011	0	23 327
Trás direita	5 011	0	23 327

Ao verificar a Tabela 51 é possível concluir que, como é expectável, as forças resistentes nas rodas do eixo traseiro são superiores às do eixo frontal. Mais uma vez, não existem diferenças entre o lado esquerdo e o lado direito devido à simetria da estrutura e ao controlo necessário para evitar uma travagem descontrolada que fizesse perder o controlo do veículo.

### 3.3.4 Projeto da plataforma

O estudo da plataforma começou pela definição das interações existentes entre as diferentes peças. De seguida, foram selecionados os parâmetros e o refinamento de malha. Por fim, é apresentado o *design* e dimensionamento dos diferentes componentes aplicados na estrutura.

Nas imagens que representam as interações entre os diferentes componentes da estrutura, nem sempre é representada a conexão dúctil porque esta apresenta muitas linhas e, por vezes, retira a perceção das restantes interações presentes na imagem.

#### 3.3.4.1 Definição das interações na suspensão

A suspensão é a parte da estrutura onde são aplicadas as forças provenientes dos diferentes casos de carga. Apesar de se considerar que o cubo da roda é uma peça de compra externa, é utilizado um modelo físico na simulação para representar a transmissão de esforços, uma vez que este foi disponibilizado no conjunto de peças original. As forças externas foram aplicadas em quatro pontos médios do contacto entre a roda e o chão. A transmissão das cargas entre o ponto de entrada de cargas e o cubo da roda foi feita através de uma ligação virtual dúctil, com o objetivo de simular a roda do veículo. Para conectar o cubo e o porta cubo foram utilizadas quatro conexões de parafusos virtuais, como se verifica na Figura 58. Sempre que se aplicam parafusos entre peças, é também utilizada uma conexão dúctil entre as superfícies em contacto,

necessária para representar quais as superfícies unidas e evitar interpenetrações entre elas.

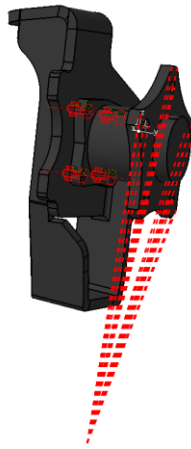


Figura 58 - Ligação ponto de cargas/porta cubo

O porta cubo transmite os esforços do cubo da roda para os braços inferior e superior da suspensão. A ligação entre o porta cubo e os braços é feita com uma junta esférica. Esta junta esférica não é dimensionada, pelo que é substituída por ligações virtuais. Para simular a junta esférica é encontrado o ponto no centro do furo dos braços, onde a mesma seria aplicada, e utilizada uma mola virtual dúctil para ligar este ponto à superfície interior do furo no porta cubo onde estaria conectada a junta esférica, como representado na Figura 59. Esta mola virtual está restringida nas translações em todas as direções, mas apresenta liberdade no que toca às rotações, simulando da forma mais aproximada possível a junta esférica. O ponto no centro do furo dos braços é ligado às superfícies interiores dos respectivos furos por uma ligação virtual dúctil, de forma a distribuir os esforços pela superfície.

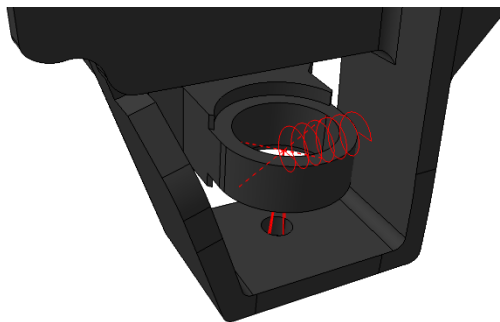


Figura 59 - Junta esférica

As suspensões frontal e traseira são ligadas ao chassis principal de formas diferentes.

Na suspensão frontal:

- A rotação do porta cubo em torno do seu eixo vertical é limitada pelo braço da direção;
- A mola da suspensão é aplicada num conetor ligado ao braço inferior;
- A ligação entre os braços e o módulo frontal é feita por ligações virtuais.

Na suspensão traseira:

- A rotação do porta cubo em torno do seu eixo vertical é limitada por um tirante conectado à estrutura principal;
- A mola da suspensão é aplicada no porta cubo;
- A ligação entre os braços e o módulo traseiro é feita conectores existentes.

#### 3.3.4.1.1 Suspensão frontal

Como já foi referido, a ligação entre a suspensão frontal e o módulo frontal é realizada através de ligações virtuais.

Para impedir a rotação do porta cubo à volta do seu eixo vertical, é encontrado o ponto onde o braço da direção se cruza com o módulo frontal. Este ponto serve como referência para aplicar uma mola virtual dúctil. Esta mola virtual é suportada no furo onde a direção é ligada ao porta cubo e apenas restringe as translações do furo na direção do ponto de referência, tal como faz o braço da direção. O ponto de referência é ligado à peça denominada frontal interior através de uma mola virtual dúctil, com todas as translações restringidas, como se mostra na Figura 60. Esta ligação é realizada com o objetivo de fixar o ponto de referência e distribuir os esforços pelo módulo frontal.

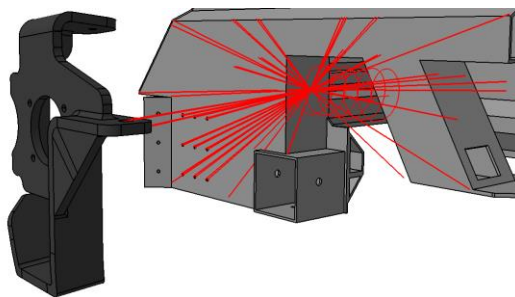


Figura 60 - Simulação do braço da direção

O braço superior encontra-se ligado à peça frontal superior por molas virtuais dúcteis, que ligam as superfícies dos centros dos furos do módulo, onde seria aplicado o conetor, a um ponto que se encontra a meio dos furos do braço. Este ponto transmite esforços para as superfícies interiores do furo do braço através de uma ligação virtual dúctil, como observado na Figura 61. As molas virtuais têm todos os graus de liberdade restringidos, exceto a rotação em torno do eixo dos furos do braço.

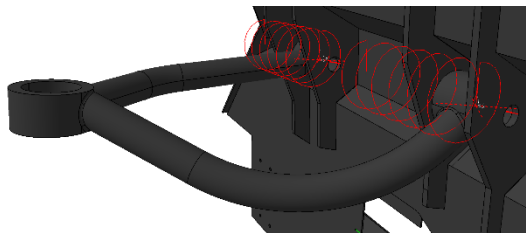


Figura 61 - Apoio braço superior

No braço inferior da suspensão é aplicado o conetor frontal, fixo com dois parafusos ao centro do braço. Na superfície dos furos do conetor, que servem de suporte à mola da suspensão, são aplicadas quatro molas virtuais dúcteis, como se verifica na Figura 62. Os pontos de referência destas molas virtuais encontram-se a meio dos furos onde a mola da suspensão irá ser fixa ao módulo frontal. Estas molas apresentam apenas restrição de translação na direção do respetivo ponto de referência, com o objetivo de simular uma mola rígida. Entre os furos do conetor é aplicada uma ligação virtual rígida para simular a restrição de movimento e transmissão de esforços que a mola da suspensão aplica ao conetor. Nos furos onde a mola da suspensão é fixa ao módulo frontal, a transmissão de esforços entre o ponto de referência, usado nas molas virtuais, e as paredes do furo é realizada através de ligações virtuais dúcteis.

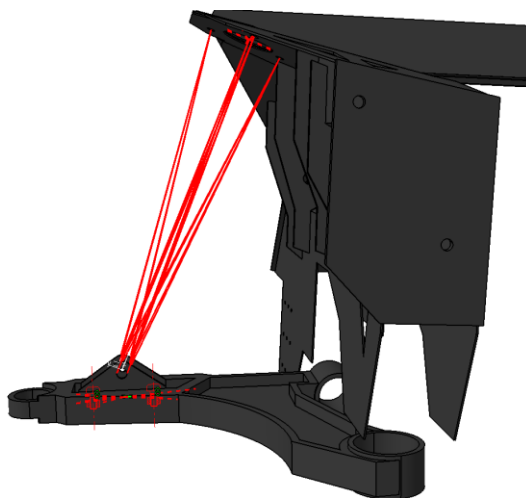


Figura 62 - Mola da suspensão frontal

O braço inferior, além de ser apoiado no módulo frontal através da mola, apresenta ainda mais dois apoios, como mostrado na Figura 63. Estes apoios são denominados de sinoblocos, e na simulação encontram-se representados através de molas virtuais, cujos graus de liberdade variam consoante a orientação do seu eixo principal de rotação.

No apoio em que a orientação do furo é paralela ao eixo horizontal, a mola virtual conectada à peça frontal exterior restringe todos os graus de liberdade, exceto a rotação em torno do eixo do furo.

No apoio em que a orientação do furo é paralela ao eixo vertical, são restringidos todos os graus de liberdade, exceto as rotações em torno do eixo do próprio furo e as rotações em torno do eixo horizontal do furo. Neste apoio, a liberdade em torno do eixo vertical é uma liberdade restringida pelo amortecimento que o sinobloco apresenta, mas para esta simulação foi considerado como livre.

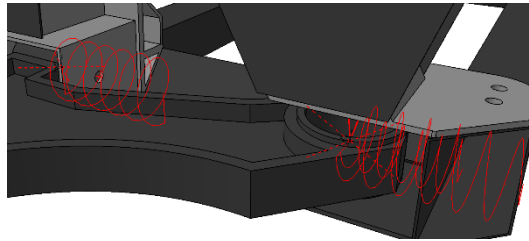


Figura 63 - Apoios braço inferior frontal

#### 3.3.4.1.2 Suspensão traseira

Na suspensão traseira, como já foi referido, a rotação do porta cubo em torno seu eixo vertical é limitada por um tirante. A ligação entre o tirante e o porta cubo foi realizada através de uma mola virtual, que restringe todas as translações e as rotações na direção vertical do porta cubo, e uma ligação virtual dúctil. A ligação entre o tirante e o módulo traseiro foi realizada da mesma forma, mas aplicado no suporte da suspensão, como demonstrado na Figura 64.

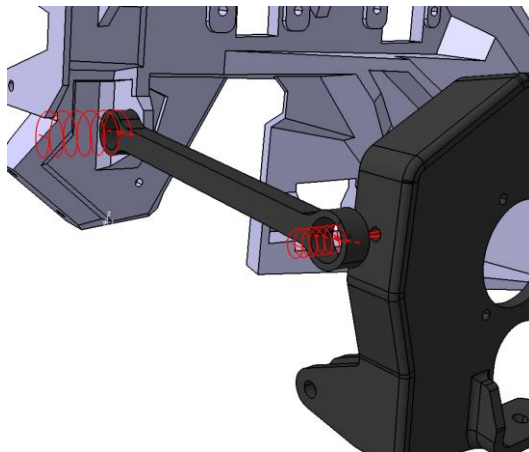


Figura 64 - Tirante

A mola da suspensão está apoiada diretamente no porta cubo. A simulação da mola na suspensão traseira é realizada da mesma forma que na suspensão frontal mas, em vez de transmitir os esforços às superfícies do conector frontal, transmite para as superfícies dos furos onde a mola é fixa ao porta cubo. Outra diferença é que, em vez de transmitir os esforços do ponto referência apenas para o suporte da suspensão, também o faz para os furos da peça traseira superior, onde a mola estaria conectada, através de ligações virtuais dúcteis (Figura 65).

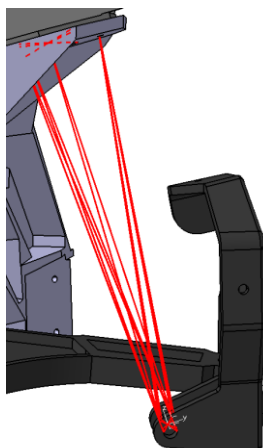


Figura 65 - Mola da suspensão traseira

A ligação do braço superior ao apoio da suspensão é realizada através dos conetores frontais. Para realizar esta ligação são encontrados os pontos no centro dos furos dos braços, que é o mesmo dos centros das faces cilíndricas exteriores dos conetores frontais. Para transmitir os esforços entre o furo do braço superior e o ponto de referência foi utilizada uma mola virtual que restringe todos os movimentos, exceto a rotação em torno do eixo do furo. A transmissão de esforços entre o ponto de referência e as superfícies cilíndricas dos conetores é feita através da utilização de ligações virtuais dúcteis, demonstrado na Figura 66. Os conetores são fixos à plataforma através de dois parafusos cada um.

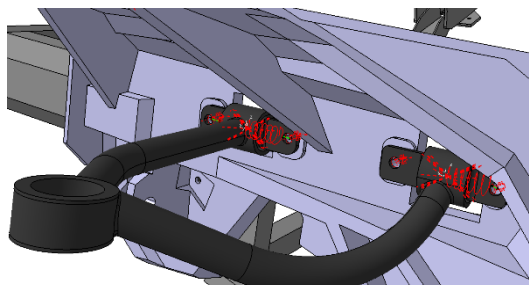


Figura 66 - Apoios braço superior traseiro

No braço inferior, o furo do apoio horizontal é ligado ao suporte da suspensão através de um sinobloco. Esta ligação apresenta as mesmas características dos conetores do braço superior. O furo do apoio vertical está ligado através de uma ligação virtual, como se mostra na Figura 67. Este apoio vertical é conectado ao módulo traseiro da mesma forma que o apoio vertical do braço inferior na suspensão frontal é conectado ao módulo frontal.

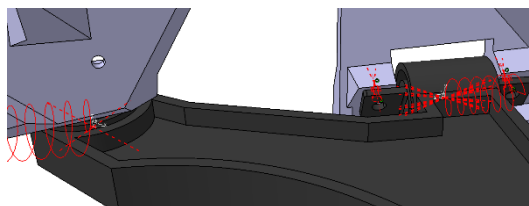


Figura 67 - Apoios braço inferior traseiro

### 3.3.4.2 Definição das interações no módulo frontal

Os esforços da suspensão foram transmitidos para o módulo frontal através da mola e dos sinoblocos aplicados nos braços superior e inferior. Estas peças estão ligadas aos componentes frontal interior, exterior e inferior, como já foi demonstrado.

Entre o componente frontal interior e o exterior existem ligações aparafusadas e conexões dúcteis, como se verifica na Figura 68.

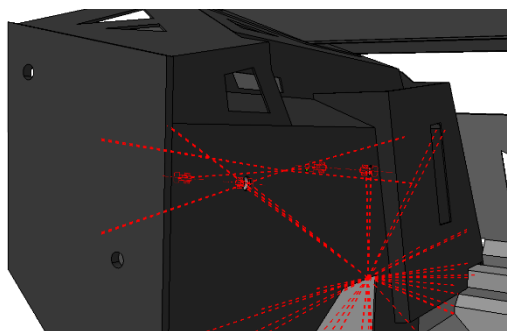


Figura 68 - Conexões módulo frontal interior e exterior

A barra para-choques frontal está ligada ao componente frontal exterior através de dois parafusos e uma conexão dúctil de cada lado, como representa a Figura 69.

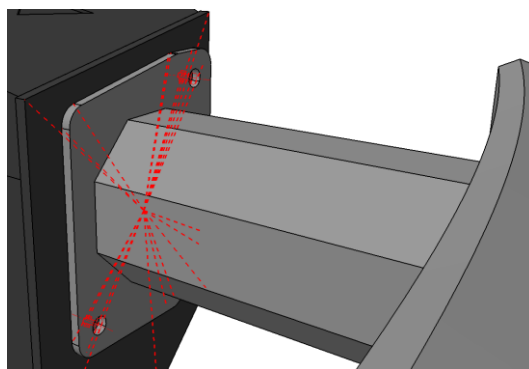


Figura 69 - Ligação da barra para-choques ao módulo frontal

A peça frontal inferior recebe esforços do braço inferior da suspensão e transmite para a peça frontal interior através de quatro parafusos e quatro conexões dúcteis, como é visível na Figura 70.

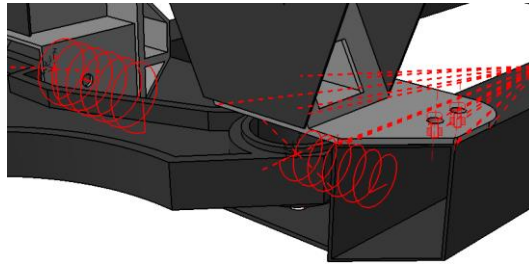


Figura 70 - Peça frontal inferior

A chapa central está aparafusada com oito parafusos, como se verifica na Figura 71. Estes parafusos, além de ligarem a chapa central à peça frontal exterior, ligam também a chapa central à frontal interior.

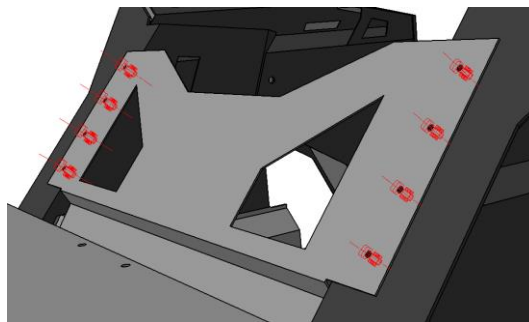


Figura 71 - Chapa central

As chapas de ligação de módulos encontram-se ligadas à peça frontal exterior por doze parafusos, como revela a Figura 72, e uma conexão dúctil.

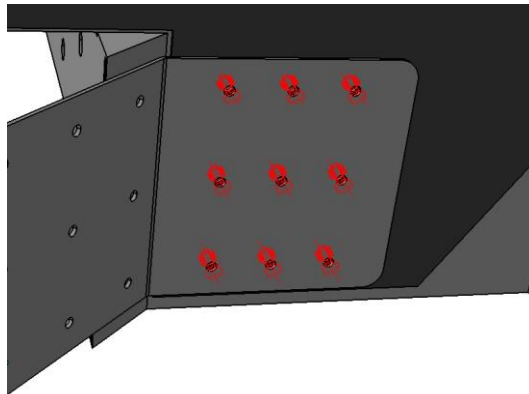


Figura 72 - Chapa de ligação

### 3.3.4.3 Definição das interações no módulo traseiro

No módulo traseiro, o suporte da suspensão e a peça traseira centro superior são os responsáveis pela transmissão de todos os esforços provenientes da suspensão. As ligações entre a suspensão traseira e o suporte da suspensão já foram descritas no capítulo 3.3.4.1.2.



A transmissão dos esforços entre os dois suportes da suspensão é realizada pela barra para-choques, peça traseira centro inferior e traseira centro superior.

A barra para-choques traseira está ligada aos suportes da suspensão através de dois parafusos e uma conexão dúctil em cada um, como mostra a Figura 73.

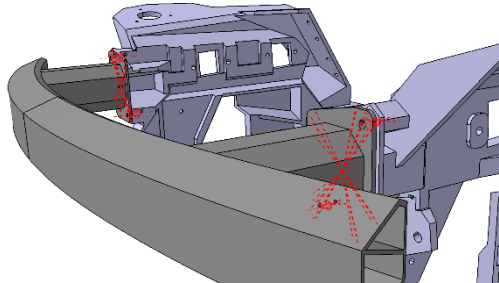


Figura 73 - Barra para-choques traseira

A peça traseira inferior está ligada aos suportes da suspensão através de dois parafusos e uma conexão dúctil em cada ligação, como revela a Figura 74 a). A transmissão de esforços entre a peça traseira superior e inferior é também feita através de dois parafusos e uma conexão dúctil, como apresenta a Figura 74 b).

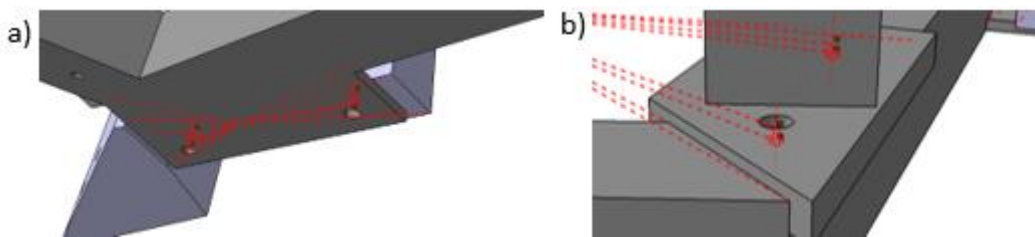


Figura 74 - Apoios peça traseira inferior a) com suporte de suspensão; b) com peça traseira superior

Como já foi referido, a peça traseira superior recebe esforços da suspensão. Esta peça está também ligada ao suporte da suspensão na parte superior, por uma conexão dúctil, como verificado na Figura 75 a), e na zona central, por dois parafusos e uma conexão dúctil (Figura 75 b).

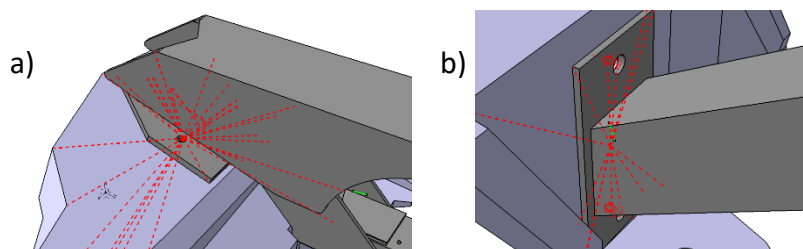


Figura 75 - Traseira superior conectada ao suporte da suspensão a) em cima; b) ao meio

#### 3.3.4.4 Definição das interações no módulo central

O módulo central é apenas constituído por duas peças, o corpo do módulo central e a placa inferior. Estas encontram-se ligadas entre si por quarenta e nove parafusos distribuídos por três conexões dúcteis. A Figura 76 apresenta o conjunto do módulo frontal, mas apenas revela a união por parafusos.

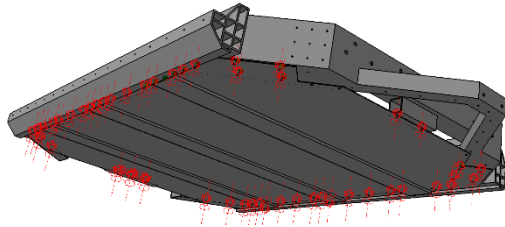


Figura 76 - Conexões módulo central

#### 3.3.4.5 Definição das interações na plataforma superior

Na plataforma superior, o topo da plataforma é o responsável pela transmissão de esforços entre as cargas transportadas e a plataforma existente do veículo.

O topo da plataforma encontra-se ligado às barras laterais por quatro parafusos e uma conexão dúctil em cada apoio. A Figura 77 apresenta apenas a conexão por parafusos virtuais.

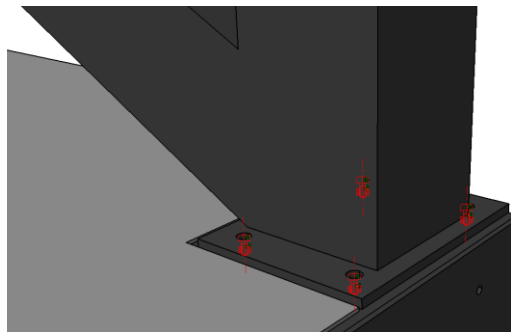


Figura 77 - Apoio topo da plataforma

As barras laterais, além de estarem conectadas ao topo da plataforma, estão também ligadas à placa de cobertura da bateria por doze parafusos e duas conexões, e às chapas de ligação por quarenta e nove parafusos e uma conexão dúctil. A Figura 78 revela as interações das barras laterais, com exceção da conexão dúctil.

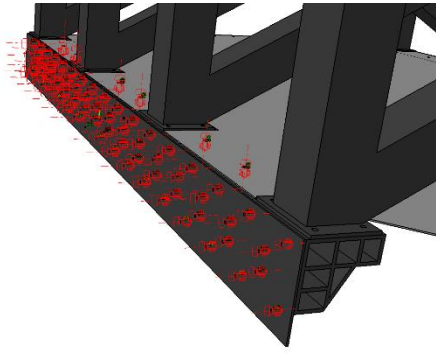


Figura 78 - Conexões barra lateral

#### 3.3.4.6 Definição das interações entre módulos

O módulo central encontra-se conectado ao módulo frontal através de dois parafusos e uma conexão dúctil aplicados na peça frontal inferior, como mostra a Figura 79 a), e de doze parafusos juntamente com uma conexão dúctil nas chapas de ligação, como mostra a Figura 79.

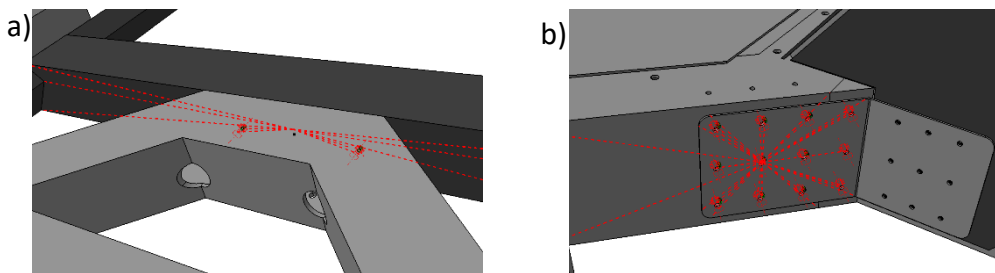


Figura 79 - Ligação módulo central com frontal a) por dois parafusos; b) por chapa de ligação

A ligação entre o módulo central e a plataforma é realizada por dezassete parafusos e uma conexão dúctil, aplicados na chapa de ligação, e por três conexões de contacto, aplicadas entre o módulo central e as barras laterais. A Figura 80 apresenta todas as ligações entre o módulo central e a plataforma superior, exceto a conexão dúctil.

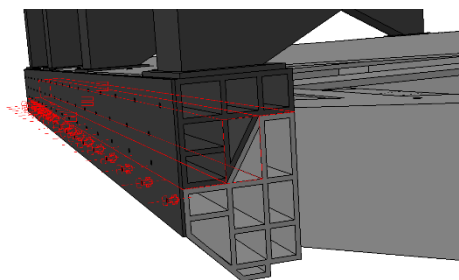


Figura 80 - Ligação do módulo central com a plataforma superior

A ligação entre o módulo central e o traseiro é realizada por quatro parafusos e uma conexão dúctil em cada apoio da suspensão (Figura 81 a), e três parafusos com uma

conexão dúctil ligados à peça traseira centro inferior. A Figura 81 b) apenas apresenta as conexões por parafusos.

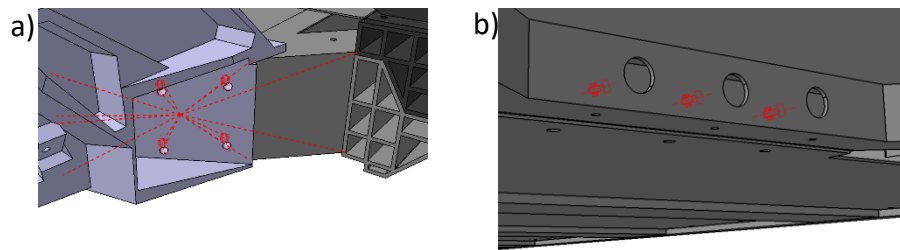


Figura 81 - Ligações módulo central e traseiro por a) quatro parafusos; b) três parafusos

A ligação entre a plataforma superior e o módulo frontal é realizada através de uma conexão de fixação entre o topo da plataforma e a peça frontal exterior, como representado na Figura 82.

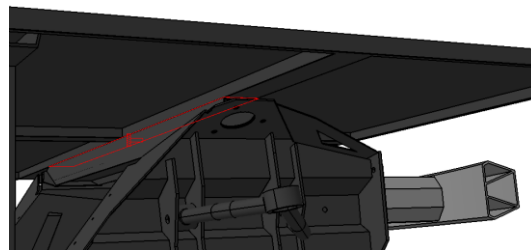


Figura 82 - Ligações da plataforma superior com o módulo frontal

A ligação entre a plataforma superior e o módulo traseiro é também efetuada por uma conexão de fixação, mas entre o topo da plataforma e a peça traseira centro cima, como se verifica na Figura 83.

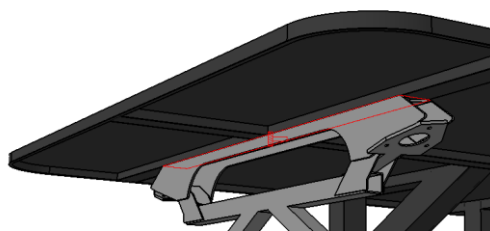


Figura 83 - Ligações da plataforma superior com o módulo traseiro

A carga transmite esforços para o topo da plataforma através de uma conexão dúctil, como representado na Figura 84.

