

DESENVOLVIMENTO DE UM MÓDULO VEICULAR CAPAZ DE SE MOVIMENTAR A 360° E A 90°

CLÁUDIA DANIELA ALVES FERREIRA
dezembro de 2020

DESENVOLVIMENTO DE UM MÓDULO VEICULAR CAPAZ DE SE MOVIMENTAR A 360° E A 90°

Cláudia Daniela Alves Ferreira
1140349

2020

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica



DESENVOLVIMENTO DE UM MÓDULO VEICULAR CAPAZ DE SE MOVIMENTAR A 360° E A 90°

Cláudia Daniela Alves Ferreira
1140349

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 Francisco José Gomes da Silva e coorientação do Doutor Raul Duarte Salgueiral Gomes Campilho.

2020

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica



JÚRI

Presidente

Doutor Arnaldo Manuel Guedes Pinto
Professor Adjunto, ISEP

Orientador

Doutor Francisco José Gomes da Silva
Professor Adjunto, ISEP

Co-orientador

Doutor Raul Duarte Salgueiral Gomes Campilho
Professor Adjunto, ISEP

Arguente

Doutor José Manuel Ferreira Duarte
Professor Auxiliar, FEUP

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar, e principalmente, quero agradecer aos meus pais por me proporcionarem tirar um mestrado e terem-me apoiado em todos os momentos. O trabalho, o suor, o stresse, as noites mal dormidas e a ansiedade não foram vividos só por mim. Por isso, esta conquista, a conquista de mais uma etapa não é só minha, é nossa. Eles foram excecionais e incondicionais a todos os níveis. Tenho muito que lhes agradecer.

Em segundo lugar, tenho de agradecer ao meu irmão por me ter ajudado em tudo o que pôde e principalmente por ter sido um modelo para mim. Foi um suporte, como irmão mais velho, e aprendi muito com ele. Além disso, ele partilhou muito da sua experiência e conhecimento comigo, que se revelaram uma mais-valia no desenvolvimento deste projeto.

Agradeço ao CEiiA, que não me proporcionou só uma oportunidade de estágio curricular com um desafio aliciante, mas também o contacto com uma equipa de engenheiros e *designers* excelente, com muitos projetos fora da caixa, principalmente na área da mobilidade urbana. Dentro do CEiiA, um agradecimento especial à equipa de mobilidade que se mostrou sempre disponível para ajudar, e foi essencial na minha integração na empresa.

Agradeço aos meus orientadores, tanto no CEiiA como no ISEP. Ao Eng. José Silva, gestor de projetos da área da mobilidade do CEiiA, que foi quem me apresentou o projeto e que sempre que lhe apresentei as minhas ideias, fazia questões que, a maioria das vezes, fossem pontos essenciais para o desenvolvimento do projeto. Ao Eng. Luís Colaço, a pessoa que mais me acompanhou e esteve sempre disponível para as minhas questões, desde as mais disparatadas, até às mais relevantes. Ao Eng. Francisco Silva, que para

além de me ter ajudado a fazer o estágio no CEiiA, me ter ajudado na organização e estruturação da tese, ainda me possibilitou o desenvolvimento de trabalhos paralelos que valorizam o desenvolvimento deste projeto. E ao Eng. Raul Campilho que se mostrou sempre disponível em ajudar, nomeadamente no uso do *software* SolidWorks® e no dimensionamento.

Por fim, mas não menos importante, agradeço aos meus colegas e amigos que viveram esta etapa comigo, que estiveram lá para mim quando precisei, e que, em alguns aspetos, foram a primeira linha de apoio.

A todos, muito obrigada!

PALAVRAS CHAVE

Veículos Autónomos; Mobilidade; Plataforma Modular Elétrica; Sistema de Suspensão; Sistema de direção.

RESUMO

Num contexto de disrupção da mobilidade, devido ao crescimento acelerado de novas tecnologias e às políticas de sustentabilidade, surge uma nova classe de veículos que, dependendo do tipo e da sua função, exigem novas tecnologias adequadas ao seu objetivo.

As plataformas modulares autónomas elétricas surgiram, neste cenário, para reduzir o tempo de colocação de veículos elétricos no mercado, a complexidade da oferta e o custo total de produção do veículo.

De forma a facilitar e adaptar manobrabilidade dos veículos aos futuros desafios da mobilidade, esta dissertação propõe a criação de um módulo facilmente adaptável a uma plataforma modular, já existente, que possibilite ao veículo os movimentos 360° e 90°.

A dificuldade do desenvolvimento deste projeto, passa por encontrar um mecanismo para o sistema de direção que cumpra todos os requisitos cinemáticos, sem comprometer os restantes sistemas de controlo e estabilidade do movimento. Assim, após a definição de parâmetros de tração e de suspensão, são realizados, com recurso ao *software* SolidWorks®, testes a possíveis soluções encontradas.

Por fim, é concebida a estrutura responsável pela união de todos os componentes envolvidos, e destes com a plataforma modular já existente. A geometria dos componentes é validada por um dimensionamento à fadiga, pelo Método de Elementos Finitos.

A solução apresentada utiliza motores nas rodas, um sistema de suspensão do tipo *Double Wishbone* e um controlo de direção resultante da combinação de um conjunto de tirantes acionados por atuadores lineares regidos por um sistema *by-wire*. Desta forma, é possível um controlo independente de cada roda, de forma a cumprir todos os requisitos propostos.

KEYWORDS

Autonomous vehicles; Mobility; Modular Electric Platform; Suspension system; Steering system.

ABSTRACT

In a context of disruption of mobility, due to the accelerated growth of new technologies and sustainability policies, a new class of vehicles emerges that depending on the type and their function, require new technologies appropriate to their goal.

The autonomous electrical modular platforms emerged, in this scenario, to reduce the time of placing electric vehicles on the market, the complexity of supply and the total cost of production of the vehicle.

To facilitate and adapt vehicle manoeuvrability to future mobility challenges, this dissertation proposes the creation of an easily adaptable module to an existing modular platform that allows the vehicle to move 360° and 90°.

The difficulty of developing this project is to find a mechanism for the steering system that meets all cinematic requirements, without compromising the other systems of control and stability of movement. Thus, after the definition of traction and suspension parameters, tests are performed using SolidWorks® software, using possible solutions found.

Finally, the structure responsible for the union of all the components involved was conceived, and these with the existing modular platform. The geometry of the components is validated by a fatigue dimensioning by the Finite Element Method.

The presented solution uses wheel motors, a Double Wishbone suspension system and steering control resulting from the combination of a set of rods driven by linear actuators governed by a by-wire system. In this way, independent control of each wheel is possible to meet all proposed requirements.

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

Lista de Abreviaturas

CAD	<i>Computer Aided Design</i>
CEiiA	Centro de Excelência e Inovação da Indústria Automóvel
DCL	Diagrama de corpo livre
EC	<i>European Commission</i>
EUA	Estados Unidos da América
Euro NCAP	<i>The European New Car Assessment Program</i>
EZ10	EasyMile 10
FMVSS	<i>Federal Motor Vehicle Safety Standards</i>
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
MR	<i>Motion Ratio</i>
MRV	<i>Modular Robotic Vehicle</i>
NASA	<i>National Aeronautics and Space Administration</i>
NHTSA	<i>National Highway Transportation Safety Association</i>
PRFC	Polímero Reforçado com Fibra de Carbono
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
SbW	<i>Steer-by-wire</i>
SUV	<i>Sport utility vehicles</i>
UE	União Europeia

Lista de Unidades

%	Porcentagem
€	Euro
°	Grau
kg	Quilograma
kg/m ³	Quilograma por metro cubico
km	Quilometro
km/h	Quilometro por hora
kW	Quilowatt
m	Metro
m/s	Metro por segundo
m/s ²	Metro por segundo quadrado
m ²	Metro ao quadrado
mm	Milímetro
N	Newton
N·m	Newton metro
rad	Radianos
rpm	Rotações por minuto
Ton	Toneladas

Lista de Símbolos

a	Aceleração do veículo
A_f	Área frontal
b_f	Distância entre vias
c	Distância entre a roda de trás e o centro de massa
C_D	Coefficiente de arrasto aerodinâmico
d	Distância ao solo
e	Distância entre as rodas da direita e o centro de massa
f	Distância entre as rodas da esquerda e o centro de massa
F_a	Força de aceleração
F_g	Força da resistência ao declive
F_H	Força no ponto H
F_I	Força no ponto I
F_K	Força no ponto K
F_r	Força de resistência ao rolamento
f_r	Coefficiente de rolamento
F_t	Força de tração
F_w	Força do arrasto aerodinâmico
F_x	Força na componente x
F_{xA}	Força na componente x do ponto A
F_{xB}	Força na componente x do ponto B
F_{xC}	Força na componente x do ponto C
F_{xD}	Força na componente x do ponto D
F_{xF}	Força na componente x do ponto F
F_{xG}	Força na componente x do ponto G
F_{xH}	Força na componente x do ponto H
F_{xM}	Força na componente x do ponto M
F_y	Força na componente y
F_{yA}	Força na componente y do ponto A
F_{yB}	Força na componente y do ponto B
F_{yC}	Força na componente y do ponto C
F_{yD}	Força na componente y do ponto D
F_{yE}	Força na componente y do ponto E
F_{yF}	Força na componente y do ponto F
F_{yG}	Força na componente y do ponto G
F_{yH}	Força na componente y do ponto H
F_{yL}	Força na componente y do ponto L
F_{yM}	Força na componente y do ponto M
F_z	Força na componente z
F_{zA}	Força na componente z do ponto A
F_{zD}	Força na componente z do ponto D