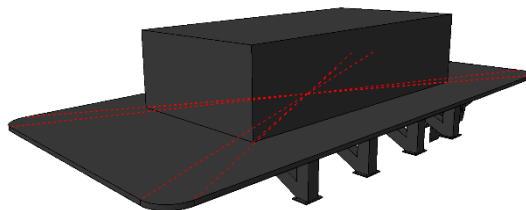


Figura 84 - Transmissão de esforços entre a plataforma superior e a carga

### 3.3.5 Refinamento de malha

Depois de aplicadas as todas as restrições, o refinamento de malha foi realizado tendo em conta o caso de carga estático de oito toneladas. O refinamento de malha partiu do princípio de que o tamanho máximo do elemento seria de 50 mm, com exceção do bloco que simula a carga. Este é um tamanho elevado mas, devido à complexidade da simulação e por limitações de *software*, não foi possível reduzir o tamanho global em todos os elementos. Apesar do tamanho global de malha ser elevado, a simulação tem a capacidade de variar o tamanho de malha consoante a geometria da peça, através da utilização da curvatura que é imposta quando estão a ser definidos os parâmetros da malha. Além do refinamento que o *software* é capaz de realizar, a malha foi refinada localmente sempre que é considerado necessário e o *software* o permite.

O estudo do refinamento de malha foi realizado para as diversas peças, mas apenas o do porta cubo traseiro direito vai ser apresentado. O refinamento de malha do porta cubo é revelado na Tabela 52.

Tabela 52 - Estudo de refinamento de malha do porta cubo

Tamanho do elemento	Deslocamentos	Tensões von Mises
[mm]	[mm]	[Pa]
22	3,22	$2,88 \times 10^8$
20	3,51	$5,50 \times 10^7$
15	3,79	$9,06 \times 10^7$
13	3,78	$4,71 \times 10^7$
11	3,81	$1,29 \times 10^8$
10	3,81	$5,97 \times 10^7$
9	3,80	$7,13 \times 10^7$

Através dos dados da Tabela 52, foi possível obter o gráfico da Figura 85.

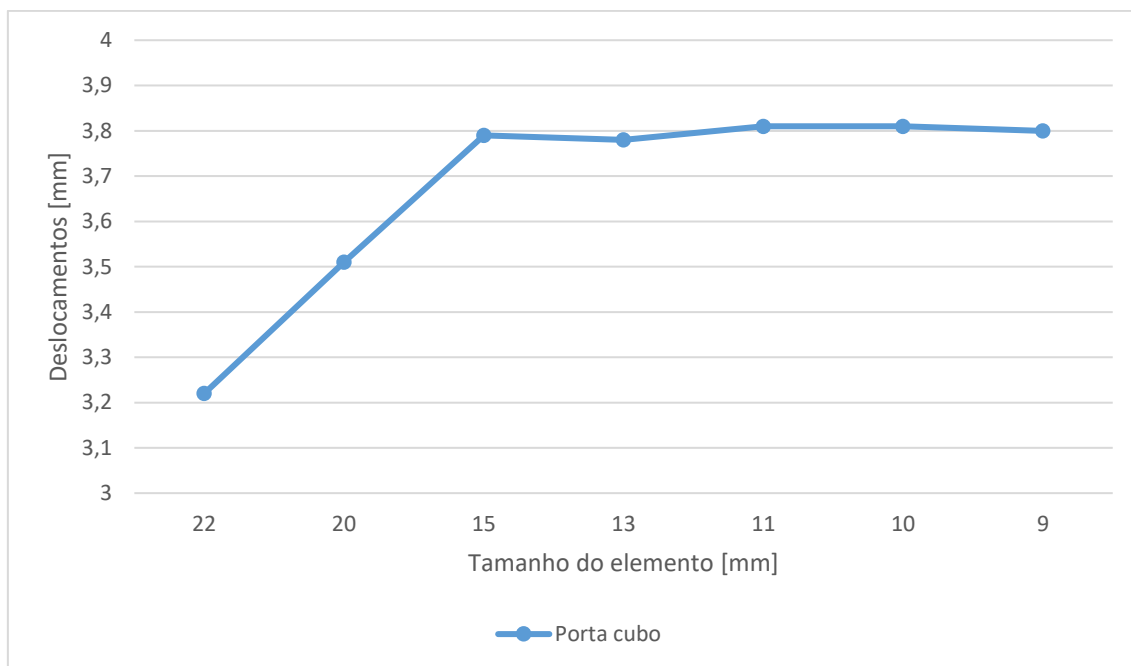


Figura 85 - Refinamento de malha do porta cubo

Analisando a Tabela 52 e a Figura 85, é possível verificar que, a partir do tamanho de malha de 15 mm, a mesma começou a convergir. Mesmo assim, o refinamento foi levado até aos 9 mm de forma a obter os resultados o mais precisos possíveis. Ao avaliar a variação de tensões no ponto de refinamento de malha, é possível verificar que as tensões não convergem. A não convergência das tensões neste ponto deve-se à singularidade desse ponto, em que as tensões teoricamente tendem para o infinito. Na Tabela 53 são apresentados os tamanhos e o tipo de elementos de alguns componentes. As características dos restantes componentes encontram-se apresentados no anexo 6.15.

Ao analisar a Tabela 53, é possível verificar que nem todos os componentes são analisados com o tipo de elemento parabólico. Quando as peças eram feitas à base de chapas, ou perfis retos, foi usado o tipo de elemento linear. Quando as peças eram complexas e apresentavam curvaturas, foi utilizado o elemento parabólico para obter os melhores resultados possíveis no menor tempo de simulação.

Tabela 53 - Tamanho e tipo de elemento de cada malha

Componente	Tipo de elemento	Tamanho do elemento
		[mm]
Braço superior	Parabólico	10
Braço inferior	Parabólico	10
Porta cubo frontal	Parabólico	9
Conetor da frente	Parabólico	7
Módulo central	Linear	50
Frontal interior	Linear	30

### 3.3.6 Dimensionamento

Os dimensionamentos foram realizados tendo em conta os casos de carga já apresentados e as forças obtidas pela distribuição de cargas.

A escala de cores utilizada nas imagens das simulações é feita até à tensão admissível de cada peça, que pode ser de fadiga ou de cedência, consoante o dimensionamento. As imagens das simulações em que as peças já estão dimensionadas apresentam zonas a vermelho. Estas zonas só aparecem porque as tensões instaladas estão próximas das tensões admissíveis, mas nunca acima, com exceção dos furos. Todos os furos apresentam zonas a vermelho que se devem à concentração numérica que ocorre devido aos elementos finitos presentes no furo.

Na escrita desta dissertação apenas se expõem as alterações mais relevantes, mas as peças foram devidamente dimensionadas e verificadas de forma a suportar as tensões instaladas. Nesta estrutura existem componentes iguais em diferentes localizações, como por exemplo o braço inferior. Sempre que se realiza uma alteração de um componente deste género, a mesma alteração é feita em todos os componentes iguais. O processo de dimensionamento foi iterativo: as alterações que se consideravam necessárias eram realizadas, corria-se a simulação e eram verificadas as tensões aplicadas nas diferentes peças. Se as tensões fossem superiores às tensões admissíveis da peça, a mesma era redesenhada e a simulação seria realizada de novo. Quando as tensões instaladas eram inferiores às admissíveis, considerava-se que o dimensionamento estava concluído e era iniciado o dimensionamento seguinte, como mostra a Figura 86.

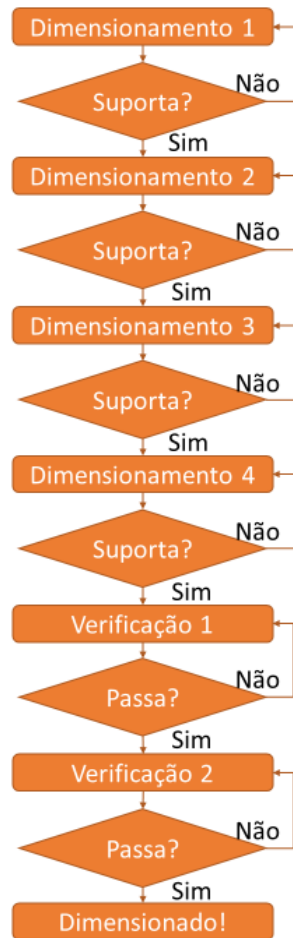


Figura 86 - Fluxograma do dimensionamento

### 3.3.6.1 Dimensionamento 1

O primeiro dimensionamento, como já foi referido, foi realizado tendo em conta a carga e descarga de oito toneladas. Os braços da suspensão foram dimensionados de forma a serem iguais, quer na suspensão frontal, quer na traseira, aumentando assim o número de peças iguais produzidas e reduzindo o custo de produção. A numeração das zonas críticas é definida como X.Y, onde X representa o número do dimensionamento e Y o número da zona crítica.

#### 3.3.6.1.1 Braço inferior

Ao analisar os braços inferiores da suspensão foi possível verificar que estes apresentavam tensões superiores à tensão limite de fadiga em três zonas, como apresentado na Figura 87, na Figura 89 e na Figura 91.

Ao analisar a Figura 87 é possível verificar uma concentração de tensões na zona de variação de secção, representada a vermelho.



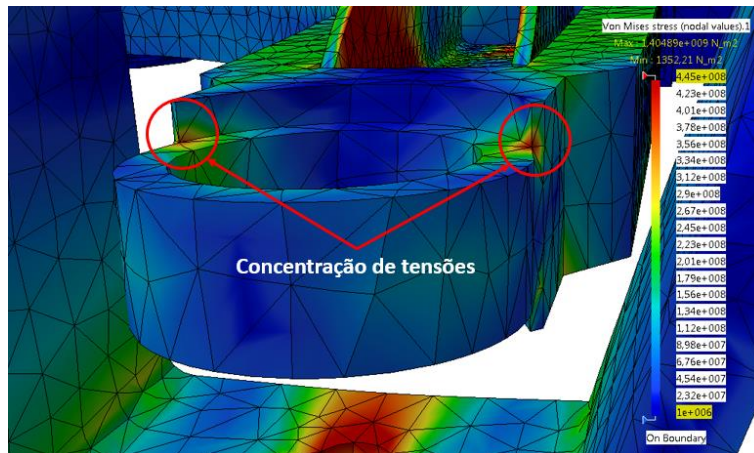


Figura 87 - Zona 1.1 do braço inferior, junta esférica

Na zona 1.1 foi feita uma alteração de geometria, para evitar uma variação tão brusca de secção, que estava a provocar concentração de tensões. A Figura 88 revela a nova geometria, e mostra que as tensões são agora inferiores à tensão limite de fadiga.

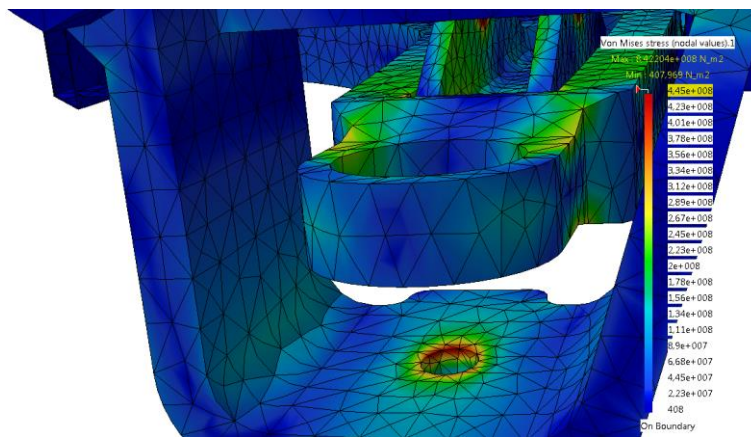


Figura 88 – Correção 1.1 do braço inferior, junta esférica

A Figura 89 revela uma concentração de tensões que ocorre devido à espessura da parede ser insuficiente para suportar as cargas.

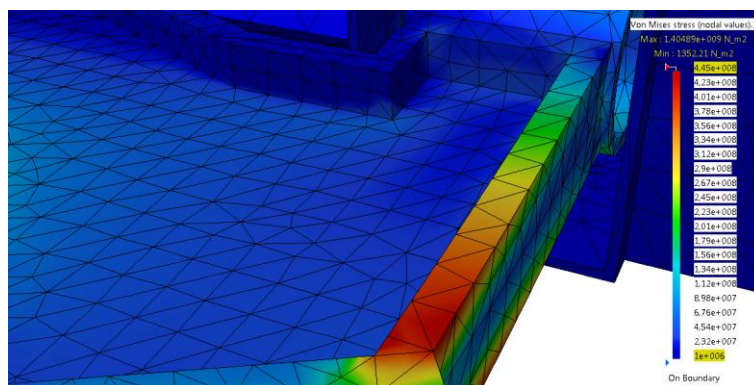


Figura 89 – Zona 1.2 do braço inferior, corpo

Para corrigir a zona 1.2 foi realizado um aumento de espessura de modo a formar uma secção capaz de suportar os esforços, como apresentado na Figura 90.

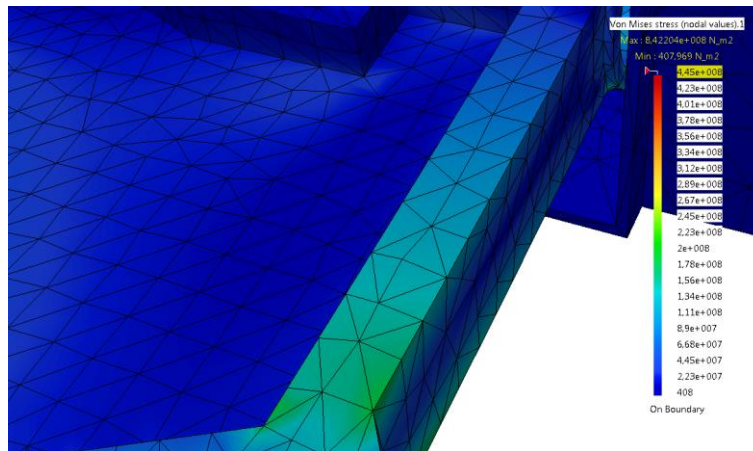


Figura 90 – Correção 1.2 do braço inferior, corpo

A Figura 91 apresenta uma ligeira concentração de tensões derivada da variação de geometria entre o corpo do braço e o cilindro do casquilho do apoio.

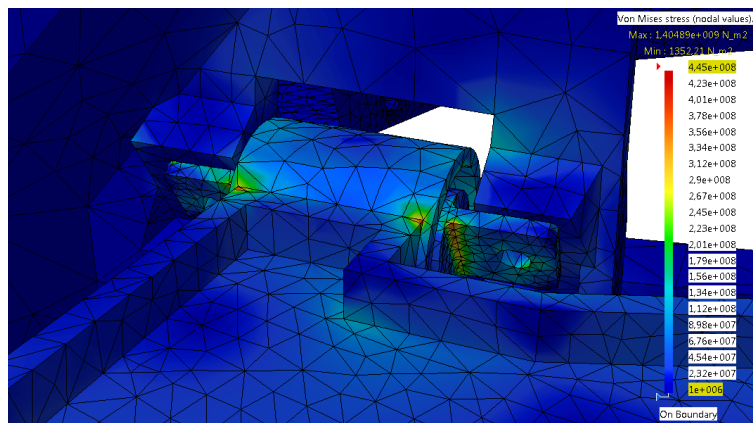


Figura 91 – Zona 1.3 do braço inferior, apoio

Neste caso foi desenhado um boleado com o objetivo de distribuir as tensões, criando uma variação de geometria mais suave, como revela a Figura 92.

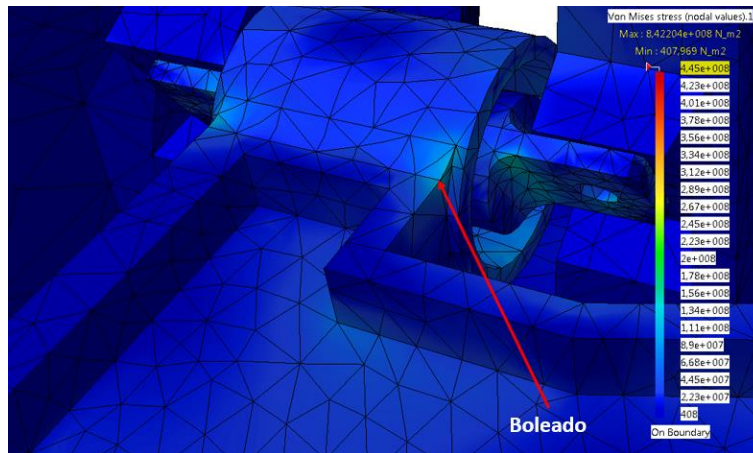


Figura 92 - Correção 1.3 do braço inferior, apoio

### 3.3.6.1.2 Conetor frontal

O conetor frontal é responsável por receber os esforços do braço inferior e transmitir os mesmos à mola virtual que está ligada ao módulo frontal. Esta mola virtual é o principal transmissor de esforços entre a suspensão e o módulo frontal. Assim sendo, o conetor frontal é um dos componentes mais solicitados durante a utilização da estrutura. Como se pode verificar na Figura 93, o conetor inicial não era capaz de suportar as tensões instaladas.

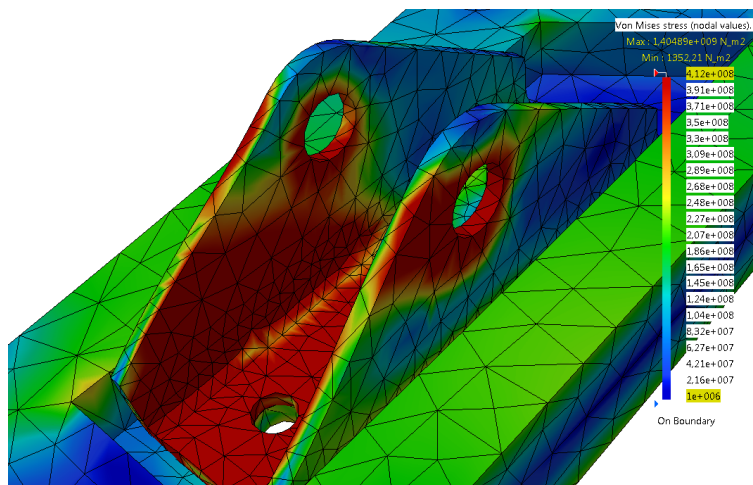


Figura 93 - Zona 1.3 do conetor frontal

Para corrigir esta zona foi realizado um aumento de espessura, de forma a tornar o conetor capaz de resistir às tensões necessárias, como apresentado na Figura 94.



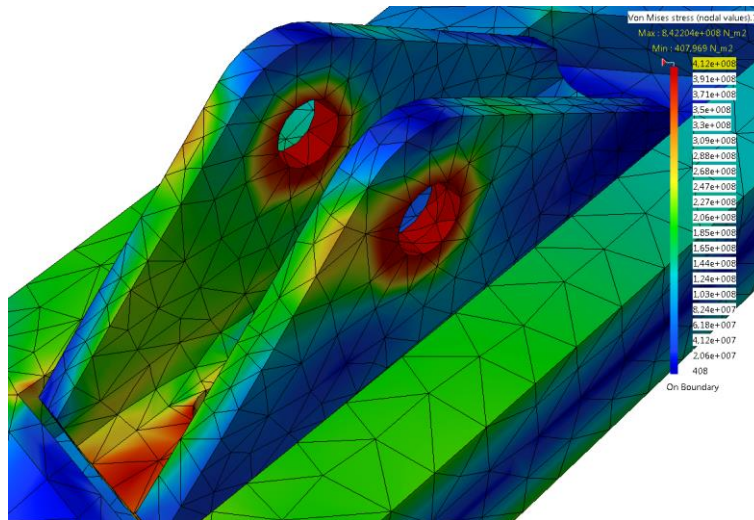


Figura 94 - Correção 1.1 do conetor frontal

Ao analisar a Figura 94, é possível verificar que o conetor já aguenta as cargas necessárias, embora apresente tensões instaladas próximas da tensão limite de fadiga.

### 3.3.6.1.3 Porta cubo frontal

No porta cubo frontal, além de haver concentração de tensões no furo inferior, onde é apoiada a junta esférica, existia também na zona de variação de geometria, como se verifica na Figura 95. A primeira concentração de tensões identificada ocorre devido ao apoio da mola da suspensão ser no braço inferior. Na zona da variação de geometria, a concentração de tensões ocorre devido à falta de material que aquela área apresenta.

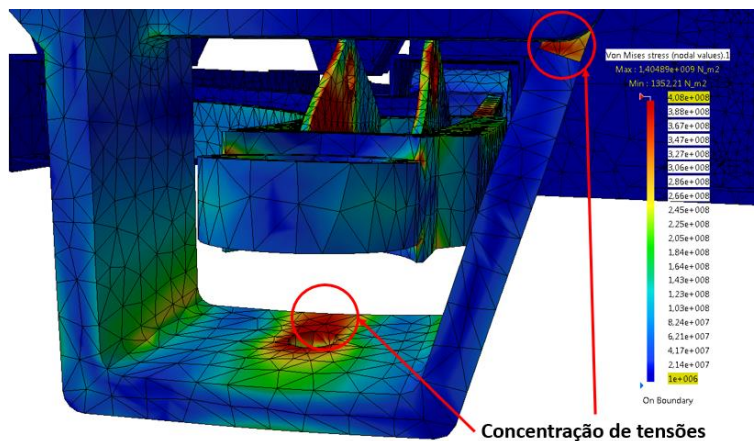


Figura 95 - Zona 1.1 do porta cubo frontal

Assim sendo, foi realizado um aumento de espessura e uma edição da geometria na chapa em que é feito o furo do porta cubo, tornando esta capaz de suportar as tensões. Foi realizada também uma correção na zona de variação de geometria de

forma a melhorar a transição entre as superfícies envolvidas, como se verifica na Figura 96.

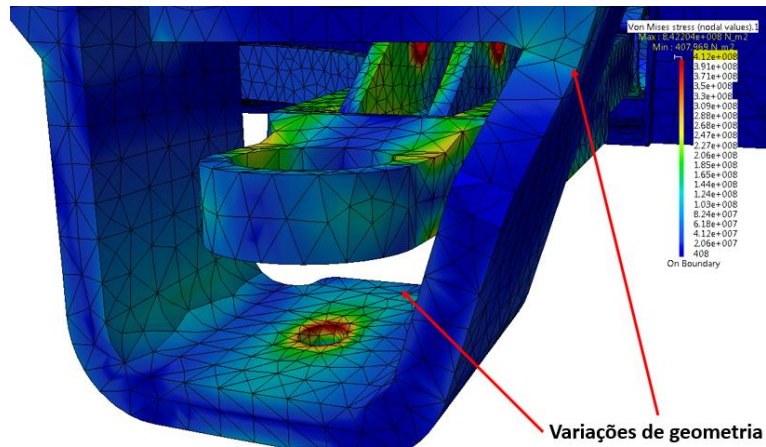


Figura 96 - Correção 1.1 do porta cubo frontal

#### 3.3.6.1.4 Frontal exterior

O contacto entre a plataforma superior e a peça frontal exterior apresenta concentração de tensões na zona de fixação da suspensão. A Figura 97 apresenta a zona onde a distribuição de tensões ultrapassa a tensão limite de fadiga. A simulação apresentada é vista do lado interior do apoio da mola da suspensão, na peça frontal exterior.

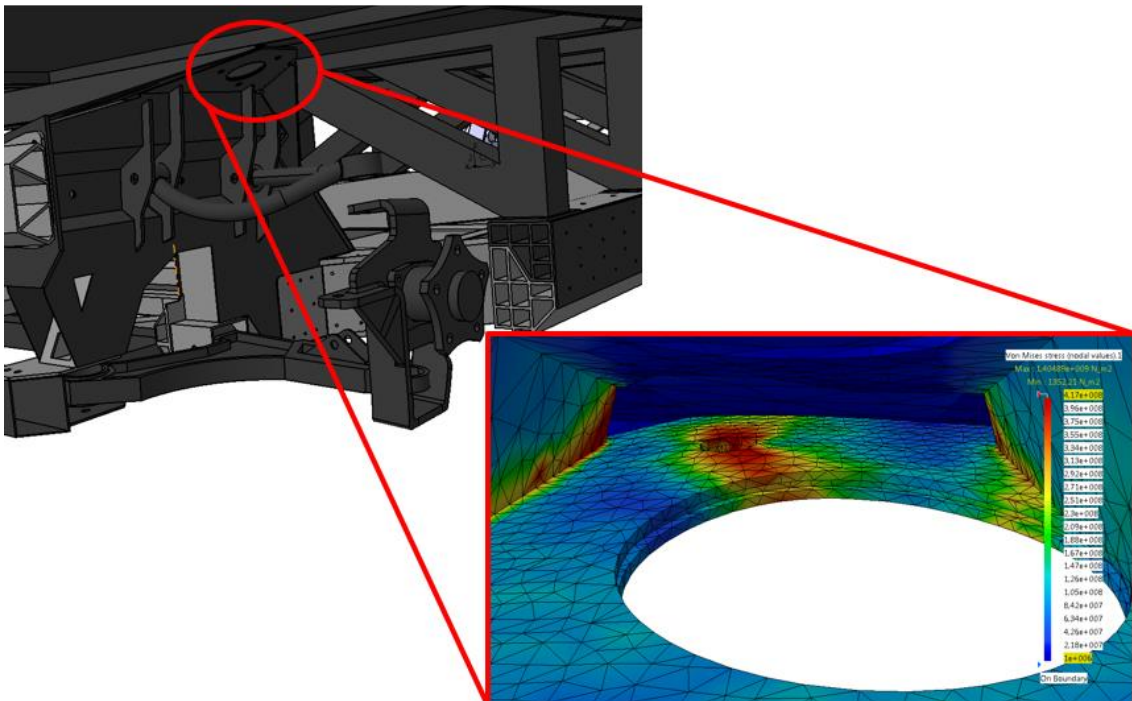


Figura 97 - Zona 1.1 da peça frontal exterior

Assim sendo, foi necessário aumentar localmente a espessura de alguns componentes, nomeadamente a chapa que suporta a plataforma superior e a chapa em contacto com a mola da suspensão. Foi necessário fazer uma alteração da geometria da chapa de suporte à plataforma superior, de forma promover uma melhor distribuição de tensões, como se verifica na Figura 98.

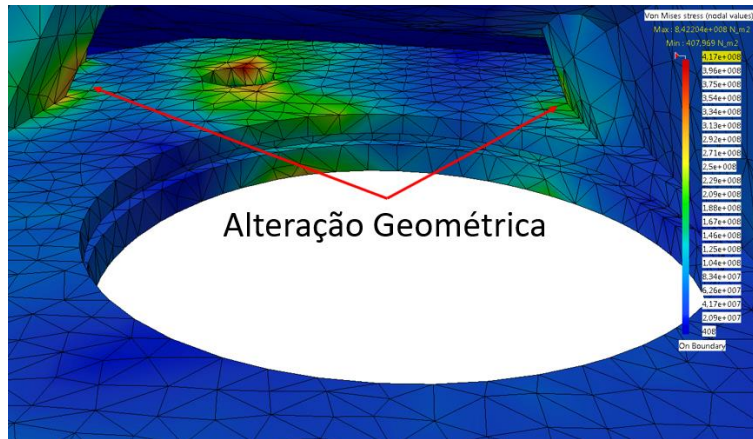


Figura 98 - Correção 1.1 da peça frontal exterior

### 3.3.6.1.5 Porta cubo traseiro

O porta cubo traseiro apresentou diversos problemas iniciais, tais como excesso de tensões no apoio à suspensão e na chapa de suporte à junta esférica que liga ao braço inferior, como se verifica na Figura 99. O braço interior do apoio à suspensão é o mais solicitado, uma vez que se encontra no caminho de carga principal.

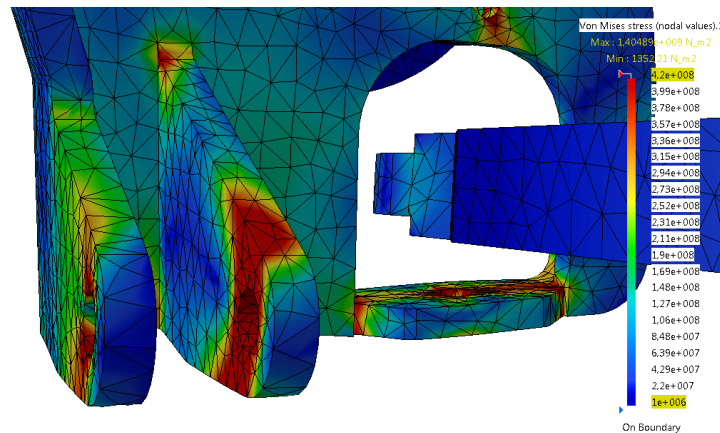


Figura 99 - Zona 1.1 do porta cubo traseiro

A Figura 100 revela que, para garantir que o porta cubo traseiro suporta as cargas aplicadas, foi feito um aumento de espessura no apoio à suspensão. Já no suporte da junta esférica, além de se aumentar a espessura, a área da superfície paralela ao braço inferior também foi aumentada.