F_{zL}	Força na componente z do ponto L
F_{zM}	Força na componente z do ponto M
g	Aceleração da gravidade
j	Altura do centro de massa
L	Distância entre eixos
l	Distância entre a roda da frente e o centro de massa
M_v	Massa total do veículo
M_{xA}	Momento no ponto A no plano x
M_{yA}	Momento no ponto A no plano y
M_{zA}	Momento no ponto A no plano z
r	Raio da roda
T	Distância entre os dois pontos de contacto do mesmo eixo
V	Velocidade do veículo
V_w	Raio da roda
α	Inclinação da rampa
β	Ângulo da roda
δ	Fator de massa
ϵ_w	Camber
ρ	Densidade do ar
σ	King pin inclination
τ	Caster

GLOSSÁRIO DE TERMOS

<i>Backup</i>	Cópia de segurança
<i>Benchmarking</i>	Análise de mercado
<i>Brainstorming</i>	Tempestade de ideias
<i>Feedback</i>	Retorno de informação
<i>Package</i>	Conjunto

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1 – <i>AUTONOM SHUTTLE NAVYA</i> [15]	8
FIGURA 2 – <i>AUTONOM CAB NAVYA</i> [17]	9
FIGURA 3 – <i>OLLI LOCAL MOTORS</i> [19]	9
FIGURA 4 – EXEMPLO DE UMA PARTE DA ESTRUTURA DO <i>OLLI</i> IMPRESSA EM 3D [18]	10
FIGURA 5 – <i>EASY MILE 10</i> [22]	10
FIGURA 6 – <i>BODY</i> (ESTRUTURA) [25]	11
FIGURA 7 – CHASSIS [26]	11
FIGURA 8 – <i>POWERTRAIN</i> [26]	11
FIGURA 9 – <i>BODY ON FRAME</i> [29]	12
FIGURA 10 – ESTRUTURA MONOBLOCO [30]	12
FIGURA 11 – <i>TUBULAR SPACE FRAME</i> [31]	13
FIGURA 12 – <i>BACKBONE</i> [32]	13
FIGURA 13 – SISTEMAS DE SUSPENSÃO INDEPENDENTES [28]	17
FIGURA 14 – MRV NASA [42]	19
FIGURA 15 – <i>E-CORNER</i> (MRV) [42]	19
FIGURA 16 – EQUIPA CEIIA E OS SEUS PROJETOS [52]	26
FIGURA 17 – MOTOR PD 18 DA PROTEAN [56]	29
FIGURA 18 – <i>MICHELIN ACTIVE WHEEL SYSTEM</i> [58]	29
FIGURA 19 – <i>INTELLIGENT CORNER MODULE</i> [59]	30
FIGURA 20 – PROTEAN 360+ [60]	30
FIGURA 21 – SISTEMA DE SUSPENSÃO E DE DIREÇÃO DO <i>SMART URBAN</i> DA ZF [62]	30
FIGURA 22 – <i>INTROBOT</i> [63]	31
FIGURA 23 – SISTEMA DE DIREÇÃO <i>JEEP HURRICANE</i> (ADAPTADO DE [64])	31
FIGURA 24 – EXEMPLO DE UM SISTEMA DE DIREÇÃO COM UTILIZAÇÃO DO MECANISMO PINHÃO CREMALHEIRA (ADAPTADO DE [65])	32
FIGURA 25 – AMORTECEDOR DE DIREÇÃO YSS [66]	32

FIGURA 26 – PLATAFORMA ELISE DA LOTUS [27]	33
FIGURA 27 – PLATAFORMA EVORA DA LOTUS [27].....	33
FIGURA 28 – PLATAFORMA DO TESLA MODEL S [67].....	34
FIGURA 29 – ESTRUTURA DO <i>AUTONOM SHUTTLE DA NAVYA</i> [68]	34
FIGURA 30 – ESTRUTURA <i>OLLI DA LOCAL MOTORS</i> [69]	34
FIGURA 31 – ESTUDO DE DESEMPENHO DO MOTOR PD18	39
FIGURA 32 – ESTUDO DE DESEMPENHO DO MOTOR M700	40
FIGURA 33 – ESTUDO DE DESEMPENHO DO MOTOR PD16	41
FIGURA 34 – POSICIONAMENTO DO CASQUILHO DO BRAÇO INFERIOR.....	43
FIGURA 35 – POSICIONAMENTO DA UNIÃO ENTRE A MANGA DE EIXO E O BRAÇO SUPERIOR DE SUSPENSÃO	43
FIGURA 36 – REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DE PARÂMETROS DE SUSPENSÃO [36]	44
FIGURA 37 – REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DO PARÂMETRO DE SUSPENSÃO <i>CASTER</i> [70]	44
FIGURA 38 – REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DO TESTE DE VARIAÇÃO DE ALTURA DA RODA	45
FIGURA 39 – EXEMPLO DE CONFIGURAÇÃO COM A SOLUÇÃO 2	46
FIGURA 40 – EXEMPLO DE CONFIGURAÇÃO COM A SOLUÇÃO 4	46
FIGURA 41 – EXEMPLO DE CONFIGURAÇÃO COM SOLUÇÃO 5.....	46
FIGURA 42 – SOLUÇÃO PARA O SISTEMA DE DIREÇÃO	48
FIGURA 43 – POSICIONAMENTO DOS COMPONENTES NA SOLUÇÃO ENCONTRADA PARA O SISTEMA DE DIREÇÃO.....	48
FIGURA 44 – RELAÇÃO DO ÂNGULO DA RODA COM O CURSO DO ATUADOR POSIÇÃO 0 (ZERO)	49
FIGURA 45 – RELAÇÃO DO ÂNGULO DA RODA COM O CURSO DO ATUADOR POSIÇÃO -100	50
FIGURA 46 – RELAÇÃO DO ÂNGULO DA RODA COM O CURSO DO ATUADOR POSIÇÃO 100	50
FIGURA 47 – INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DA ALTURA DA RODA NO SEU ÂNGULO	51
FIGURA 48 – POSIÇÃO DA RODA PARA A REALIZAÇÃO DO MOVIMENTO 360° DO VEÍCULO	51
FIGURA 49 – POSIÇÃO DA RODA PARA A REALIZAÇÃO DO MOVIMENTO LATERAL DO VEÍCULO SEM MANOBRAS (90°)	51
FIGURA 50 – SOLUÇÃO CAD APÓS DEFINIDOS TODOS OS PARÂMETROS.....	53
FIGURA 51 – FAMÍLIAS DE MATERIAIS	55

FIGURA 52 – DCL CORRESPONDENTE À MANGA DE EIXO	62
FIGURA 53 – DCL BRAÇO DE SUSPENSÃO SUPERIOR	63
FIGURA 54 – DCL TIRANTE DE DIREÇÃO 1	63
FIGURA 55 – DCL TIRANTE DE DIREÇÃO 2	63
FIGURA 56 – DCL TIRANTE DE DIREÇÃO 3	63
FIGURA 57 – DCL BRAÇO DE SUSPENSÃO INFERIOR	64
FIGURA 58 – MÓDULO APÓS DIMENSIONAMENTO COM UNIÃO AO MÓDULO CENTRAL	67
FIGURA 59 – ÁRVORE DE PRODUTO DO MÓDULO, DA RODA E DO SISTEMA DE PROPULSÃO E TRAVAGEM	68
FIGURA 60 – ÁRVORE DE PRODUTO DO SISTEMA DE SUSPENSÃO DIREITO E ESQUERDO	69
FIGURA 61 – ÁRVORE DE PRODUTO DO SISTEMA DE DIREÇÃO DIREITO E ESQUERDO	69
FIGURA 62 – ÁRVORE DE PRODUTO DA ESTRUTURA DE LIGAÇÃO DO CHASSIS	70