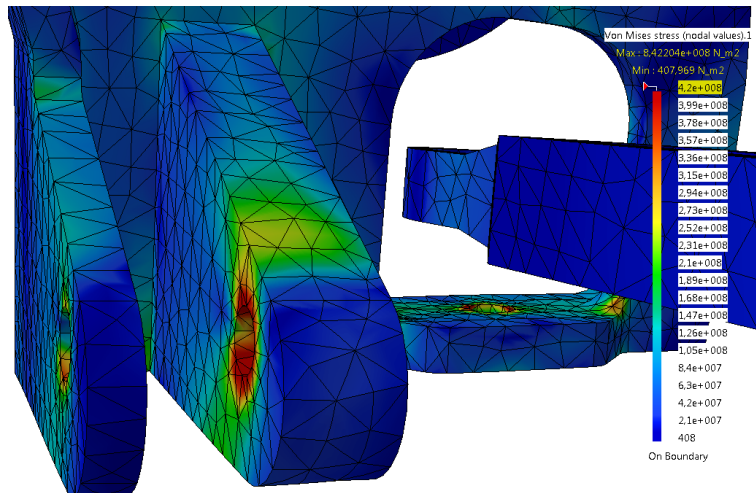


Figura 100 - Correção 1.1 do porta cubo traseiro

### 3.3.6.1.6 Suporte da suspensão

O suporte da suspensão é uma peça fundida em alumínio, o que resulta em tensões limite de fadiga baixas. Durante este dimensionamento, a peça estava a ceder na zona de fixação da mola da suspensão e na zona do apoio ao braço inferior, como apresentado na Figura 101.

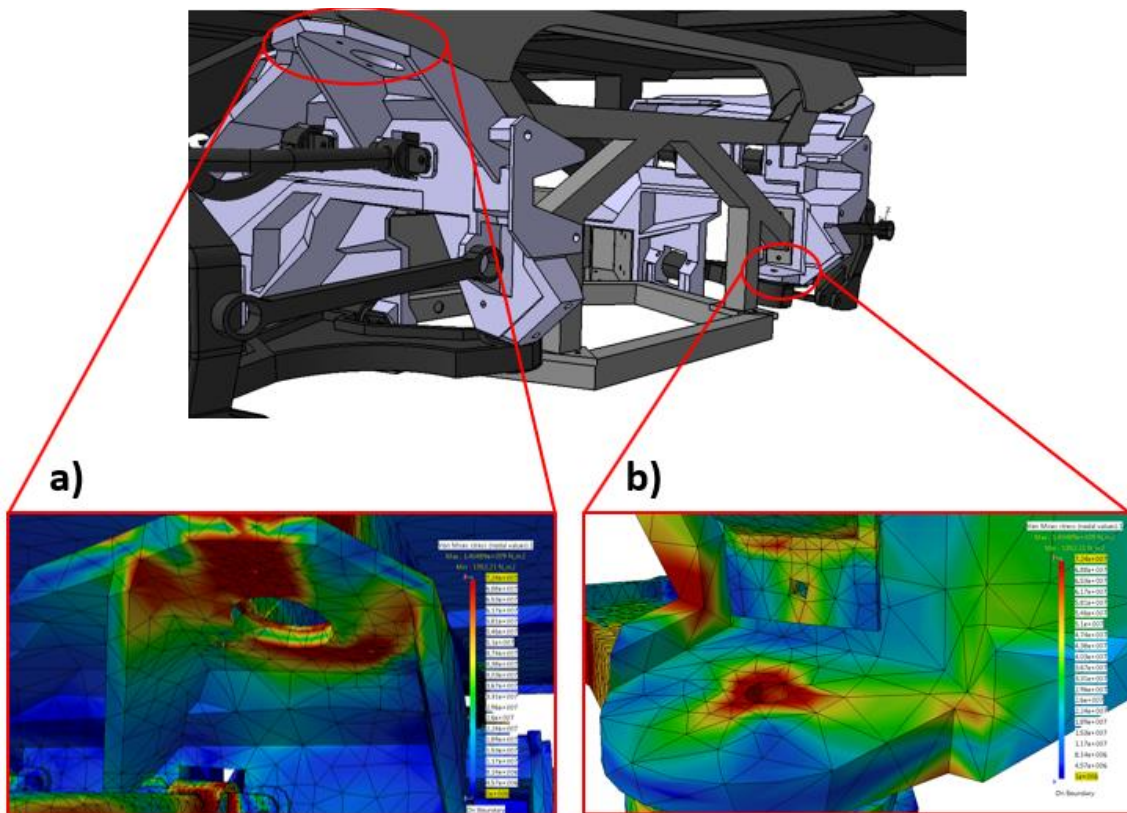


Figura 101 - Suporte da suspensão a) zona 1.1 na fixação da suspensão; b) Zona 1.2 no apoio ao braço inferior

Na zona 1.1 do suporte da suspensão, foi necessário aumentar a espessura para a mesma suportar as tensões aplicadas, como se verifica na Figura 102.

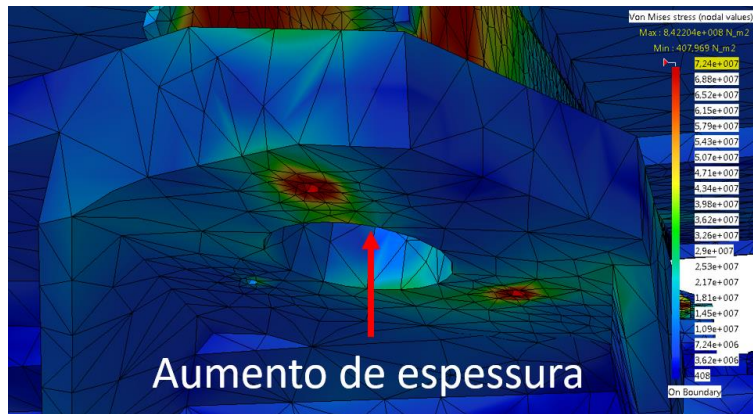


Figura 102 - Correção 1.1 do suporte à suspensão

Já na zona 1.2, além de se aumentar a espessura da superfície onde é feito o apoio do braço, foi também necessário aumentar a espessura do suporte diagonal, como revela a Figura 103.

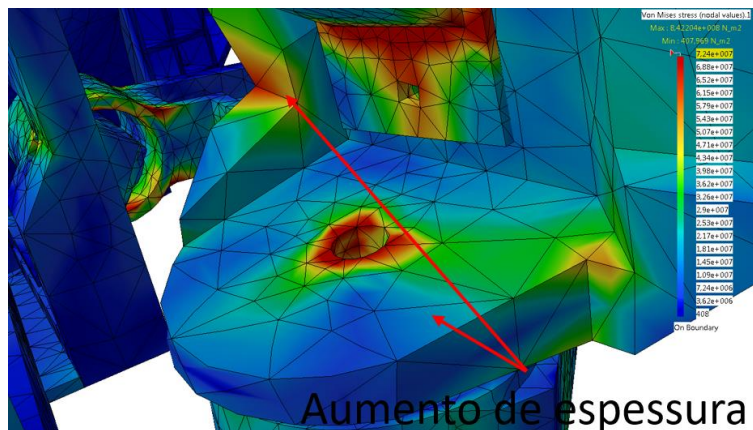


Figura 103 - Correção 1 II do suporte da suspensão

Depois de verificar a segurança de todas as peças, as alterações a destacar são apresentadas na Tabela 54.



Tabela 54 - Resumo do dimensionamento 1

Componente	Dimensões da secção crítica		Tensão máxima instalada		Coeficiente segurança
	Iniciais	Finais	Inicial	Final	
	[mm]	[mm]	[Pa]	[Pa]	[ ]
Braço inf.	8	13	$5,30 \times 10^8$	$2,43 \times 10^8$	1,83
Porta cub. F.	10	12	$5,17 \times 10^8$	$3,49 \times 10^8$	1,17
Conet. F.	3	6	$9,54 \times 10^8$	$3,96 \times 10^8$	1,04
Frontal ext.	4,5	7,5	$5,65 \times 10^8$	$3,84 \times 10^8$	1,09
Porta cub. T.	10	13	$6,75 \times 10^8$	$3,76 \times 10^8$	1,12
Sup. Susp.	11	25	$2,94 \times 10^8$	$7,21 \times 10^7$	1,08

### 3.3.6.2 Dimensionamento 2

Entre o primeiro e o segundo dimensionamento não foi necessário alterar os materiais dos componentes, apenas foram alteradas dimensões e geometrias. Este dimensionamento é realizado através da simulação de um caso de curva.

#### 3.3.6.2.1 Braço inferior

Na zona de fixação da junta esférica existia uma concentração de tensões devido à pequena espessura apresentada neste local, como revela a Figura 104.

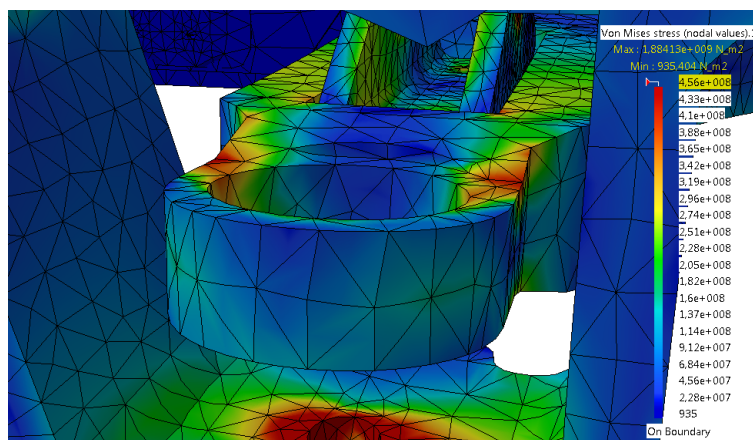


Figura 104 - Zona 2.1 do braço inferior

Para a peça ser capaz de suportar os esforços aplicados, foi realizado um aumento da espessura da zona que contorna a fixação da junta esférica. O resultado de tensões obtido é apresentado na Figura 105.

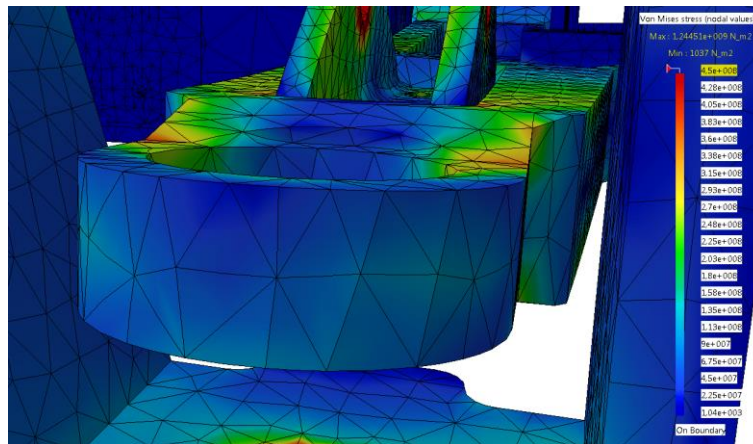


Figura 105 - Correção 2.1 do braço inferior

### 3.3.6.2.2 Porta cubo frontal

O porta cubo frontal voltou a apresentar concentração de tensões na zona de suporte da junta esférica que liga ao braço inferior, como apresenta a Figura 106.

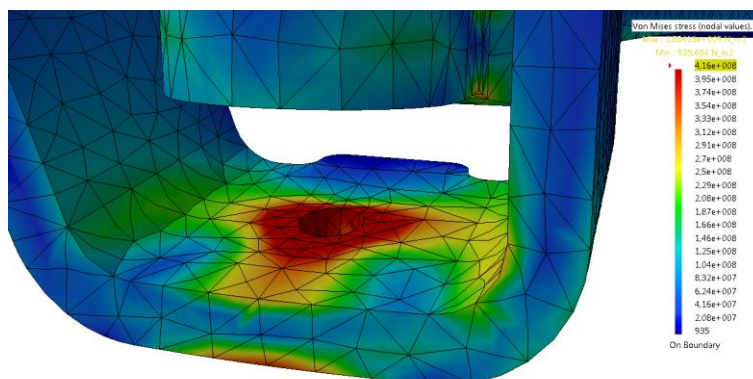


Figura 106 - Zona 2.1 do porta cubos frontal

Foi necessário aumentar a espessura da chapa inferior, e fazer uma variação de geometria, de modo a garantir que a peça suporta as tensões aplicadas. Depois deste processo, a peça ficou capaz de suportar os esforços, como mostra a Figura 107. Esta alteração, além de mudar geometricamente a peça, mudou também o método de construção idealizado. O novo método de construção deixa de ser apenas quinagem de uma chapa e passa a consistir na soldadura de três chapas, uma vez que a chapa inferior tem uma espessura maior do que a das duas que a suportam.

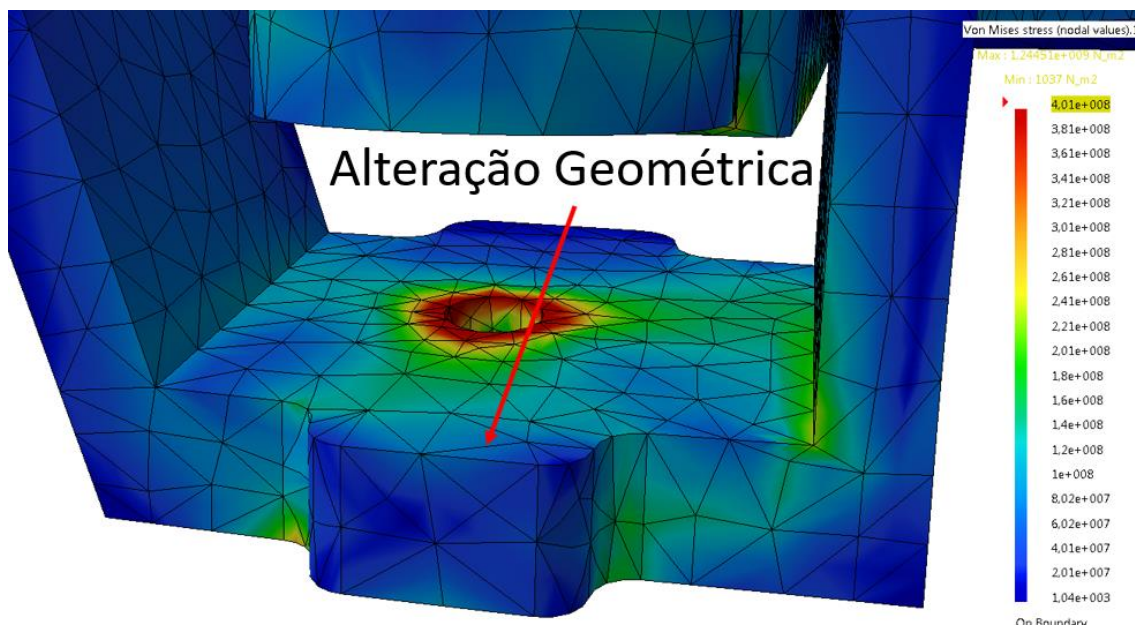


Figura 107 - Correção 2.1 do porta cubo frontal

### 3.3.6.2.3 Porta cubo traseiro

O porta cubo traseiro apresentou uma zona crítica semelhante ao frontal, como apresenta a Figura 108.

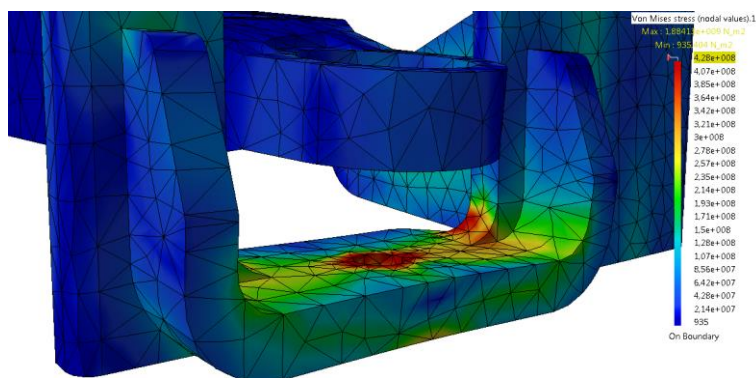


Figura 108 - Zona 2.1 do porta cubo traseiro

Para corrigir este problema, foi realizado um aumento de espessura da chapa que fixa a junta esférica. Depois deste aumento de espessura, a peça passou a suportar as tensões aplicadas, como revela a Figura 109.

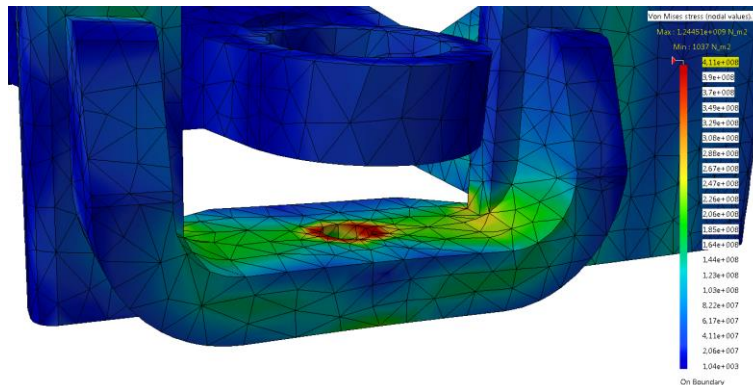


Figura 109 - Correção 2.2 do porta cubos frontal

### 3.3.6.2.4 Suporte da suspensão

As zonas mais frágeis do suporte da suspensão localizaram-se perto do apoio ao braço inferior. Ao analisar a Figura 110, a zona 2.1 ocorre devido à proximidade existente entre as duas variações de secção que a peça apresenta. A zona 2.2 acontece devido à proximidade entre o furo e a variação de geometria ali presente.

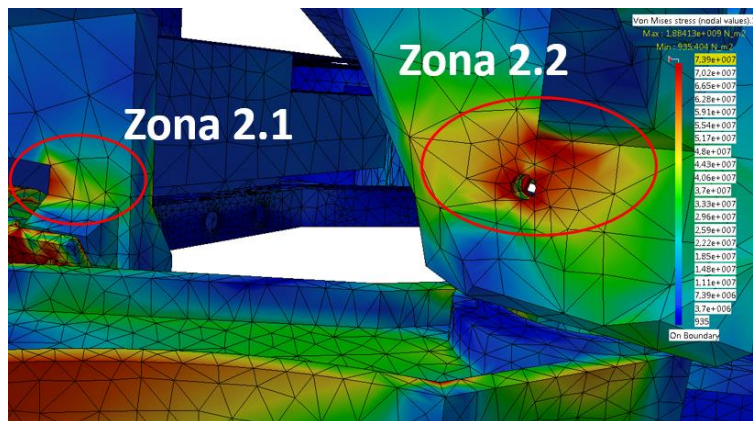


Figura 110 - Zonas 2.1 e 2.2 do suporte da suspensão

Para corrigir a zona 2.1 foi aumentada a distância entre as variações de secção, através da remoção de material. A zona 2.2 foi corrigida alterando o ângulo que a superfície diagonal faz com a superfície vertical, onde se encontra o furo. Esta variação de ângulo fez com que a variação de geometria fique mais longe do furo, o que evita a concentração de tensões tão altas na zona, como mostra a Figura 111.



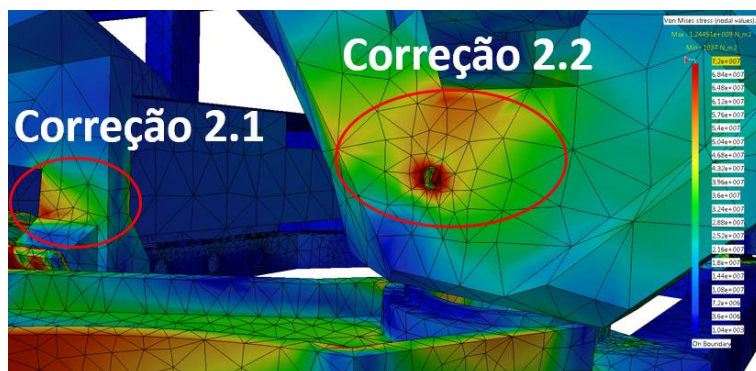


Figura 111 - Correção 2.1 e 2.2 do suporte da suspensão

Depois de se verificar toda a estrutura e concluir que todas as peças apresentaram tensões instaladas inferiores às tensões limites de fadiga correspondentes, foi possível realizar a Tabela 55.

Tabela 55 - Resumo do dimensionamento 2

Componente	Dimensões da secção crítica		Tensão máxima instalada		Coeficiente segurança
	Iniciais	Finais	Inicial	Final	
	[mm]	[mm]	[Pa]	[Pa]	[ ]
Braço inf.	6,8	8,8	$4,82 \times 10^8$	$3,96 \times 10^8$	1,14
Porta cub. F.	12	17	$7,11 \times 10^8$	$3,80 \times 10^8$	1,06
Porta cub. T.	3	6	$4,27 \times 10^8$	$3,34 \times 10^8$	1,26
Sup. Susp.	4,5	7,5	$7,40 \times 10^7$	$6,52 \times 10^7$	1,10

### 3.3.6.3 Dimensionamento 3

O dimensionamento 3 foi realizado tendo em conta a aceleração máxima que o veículo será capaz de produzir. Neste caso de estudo, as peças mais solicitadas encontram-se na zona traseira do veículo.

#### 3.3.6.3.1 Porta cubo traseiro

O componente mais solicitado no porta cubo traseiro foi o apoio à suspensão mais interior, como apresenta a Figura 112. Neste caso, além de haver concentração de

tensões no corpo do apoio, também existiam na zona de ligação com a chapa principal do porta cubo.

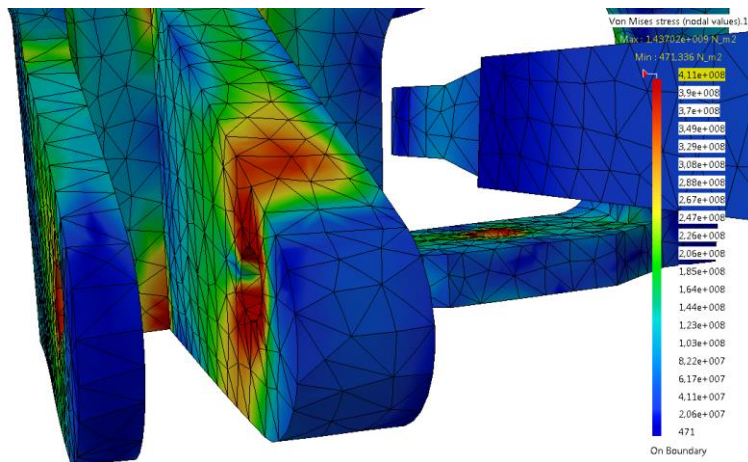


Figura 112 - Zona 3.1 do porta cubo traseiro

Para corrigir a zona 3.1 foram encontradas as seguintes soluções:

- Aumentar a espessura até a mesma suportar as tensões aplicadas;
- Aumentar a largura da chapa de apoio;
- Criar uma inclinação de 2° nas superfícies laterais.

Com estas correções foi possível distribuir melhor as tensões, quer no suporte da suspensão, quer na zona da variação de geometria, como revela a Figura 113.

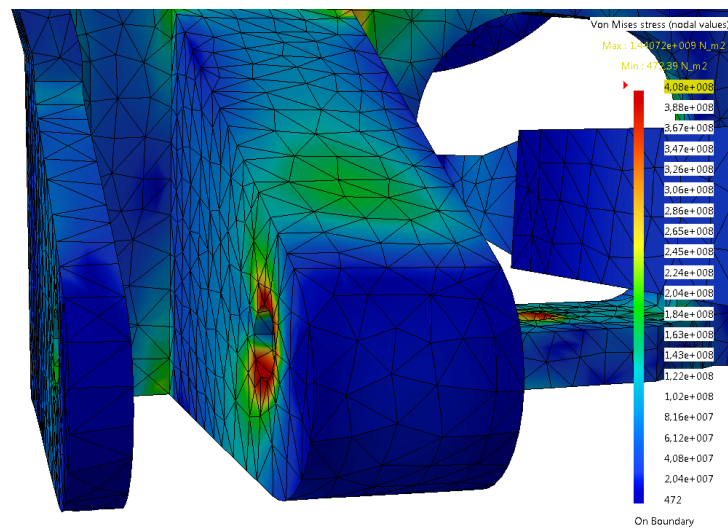


Figura 113 - Correção 3.1 do porta cubo traseiro

### 3.3.6.3.2 Suporte da suspensão

O suporte da suspensão apresentou diversas zonas críticas nesta simulação. Como já tinha acontecido no dimensionamento 2, uma das zonas ocorreu devido à variação de secção próxima do furo, como revela a Figura 114.

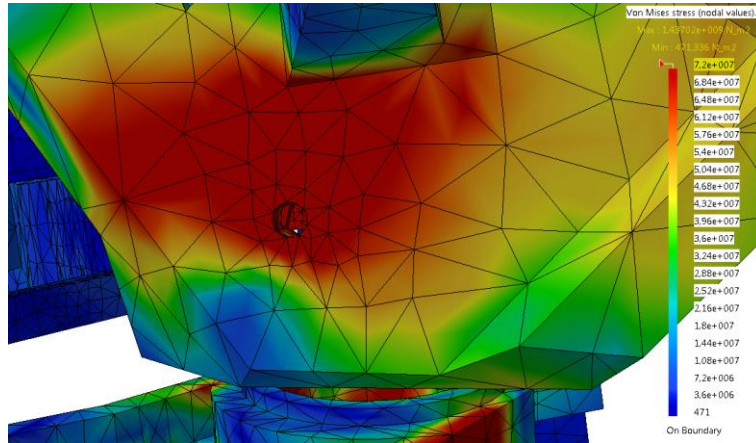


Figura 114 - Zona 3.1 do suporte da suspensão

Continuar a variar o ângulo das superfícies deixou de ser solução, porque quanto mais próximo da perpendicularidade estiverem as superfícies, maior será a concentração de tensões nessa variação de secção. Assim sendo, foi realizado um chanfro a 45°, com 4 mm de altura. Este chanfro reduziu a concentração de tensões e revelou tornar a peça capaz de suportar as tensões aplicadas, como mostra a Figura 115.

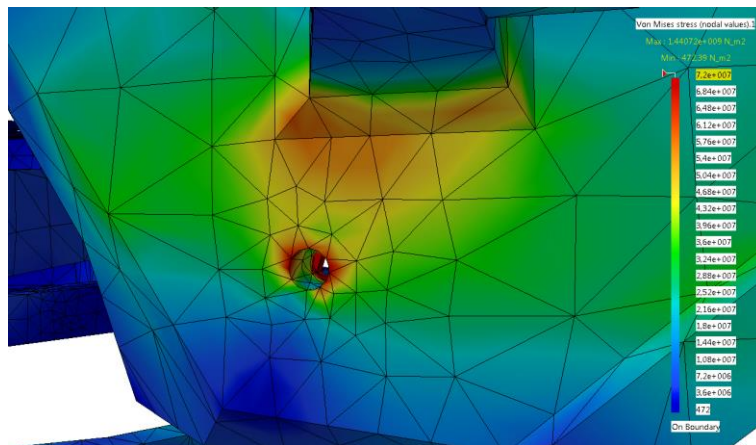


Figura 115 - Correção 3.1 do suporte da suspensão

A Figura 116 revela mais três zonas críticas. A zona 3.2 ocorre devido à proximidade do furo com a variação de geometria, a zona 3.3 sucede devido à falta de espessura e ao ângulo reduzido apresentado pela variação de geometria, e a zona 3.4 ocorre devido à falta de espessura presente no apoio.

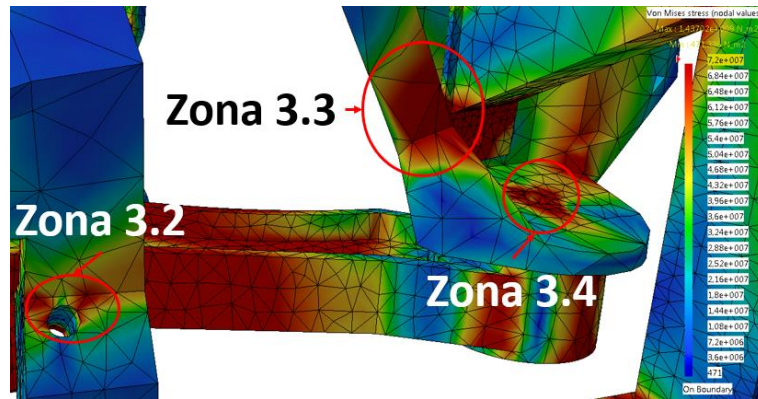


Figura 116 - Zona 3.2, 3.3 e 3.4 do suporte da suspensão

Assim sendo, na zona 3.2 foi adicionado material de forma a afastar o furo da concentração de tensões. Este afastamento ocorre porque o furo não é paralelo à adição de material. Na zona 3.3 foi aumentada a espessura, e adicionado um chanfro na variação de secção, de forma a distribuir melhor as tensões pelo material. Para a zona 3.4, foi adicionada espessura no apoio, para haver material suficiente capaz de suportar as cargas, e foi alterado o ângulo desta superfície com a horizontal, para distribuir melhor as tensões entre as superfícies. Como é possível verificar na Figura 117, as tensões aplicadas no suporte da suspensão são inferiores às admissíveis.