ÍNDICE DE TABELAS

TABELA 1 – CALENDARIZAÇÃO	4
TABELA 2 - COEFICIENTE DE RESISTÊNCIA AO ROLAMENTO (ADAPTADO DE [34]).....	15
TABELA 3 – DIMENSÕES DE VEÍCULOS SEMELHANTES	28
TABELA 4 – DIMENSÕES DO VEÍCULO	35
TABELA 5 – DADOS PARA O CÁLCULO DA POTÊNCIA	37
TABELA 6 – ESPECIFICAÇÕES DOS MOTORES COM POTÊNCIA SUPERIOR À ESTIMADA	38
TABELA 7 – CASOS DE ESTUDO PARA SELEÇÃO DO MOTOR	38
TABELA 8 – ESPECIFICAÇÕES DO MOTOR PD16	41
TABELA 9 – DIMENSÕES DO MOTOR.....	42
TABELA 10 – DIMENSÕES DA RODA	42
TABELA 11 – PARÂMETROS DE SUSPENSÃO UTILIZADOS	44
TABELA 12 – DIMENSÕES DA FIGURA 43	49
TABELA 13 – REQUISITOS E RESPECTIVAS PROPRIEDADES PONDERADAS	54
TABELA 14 – MOTIVOS DE EXCLUSÃO DE FAMÍLIAS DE MATERIAIS	56
TABELA 15 – LISTA DE MATERIAIS PARA SELEÇÃO	57
TABELA 16 – MATRIZ DE SELEÇÃO DO MATERIAL PARA OS COMPONENTES DO CHASSIS	57
TABELA 17 – MATRIZ DE SELEÇÃO PARA OS COMPONENTES DOS SISTEMAS DE DIREÇÃO E SUSPENSÃO.....	58
TABELA 18 – COORDENADAS DO CENTRO DE MASSA E DOS PONTOS DE CONTACTO ENTRE O CHÃO E AS RODAS	59
TABELA 19 – DADOS PARA O CÁLCULO DAS FORÇAS DE ENTRADA PARA O DIMENSIONAMENTO	60
TABELA 20 – FORÇAS DE ENTRADA PARA O DIMENSIONAMENTO	61
TABELA 21 – DIMENSIONAMENTO DA MANGA DE EIXO	65
TABELA 22 – DIMENSIONAMENTO BRAÇO DE SUSPENSÃO INFERIOR.....	66
TABELA 23 – DIMENSIONAMENTO DA ESTRUTURA DE LIGAÇÃO DO CHASSIS.....	67

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	3
1.1	Contextualização	3
1.2	Objetivo	3
1.3	Calendarização	3
1.4	Organização do relatório.....	4
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	7
2.1	Veículos autónomos.....	7
2.1.1	Veículos autónomos de transporte de passageiros	8
2.2	Estruturas automóveis	11
2.2.1	<i>Body on frame</i>	12
2.2.2	Monobloco	12
2.2.3	<i>Space frame</i>	13
2.2.4	<i>Backbone</i>	13
2.3	Sistemas de propulsão	14
2.3.1	Simulação do desempenho dos motores	14
2.3.1.1	Forças resistentes ao movimento do veículo	14
2.3.1.1.1	Resistência ao rolamento.....	14
2.3.1.1.2	Resistência aerodinâmica.....	15
2.3.1.1.3	Resistência ao declive	15
2.3.1.1.4	Resistência da aceleração	16
2.3.1.1.5	Força de tração	16
2.4	Sistemas de suspensão.....	16
2.5	Sistemas de direção	17
2.5.1	<i>Steer-by-Wire</i>	18
2.6	Materiais e processos de fabrico	20
2.7	Dimensionamento.....	21
2.7.1	Códigos de dimensionamento.....	22
3	DESENVOLVIMENTO	25
3.1	Contextualização do trabalho desenvolvido.....	25

3.1.1	Objetivos e pressupostos do projeto	25
3.1.2	Apresentação da empresa que acolheu o projeto	26
3.2	Anteprojeto do módulo	28
3.2.1	<i>Benchmarking</i>	28
3.2.1.1	Dimensões de veículos semelhantes	28
3.2.1.2	Sistemas de propulsão, suspensão e de direção	28
3.2.1.3	Estrutura do chassi	33
3.2.2	<i>Brainstorming</i>	35
3.2.2.1	Dimensões	35
3.2.2.2	Sistemas de propulsão	35
3.2.2.3	Sistemas de suspensão	36
3.2.2.4	Sistemas de direção	36
3.2.2.5	Estrutura do chassi	37
3.3	Projeto.....	37
3.3.1	Estudo/seleção do motor	37
3.3.2	Definição de parâmetros	42
3.3.2.1	Roda	42
3.3.2.2	Sistema de suspensão.....	43
3.3.2.3	Sistema de direção.....	44
3.3.3	CAD	52
3.3.3.1	Compatibilização do desenho com a plataforma CEiiA	53
3.3.4	Seleção de materiais	54
3.3.5	Seleção de processos.....	58
3.3.6	Dimensionamento	59
3.3.6.1	Cálculo das forças de entrada.....	59
3.3.6.2	Conexões.....	61
3.3.6.3	Determinação das forças de entrada em cada componente.....	61
3.3.6.4	Estudo de refinamento da malha	64
3.3.6.5	Resultados do dimensionamento	65
3.3.7	Desenhos de conjunto.....	68
3.3.8	Árvore do produto.....	68
3.3.9	Estimativa de custos.....	71
4	CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS	75
4.1	Conclusões	75
4.2	Proposta de trabalhos futuros	76
5	BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO.....	79
6	ANEXOS.....	87

6.1	Gráficos resultantes do estudo cinemático do sistema de direção	87
6.2	Tabela com as propriedades dos materiais	95
6.3	Ficha técnica AW 6082-T6.....	99
6.4	Ficha técnica AISI 4130.....	105
6.5	Forças de entrada para o dimensionamento componente a componente	113
6.6	Desenhos de conjunto	117

INTRODUÇÃO

1.1 Contextualização

1.2 Objetivo

1.3 Calendarização

1.4 Organização do relatório

1 INTRODUÇÃO

1.1 Contextualização

A competitividade e a produtividade, para além de sua correlação, são dois indicadores de sucesso em qualquer indústria. Com a mudança no paradigma da mobilidade, que se tem vindo a verificar nos últimos anos, e a crescente preocupação ambiental, a indústria automóvel ganhou novos desafios e oportunidades [1-3].

As emissões de CO₂ e outros gases de efeito estufa, são uma das maiores preocupações ambientais, com impacto na indústria automóvel [4]. A mobilidade elétrica é vista como uma solução tecnológica para reduzir essas emissões e aumentar a eficiência energética [5, 6].

Assim, neste cenário, e considerando os fatores de desempenho e segurança, surgiram plataformas modulares autónomas para reduzir o tempo de colocação de veículos elétricos no mercado, diminuindo a complexidade do seu fornecimento e o custo total de produção do veículo [7].

1.2 Objetivo

O objetivo desta dissertação é o desenvolvimento de um módulo adaptável a uma plataforma modular autónoma, já existente, que confira os movimentos de 360° (gire sobre si mesma) e 90° (deslocamento lateral), para facilitar a acessibilidade e o deslocamento em situações de difícil manobrabilidade. A inserção desse tipo de movimentos é relevante para alguns tipos de veículos em que a plataforma pode ser usada. Por exemplo, veículos de emergência médica, veículos de limpeza urbana, veículos de transporte de cargas, entre outros.

1.3 Calendarização

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

Tabela 1 – Calendarização

Tarefa	Data de início	Data de fim
Introdução às ferramentas de desenho e modelação e levantamento do estado da arte	08/01/2019	08/02/2019
Definição de objetivos e requisitos técnicos	11/02/2019	22/02/2019
Estudos de arquitetura e desenho	25/02/2019	17/05/2019
Desenho e estudo da estrutura	20/05/2019	28/06/2019
Escrita da dissertação e outra documentação	01/07/2019	30/08/2019

1.4 Organização do relatório

Esta dissertação é constituída essencialmente por três partes distintas: a revisão bibliográfica, o desenvolvimento e a conclusão com propostas de trabalhos futuros.

Na revisão bibliográfica, é apresentado o contexto de mobilidade e veículos onde o projeto está inserido, bem como todos os aspetos técnicos relevantes para o seu desenvolvimento.

No desenvolvimento, é apresentada a empresa onde foi realizado o projeto, os seus pressupostos e todas as etapas de desenvolvimento. Relativamente às etapas de desenvolvimento, destaca-se o anteprojecto, onde é realizado um estudo de mercado (*benchmarking*), seguido da apresentação dos aspetos relevantes para o desenvolvimento do módulo (*brainstorming*), e posteriormente o projeto, onde se apresentam todos os passos para a definição de parâmetros e criação do módulo em CAD, de forma a que todos os requisitos sejam cumpridos.

Por fim, são apresentadas as conclusões retiradas, sugestões de melhoria ao trabalho desenvolvido e o que se considera ser as próximas etapas do projeto, ou seja, trabalhos futuros e aspetos que podem ser mais explorados e melhorados.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Veículos autónomos

2.2 Estruturas automóveis

2.3 Sistemas de propulsão

2.4 Sistemas de suspensão

2.5 Sistemas de direção

2.6 Materiais e tecnologias de fabrico

2.7 Dimensionamento

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Veículos autónomos

O crescimento tecnológico, as políticas de sustentabilidade e o aumento de população, nomeadamente nas cidades, criou em indústrias como a automóvel quatro tendências: mobilidade diversificada, direção autónoma, eletrificação e conectividade [8, 9].

De forma a simplificar a descrição dos tipos de automação a Sociedade de Engenheiros Automóveis (SAE – *Society of Automotive Engineers*) criou diferentes níveis de automação na área automóvel.