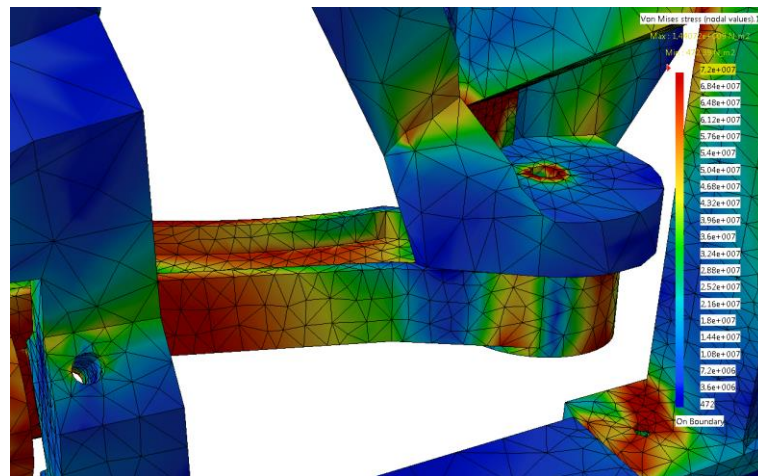


Figura 117 - Correção 3.2, 3.3 e 3.4 do suporte da suspensão

Concluído o dimensionamento, foi possível verificar que todas as peças são capazes de suportar as tensões aplicadas nesta simulação. A Tabela 56 apresenta um resumo do dimensionamento 3.



Tabela 56 - Resumo do dimensionamento 3

Componente	Dimensões da secção crítica		Tensão máxima instalada		Coeficiente segurança
	Iniciais	Finais	Inicial	Final	
	[mm]	[mm]	[Pa]	[Pa]	[ ]
Porta cub. T.	24	37	$6,81 \times 10^8$	$3,51 \times 10^8$	1,19
Sup. Susp.	4,5	7,5	$1,05 \times 10^7$	$5,99 \times 10^7$	1,20

#### 3.3.6.4 Dimensionamento 4

No dimensionamento 4, além de ser necessário mudar espessuras e geometrias, também foi necessário mudar materiais. Como é simulada uma travagem, os componentes mais solicitados encontram-se na zona da frente do veículo.

##### 3.3.6.4.1 Braço superior

Para este dimensionamento, os braços superiores frontais da suspensão apresentavam tensões muito superiores às admissíveis, como revela a Figura 118. Assim sendo, inicialmente foi mudado o material do Aço A27 para Aço 5160.

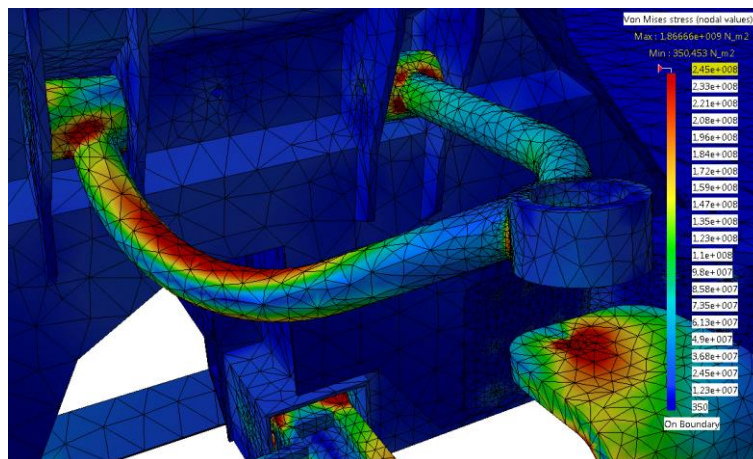


Figura 118 - Braço superior com aço A27

Mesmo com o novo aço, as tensões instaladas eram superiores à admissíveis na peça, na zona do casquilho do apoio, como se verifica na Figura 119.

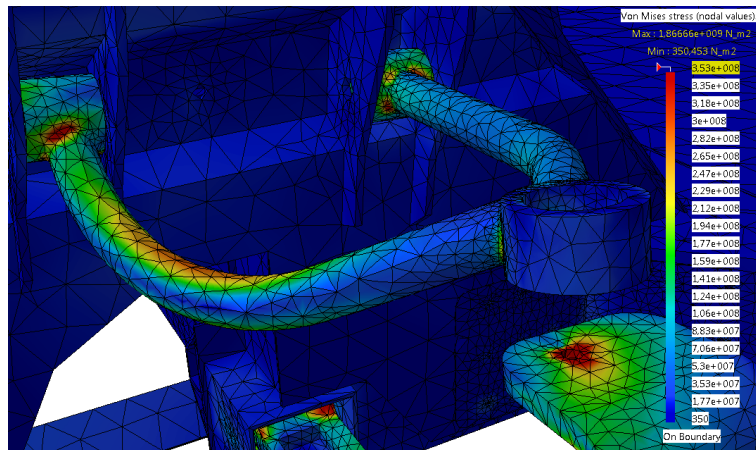


Figura 119 - Zona 4.1 do braço superior

Para corrigir a zona 4.1, a espessura do casquilho foi aumentada, de forma a ter material suficiente para distribuir as tensões. Com este aumento de material, as tensões máximas instaladas baixaram até um nível admissível, como se conclui na Figura 120.

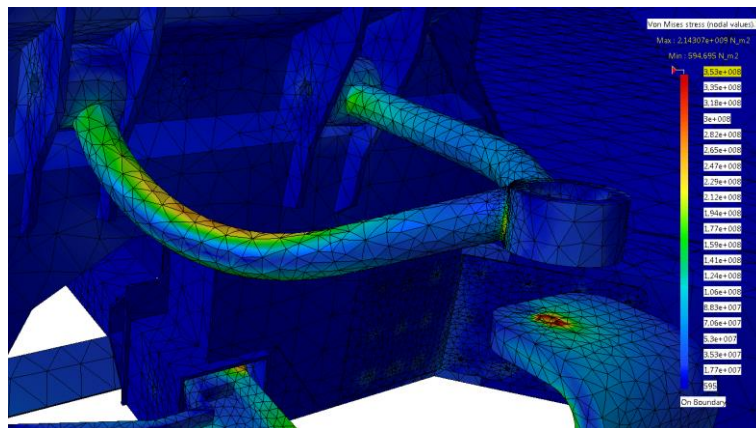


Figura 120 - Correção 4 do braço superior

#### 3.3.6.4.2 Braço inferior

O braço inferior apresentou diversas zonas críticas. A zona 4.1 deve-se a uma concentração de tensões devido à variação de geometria apresentada no boleado, como revela a Figura 121.

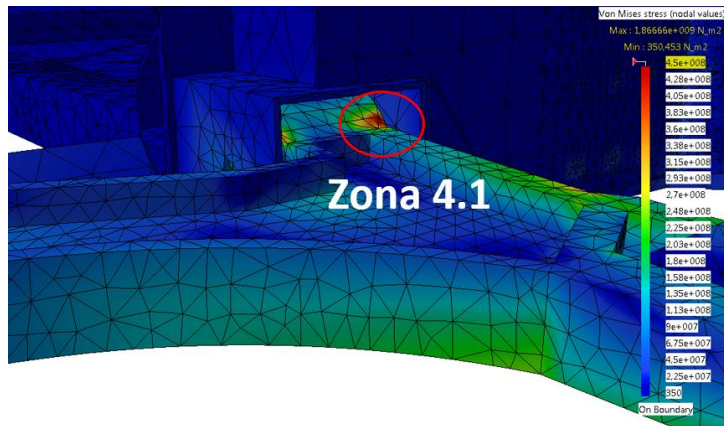


Figura 121 – Zona 4.1 do braço inferior

Para corrigir esta zona, o diâmetro do boleado foi aumentado. Depois deste aumento, a peça passou a suportar as tensões instaladas, como se verifica na Figura 122.

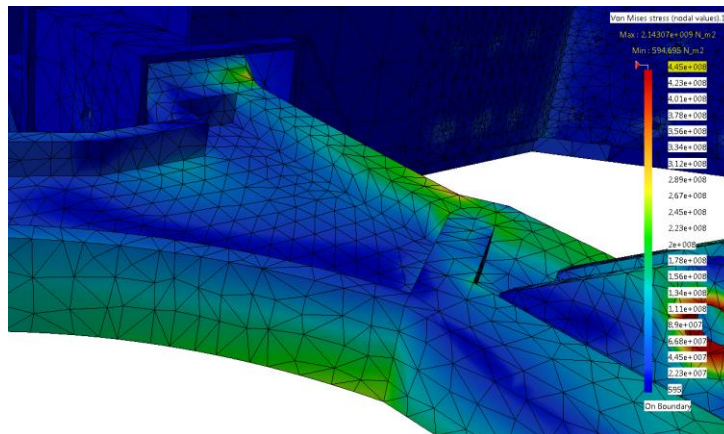


Figura 122 - Correção 4.1 do braço inferior

A zona 4.2 ocorre devido à falta de espessura que o braço inferior apresenta no suporte à junta esférica, como está representado na Figura 123.

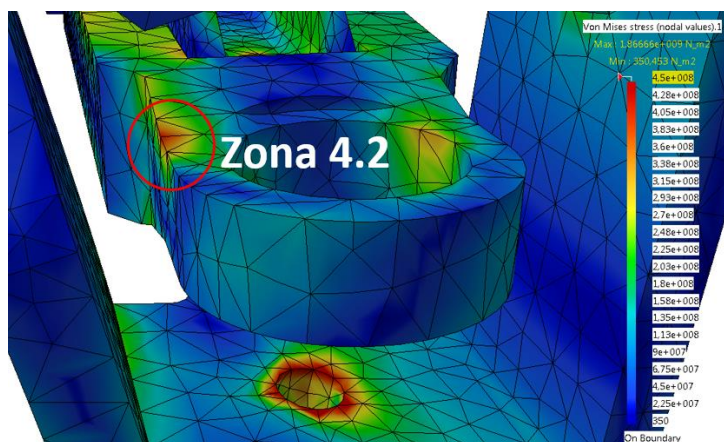


Figura 123 - Zona 4.2 do braço inferior



Aumentando a espessura desta zona, o braço inferior passou a suportar as tensões instaladas, como se verifica na Figura 124.

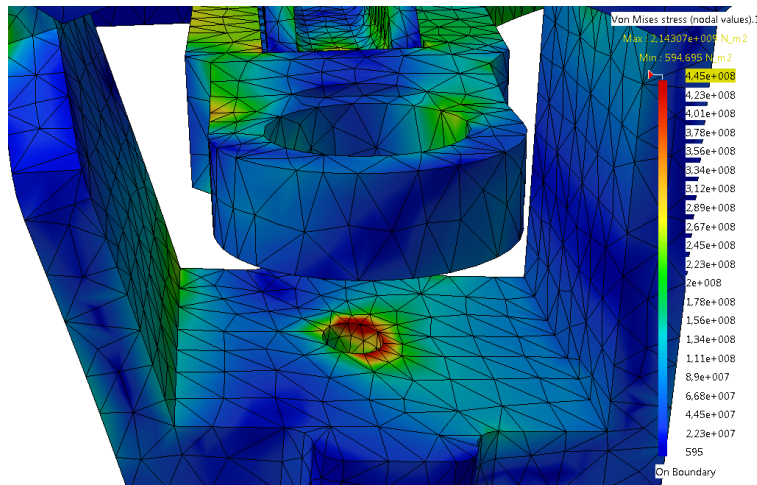


Figura 124 - Correção 4.2 do braço inferior

### 3.3.6.4.3 Frontal inferior

A peça frontal inferior não suportava a concentração de tensões no furo da chapa que apoia o braço inferior da suspensão, como se verifica na Figura 125.

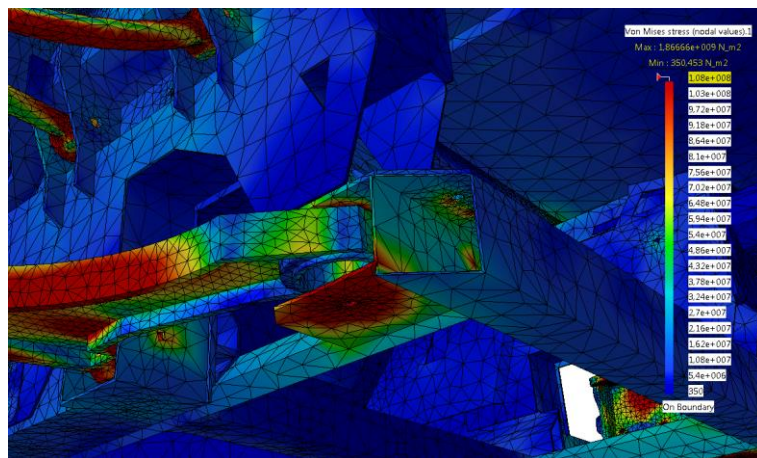


Figura 125 – Zona 4.1 cedência de material da peça frontal inferior

Como as tensões instaladas eram muito superiores à tensão limite de fadiga, inicialmente foi mudado o material do componente de aço S355 para aço 5160. Mesmo com o novo material, que apresenta uma tensão limite de fadiga superior, a chapa continuava a não suportar os esforços aplicados, como se verifica na Figura 126.

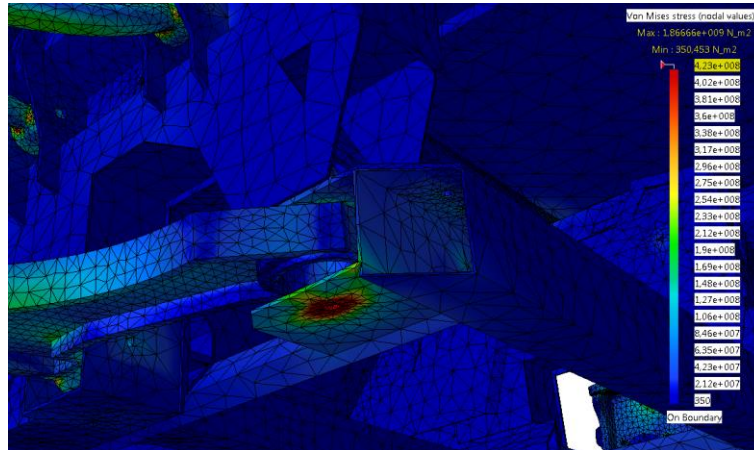


Figura 126 - Zona 4.1 da peça frontal inferior

Para garantir que a chapa suporta as tensões aplicadas no furo, foi feito um aumento de espessura. Com o aumento de espessura, a peça passou a apresentar tensões instaladas inferiores à tensão limite de fadiga, como revela a Figura 127.

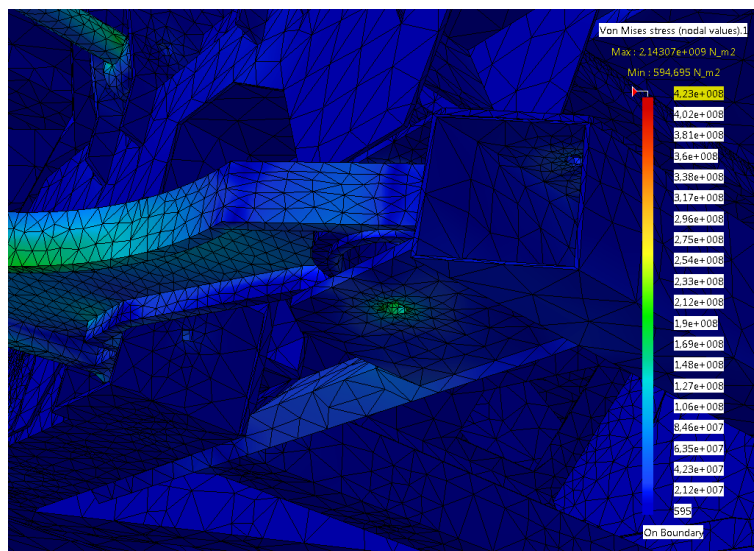


Figura 127 - Correção 4.1 da peça frontal inferior

#### 3.3.6.4.4 Frontal interior

A peça frontal interior é feita de chapas de alumínio, o que se reflete numa baixa tensão limite de fadiga. Esta peça não apresenta tensões instaladas elevadas, na maior parte dos seus componentes, uma vez que a peça que apresenta maior concentração de tensões é a frontal exterior, em aço. Mas, na zona onde o braço inferior vai ser ligado à peça frontal interior, existe concentração de tensões, como apresenta a Figura 128.

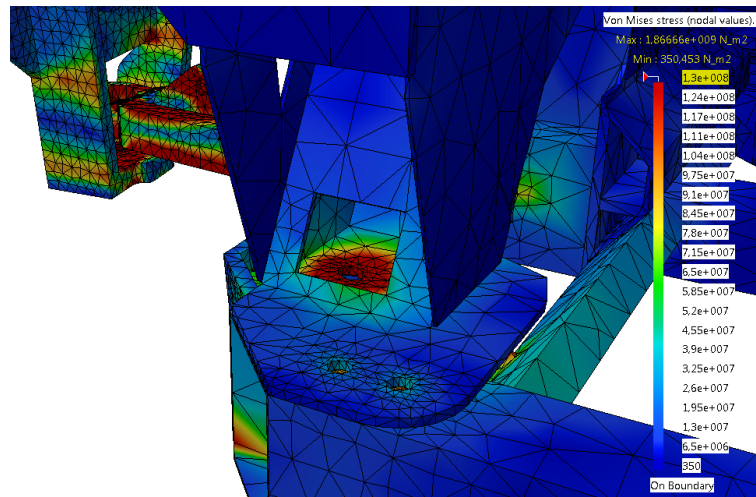


Figura 128 - Zona 4.1 da peça frontal interior

Para melhorar este suporte, foi necessário aumentar a espessura da chapa onde se localiza o furo que suporta o conector. Com o aumento da espessura, foi também necessário elevar o rasgo na chapa diagonal, de forma a acompanhar a elevação da chapa inferior. A Figura 129 revela o desenho final e mostra que as tensões aplicadas na estrutura são inferiores às tensões limite de fadiga.

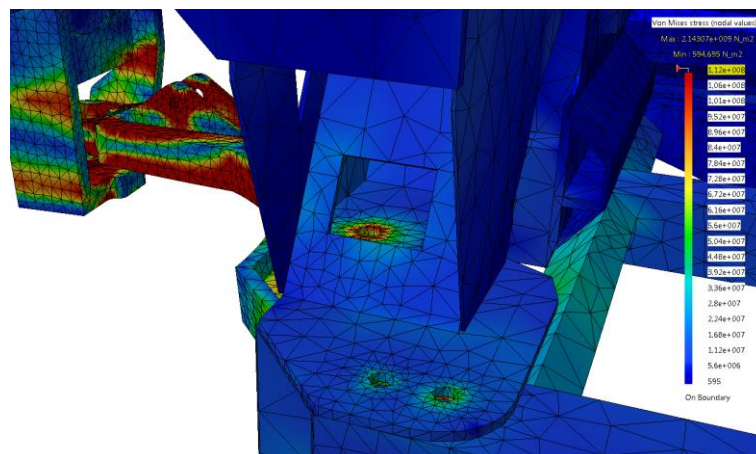


Figura 129 - Correção 4.1 da peça frontal interior

#### 3.3.6.4.5 Conector frontal

O conector frontal apresenta uma concentração de tensões elevada na zona dos furos de apoio à mola da suspensão, como revela a Figura 130.



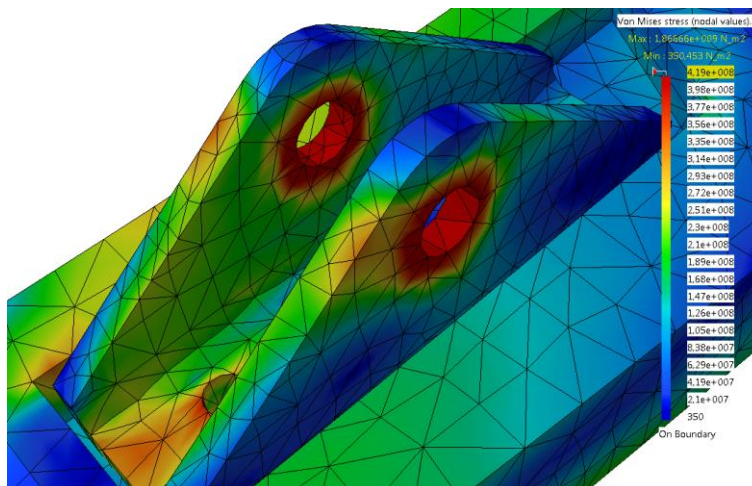


Figura 130 - Zona 4.1 do conetor frontal

Para suportar as tensões aplicadas, a espessura da chapa foi aumentada. A Figura 131 apresenta o conetor devidamente dimensionado, capaz de suportar as tensões aplicadas.

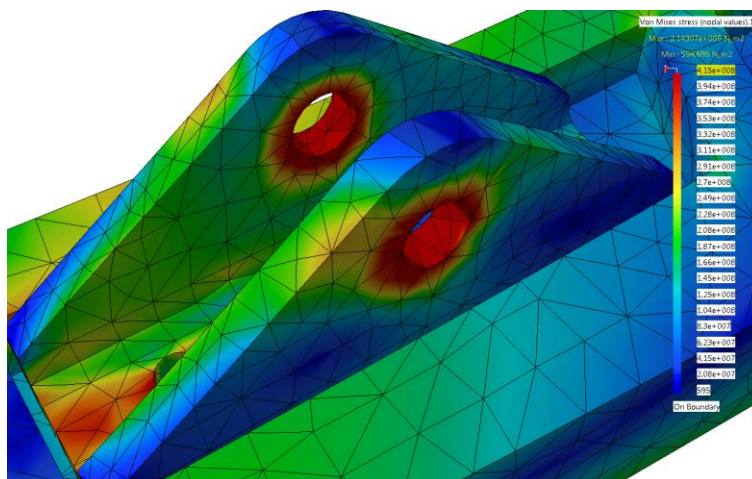


Figura 131 - Correção 4.1 do conetor frontal

#### 3.3.6.4.6 Porta cubo frontal

Para este dimensionamento, o porta cubo frontal revelou a concentração de tensões apresentada na Figura 132.

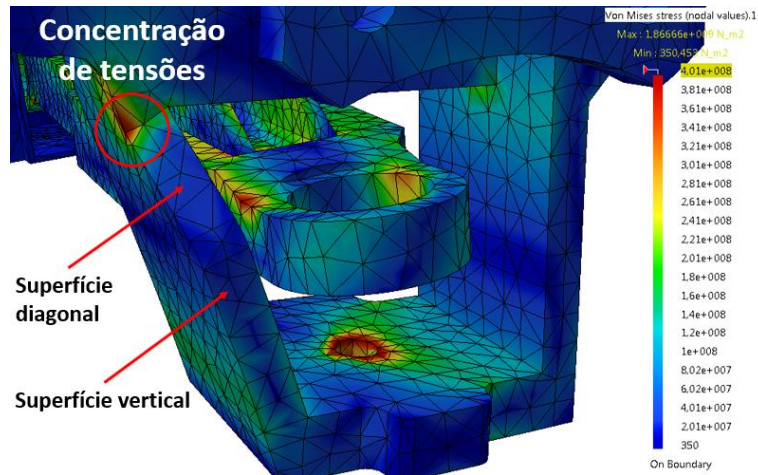


Figura 132 - Zona 4.1 do porta cubo frontal

Esta concentração de tensões ocorre devido à presença de várias variações de geometria na mesma zona. Assim sendo, o ângulo da superfície diagonal com a vertical do porta cubos foi diminuído, de forma a afastar uma das variações de geometria das outras, e reduzir a concentração de tensões, como revela a Figura 133.

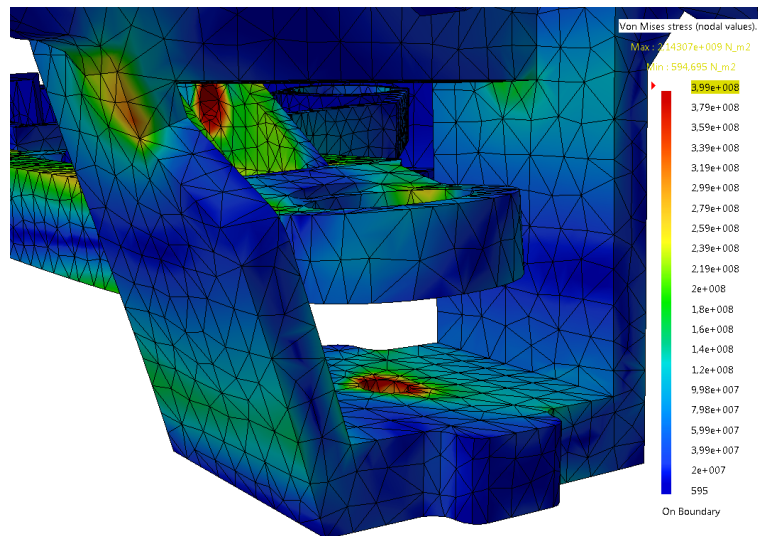


Figura 133 - Correção 4.1 do porta cubo frontal

Depois de verificar todas as peças, foi possível concluir que as tensões aplicadas em todas as peças são inferiores às tensões limite de fadiga características. A Tabela 57 apresenta um resumo das principais peças afetadas por este dimensionamento.



Tabela 57 - Resumo do dimensionamento 4

Componente	Dimensões da secção crítica		Tensão máxima instalada		Coeficiente segurança
	Iniciais	Finais	Inicial	Final	
	[mm]	[mm]	[Pa]	[Pa]	[ ]
Braço sup.	4,0	9,0	$4,48 \times 10^8$	$1,88 \times 10^8$	1,88
Braço inferior	8,8	10,8	$4,50 \times 10^8$	$3,31 \times 10^8$	1,34
Frontal inf.	3	6	$1,12 \times 10^9$	$1,67 \times 10^8$	2,53
Conet. Front.	6	7	$4,45 \times 10^8$	$4,1 \times 10^8$	1,01
Porta cubo front.	<sup>-5</sup>	<sup>-5</sup>	$4,45 \times 10^8$	$3,68 \times 10^8$	1,08

### 3.3.6.5 Verificação 1

A verificação 1 foi realizada através da aplicação de um carregamento de 3g na estrutura, em apenas um dos braços, e foi dividida por:

- Suspensão traseira;
- Suspensão frontal.

#### 3.3.6.5.1 Suspensão traseira

Na verificação da suspensão traseira, a carga mais elevada foi aplicada na roda esquerda. Assim sendo, as peças que são mais solicitadas neste ensaio são:

- Porta cubo traseiro;
- Braço inferior;
- Braço superior;
- Suporte da suspensão.

Na Figura 134 é possível verificar que as tensões aplicadas no porta cubo traseiro são inferiores à tensão de cedência do mesmo.

<sup>5</sup> Apenas foi alterado o *design* e não as dimensões

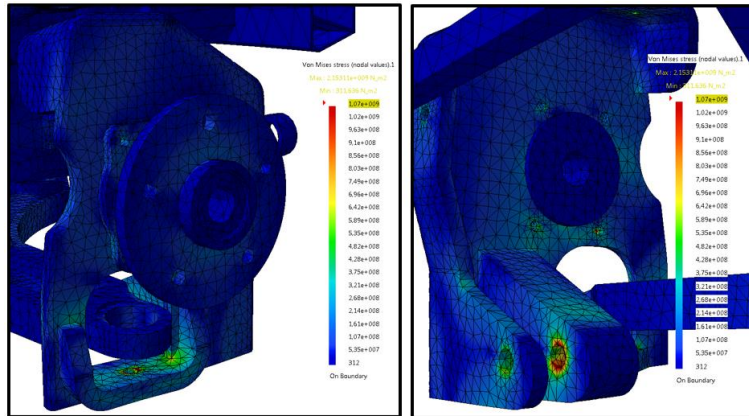


Figura 134 - Verificação 1 porta cubo traseiro

Ao analisar a Figura 135 é possível concluir que a distribuição de tensões no braço inferior apenas apresenta tensões abaixo da tensão de cedência.

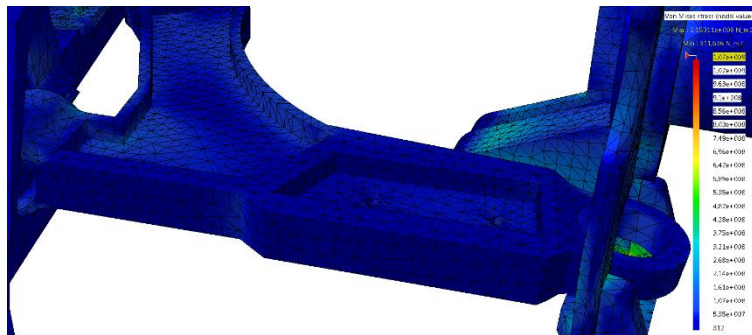


Figura 135 - Verificação 1 braço inferior traseiro

A Figura 136 prova que as tensões aplicadas no braço superior traseiro são inferiores à tensão de cedência do material.

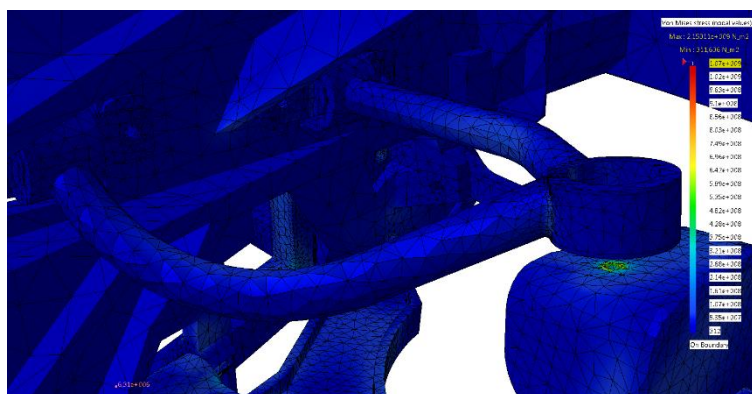


Figura 136 - Verificação 1 do braço superior traseiro

No suporte da suspensão, a zona mais solicitada é onde a mola da suspensão é fixa. Como se pode verificar na Figura 137, as tensões aplicadas são inferiores às tensões de cedência do material.

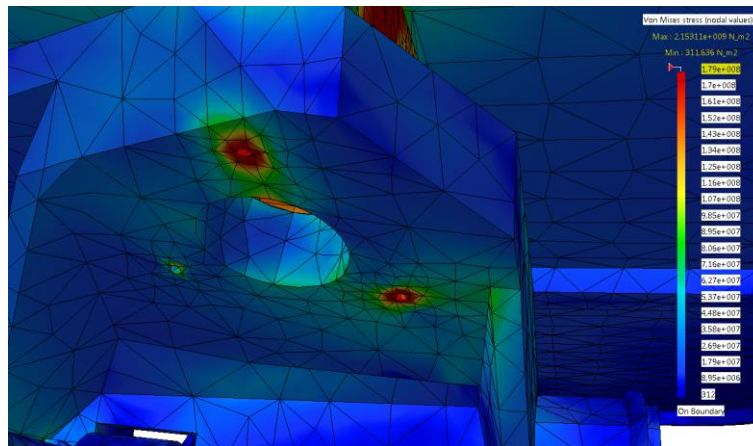


Figura 137 - Verificação 1 do suporte da suspensão

Depois de verificadas todas as peças, foi possível concluir que, quando sujeitos a 3g na suspensão traseira, nenhum dos componentes apresenta tensões superiores à tensão de cedência do material.

### 3.3.6.5.2 Suspensão frontal

Na verificação da suspensão frontal, a carga de 3g foi aplicada na roda esquerda. Assim sendo, as peças que são mais solicitadas neste ensaio são:

- Porta cubo frontal;
- Braço inferior;
- Braço superior;
- Conetor;
- Frontal exterior.

As tensões aplicadas no porta cubo frontal são inferiores às tensões de cedência, como se verifica na Figura 138.

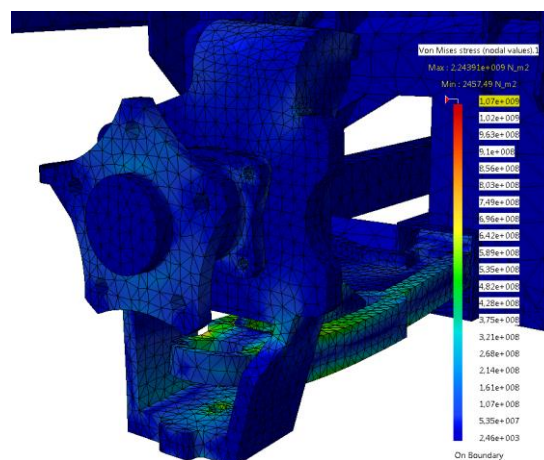


Figura 138 - Verificação 1 do porta cubo frontal

Ao analisar a Figura 139 e a Figura 140, é possível observar que as tensões aplicadas no braço inferior são menores do que a tensão de cedência do material, apesar de se aproximarem do valor da mesma.

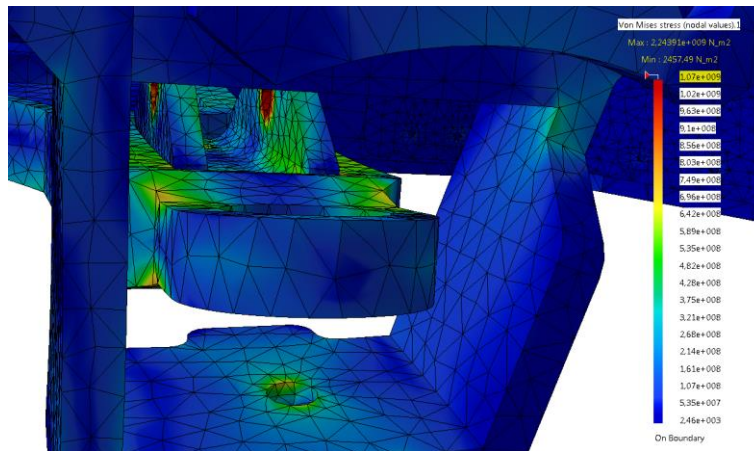


Figura 139 - Verificação 1 I do braço inferior frontal

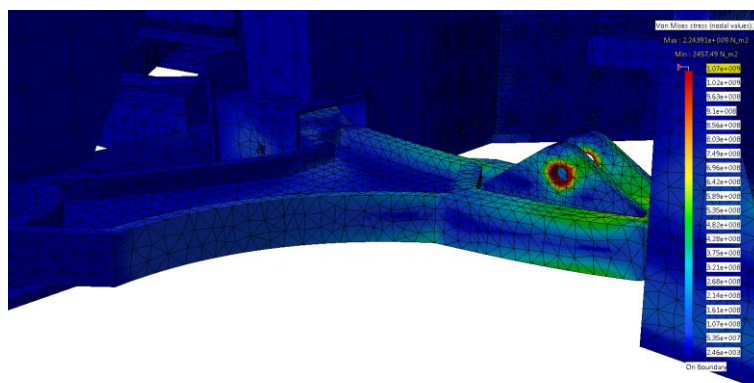


Figura 140 - Verificação 1 II do braço inferior frontal

As tensões aplicadas no braço superior também não ultrapassaram a tensão de cedência do material, como se verifica na Figura 141.

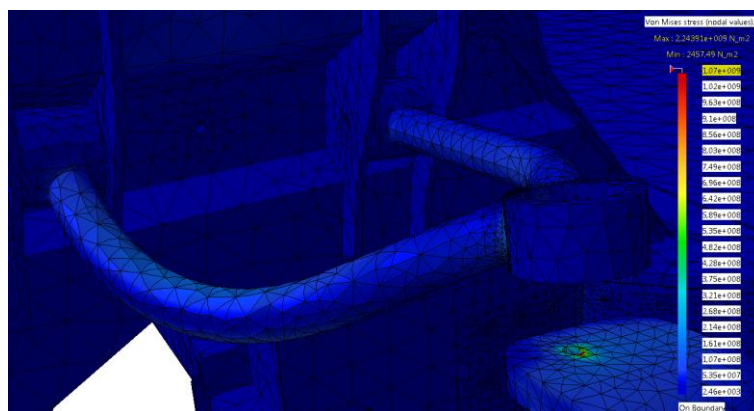


Figura 141 - Verificação I do braço superior frontal



O conetor frontal apresentou cargas um pouco superiores aos outros componentes, mas nunca superiores à tensão de cedência, como se observa na Figura 142.

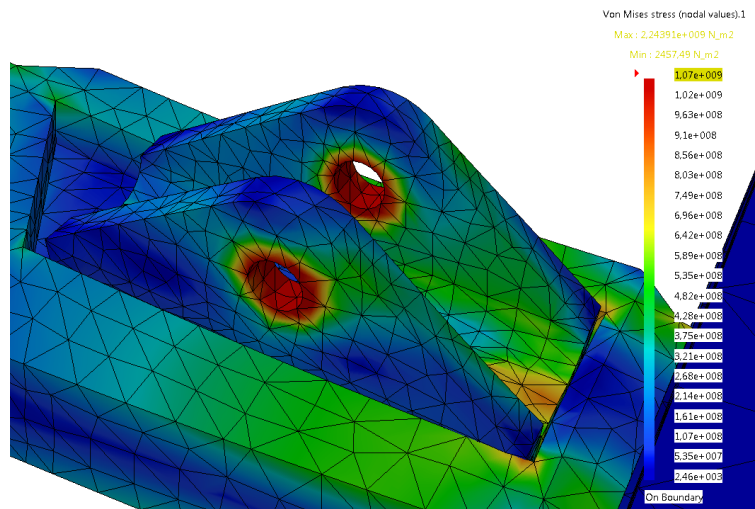


Figura 142 - Verificação 1 do conetor frontal

Na peça frontal exterior, a zona que apresentou tensões mais elevadas foi a da chapa que suporta a plataforma superior. Esta chapa é a mesma da identificada na Figura 97. Apesar de apresentar tensões elevadas, estas não são superiores à tensão de cedência do material, como se conclui ao analisar a Figura 143.

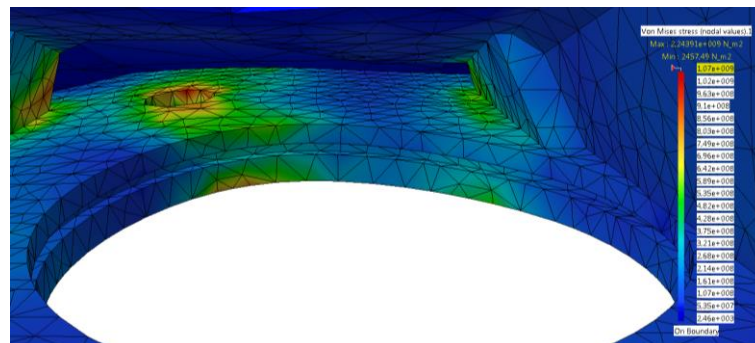


Figura 143 - Verificação 1 da peça frontal exterior

### 3.3.6.6 Verificação 2

A segunda verificação é feita através da simulação de uma travagem enquanto o veículo circula em marcha-atrás. Assim sendo, os componentes mais solicitados são os da suspensão traseira, nomeadamente:

- Braço inferior;
- Braço superior;
- Porta cubo traseiro;
- Suporte da suspensão.

Esta é uma verificação à fadiga. Como não houve alteração de dimensões nem de materiais desde o dimensionamento 4, a tensão limite de fadiga dos diferentes componentes é a mesma da utilizada nesse dimensionamento.

Ao observar a Figura 144, é possível concluir que as tensões instaladas no braço inferior são inferiores à tensão limite de fadiga do componente.

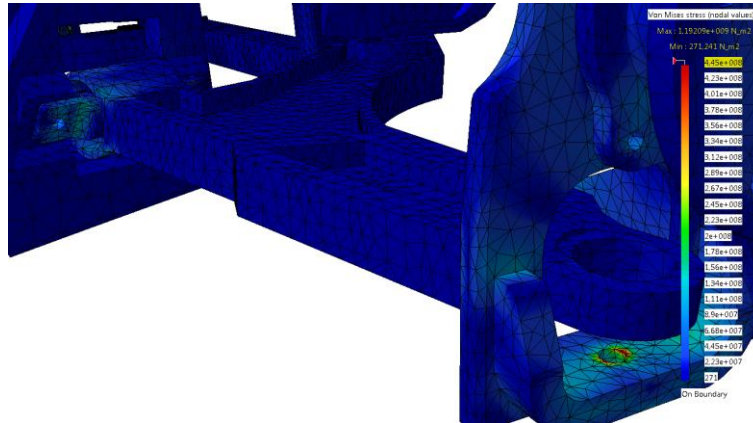


Figura 144 - Verificação 2 do braço inferior

A distribuição de tensões do braço superior apresenta tensões inferiores à tensão limite de fadiga do mesmo, como se verifica na Figura 145.

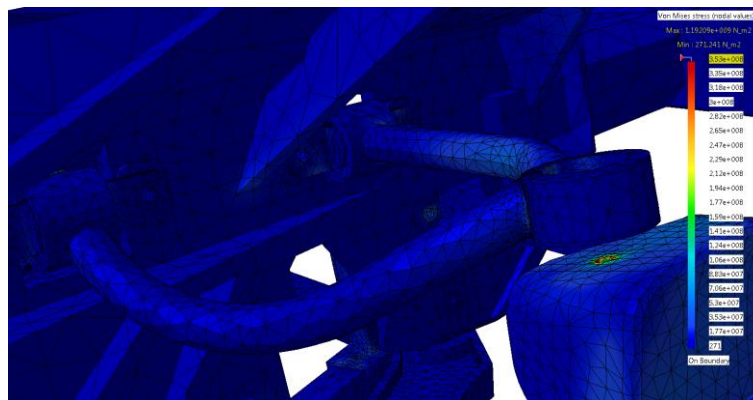


Figura 145 - Verificação 2 do braço superior

No porta cubo traseiro, as tensões instaladas são também inferiores à tensão limite de fadiga da peça, como apresenta a Figura 146.

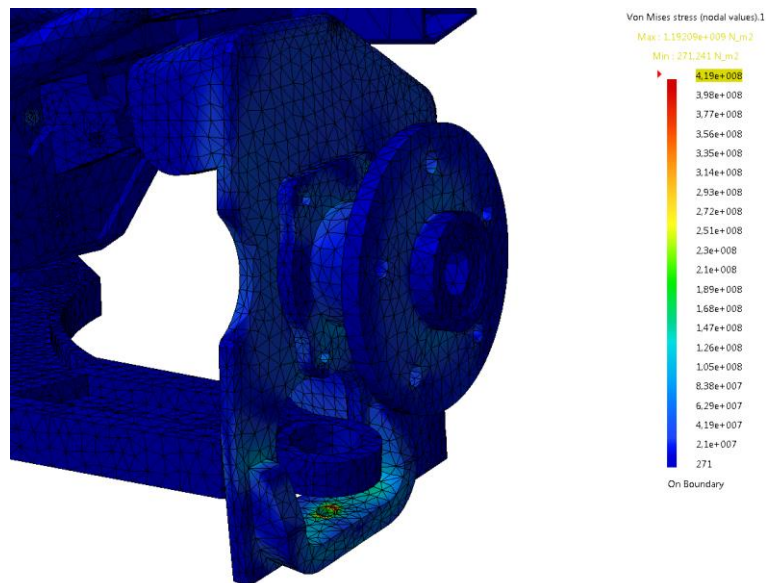


Figura 146 - Verificação 2 do porta cubo traseiro

O suporte da suspensão foi o que apresentou tensões mais próximas da sua tensão limite de fadiga mas, como se verifica na Figura 147, não foram superiores.

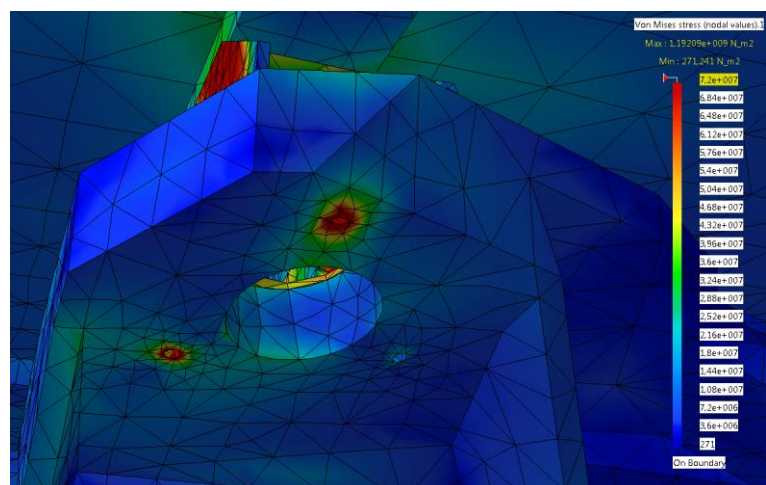


Figura 147 - Verificação 2 do suporte da suspensão

Em todos os dimensionamentos, apenas as alterações mais relevantes foram apresentadas, mas toda a estrutura foi devidamente dimensionada e verificada, de forma a garantir a capacidade de transporte das oito toneladas.

A massa inicial do veículo era de 1 318 kg. Depois dos dimensionamentos realizados, a massa final é de 1 394 kg, o que resulta num aumento de 6% da massa.

Ao analisar os componentes editados nos dimensionamentos realizados é possível concluir que os que precisam de ser reforçados são:

- Suspensão:
  - Braço superior;
  - Braço inferior;
  - Porta cubo frontal;
  - Porta cubo traseiro;
  - Conetor frontal.
- Módulo frontal:
  - Frontal exterior;
  - Frontal interior;
  - Frontal inferior.
- Módulo traseiro:
  - Suporte da suspensão;

Uma análise mais generalista permite concluir que, com algumas alterações na suspensão e nos componentes onde a mesma apoia, a estrutura é capaz de suportar os casos de carga impostos.

### 3.3.6.7 Materiais aplicados à estrutura

Neste capítulo são apresentados quais os materiais que foram utilizados na estrutura, depois de realizados todos os dimensionamentos.

#### 3.3.6.7.1 Suspensão

Os materiais aplicados à suspensão são apresentados na Tabela 58.

Tabela 58 - Lista de materiais da suspensão

Componente	Material
Braço superior	Aço 5160
Tirante	Aço S355
Braço inferior	Aço 5160
Porta cubo frontal	Aço 5160
Porta cubo traseiro	Aço 5160
Conetor frontal	Aço 5160
Conetor traseiro	Aço 5160



### 3.3.6.7.2 Módulo central

Os materiais aplicados no módulo central podem ser observados na Tabela 59.

Tabela 59 - Lista de materiais do módulo central

Componente	Material
Módulo central	Alumínio 6061 T6
Placa inferior	Alumínio 6061 T6

### 3.3.6.7.3 Módulo frontal

Os materiais utilizados no módulo frontal são revelados na Tabela 60.

Tabela 60 – Lista de materiais do módulo frontal

Componente	Material
Frontal interior	Alumínio 6061 T6
Barra para-choques frontal	Alumínio 6061 T6
Frontal exterior	Aço 5160
Frontal inferior	Aço 5160
Chapa central	Alumínio 6061 T6
Chapa de ligação de módulos	Alumínio 6061 T6

### 3.3.6.7.4 Módulo traseiro

Na Tabela 61 é possível verificar quais os materiais aplicados no módulo traseiro.

Tabela 61 – Lista de materiais do módulo traseiro

Componente	Material
Traseiro centro superior	Aço 5160
Barra para-choques traseira	Alumínio 6061 T6
Traseiro centro inferior	Alumínio 6061 T6
Suporte suspensão	Alumínio A356

### 3.3.6.7.5 Plataforma superior

Os materiais aplicados na plataforma superior são expostos na Tabela 62.

Tabela 62 – Lista de materiais da plataforma superior

Componente	Material
Topo da plataforma	Aço 5160
Barra lateral	Aço S355
Chapa ligação	Aço S355
Placa de cobertura de bateria	Alumínio 6061 T6

Ao analisar a lista final de materiais aplicados na estrutura, e comparando com a lista inicial nos diferentes módulos, é possível verificar que apenas o braço superior e a peça frontal inferior necessitaram de mudar de material, os restantes componentes não necessitaram de mudar nem materiais, nem processos de fabrico.

## 3.4 Processos de fabrico

Para os diferentes componentes que fazem parte da estrutura, foram utilizados diferentes processos de fabrico. As diferentes peças foram processadas a partir de diferentes matérias primas, que são produzidas através de diversas formas, nomeadamente:

- Chapa laminada;
- Varão extrudido;
- Tubo extrudido;
- Perfil extrudido;
- Lingote;
- Bloco.


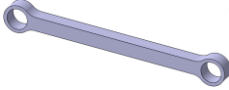
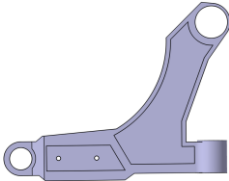
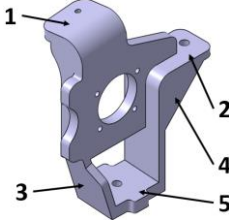
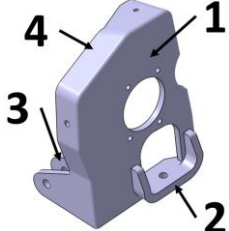
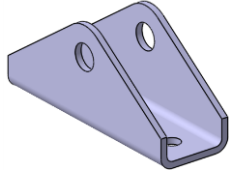
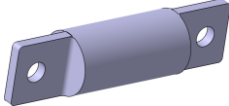
### 3.4.1 Suspensão

Os diferentes componentes da suspensão foram obtidos através de diversas matérias primas, sobretudo:

- Varão;
- Bloco;
- Chapa laminada.

Os diferentes processos de fabrico do módulo central são apresentados na Tabela 63.

Tabela 63 - Processos de fabrico da suspensão

Componente	Matéria prima	Processo de fabrico	Figura
Braço superior	Varão	Varões – corte mecânico e dobragem Casquilhos – maquinação Conjunto soldado	
Tirante	Bloco	Forjamento Furos – maquinação	
Braço inferior	Bloco	Maquinação	
Porta cubo frontal	Chapa	Chapa 1 e 2 – corte a laser e quinagem Chapa 3, 4 e 5 – Corte a laser Todas as chapas soldadas entre si	
Porta cubo traseiro	Chapa	Chapa 1 – corte a laser Chapa 2 e 4 – corte a laser e quinagem Chapa 3 – corte a laser e furada Todas as chapas soldadas entre si	
Conetor frontal	Chapa	Corte a laser Quinagem	
Conetor traseiro	Varão	Maquinação	

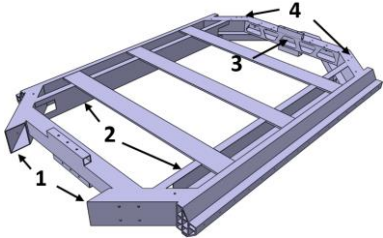
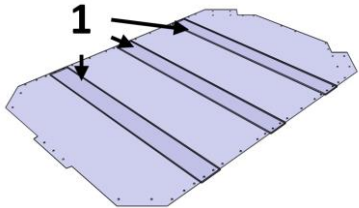
### 3.4.2 Módulo central

Os diferentes componentes do módulo central foram obtidos através de diversas matérias primas, que são:

- Chapa laminada;
- Tubo extrudido.

Os diferentes processos de fabrico do módulo central são apresentados na Tabela 64.

Tabela 64 - Processos de fabrico do módulo central

Componente	Matéria prima	Processo de fabrico	Figura
Módulo central	Chapa	Tubos 1 e 4 – corte mecânico	
	Tubo	Tubo 3 – corte mecânico e a laser Chapas 2 – corte a laser e quinagem Furação em todos os componentes Conjunto soldado	
Chapa inferior	Chapa	Chapa – Corte a laser e furação	
	Tubo	Tubos 1, 2 e 3 – furação	

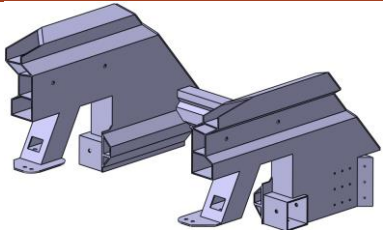
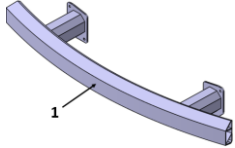
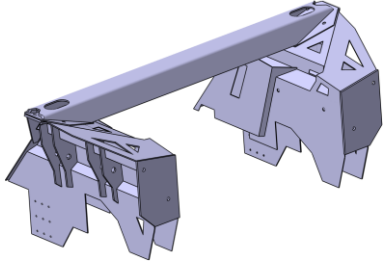
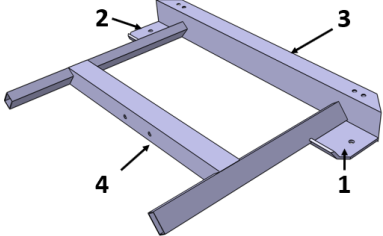
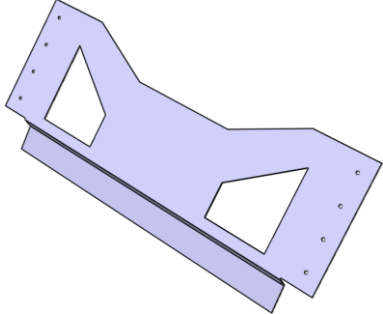
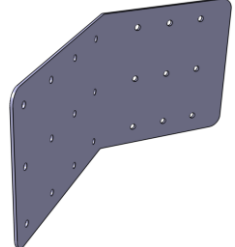
### 3.4.3 Módulo frontal

O módulo frontal é feito à base de diversas matérias primas, nomeadamente:

- Tubos extrudidos;
- Perfis extrudidos;
- Chapas laminadas.

Na Tabela 65 estão apresentados os diferentes processos de fabrico aplicados à matéria prima para obter as peças finais.

Tabela 65 – Processos de fabrico do módulo frontal

Componente	Matéria prima	Processo de fabrico	Figura
Frontal interior	Tubo Perfil Chapa	Tubos e perfis – Corte mecânico Chapas – Corte a laser e quinagem Conjunto soldado	
Para-choques	Perfil Chapa	Perfil 1 – Corte mecânico e calandragem Chapas – Corte a laser Conjunto soldado	
Frontal exterior	Chapa	Corte a laser Quinagem Conjunto soldado	
Frontal inferior	Chapa Tubo	Chapa 1 e 2 – corte a laser e quinagem Tubo 3 – Corte mecânico Tubo 4 – Corte a laser Conjunto soldado entre si	
Chapa central	Chapa	Corte a laser Quinagem	
Chapa ligação de módulos	Chapa	Corte a laser Quinagem	

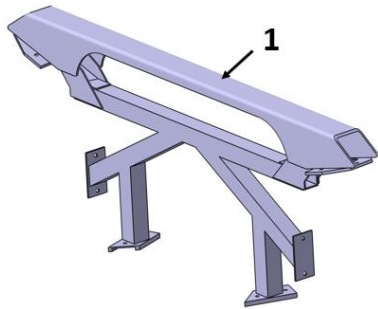
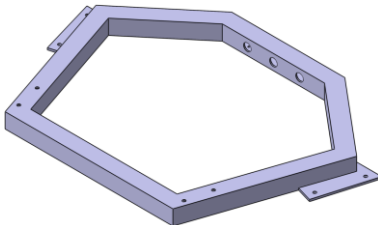
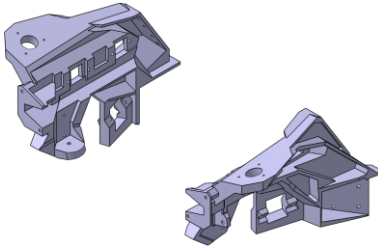
### 3.4.4 Módulo traseiro

As matérias primas do módulo traseiro são produzidas à base de:

- Tubos extrudidos;
- Chapas laminadas;
- Lingote de alumínio.

Na Tabela 66 são apresentados os diferentes processos de fabrico aplicados aos componentes do módulo traseiro.

Tabela 66 - Processos de fabrico do módulo traseiro

Componente	Matéria prima	Processo de fabrico	Figura
Traseiro superior	Tubo Chapa	Tubos – Corte mecânico Chapa 1 – Corte a laser e quinagem Restantes chapas – Corte a laser Conjunto soldado	
Traseiro centro inferior	Tubo Chapa	Corte mecânico Corte a laser Conjunto soldado	
Suporte da suspensão	Lingote	Fundição	

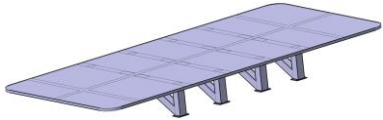
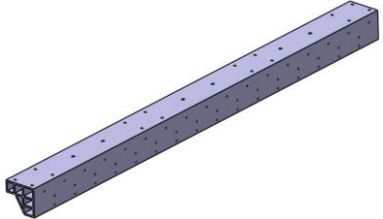
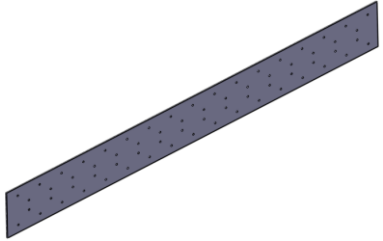
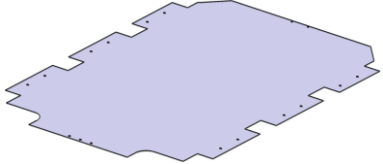
### 3.4.5 Plataforma superior

As matérias primas presentes na plataforma superior são:

- Chapa laminada a frio;
- Tubo extrudido;
- Perfil extrudido;
- Varão quadrado.