Atualmente existem seis níveis de automação [10]:

- Nível 0 – Sem automação: o condutor controla o veículo a todo o momento, no máximo pode receber alertas de sistemas de auxílio à condução para fazer algumas correções, por exemplo, aviso de saída de faixa. No entanto, a responsabilidade do condutor é total.
- Nível 1 – Assistência ao condutor: sistemas de assistência intervêm na direção ou na aceleração/travagem, mas nunca nas duas ao mesmo tempo. Continua a ser o condutor a ter a responsabilidade de conduzir o automóvel. São exemplos desses sistemas o *cruise control* ativo e o auxílio ao estacionamento (só direção).
- Nível 2 – Automação parcial: sistemas de assistência intervêm na direção e simultaneamente na aceleração/travagem, com base em informação das condições de tráfego, na expectativa de que o condutor continue a controlar o automóvel. Por exemplo, sistemas como o *cruise control* ativo com centragem de faixa e o estacionamento autónomo.
- Nível 3 – Automação condicional: o sistema de condução autónoma executa algumas tarefas específicas completas, mas sempre na expectativa de que o condutor intervenha, assim que isso lhe seja pedido. É um exemplo deste tipo o *Auto Pilot* em autoestrada com função *Stop & Go* em filas de trânsito.
- Nível 4 – Alta automação: o sistema de condução autónoma toma conta de todos os aspetos da condução em percursos definidos, de acordo com as condições de condução, mesmo se o condutor não intervier quando isso lhe for pedido. O *City Pilot*, é um exemplo de aplicação deste nível de automação, em que em determinados circuitos definidos previamente e delimitados, o veículo é autónomo.
- Nível 5 – Automação total: o sistema de condução autónoma toma conta de todos os aspetos da condução, em todo o tipo de estradas em que um ser humano poderia cumprir essa tarefa. O condutor só intervém na condução se

quiser. A condução é totalmente autónoma, depois de definido o destino pelo utilizador.

Os designados veículos autónomos são veículos que através de sensores, câmaras, e inteligência artificial, movem-se sem contribuição humana. O veículo autónomo é capaz de ler, interpretar, e em alguns casos interagir, com todos os elementos à sua volta [11]. Ou seja, a designação de veículo autónomo é utilizada para veículos do nível 3 ao 5 de automação. Os sistemas de automação até ao nível 3 são sistemas de apoio à condução, que não definem um veículo como autónomo.

2.1.1 Veículos autónomos de transporte de passageiros

A Navya é uma empresa francesa especializada na conceção e construção de veículos autónomos e elétricos. Criada em 2014, para esse fim, foi uma das empresas pioneiras a ter veículos autónomos de transporte de passageiros a circular em diversas cidades [12].

O primeiro veículo autónomo lançado pela Navya foi o Autonom Shuttle (Figura 1), em 2015. Este, pode transportar até 15 passageiros e oferece uma excelente solução para transporte de curta distância, levando, por exemplo, as pessoas de/e para parques de estacionamento ou centros de transportes públicos, onde uma rota tradicional de autocarros não seria viável [13, 14].



Figura 1 – Autonom Shuttle Navya [15]

Em 2017, a Navya, lançou o Autonom Cab (Figura 2) que transporta de uma a seis pessoas em áreas urbanas, em modo privado ou compartilhado [14, 16].



Figura 2 – Autonom Cab Navya [17]

Com uma utilização semelhante ao Autonom Shuttle da Navya, a Local Motors lançou em 2016 o Olli (Figura 3). Este veículo destaca-se principalmente pela concepção da sua estrutura e pelo tipo de sistema de tração que utiliza. Para além de se tratar de uma construção modular, o que também acontece com os veículos apresentados pela Navya, no Olli, 80% da estrutura é impressa com material reciclável (Figura 4) e, comparativamente a um veículo tradicional, tem 90% menos de peças. Relativamente ao sistema de tração, este veículo utiliza motores nas rodas [18].