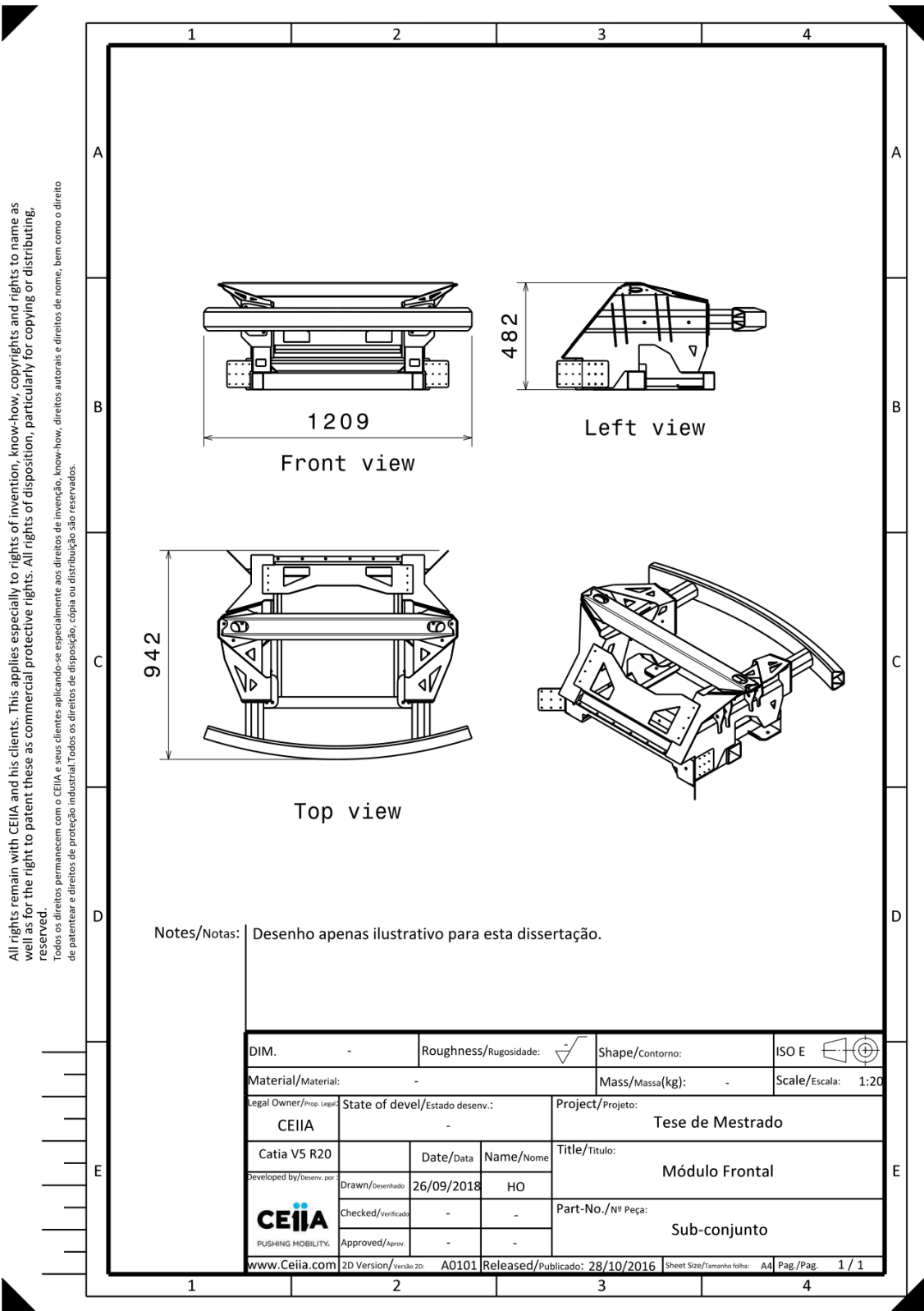
Os diferentes processos de fabrico aplicados aos componentes são apresentados na Tabela 67.

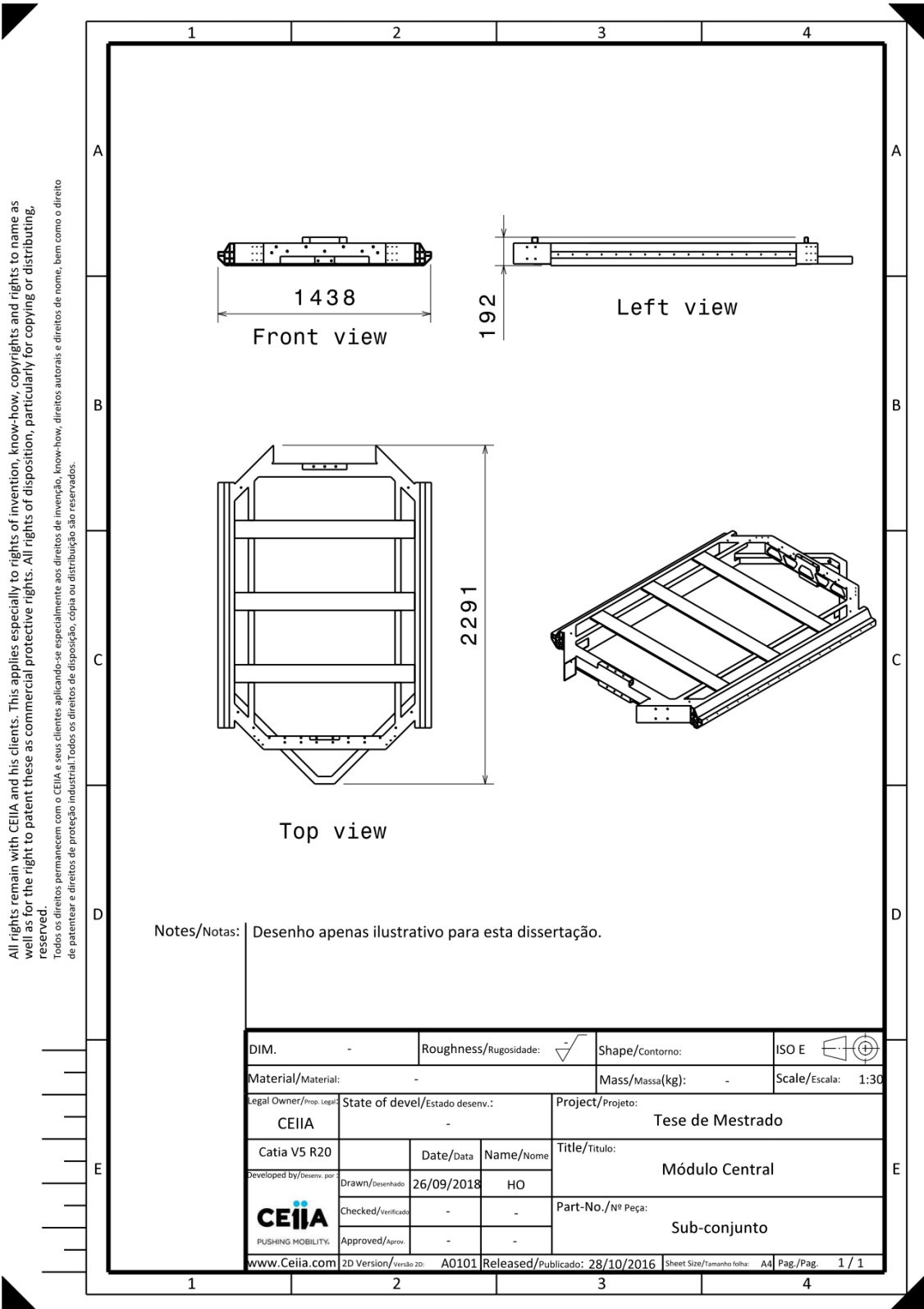
Tabela 67 - Processos de fabrico da plataforma superior

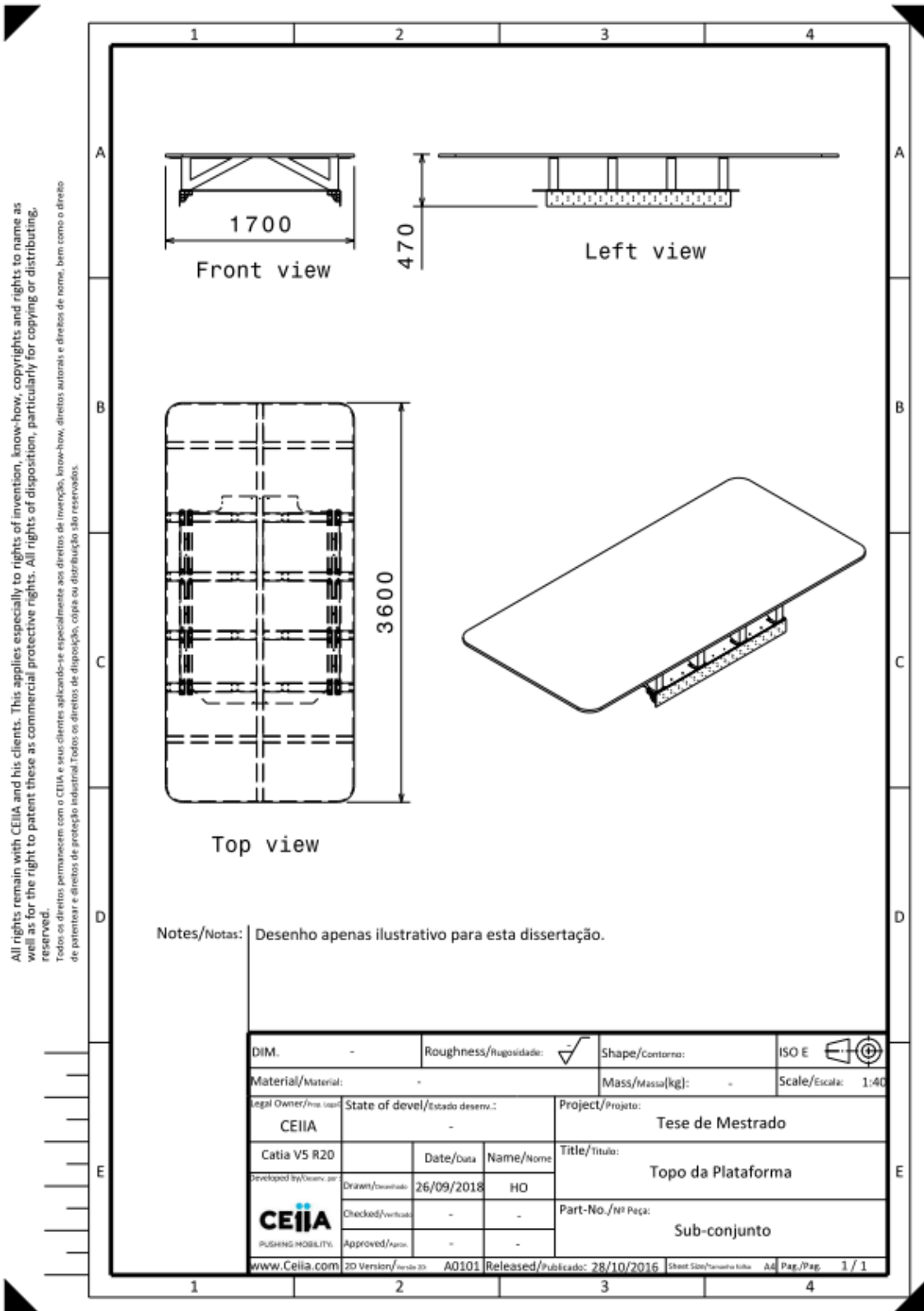
Componente	Matéria prima	Processo de fabrico	Figura
Topo da plataforma	Tubo	Tubos – Corte mecânico	
	Chapa	Chapas – Corte a laser	
	Varão	Varão – Corte por serrote e dobragem	
		Conjunto soldado	
Barra lateral	Perfil	Corte mecânico Furação	
Chapa de ligação	Chapa	Corte a laser	
Placa de cobertura de bateria	Chapa	Corte a laser	



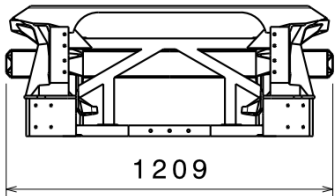
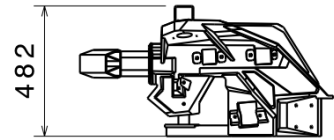
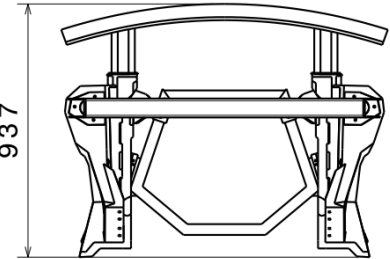
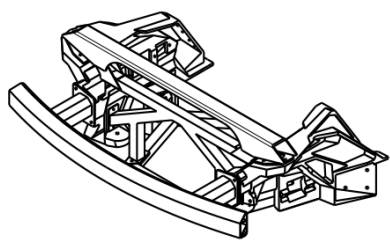


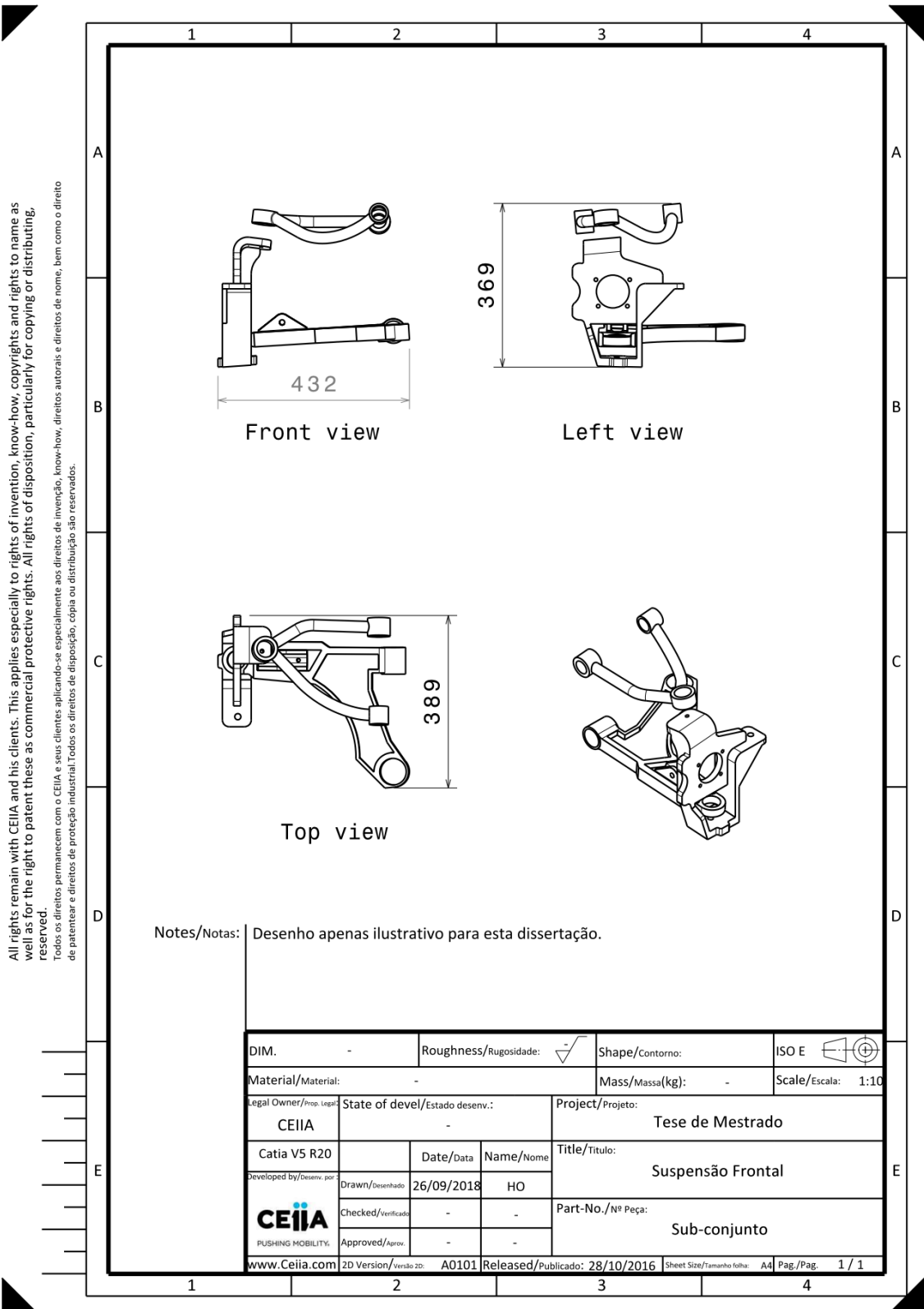




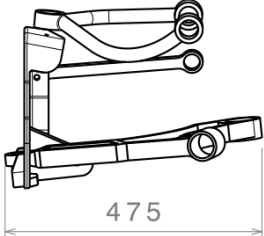
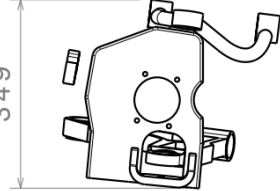
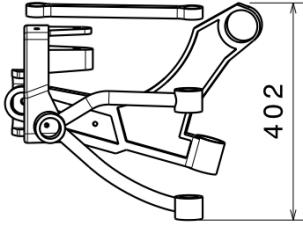














All rights remain with CEIIA and his clients. This applies especially to rights of invention, know-how, copyrights and rights to name as well as for the right to patent these as commercial protective rights. All rights of disposition, particularly for copying or distributing, reserved.  
 Todos os direitos permanecem com o CEIIA e seus clientes aplicando-se especialmente aos direitos de invenção, know-how, direitos autorais e direitos de nome, bem como o direito de patentear e direitos de proteção industrial. Todos os direitos de disposição, cópia ou distribuição são reservados.

1	2	3	4																									
A	 <p style="text-align: center;">1209</p> <p style="text-align: center;">Front view</p>		A																									
B	 <p style="text-align: center;">482</p> <p style="text-align: center;">Left view</p>		B																									
C	 <p style="text-align: center;">937</p> <p style="text-align: center;">Top view</p>		C																									
D				D																								
E	<p>Notes/Notas: Desenho apenas ilustrativo para esta dissertação.</p> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse; font-size: x-small;"> <tr> <td>DIM. -</td> <td>Roughness/Rugosidade: </td> <td>Shape/Contorno: </td> <td>ISO E</td> </tr> <tr> <td>Material/Material: -</td> <td>Mass/Massa(kg): -</td> <td>Scale/Escala: 1:20</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Legal Owner/prop. Legal: CEIIA</td> <td>State of devel/Estado desenv.: -</td> <td colspan="2">Project/Projeto: Tese de Mestrado</td> </tr> <tr> <td>Catia V5 R20</td> <td>Date/Data: 26/09/2018</td> <td>Name/Nome: HO</td> <td>Title/Título: Módulo Traseiro</td> </tr> <tr> <td>Developed by/Desenv. por: </td> <td>Drawn/Desenhado: -</td> <td>Checked/verificado: -</td> <td>Part-No./Nº Peça: Sub-conjunto</td> </tr> <tr> <td>PUSHING MOBILITY: </td> <td>Approved/Aprov.: -</td> <td>Released/Publicado: 28/10/2016</td> <td>Sheet Size/Tamanho folha: A4 Pag./Pag. 1 / 1</td> </tr> </table>			DIM. -	Roughness/Rugosidade:	Shape/Contorno:	ISO E	Material/Material: -	Mass/Massa(kg): -	Scale/Escala: 1:20		Legal Owner/prop. Legal: CEIIA	State of devel/Estado desenv.: -	Project/Projeto: Tese de Mestrado		Catia V5 R20	Date/Data: 26/09/2018	Name/Nome: HO	Title/Título: Módulo Traseiro	Developed by/Desenv. por:	Drawn/Desenhado: -	Checked/verificado: -	Part-No./Nº Peça: Sub-conjunto	PUSHING MOBILITY:	Approved/Aprov.: -	Released/Publicado: 28/10/2016	Sheet Size/Tamanho folha: A4 Pag./Pag. 1 / 1	E
DIM. -	Roughness/Rugosidade:	Shape/Contorno:	ISO E																									
Material/Material: -	Mass/Massa(kg): -	Scale/Escala: 1:20																										
Legal Owner/prop. Legal: CEIIA	State of devel/Estado desenv.: -	Project/Projeto: Tese de Mestrado																										
Catia V5 R20	Date/Data: 26/09/2018	Name/Nome: HO	Title/Título: Módulo Traseiro																									
Developed by/Desenv. por:	Drawn/Desenhado: -	Checked/verificado: -	Part-No./Nº Peça: Sub-conjunto																									
PUSHING MOBILITY:	Approved/Aprov.: -	Released/Publicado: 28/10/2016	Sheet Size/Tamanho folha: A4 Pag./Pag. 1 / 1																									
1	2	3	4																									



All rights remain with CEIIA and his clients. This applies especially to rights of invention, know-how, copyrights and rights to name as well as for the right to patent these as commercial protective rights. All rights of disposition, particularly for copying or distributing, reserved.  
 Todos os direitos permanecem com o CEIIA e seus clientes aplicando-se especialmente aos direitos de invenção, know-how, direitos autorais e direitos de nome, bem como o direito de patentear e direitos de proteção industrial. Todos os direitos de disposição, cópia ou distribuição são reservados.

1	2	3	4																											
A	 <p style="text-align: center;">475</p> <p style="text-align: center;">Front view</p>		A																											
B	 <p style="text-align: center;">349</p> <p style="text-align: center;">Left view</p>		B																											
C	 <p style="text-align: center;">402</p> <p style="text-align: center;">Top view</p>		C																											
D	<p>Notes/Notas: Desenho apenas ilustrativo para esta dissertação.</p>		D																											
E	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 25%;">DIM. -</td> <td style="width: 25%;">Roughness/Rugosidade: </td> <td style="width: 25%;">Shape/Contorno: </td> <td style="width: 25%;">ISO E</td> </tr> <tr> <td>Material/Material: -</td> <td>Mass/Massa(kg): -</td> <td colspan="2">Scale/Escala: 1:10</td> </tr> <tr> <td>Legal Owner/prop. Legal: CEIIA</td> <td colspan="2">State of devel/Estado desenv.: -</td> <td>Project/Projeto: Tese de Mestrado</td> </tr> <tr> <td>Catia V5 R20</td> <td>Date/Data: 26/09/2018</td> <td>Name/Nome: HO</td> <td>Title/Título: Suspensão Traseira</td> </tr> <tr> <td>Developed by/Desenv. por: </td> <td>Drawn/Desenhado: -</td> <td>Checked/verificado: -</td> <td rowspan="2">Part-No./Nº Peça: Sub-conjunto</td> </tr> <tr> <td>PUSHING MOBILITY: </td> <td>Approved/Aprov.: -</td> <td>Released/Publicado: 28/10/2016</td> </tr> <tr> <td colspan="2">www.Ceiaa.com</td> <td>2D Version/versão 2D: A0101</td> <td>Sheet Size/Tamanho folha: A4</td> </tr> </table>		DIM. -	Roughness/Rugosidade: 	Shape/Contorno: 	ISO E	Material/Material: -	Mass/Massa(kg): -	Scale/Escala: 1:10		Legal Owner/prop. Legal: CEIIA	State of devel/Estado desenv.: -		Project/Projeto: Tese de Mestrado	Catia V5 R20	Date/Data: 26/09/2018	Name/Nome: HO	Title/Título: Suspensão Traseira	Developed by/Desenv. por: 	Drawn/Desenhado: -	Checked/verificado: -	Part-No./Nº Peça: Sub-conjunto	PUSHING MOBILITY: 	Approved/Aprov.: -	Released/Publicado: 28/10/2016	www.Ceiaa.com		2D Version/versão 2D: A0101	Sheet Size/Tamanho folha: A4	E
DIM. -	Roughness/Rugosidade: 	Shape/Contorno: 	ISO E																											
Material/Material: -	Mass/Massa(kg): -	Scale/Escala: 1:10																												
Legal Owner/prop. Legal: CEIIA	State of devel/Estado desenv.: -		Project/Projeto: Tese de Mestrado																											
Catia V5 R20	Date/Data: 26/09/2018	Name/Nome: HO	Title/Título: Suspensão Traseira																											
Developed by/Desenv. por: 	Drawn/Desenhado: -	Checked/verificado: -	Part-No./Nº Peça: Sub-conjunto																											
PUSHING MOBILITY: 	Approved/Aprov.: -	Released/Publicado: 28/10/2016																												
www.Ceiaa.com		2D Version/versão 2D: A0101	Sheet Size/Tamanho folha: A4																											
1	2	3	4																											

### 3.6 Análise de custos

Neste capítulo é apresentada a análise de custos associada à aquisição dos diferentes materiais utilizados e aos processos de fabrico necessários.

#### 3.6.1 Custos dos materiais

##### 3.6.1.1 Aço 5160

A densidade do aço é de 7 850 kg/m<sup>3</sup>, e o custo é de 1,5€/kg.

##### 3.6.1.1.1 Varão cilíndrico

Na Tabela 68 são apresentadas as características dos diferentes varões cilíndricos.

Tabela 68 - Características dos varões cilíndricos de aço 5160

Diâmetro	Comprimento	Quantidade	Volume
[mm]	[mm]	[ ]	[m <sup>3</sup> ]
51	40	8	0,00065
35	30	4	0,00012
25	300	8	0,00118
30	120	6	0,00051
Total			0,00246

O custo do varão cilíndrico de aço é dado por:

$$0,00246 \times 7850 \times 1,5 = 28,92\text{€}.$$

##### 3.6.1.1.2 Varão quadrado

Na Tabela 69 são apresentadas as características do varão quadrado.

Tabela 69 - Características do varão quadrado de aço 5160

Secção	Comprimento	Quantidade	Volume
[mm <sup>2</sup> ]	[mm]	[ ]	[m <sup>3</sup> ]
20x10	10 345	1	0,00207

O custo do varão quadrado de aço é dado por:

$$0,00207 \times 7850 \times 1,5 = 24,36\text{€}.$$

### 3.6.1.1.3 Bloco

Na Tabela 70 são apresentadas a características do bloco.

Tabela 70 - Características do bloco de aço 5160

Secção	Espessura	Quantidade	Volume
[mm <sup>2</sup> ]	[mm]	[ ]	[m <sup>3</sup> ]
335x400	600	4	0,00804

O custo do bloco de aço é dado por:

$$0,00804 \times 7850 \times 1,5 = 94,67\text{€}.$$

### 3.6.1.1.4 Tubo

As propriedades do tubo de aço são apresentadas na Tabela 71.

Tabela 71 - Características do tubo de aço 5160

Secção	Espessura	Comprimento	Quantidade	Volume
[mm <sup>2</sup> ]	[mm]	[mm]	[ ]	[m <sup>3</sup> ]
80x80	5	970	16	0,0060
80x30	3	4 390	13	0,0042
45x24	1,5	496	2	0,0001
50x75	1,5	773	1	0,0001
50x50	3	545	1	0,0001
40x40	3	1 315	5	0,0003
<b>Total</b>				<b>0,0110</b>

O custo do tubo de aço é dado por:

$$0,0110 \times 7850 \times 1,5 = 129,96\text{€}.$$



### 3.6.1.1.5 Chapa

As características das chapas de aço 5160 podem-se observar na Tabela 72.

Tabela 72 - Características das chapas de aço 5160

Área da chapa [m <sup>2</sup> ]	Espessura [m]	Volume [m <sup>3</sup> ]
0,022	0,0450	0,0010
0,013	0,0190	0,0003
0,112	0,0160	0,0018
0,081	0,0150	0,0012
0,074	0,0120	0,0009
0,16	0,0100	0,0016
0,033	0,0090	0,0003
0,119	0,0060	0,0007
6,355	0,0050	0,0318
0,033	0,0045	0,0001
0,547	0,0040	0,0022
0,831	0,0030	0,0025
0,763	0,0025	0,0019
0,014	0,0020	0,00003
1,064	0,0015	0,0016
<b>Total</b>		<b>0,0479</b>

O custo da chapa de aço é dado por:

$$0,0479 \times 7850 \times 1,5 = 563,92\text{€}.$$

### 3.6.1.2 Alumínio 6061 T6

#### 3.6.1.2.1 Chapa

Os custos da chapa de alumínio 6061 T6 são apresentados na Tabela 73.

Tabela 73 - Características das chapas de alumínio 6061 T6

Espessura	Secção	Custo/chapa	Quantidade	Custo total
[mm]	[mm <sup>2</sup> ]	[€]	[ ]	[€]
5	700x100	10	1	10
2	2 500x1 250	64,83	2	129,66
1,5	2 000x1 000	31,12	1	31,12
<b>Total</b>				<b>170,78</b>

#### 3.6.1.2.2 Tubo

A Tabela 74 apresenta os custos associados aos tubos de alumínio 6061 T6.

Tabela 74 - Características dos tubos de alumínio 6061 T6

Secção	Espessura	Comprimento	Custo por comprimento	Custo
[mm <sup>2</sup> ]	[mm]	[m]	[€/m]	[€]
80x70	3	0,280	13,42	3,76
80x80	3	0,180	15,40	2,77
80x140	3	0,550	28,26	15,54
40x40	3	2,354	7,40	15,20
90x90	3	1,720	22,93	39,44
50x50	3	2,205	9,40	20,73
40x25	3	0,200	5,80	1,16
120x10	2	7,320	9,07	66,39
<b>Total</b>				<b>206,57</b>

### 3.6.1.2.3 Perfil

O perfil de alumínio 6061 T6 apresenta as características observadas na Tabela 75.

Tabela 75 - Características do perfil de alumínio 6061 T6

Comprimento	Preço por comprimento	Custo total
[m]	[€/m]	[€]
6,30	4,58	28,85

### 3.6.1.3 Aço S355

#### 3.6.1.3.1 Perfil

O perfil de aço S355 apresenta o custo observado na Tabela 76.

Tabela 76 - Características do perfil de aço S355

Comprimento	Preço por comprimento	Custo total
[m]	[€/m]	[€]
3,32	0,76	2,53

#### 3.6.1.3.2 Bloco

O custo do aço S355 é de 1,10€/kg. Na Tabela 77 é possível verificar o custo associado à aquisição do material do tirante.

Tabela 77 - Características do bloco de aço S355

Massa	Quantidade	Massa para forjar	Custo
[kg]	[ ]	[kg]	[€]
1	2	2,6 <sup>6</sup>	2,86

<sup>6</sup> A massa a forjar corresponde a 130% da massa final. Os 30% adicionais correspondem a perdas durante o processo de fabrico.

### 3.6.1.4 Alumínio A356

Os custos associados ao alumínio A356 são apresentados na Tabela 78.

Tabela 78 - Custos dos lingotes de alumínio A356

Massa	Custo por unidade de massa	Custo total
[kg]	[€/kg]	[€]
42	7	294

O custo da fundição deste material encontra-se incluído no preço de aquisição.

## 3.6.2 Custos dos processos de fabrico

### 3.6.2.1 Soldadura

Para o alumínio o processo de soldadura utilizado foi TIG e para o aço MIG MAG. As propriedades dos processos de soldadura são apresentadas na Tabela 79.

Tabela 79 - Características dos processos de soldadura

Processo de soldadura	Custo por hora	Velocidade de avanço
	[€/h]	[m/min]
MIG MAG	20	0,7
TIG	25	0,4

Nesta estrutura existem 64,793 m de cordões de soldadura MIG MAG e 14,028 m de cordões de soldadura TIG. Com os valores apresentados na Tabela 79 e os comprimentos de soldadura é possível calcular os custos destes processos de fabrico, como revela a Tabela 80.

Tabela 80 - Custos de soldadura

Processos de soldadura	Tempo		Custo
	[min]	[horas]	[€]
MIG MAG	92,6	1,54	30,85
TIG	35,1	0,58	14,61

### 3.6.2.2 Corte mecânico

O corte mecânico é realizado em 4 minutos e custa 15€ por hora. Para cada módulo existiu um número de cortes característico, apresentado na Tabela 81.

Tabela 81 – Corte mecânico

Módulo	Número de cortes
Módulo central	20
Módulo frontal	16
Módulo traseiro	18
Plataforma superior	32
Total	86

Estes 86 cortes correspondem a 5,73 horas de trabalho o que resulta em 85,95€.

### 3.6.2.3 Maquinação

As peças maquinadas apresentam um tempo de produção de 72 horas.

O custo de uma máquina fresadora de 5 eixos é de 45 € por hora, o que se reflete num custo total de 3240€ em maquinação.

### 3.6.2.4 Corte a laser

O corte a laser apresenta um custo de 6€ por metro. Para produzir todas as peças, o comprimento de corte a laser necessário é de 71 468 metros, o que custa 428,81€ a produzir.

### 3.6.3 Custo de materiais e processo de fabrico

A Tabela 82 apresenta os custos associados à produção da estrutura.

Tabela 82 - Custo total da estrutura

	Características	Custo
		[€]
Aço 5160	Varão cilíndrico	28,92
	Varão quadrado	24,36
	Bloco	94,67
	Chapa	563,92
	Tubo	129,96
Aço S355	Perfil	2,53
	Bloco	2,86
Alumínio 6061 T6	Chapa	170,78
	Tubo	206,57
	Perfil	28,85
Al A356	Lingote	294,00
Processos de fabrico	Soldadura TIG	30,85
	Soldadura MIG MAG	14,61
	Corte mecânico	85,95
	Maquinação	3 240,00
	Corte a laser	428,81
	<b>Total</b>	<b>5 348,52</b>

Ao analisar a Tabela 82 é possível concluir que, seguindo a metodologia de produção apresentada, a estrutura tem um custo associado de 5 348,52€. Este é um custo elevado, e em parte deve-se à produção dos braços inferiores da suspensão, responsáveis por grande parte das 72 horas de maquinação. A forma que seria utilizada para reduzir o custo de produção destes braços era dividir o processo de fabrico em duas fases. Inicialmente o braço inferior seria produzido por fundição, e o processo de maquinação seria realizado para acabamento superficial e correções necessárias. Desta forma, o braço da suspensão apresenta o acabamento superficial necessário para suportar devidamente as cargas à fadiga, juntamente com um processo de fabrico que tem um custo associado mais reduzido. Quanto aos restantes custos associados, os valores aparentam ser razoáveis.

# CONCLUSÕES





## 4 Conclusões e propostas de trabalhos futuros

### 4.1 Conclusões

O desenvolvimento de veículos guiados de forma autónoma é de extrema importância para as indústrias que têm parques industriais, uma vez que estes são os responsáveis pelo transporte das cargas. Um veículo eficiente é capaz de transportar os produtos num curto período de tempo e reduzir o compasso de espera entre a necessidade do produto e a disponibilidade.

No estudo do sistema de acionamento foram analisados diferentes motores elétricos existentes no mercado, e foi feito um estudo de velocidades e relações de transmissão com o intuito de selecionar os motores a estudar. Depois de selecionados dois motores, foram apresentadas diferentes configurações com variações de motor, bateria e potência de carregamento. As diferentes configurações foram estudadas e foi selecionada a configuração de sistema de acionamento que parecia mais adequada para o AGV desenvolvido.

A configuração selecionada apresenta o motor Brusa - HSM-10.17.12. Este foi o motor que apresentou a melhor capacidade de transporte de cargas nas diferentes situações simuladas e o menor consumo energético associado ao transporte, o que se reflete em custos inferiores por tonelada. Este é o motor que apresenta o menor custo anual da bateria, uma vez que é o que transporta mais toneladas durante a vida útil da mesma.

Na seleção da bateria, a mais eficiente foi a de íões de lítio. Esta bateria quando comparada com as baterias que atualmente são utilizadas no mercado de transportes industriais (chumbo-ácido), apresenta um custo de aquisição semelhante, mas transporta muito mais cargas ao longo da sua vida útil, o que a torna muito mais rentável.

O carregador utilizando a potência de 14 kW é o que apresenta maior capacidade de carga para os diferentes estudos abordados. No entanto, apresenta poucas diferenças quando comparado com o carregador de 22 kW ao carregar à potência de 11 kW. Assim sendo, o carregador de 22 kW é o mais adequado, devido à sua capacidade de carregar a duas potências diferentes, permitindo que se adapte à necessidade de utilização do parque industrial em que está inserido.

Com esta configuração, o sistema de acionamento provou ser capaz de transportar as cargas exigidas, com um custo reduzido, e uma velocidade superior ao veículo

existente, o que se reflete no aumento da eficiência do transporte de cargas. Este aumento de eficiência é crucial para apresentar um parque industrial competitivo inserido num mercado global, como já foi referido nesta dissertação.

Ao desenvolver a plataforma superior, mesmo que esta seja utilizada apenas para transmissão de cargas, foi possível verificar que a plataforma existente é capaz de acoplar a estrutura adicional, sem alterações na mesma. Este facto reforça a modularidade a que a plataforma do BE está associada.

Depois de submeter a estrutura aos diferentes casos de carga, através da simulação pelo MEF, foi possível perceber que nem toda a estrutura original é capaz de suportar as cargas exigidas. Os componentes que não suportam os esforços estão concentrados na suspensão e nos elementos de suporte da mesma. Assim sendo, ao modificar a suspensão e realizar algumas modificações nas peças que suportam a suspensão, a plataforma desenvolvida pelo CEiiA é capaz de transportar as 8 toneladas, como é comprovado neste trabalho. O aumento de massa da estrutura para obter a capacidade de transportar os casos de carga apresentados foi de apenas 6% da massa inicial, o que resultou num total de 1 318 kg de massa final da estrutura.

A análise de custo revelou o valor associado à produção da estrutura de 5 348€, o que é considerado elevado. Como foi referido nesta dissertação, este valor deve-se ao custo associado à maquinação dos braços inferiores da suspensão. Com o processo de fabrico destes componentes apresentado, o custo de produção vai diminuir, tornando a estrutura ainda mais rentável.

Para validar esta estrutura e o sistema de acionamento são necessárias muitas mais simulações, e uma validação experimental, de forma a garantir que o estudo foi devidamente realizado.

Na Tabela 83 são apresentados os resultados e o estado de conclusão dos objetivos propostos no âmbito desta dissertação.

Tabela 83 – Estado de conclusão dos objetivos propostos

Objetivo	Resultado	Estado
Transportar 8 toneladas no veículo	Estrutura dimensionada para suportar 8 toneladas	Concluído
Transportar 20 toneladas a reboque	Sistema de acionamento dimensionado para transportar 28 toneladas	Concluído
Ser modular	O <i>design</i> da plataforma superior provou que a plataforma existente é capaz de suportar um novo módulo sem necessitar de modificações	Concluído
Baixo custo de operação	Pela análise dos custos associados ao transporte de mercadorias é possível concluir que o sistema de acionamento selecionado é o que apresenta os menores custos	Concluído

## 4.2 Proposta de trabalhos futuros

No futuro, é necessário fazer um dimensionamento da plataforma superior, com um *design* apelativo, de modo a ter um AGV com a massa mais reduzida possível e com uma aparência capaz de atrair investidores.

É também necessário realizar um estudo de potências de carregamento de baterias, de forma a definir a potência ideal para este tipo de aplicação.

Como nesta dissertação se desenvolve uma solução modular completamente nova, é necessário realizar testes de validação experimental quer da estrutura, quer do sistema de acionamento. Estes testes têm como intuito verificar todas as características apresentadas e perceber se foram devidamente dimensionadas. É necessário fazer um estudo dos materiais que podem ser aplicados, e dos processos de fabrico, de modo a reduzir o custo de produção do veículo, tornando-o capaz de ser produzido em larga escala a um custo inferior.



**BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES  
DE INFORMAÇÃO**



## 5 Bibliografia e outras fontes de informação

- [1] J. M. Rosario, *Automação industrial*. São Paulo, Brasil: Editora Baraúna, 2009.
- [2] T. Le-Anh and M. De Koster, "A review of design and control of automated guided vehicle systems," *European Journal of Operational Research*, vol. 171, no. 1, pp. 1-23, 2006.
- [3] (2018, Consultado em Agosto de 2018). *Automated Guided Vehicles*. Available: <https://www.scottautomation.com/products/automated-guided-vehicles/#>
- [4] J. Happian-Smith, *An introduction to modern vehicle design*. Amesterdão, Países Baixos: Elsevier, 2001.
- [5] S. Macey and G. Wardle, *H-Point: The Fundamentals of Car Design & Packaging*. Los Angeles, USA: Design Studio Press, 2014.
- [6] A. Dias. (2018, Consultado em Julho 2018). *Configurações e Detalhes dos Chassis e Carrocerias*. Available: <http://www.carrosinfoco.com.br/carros/2018/04/configuracoes-e-detalhes-dos-chassis-carrocerias-e-interiores/>
- [7] J. Davis. (2011, Consultado em Junho de 2018 ). *GM to Halve Number of Global Platforms by 2018*. Available: <http://www.automotive.com/news/gm-to-halve-number-of-global-platforms-by-2018-49171/>
- [8] N. Maronese. (2015, Consultado em Julho de 2018). *Alfa Romeo 4C Chassis*. Available: <http://www.autofocus.ca/auto-shows/new-york-autoshow-2015/the-weird-and-wonderful-cars-of-the-new-york-auto-show>
- [9] (2018, Consultado em Agosto de 2018). *National Highway Traffic Safety Administration*. Available: <https://www.nhtsa.gov/>
- [10] (2018, Consultado em Julho de 2018). *About Euro NCAP*. Available: <https://www.euroncap.com/en/about-euro-ncap/>
- [11] E. Morales, *Alloy Steel – Properties and Use*. London, United Kingdom: InTech, 2011.
- [12] M. F. Ashby and K. Johnson, *Materials and design: the art and science of material selection in product design*. Oxford, United Kingdom: Butterworth-Heinemann, 2013.
- [13] L. F. Mondolfo, *Aluminum alloys: structure and properties*. Amesterdão, Países Baixos: Elsevier, 2013.
- [14] C. E. Carraher Jr, *Seymour/Carraher's polymer chemistry*. Florida, USA: CRC Press, 2003.
- [15] L. M. Sherman. (2012, Consultado em Agosto de 2018). *The New Lightweights: Injection Molded 'Hybrid' Composites Spur Auto Innovation*. Available: <https://www.ptonline.com/articles/the-new-lightweights-injection-molded-hybrid-composites-spur-automotive-innovation>



- [16] D. Stone and B. Clarke, "Ultrasonic attenuation as a measure of void content in carbon-fibre reinforced plastics," *Non-destructive testing*, vol. 8, no. 3, pp. 137-145, 1975.
- [17] S. Bograd, P. Reuss, A. Schmidt, L. Gaul, and M. Mayer, "Modeling the dynamics of mechanical joints," *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 25, no. 8, pp. 2801-2826, 2011.
- [18] J. Bickford, *An introduction to the design and behavior of bolted joints, Revised and expanded*. Abingdon-on-Thames, United Kingdom: Routledge, 2018.
- [19] J. F. N. da Silva, "Comparação entre o comportamento à fadiga de ligações rebitadas e aparafusadas," Departamento de Engenharias da Escola de Ciências e Tecnologia, Dissertação de Mestrado, Universidade de Trás-os-Montes e Alto Douro, 2009.
- [20] L. F. M. Da Silva and A. Öchsner, *Modeling of adhesively bonded joints*. Berlim, Alemanha: Springer, 2008.
- [21] A. Loureiro, L. F. Da Silva, C. Sato, and M. Figueiredo, "Comparison of the mechanical behaviour between stiff and flexible adhesive joints for the automotive industry," *The Journal of Adhesion*, vol. 86, no. 7, pp. 765-787, 2010.
- [22] H. Schonhorn and R. Hansen, "Surface treatment of polymers for adhesive bonding," *Journal of Applied Polymer Science*, vol. 11, no. 8, pp. 1461-1474, 1967.
- [23] H. Horwitz, "Soldadura. aplicaciones y práctica.," Alfaomega grupo editor, Ciudad de México, México1984.
- [24] J. C. Lippold, *Welding metallurgy and weldability*. New Jersey, USA: John Wiley & Sons, 2014.
- [25] N. Kavak. (2013, Consultado em Agosto de 2018). *A new hybrid bonding technique: Adhesive-soft soldered joints*. Available: [https://www.researchgate.net/figure/Hybrid-joints\\_fig1\\_275487956](https://www.researchgate.net/figure/Hybrid-joints_fig1_275487956)
- [26] M. Ehsani, Y. Gao, S. Longo, and K. Ebrahimi, *Modern electric, hybrid electric, and fuel cell vehicles*. Florida, USA: CRC press, 2004.
- [27] T. L. M. Bartelt, *Industrial Control Electronics*. Boston, USA: Cengage Learning, 2012.
- [28] L. Guzzella and C. Onder, *Introduction to modeling and control of internal combustion engine systems*. Berlim, Alemanha: Springer Science & Business Media, 2009.
- [29] J. E. Shigley, *Shigley's mechanical engineering design*. New York, USA: Tata McGraw-Hill Education, 2011.
- [30] N. E. Dowling, *Mechanical behavior of materials: engineering methods for deformation, fracture, and fatigue*. London, United Kingdom: Pearson, 2012.
- [31] S. J. Maddox, *Fatigue strength of welded structures*. Cambridge, United Kingdom: Woodhead publishing, 2014.
- [32] W. Weibull, *Fatigue testing and analysis of results*. Amesterdão, Países Baixos: Elsevier, 1961.
- [33] R. L. Mott and J. Tang, *Machine elements in mechanical design*. New Jersey, USA: Pearson Prentice Hall, 2004.

- [34] Y.-L. Lee, J. Pan, R. Hathaway, and M. Barkey, *Fatigue testing and analysis: theory and practice*. Oxford, United Kingdom: Butterworth-Heinemann, 2005.
- [35] (2010, Consultado em Julho de 2018). *Linear Elastic Fracture Mechanics* Available: <https://www.totalmateria.com/page.aspx?ID=CheckArticle&site=cts&LN=PT&N=299>
- [36] J. A. Bannantine, J. J. Comer, and J. L. Handrock, *Fundamentals of metal fatigue analysis*. Prentice Hall, Englewood Cliffs, NJ, 1990.
- [37] L. Susmel and P. Lazzarin, "A bi-parametric Wöhler curve for high cycle multiaxial fatigue assessment," *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, vol. 25, no. 1, pp. 63-78, 2002.
- [38] (2018, Consultado em Julho de 2018). *S-N Diagram Fatigue Awesome Stress Life Fatigue Testing Basics 2017 08 01*. Available: <https://seekplan.info/s-n-diagram-fatigue/53157/s-n-diagram-fatigue-awesome-stress-life-fatigue-testing-basics-2017-08-01/>
- [39] (2018, Consultado em Março de 2018). *Material Property Finder*. Available: [www.efatigue.com](http://www.efatigue.com)
- [40] J. Marin, *Mechanical behavior of engineering materials*. New Jersey, USA: Prentice-Hall, 1962.
- [41] G. Noll and C. Lipson, "Allowable working stresses," *Proc. Soc. Exp. Stress Analysis*, vol. 3, no. 2, pp. 89-101, 1946.
- [42] C. R. Mischke, "Prediction of stochastic endurance strength," *Journal of vibration, acoustics, stress, and reliability in design*, vol. 109, no. 1, pp. 113-122, 1987.
- [43] R. Kuguel, "A relation between theoretical stress concentration factor and fatigue notch factor deduced from the concept of highly stressed volume," in *Proc. ASTM*, 1961, vol. 61, pp. 732-748.
- [44] (2018, Consultado em Março de 2018). *Constant Amplitude Stress-Life*. Available: <https://www.efatigue.com/constantamplitude/background/stresslife.html>
- [45] E. B. Haugen and P. H. Wirsching, "Probabilistic Design. 2," *Machine Design*, vol. 47, no. 11, pp. 80-85, 1975.
- [46] (Consultado em Agosto de 2018). *Fatigue Properties*. Available: <https://www.nde-ed.org/EducationResources/CommunityCollege/Materials/Mechanical/Fatigue.htm>
- [47] R. Beardmore. (2008, Consultado em Agosto de 2018). *Spring Fatigue* Available: [http://www.roytech.co.uk/Useful\\_Tables/Springs/Springs\\_fatigue.html](http://www.roytech.co.uk/Useful_Tables/Springs/Springs_fatigue.html)
- [48] S. Kwofie, "An exponential stress function for predicting fatigue strength and life due to mean stresses," *International Journal of fatigue*, vol. 23, no. 9, pp. 829-836, 2001.
- [49] E. Patterson, "A comparative study of methods for estimating bolt fatigue limits," *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, vol. 13, no. 1, pp. 59-81, 1990.
- [50] O. Kayabaşı, E. Yüzbasioğlu, and F. Erzincanlı, "Static, dynamic and fatigue behaviors of dental implant using finite element method," *Advances in Engineering Software*, vol. 37, no. 10, pp. 649-658, 2006.

- [51] H. Amorim. (2015, Consultado em Agosto de 2018). *Estruturas Isostáticas "Módulo 1"*. Available: <https://blogdaengenhariacotidiana.blogspot.com/2015/05/estrutura-isostatica-modulo-1.html>
- [52] N. S. Board and N. R. Council, *Autonomous vehicles in support of naval operations*. National Academies Press, 2005.
- [53] K. Dennehy. (2017, Consultado em Julho de 2018). *Lockheed Martin's Autonomous Systems Unit Testing Air-Ground Vehicles*. Available: <http://insideunmannedsystems.com/lockheed-martins-autonomous-systems-unit-testing-air-ground-vehicles/>
- [54] J. Tanchoco, *Material Handling and Industrial Logistics*. West Lafayette, Indiana 47907-1287, U.S.A., 2000.
- [55] (2017, Consultado em Agosto de 2018). *A Empilhadeira do Futuro*. Available: <https://www.liftcom.com.br/notcias/j15b1ucp22/A-Empilhadeira-do-Futuro>
- [56] (2018, Consultado em Agosto de 2018). *AGV Configurations*. Available: <http://www.agvsystems.com/agvs/>
- [57] (2018, Consultado em Julho de 2018). *Mobile Industrial Robots MiRHook 200 with cart far*. Available: [https://www.thinkbotsolutions.com/?attachment\\_id=1479](https://www.thinkbotsolutions.com/?attachment_id=1479)
- [58] (2018, Consultado em Julho de 2018). *Unit Load AGV*. Available: <https://www.bastiansolutions.com/solutions/technology/automated-guided-vehicles/unit-load>
- [59] (2018, Consultado em Julho de 2018). *Mobile Industrial Robots MiR100 rear right*. Available: [https://www.thinkbotsolutions.com/?attachment\\_id=1468](https://www.thinkbotsolutions.com/?attachment_id=1468)
- [60] (2018, Consultado em Agosto de 2018). *Veículos Autoguiados (AGV)*. Available: <http://www.sinova.com.br/sistema-agv/>
- [61] M. TUTORIALS, "Material Handling Systems," 1999.
- [62] (2018, Consultado em Julho de 2018). *Handling Automatic Guided Vehicle*. Available: [http://www.directindustry.com/prod/dta-37720.html#product-item\\_1743674](http://www.directindustry.com/prod/dta-37720.html#product-item_1743674)
- [63] (2017, Consultado em Julho de 2018). *Luz verde para condução automatizada*. Available: <https://www.bundesrat.de/DE/plenum/bundesrat-kompakt/17/957/957-pk.html#top-27>
- [64] (2017, Consultado em Julho de 2018). *Lei que altera a Lei do Tráfego Rodoviário*. Available: [https://www.bundesrat.de/SharedDocs/drucksachen/2017/0201-0300/299-17\(B\).pdf?blob=publicationFile&v=5](https://www.bundesrat.de/SharedDocs/drucksachen/2017/0201-0300/299-17(B).pdf?blob=publicationFile&v=5)
- [65] (2018, Consultado em Agosto de 2018). *Working to Make a Safer Workplace through Industrial Truck Standards*. Available: <http://www.itsdf.org/>
- [66] I. T. S. D. Foundation, *Safety Standard for Guided Industrial Vehicles and Automated Functions of Manned Industrial Vehicle*. Washington DC, USA: ITSDF, 2005.
- [67] W. F. Milliken and D. L. Milliken, *Race car vehicle dynamics*. Pennsylvania, USA: Society of Automotive Engineers Warrendale, 1995.

- [68] M. Pressman. (2015, Consultado em Março de 2018). *Battery Costs Falling*. Available: <https://evannex.com/blogs/news/34327493-battery-costs-falling-part-2-tesla-motors>
- [69] (2016, Consultado em Agosto de 2018). *Specification of Electric Motors*. Available: <http://ecatalog.weg.net/files/wegnet/WEG-specification-of-electric-motors-50039409-manual-english.pdf>
- [70] M. Ehsani, Y. Gao, and S. Gay, "Characterization of electric motor drives for traction applications," in *Industrial Electronics Society, 2003. IECON'03. The 29th Annual Conference of the IEEE*, 2003, vol. 1, pp. 891-896: IEEE.
- [71] P. C. Sen, *Principles of electric machines and power electronics*. New Jersey, USA: John Wiley & Sons, 2007.
- [72] E. Levi, R. Bojoi, F. Profumo, H. Toliyat, and S. Williamson, "Multiphase induction motor drives—a technology status review," *IET Electric Power Applications*, vol. 1, no. 4, pp. 489-516, 2007.
- [73] S. Geldhäuser. (2015, Consultado em Agosto de 2018). *New Electric Drive from Continental: Tailor-Made for the Chinese Market*. Available: <https://www.continental-corporation.com/en/press/press-releases/2015-06-29-emotor-102102>
- [74] (2015, Consultado em Agosto de 2018). *Copper-Rotor Motors + Variable Frequency Drives*. Available: <https://www.copper.org/environment/sustainable-energy/electric-motors/case-studies/a1357.html>
- [75] (Consultado em Agosto de 2018). *ABB Process Performance Motors Super Premium Efficiency IE4*. Available: <https://www.aarpowerdrives.co.uk/abb-process-performance-motors-super-premium-efficiency-ie4/>
- [76] I. Dincer, H. S. Hamut, and N. Javani, *Thermal management of electric vehicle battery systems*. New Jersey, USA: John Wiley & Sons, 2016.
- [77] S. Dhameja, *Electric vehicle battery systems*. Amesterdão, Países Baixos: Elsevier, 2001.
- [78] J. P. O'Connor. (2017, Consultado em Julho de 2018). *Battery Showdown: Lead-Acid vs. Lithium-Ion*. Available: <https://medium.com/solar-microgrid/battery-showdown-lead-acid-vs-lithium-ion-1d37a1998287>
- [79] J. P. O'Connor, *Off Grid Solar: A Handbook for Photovoltaics with Lead-Acid Or Lithium-Ion Batteries*. California, USA: CreateSpace Independent Publishing Platform, 2016.
- [80] T. D. Gillespie, *Vehicle dynamics* (Warren dale). Pennsylvania, USA: Society of Automotive Engineers Warrendale, 1997.
- [81] (2018, Consultado em Julho de 2018). *Aerodynamics*. Available: <http://www.part20.eu/en/background/aerodynamics/>
- [82] (2018, Consultado em Junho de 2018). *Guidance / Navigation Technology*. Available: <https://www.transbotics.com/learning-center/guidance-navigation>
- [83] (2018, Consultado em Março de 2018). *AGV Guidance using a Laser Scanner*. Available: <https://www.goetting-agv.com/components/43600>
- [84] (2018, Consultado em Março de 2018). *Introduction Transponder Positioning*. Available: <https://www.goetting-agv.com/components/transponder/introduction>

- [85] (2018, Consultado em Março de 2018). *Magnetic Tape Guidance*. Available: <https://www.goetting-agv.com/components/19600>
- [86] (2018, Consultado em Março de 2018). *Introduction Optical Track Guidance*. Available: <https://www.goetting-agv.com/components/optical/introduction>
- [87] (2018, Consultado em Março de 2018). *Introduction Inductive Track Guidance*. Available: <https://www.goetting-agv.com/components/inductive/introduction>
- [88] H.-B. Zhang, K. Yuan, and Q.-R. Zhou, "Visual navigation of an automated guided vehicle based on path recognition," in *Machine Learning and Cybernetics, 2004. Proceedings of 2004 International Conference on*, 2004, vol. 6, pp. 3877-3881: IEEE.
- [89] (2018, Consultado em Março de 2018). *Navigation & Control System*. Available: <https://www.quirepace.co.uk/products/automated-guided-vehicles/agvs-for-industry/navigation-control-systems/>
- [90] (2018, Consultado em Março de 2018). *Introduction Radio Data Communication*. Available: <https://www.goetting-agv.com/components/dataradio/introduction>
- [91] (2018, Consultado em Março de 2018). *Introduction Satellite Navigation*. Available: <https://www.goetting-agv.com/components/satellite/introduction>
- [92] P. B. Barton H, Mary C, "R 07 / R08 Technical Data," Hamburgo, Alemanha, Type Report Number, 2018, issue Issue. Available: [https://www.still.co.uk/downloads.php?filename=R\\_07\\_R\\_08\\_EN\\_2018\\_TD\\_web.pdf&backuri=r-07-data-sheet-uk.0.0.html&type=datasheet](https://www.still.co.uk/downloads.php?filename=R_07_R_08_EN_2018_TD_web.pdf&backuri=r-07-data-sheet-uk.0.0.html&type=datasheet).
- [93] "Generative Assembly Structural Analysis. Internal Power Point presentation," Dassault Systèmes, Vélizy-Villacoublay, França 2008.
- [94] M. I. U. Haq, S. Anand, Y. Anand, and T. N. Taq, "Advanced Materials Manufacturing & Characterization," *International Journal of Advanced Materials Manufacturing and Characterization*, vol. 3, pp. 199-206.
- [95] (2018, Consultado em Março de 2018). *Matweb, Your source for Materials Information*. Available: <http://www.matweb.com/>
- [96] (2018, Consultado em Setembro de 2018). *Superior Battery Technology*. Available: <https://www.torgeedo.com/us/technology-and-environment/battery-technology.html>
- [97] X. Yang and T. Miller, "Fast Charging Lithium-Ion Batteries," *SAE Technical Paper*, p. 7, 2017.
- [98] E. Loveday. (2015, Consultado em Fevereiro de 2018). *BMW i3 Battery Module Costs*. Available: <https://insideevs.com/bmw-i3-battery-module-costs-1715-60-8-modules-per-car-total-cost-13725/>
- [99] (Consultado em Fevereiro de 2018). *Batterie Plomb, Gel & AGM, panneaux solaires*. Available: <http://www.batterie-solaire.com/PBSCProduct.asp?itmID=13621688>

**ANEXOS**



## 6 Anexos



## 6.1 Carregador Brusa 22 kW



# BRUSA

### NLG664 - On Board Fast Charger

Offers a great flexibility for a worldwide use



#### Safety first

- Full separation of mains and HV battery through galvanic isolation
- VDE certified
- High IP - protection rating
- Evaluation of external PT1000 sensors
- Fully compliant with the LV123
- Ground fault interrupter type A is sufficient due to reinforced insulation

#### Cutting - Edge Technology

- CAN controlled
- Battery - friendly high power charging due to low battery ripple current
- Single and three-phase charging with up to 22kW
- Maximum performance through patented Liquid Pin® cooling - technology and integrated power factor correction
- minimal reactive power over the entire power range
- Parallel operation of several NLG664 units to increase charging power

**6 times faster than standard!**

45 min

140 km

[www.brusa.biz](http://www.brusa.biz)

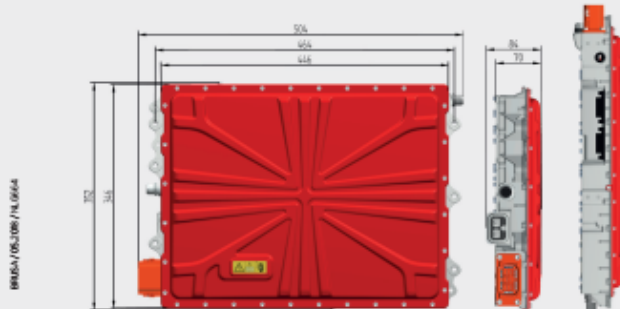
BRUSA Elektronik AG  
Neudorf 14  
CH-9466 Sennwald  
+41 81 758 19 00  
info@brusa.biz



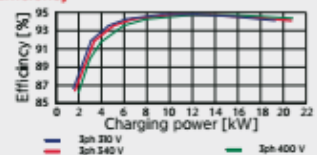
**Specifications NLG664**

AC Input		NLG664	
Voltage range single-phase (L1→N)	200-250	V <sub>ms</sub>	
Voltage range three-phase (Phase-Phase L1 → L2 → L3)	360-440	V <sub>ms</sub>	
Max. input current three - phase (each phase)	32	A <sub>ms</sub>	
Max. input current single - phase	30	A <sub>ms</sub>	
Input frequency	45-65	Hz	
Powerfactor (at 16 A mains current single- and three- phase)	>0.99	---	
DC Output		NLG664	
Voltage range three - phase	300-430	V <sub>dc</sub>	
Voltage range single - phase	200-450	V <sub>dc</sub>	
Max. charging current three - phase	60	A <sub>cc</sub>	
Max. charging current single - phase	20	A <sub>cc</sub>	
Max. charging power three - phase	20.75	kW	
Max. charging power single - phase	6.5	kW	
Efficiency (P = P <sub>almax</sub> ) three - phase	> 94	%	
Efficiency (P = P <sub>almax</sub> ) single - phase	> 90	%	
Mechanical Data/ Cooling System		NLG664	
Housing material	Aluminium (EN AC- AISi8MgMn)	---	
Weight	12	kg	
Housing volume (without interfaces)	11	l	
IP - protection	IP 6K3K	---	
Coolant quantity in device	0.21	l	
Coolant pressure loss @ 6 l/min, T <sub>coolant</sub> = 25°C (water / glycol = 50 / 50)	<100	mbar	
Safety		NLG664	
Isolation between Mains input and DC - output	LV 125/IEC 61851	---	
Mains input overvoltage protection	264	V	
Open circuit protection	yes	---	
Internal overtemperature protection	yes	---	
Insulation resistance (initial) min.	> 5	MΩ	

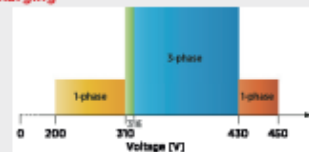
**Dimensions & Diagrams**



**Efficiency**



**Charging**



[www.brusa.biz](http://www.brusa.biz)

BRUSA Elektronik AG  
 Neudorf 14  
 CH-9466 Sennwald  
 +41 81 758 19 00  
 info@brusa.biz

## 6.2 Bateria de íões de lítio

29/11/2017

Deep Blue high voltage battery - Torqeedo



### Product description

- High-performance lithium battery
- 30.5 kWh usable energy
- Nominal voltage 360 V

A reliable battery lifespan is key for electric boating economics. That is why Deep Blue comes with a long-term battery capacity warranty: 9 years after commissioning, the batteries will still have 80 % of their original capacity, even if you use them every day.

Battery ageing is transparent and can be tracked by the user in the on-board computer at any time. A reliable battery lifespan is key for electric boating economics.

### Ordering information

- Item number: 4106-00
- Equipment included: High-performance lithium battery
- Warranty: 9-year warranty on battery bank.
- We currently deliver to the following countries

+

### Deep Blue Battery

✕



Torqeedo has made the state of the art in automotive battery technology available for boats, introducing the **BMW i high voltage battery** for Torqeedo Deep Blue systems. The benefits of the BMW i high voltage battery include a very high energy density, lower cost and industry-leading safety standards.

<https://www.torqeedo.com/products/batteries/bmw-i3-high-voltage-batterie/4106-00.html>

2/5

29/11/2017

Deep Blue high voltage battery - Torqeedo



The fully automated module and battery production at BMW in Dingolfing has set the standard in high-precision and extremely robust and long-time durable battery modules. The very rugged design is ideal for boat applications that require superior shock resistance.

Integrated compressor cooling cools the battery to ensure high performance and a long service life even in high ambient and water temperatures. The BMW i high-voltage battery offers the highest level of currently available energy densities in particularly long-life, high-voltage batteries from industrial production – at a significantly lower cost per watt-hour.

- The particularly flat design of the BMW i3 battery allows space-saving assembly under bunks or in double bottoms in marine applications.
- For commercial use a long warranty of 4.5 years is granted to 80% of the load capacity. For leisure applications, this guarantee extends to 9 years.



⊕ Automated module production

## Specifications



### Deep Blue High-voltage Battery Technical Data

Nominal voltage	360 V
Maximum voltage	396 V
Maximum discharge capacity	55 kW
Nominal charge	94 Ah
Dimensions	1660 x 964 x 171 mm
Multiple batteries per motor	yes
Usable energy	30,5 kWh
Weight	256 kg

<https://www.torqeedo.com/products/batteries/bmw-i3-high-voltage-batterie/4106-00.html>

3/5

## 6.3 Bateria de chumbo

### R 07/R 08 Electric Tractor and Platform Truck Efficient transport from A to B

This specification sheet, which conforms to VDI guideline 2198, provides the technical values for the standard equipment only. Different tyres and other additional equipment etc. may produce different figures.



			R 07-25			R 07-25 L		R 08-20		
Distinguishing marks	1.1	Manufacturer			STILL		STILL		STILL	
	1.2	Manufacturer's type designation			<b>R 07-25</b>		<b>R 07-25 L</b>		<b>R 08-20</b>	
	1.3	Drive			Electro		Electro		Electro	
	1.4	Operator type			Seated		Seated		Seated	
	1.5	Nominal load capacity/load	Q	kg	300		300		2000	
Weights	1.5.1	Pull load	Q	kg	25000		25000		up to 6000 (see performance diagram)	
	1.7	Nominal traction	F	N	5000		5000		900 <sup>1</sup>	
	1.9	Wheel base	y	mm	1465		1900		1900	
Tyres/chassis	2.1	Service weight (incl. battery)	with cabin	kg	3800		4800		3100 3200	
	2.2	Axle load, laden	front/rear	kg	2000/2100		2600/2500		2300/2800 2100/3100	
	2.3	Axle load, unladen	front/rear	kg	1900/1900		2500/2300		1800/1300 1800/1400	
Basic dimensions	3.1	Tyres			Pneumatic/ superelastic		Pneumatic/ superelastic		Pneumatic/ superelastic	
	3.2	Tyre size	front		6.00 R 9		6.00 R 9		6.00 R 9	
	3.3	Tyre size	rear		7.00 R 12		7.00 R 12		7.00 R 12	
	3.5	Number of wheels (x = driven)	front/rear		2/2x		2/2x		2/2x	
	3.6	Tread	front	b <sub>10</sub>	mm	1102/1112		1102/1112		1102/1112
	3.7	Tread	rear	b <sub>11</sub>	mm	1018		1018		1018
	4.7	Height to top of overhead guard (cabin)		h <sub>6</sub>	mm	1820		1820		1820
	4.8	Sitting height		h <sub>7</sub>	mm	745		745		745
	4.12	Clutch height		h <sub>10</sub>	mm	240, 295, 350, 405		240, 295, 350, 405		240, 295, 350, 405
	4.13	Load height	unladen	h <sub>11</sub>	mm	1000		1000		870
Performance data	4.16	Length of loading platform		l <sub>3</sub>	mm	1520		1955		2200 2600
	4.17	Length of overhang		l <sub>5</sub>	mm	615		615		730 1130
	4.18	Width of loading platform		b <sub>9</sub>	mm	1170		1170		1300
	4.19	Overall length		l <sub>1</sub>	mm	3045		3480		3590 3990
	4.21	Overall width		b <sub>1</sub>	mm	1300		1300		1300
	4.32	Ground clearance, centre of wheel base	front	m <sub>2</sub>	mm	150		150		150
	4.34	Working aisle width		A <sub>22</sub>	mm	4725		5325		5366
	4.35	Turning radius	front/rear	W <sub>4</sub>	mm	2825/1639		3275/1789		3275/1891
	4.36	Smallest pivoting distance		b <sub>13</sub>	mm	935		1095		1095
	5.1	Travel speed	laden/unladen		km/h	11/25		11/25		15/20
5.5	Traction	laden/unladen		N	-/5000		-/5000		-/900	
5.6	Max. traction	laden/unladen		N	-/16000		-/16000		-/3500	
5.7	Gradeability	laden/unladen		%					see performance chart	
5.8	Max. gradeability	laden/unladen		%					see performance chart	
5.10	Service brake				Electric/hydraulic		Electric/hydraulic		Electric/hydraulic	
Electric motor	6.1	Drive motor, rating KB 60 min		kW	20		20		5 <sup>1</sup>	
	6.3	Battery according to DIN 43531/35/36 A, B, C, no			43536 A		43536 A		43536 A	
	6.4	Battery voltage	U	V	80		80		80	
	6.4.1	Battery capacity	K <sub>5</sub>	Ah	460 560		700 840		240 320	
	6.5	Battery weight		kg	1210 1558		1863 2178		679 858	
Other	8.1	Drive control			AC control		AC control		AC control	
	8.4	Sound level at driver's ear		dB(A)	69		69		69	
	8.5	Trailer coupling, item/DIN type			Rockinger 244		Rockinger 244		Rockinger 244	

<sup>1</sup> 20 kW drive and 1200 N traction variant optionally available

Some trucks and tractors shown in this brochure are fitted with special equipment that does not come as standard.



#### 6.4 Materiais dos componentes e método de produção da matéria prima

Componente	Material	Processo de produção
Braço superior	Aço A27	Extrusão a frio
Tirante	Aço S355	Forjamento
Braço inferior	Aço 5160	Maquinação
Porta cubo front.	Aço 5160	Laminação a frio
Porta cubo tras.	Aço 5160	Laminação a frio
Conetor da frente	Aço 5160	Laminação a frio
Conetor traseiro	Aço 5160	Maquinação
Módulo central	Alumínio 6061	Laminação /Extrusão a quente
Placa inferior	Alumínio 6061	Laminação /Extrusão a quente
Frontal interior	Alumínio 6061	Laminação /Extrusão a quente
Barra p/choque f.	Alumínio 6061	Laminação /Extrusão a quente
Frontal exterior	Aço 5160	Laminação a frio
Frontal inferior	Aço S355	Laminação /Extrusão a frio
Chapa central	Alumínio 6061	Laminação a quente
Chapa lig. modul.	Alumínio 6061	Laminação a quente
Tras. centro sup.	Aço 5160	Laminação a frio
Barra p/choque t.	Alumínio 6061	Laminação a quente
Tras. centro inf.	Alumínio 6061	Laminação a quente
Suporte susp.	Alumínio A356	Fundição
Topo plataforma	Aço 5160	Laminação a frio
Barra lateral	Aço S355	Extrusão a quente
Chapa ligação	Aço S355	Laminação a quente
Placa cobert. bat.	Alumínio 6061	Laminação a quente



## 6.5 Dimensionamento 1 – fator de tamanho

Componente	h	b	d <sub>e</sub>	k <sub>b</sub>
	[mm]	[mm]	[mm]	[ ]
Braço superior	-	-	82	0,75
Tirante	20	20	16,16	0,92
Braço inferior	20	6,8	9,42	0,98
Porta cubo front.	17	75	24,24	0,88
Porta cubo tras.	10	45	17,14	0,91
Conetor da frente	7	110	22,42	0,90
Conetor traseiro	5	30	9,90	0,97
Módulo central	3	113	14,88	0,93
Placa inferior	3	340	25,81	0,88
Frontal interior	3	45	9,39	0,98
Barra p/choque f.	3	55	10,38	0,97
Frontal exterior	7,5	71	18,65	0,91
Frontal inferior	3	90	13,28	0,94
Chapa central	1,5	204	14,13	0,93
Chapa lig. modul.	2	120	12,52	0,95
Tras. centro sup.	6	51	14,13	0,94
Barra p/choque t.	3	55	10,38	0,97
Tras. centro inf.	3	40	8,85	0,98
Suporte susp.	25	142	48,14	0,82
Topo plataforma	3	60	10,84	0,96
Barra lateral	3	111	14,74	0,93
Chapa ligação	3	141	16,62	0,91
Placa cobert. bat.	2	680	29,80	0,86



## 6.6 Dimensionamento 1 – tensões limite de fadiga

Componente	Tensão limite do material	Tensão limite de Gerber
	[Pa]	[Pa]
Braço superior	$2,45 \times 10^8$	$2,30 \times 10^8$
Tirante	$1,01 \times 10^8$	$9,80 \times 10^7$
Braço inferior	$4,56 \times 10^8$	$4,45 \times 10^8$
Porta cubo front.	$4,16 \times 10^8$	$4,08 \times 10^8$
Porta cubo tras.	$4,28 \times 10^8$	$4,20 \times 10^8$
Conetor da frente	$4,19 \times 10^8$	$4,12 \times 10^8$
Conetor traseiro	$4,53 \times 10^8$	$4,44 \times 10^8$
Módulo central	$1,24 \times 10^8$	$1,22 \times 10^8$
Placa inferior	$1,17 \times 10^8$	$1,15 \times 10^8$
Frontal interior	$1,30 \times 10^8$	$1,28 \times 10^8$
Barra p/choque f.	$1,29 \times 10^8$	$1,25 \times 10^8$
Frontal exterior	$4,24 \times 10^8$	$4,17 \times 10^8$
Frontal inferior	$1,32 \times 10^8$	$1,29 \times 10^8$
Chapa central	$1,25 \times 10^8$	$1,20 \times 10^8$
Chapa lig. modul.	$1,26 \times 10^8$	$1,24 \times 10^8$
Tras. centro sup.	$4,36 \times 10^8$	$4,28 \times 10^8$
Barra p/choque t.	$1,29 \times 10^8$	$1,25 \times 10^8$
Tras. centro inf.	$1,31 \times 10^8$	$1,29 \times 10^8$
Suporte susp.	$7,39 \times 10^7$	$7,24 \times 10^7$
Topo plataforma	$4,49 \times 10^8$	$4,40 \times 10^8$
Barra lateral	$1,23 \times 10^8$	$1,20 \times 10^8$
Chapa ligação	$1,21 \times 10^8$	$1,19 \times 10^8$
Placa cobert. bat.	$1,15 \times 10^8$	$1,13 \times 10^8$

## 6.7 Dimensionamento 2 – fator de tamanho

Componente	h	b	d <sub>e</sub>	k <sub>b</sub>
	[mm]	[mm]	[mm]	[ ]
Braço superior	-	-	82	0,75
Tirante	20	20	16,16	0,92
Braço inferior	20	8,8	10,72	0,96
Porta cubo front.	17	87	31,07	0,86
Porta cubo tras.	13	45	19,54	0,90
Conetor da frente	6	110	20,76	0,90
Conetor traseiro	5	30	9,90	0,97
Módulo central	3	113	14,88	0,93
Placa inferior	3	340	25,81	0,88
Frontal interior	3	45	9,39	0,98
Barra p/choque f.	3	55	10,38	0,97
Frontal exterior	7,5	71	18,65	0,91
Frontal inferior	3	90	13,28	0,94
Chapa central	1,5	204	14,13	0,93
Chapa lig. modul.	2	120	12,52	0,95
Tras. Centro sup.	6	51	14,13	0,94
Barra p/choque t.	3	55	10,38	0,97
Tras. centro inf.	3	40	8,85	0,98
Suporte susp.	33	153	57,41	0,80
Topo plataforma	3	60	10,84	0,96
Barra lateral	3	111	14,74	0,93
Chapa ligação	3	141	16,62	0,91
Placa cobert. bat.	2	680	29,80	0,86

## 6.8 Dimensionamento 2 – tensões limite de fadiga

Componente	Tensão limite de fadiga
	[Pa]
Braço superior	$2,45 \times 10^8$
Tirante	$1,01 \times 10^8$
Braço inferior	$4,50 \times 10^8$
Porta cubo front.	$4,01 \times 10^8$
Porta cubo tras.	$4,11 \times 10^8$
Conetor da frente	$4,19 \times 10^8$
Conetor traseiro	$4,53 \times 10^8$
Módulo central	$1,24 \times 10^8$
Placa inferior	$1,17 \times 10^8$
Frontal interior	$1,30 \times 10^8$
Barra p/choque f.	$1,29 \times 10^8$
Frontal exterior	$4,24 \times 10^8$
Frontal inferior	$1,08 \times 10^8$
Chapa central	$1,25 \times 10^8$
Chapa lig. modul.	$1,26 \times 10^8$
Tras. centro sup.	$4,36 \times 10^8$
Barra p/choque t.	$1,29 \times 10^8$
Tras. centro inf.	$1,31 \times 10^8$
Suporte susp.	$7,20 \times 10^7$
Topo plataforma	$4,49 \times 10^8$
Barra lateral	$1,23 \times 10^8$
Chapa ligação	$1,21 \times 10^8$
Placa cobert. bat.	$1,15 \times 10^8$

## 6.9 Dimensionamento 3 – fator de tamanho

Componente	h	b	d <sub>e</sub>	k <sub>b</sub>
	[mm]	[mm]	[mm]	[ ]
Braço superior	-	-	82	0,75
Tirante	20	20	16,16	0,92
Braço inferior	20	8,8	10,72	0,96
Porta cubo front.	17	87	31,07	0,86
Porta cubo tras.	24	39	24,72	0,88
Conetor da frente	6	110	20,76	0,90
Conetor traseiro	5	30	9,90	0,97
Módulo central	3	113	14,88	0,93
Placa inferior	3	340	25,81	0,88
Frontal interior	3	45	9,39	0,98
Barra p/choque f.	3	55	10,38	0,97
Frontal exterior	7,5	71	18,65	0,91
Frontal inferior	3	90	13,28	0,94
Chapa central	1,5	204	14,13	0,93
Chapa lig. modul.	2	120	12,52	0,95
Tras. centro sup.	6	51	14,13	0,94
Barra p/choque t.	3	55	10,38	0,97
Tras. centro inf.	3	40	8,85	0,98
Suporte susp.	33	153	57,41	0,80
Topo plataforma	3	60	10,84	0,96
Barra lateral	3	111	14,74	0,93
Chapa ligação	3	141	16,62	0,91
Placa cobert. bat.	2	680	29,80	0,86

## 6.10 Dimensionamento 3 – tensões limite de fadiga

Componente	Tensão limite de fadiga
	[Pa]
Braço superior	$2,45 \times 10^8$
Tirante	$1,01 \times 10^8$
Braço inferior	$4,50 \times 10^8$
Porta cubo front.	$4,01 \times 10^8$
Porta cubo tras.	$4,08 \times 10^8$
Conetor da frente	$4,19 \times 10^8$
Conetor traseiro	$4,53 \times 10^8$
Módulo central	$1,24 \times 10^8$
Placa inferior	$1,17 \times 10^8$
Frontal interior	$1,30 \times 10^8$
Barra p/choque f.	$1,29 \times 10^8$
Frontal exterior	$4,24 \times 10^8$
Frontal inferior	$1,08 \times 10^8$
Chapa central	$1,25 \times 10^8$
Chapa lig. modul.	$1,26 \times 10^8$
Tras. centro sup.	$4,36 \times 10^8$
Barra p/choque t.	$1,29 \times 10^8$
Tras. centro inf.	$1,31 \times 10^8$
Suporte susp.	$7,20 \times 10^7$
Topo plataforma	$4,49 \times 10^8$
Barra lateral	$1,23 \times 10^8$
Chapa ligação	$1,21 \times 10^8$
Placa cobert. bat.	$1,15 \times 10^8$

## 6.11 Dimensionamento 4 – fator de tamanho

Componente	h	b	d <sub>e</sub>	k <sub>b</sub>
	[mm]	[mm]	[mm]	[ ]
Braço superior	-	-	82	0,75
Tirante	20	20	16,16	0,92
Braço inferior	20	10,8	11,88	0,95
Porta cubo front.	19	87	32,85	0,86
Porta cubo tras.	24	39	24,72	0,88
Conetor da frente	7	110	22,42	0,89
Conetor traseiro	5	30	9,90	0,97
Módulo central	3	113	14,88	0,93
Placa inferior	3	340	25,81	0,84
Frontal interior	28	80	38,24	0,98
Barra p/choque f.	3	55	10,38	0,97
Frontal exterior	7,5	71	18,65	0,91
Frontal inferior	6	90	18,28	0,91
Chapa central	1,5	204	14,13	0,93
Chapa lig. modul.	2	120	12,52	0,95
Tras. centro sup.	6	51	14,13	0,94
Barra p/choque t.	3	55	10,38	0,97
Tras. centro inf.	3	40	8,85	0,98
Suporte susp.	33	153	57,41	0,80
Topo plataforma	3	60	10,84	0,96
Barra lateral	3	111	14,74	0,93
Chapa ligação	3	141	16,62	0,91
Placa cobert. bat.	2	680	29,80	0,86

## 6.12 Dimensionamento 4 – tensões limite de fadiga

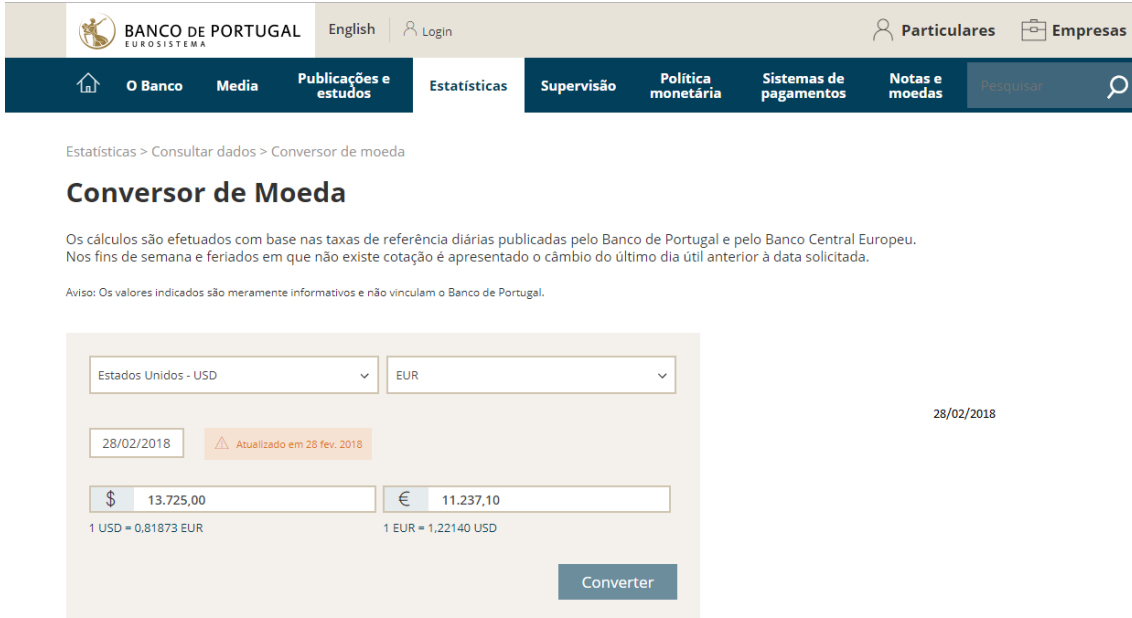
Componente	Tensão limite de fadiga
	[Pa]
Braço superior	$3,53 \times 10^8$
Tirante	$1,01 \times 10^8$
Braço inferior	$4,45 \times 10^8$
Porta cubo front.	$3,99 \times 10^8$
Porta cubo tras.	$4,19 \times 10^8$
Conetor da frente	$4,15 \times 10^8$
Conetor traseiro	$4,53 \times 10^8$
Módulo central	$1,24 \times 10^8$
Placa inferior	$1,17 \times 10^8$
Frontal interior	$1,12 \times 10^8$
Barra p/choque f.	$1,29 \times 10^8$
Frontal exterior	$4,24 \times 10^8$
Frontal inferior	$4,23 \times 10^8$
Chapa central	$1,25 \times 10^8$
Chapa lig. modul.	$1,26 \times 10^8$
Tras. centro sup.	$4,36 \times 10^8$
Barra p/choque t.	$1,29 \times 10^8$
Tras. centro inf.	$1,31 \times 10^8$
Suporte susp.	$7,20 \times 10^7$
Topo plataforma	$4,49 \times 10^8$
Barra lateral	$1,23 \times 10^8$
Chapa ligação	$1,21 \times 10^8$
Placa cobert. bat.	$1,15 \times 10^8$

## 6.13 Verificação 1 – tensões de cedência

Componente	Tensão cedência
	[Pa]
Braço superior	$1,07 \times 10^9$
Tirante	$3,55 \times 10^8$
Braço inferior	$1,07 \times 10^9$
Porta cubo front.	$1,07 \times 10^9$
Porta cubo tras.	$1,07 \times 10^9$
Conetor da frente	$1,07 \times 10^9$
Conetor traseiro	$1,07 \times 10^9$
Módulo central	$3,10 \times 10^8$
Placa inferior	$3,10 \times 10^8$
Frontal interior	$3,10 \times 10^8$
Barra p/choque f.	$3,10 \times 10^8$
Frontal exterior	$1,07 \times 10^9$
Frontal inferior	$1,07 \times 10^9$
Chapa central	$3,10 \times 10^8$
Chapa lig. modul.	$3,10 \times 10^8$
Tras. centro sup.	$1,07 \times 10^9$
Barra p/choque t.	$3,10 \times 10^8$
Tras. centro inf.	$3,10 \times 10^8$
Suporte susp.	$1,79 \times 10^8$
Topo plataforma	$1,07 \times 10^9$
Barra lateral	$3,55 \times 10^8$
Chapa ligação	$3,55 \times 10^8$
Placa cobert. bat.	$3,10 \times 10^8$



## 6.14 Custo da bateria de iões de lítio



The screenshot shows the 'Convertor de Moeda' (Currency Converter) page on the Banco de Portugal website. The page header includes the bank's logo, language options (English), and a login link. The main navigation bar contains links for 'O Banco', 'Media', 'Publicações e estudos', 'Estatísticas', 'Supervisão', 'Política monetária', 'Sistemas de pagamentos', 'Notas e moedas', and a search function. The breadcrumb trail indicates the user is in 'Estatísticas > Consultar dados > Convertor de moeda'.

### Convertor de Moeda

Os cálculos são efetuados com base nas taxas de referência diárias publicadas pelo Banco de Portugal e pelo Banco Central Europeu. Nos fins de semana e feriados em que não existe cotação é apresentado o câmbio do último dia útil anterior à data solicitada.

Aviso: Os valores indicados são meramente informativos e não vinculam o Banco de Portugal.

The converter interface includes two dropdown menus for selecting currencies: 'Estados Unidos - USD' and 'EUR'. A date selector shows '28/02/2018' with a note 'Atualizado em 28 fev. 2018'. The input field for USD shows '13.725,00' and the output field for EUR shows '11.237,10'. Below these, the conversion rates are displayed: '1 USD = 0,81873 EUR' and '1 EUR = 1,22140 USD'. A 'Converter' button is located at the bottom right of the form.

28/02/2018

## 6.15 Tamanho e tipo de elemento de cada malha

Componente	Tipo de elemento	Tamanho do elemento
		[mm]
Braço superior	Parabólico	10
Tirante	Parabólico	20
Braço inferior	Parabólico	10
Porta cubo front.	Parabólico	9
Porta cubo tras.	Parabólico	9
Conetor da frente	Parabólico	7
Conetor traseiro	Parabólico	6
Módulo central	Linear	50
Placa inferior	Linear	50
Frontal interior	Linear	30
Barra p/choque f.	Parabólico	50
Frontal exterior	Linear	30
Frontal inferior	Linear	30
Chapa central	Linear	43
Chapa lig. modul.	Linear	15
Tras. centro sup.	Linear	40
Barra p/choque t.	Parabólico	50
Tras. centro inf.	Linear	30
Suporte susp.	Parabólico	45
Topo plataforma	Linear	50
Barra lateral	Linear	50
Chapa ligação	Linear	50
Placa cobert. bat.	Linear	50