Figura 3 – Olli Local Motors [19]

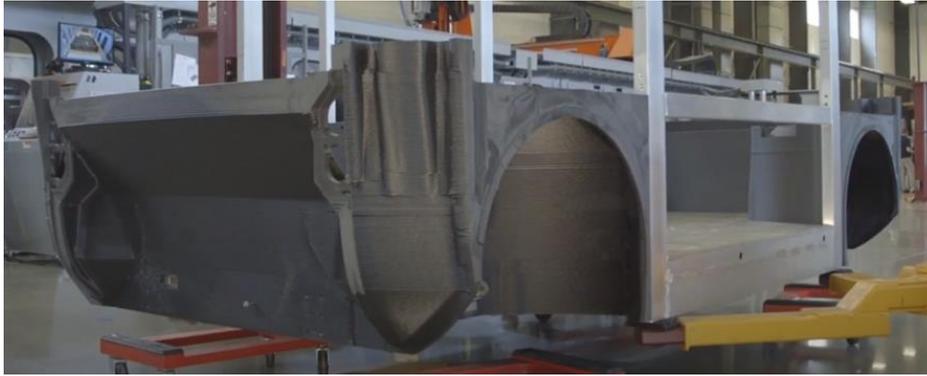


Figura 4 – Exemplo de uma parte da estrutura do *Olli* impressa em 3D [18]

Em Portugal, com funções semelhantes aos veículos apresentados, circulou o Easy Mile 10 ou EZ10 (Figura 5) [20, 21].



Figura 5 – *Easy Mile 10* [22]

O EZ10 foi o primeiro *shuttle* autorizado a circular em ambiente de tráfego misto em França, na Alemanha, Noruega, Austrália e Japão. Em Portugal, fez um percurso de 1,4 km entre a Universidade Nova e a estação de comboios de Carcavelos, em Cascais [22]. O percurso foi realizado durante alguns dias em forma de teste.

Apesar do elevado custo de implementação (500 mil euros no caso do EZ10), estima-se que a implementação de veículos desta natureza se traduza em ganhos de cerca de 500 mil milhões de euros na economia mundial, devido à disrupção tecnológica, à redução da poluição, ao aumento da segurança rodoviária e ao ganho de tempo e conectividade [22].

2.2 Estruturas automóveis

A estrutura de um veículo é um dos elementos mais valorizados e complexos de dimensionar. O seu desempenho depende da [23]:

- Resistência ao impacto (segurança passiva);
- Vida útil (durabilidade);
- Absorção de diferentes níveis de vibração (conforto);
- Reciclabilidade e eficiência de peso, entre outras métricas que atualmente são vistas como agregadoras de valor.

As estruturas automóveis podem ser divididas em *body* (estrutura), chassis e *powertrain*. A estrutura (Figura 6) dá a forma ao veículo, é responsável pela ligação de todos os principais sistemas do automóvel de forma durável, protege os ocupantes em caso de acidente, deve permitir um ambiente seguro e cómodo aos passageiros, e resistir às solicitações estáticas e dinâmicas. O chassis (Figura 7) engloba os sistemas de travagem, suspensão e direção, assim como a estrutura de ligação ao solo. O *powertrain* (Figura 8) integra o sistema de propulsão e transmissão [24].



Figura 6 – Body (estrutura) [25]



Figura 7 – Chassis [26]



Figura 8 – Powertrain [26]

Ao longo dos anos, foram realizados diversos projetos de estruturas automóveis, de forma a melhorar o desempenho dos veículos. Todos os tipos de estruturas desenvolvidos têm vantagens e desvantagens, consoante a aplicação prevista para o veículo [27]. Os principais tipos de estruturas são:

- *Body on frame*;
- Monobloco;
- *Space frame*;
- *Backbone*.

2.2.1 *Body on frame*

É o conceito estrutural de veículos mais antigo. Atualmente, é essencialmente aplicado a carrinhas *pickup* e SUVs (*sport utility vehicles*), pois, caracteriza-se pela capacidade de transporte de elevadas cargas, tanto no veículo como rebocadas, e por proporcionar uma boa condução em terrenos acidentados [28].

A montagem da cabina, do sistema de suspensão e do sistema de propulsão, realiza-se separadamente (Figura 9).



Figura 9 – *Body on frame* [29]

Os principais defeitos deste tipo de estruturas são o elevado peso, o centro de massa ser mais alto que nos restantes tipos de estruturas, e apresentar uma baixa resistência torsional.

2.2.2 *Monobloco*

A estrutura monobloco (Figura 10) é a mais utilizada atualmente, sendo a mais eficiente (qualidade/preço) e a que apresenta melhor processo de construção para produção em massa. Esta estrutura é feita, tipicamente, 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 [28].



Figura 10 – Estrutura monobloco [30]

2.2.3 *Space frame*

As estruturas *space frame* (Figura 11) são normalmente usadas para carros de alto desempenho e de baixo volume de produção. A alta rigidez, o baixo peso e reduzido investimento em ferramentas, são algumas das características destas estruturas [28].

Este tipo de estrutura caracteriza-se por funcionar como um esqueleto onde os componentes exteriores e mecânicos são aplicados. Pode ser construída de uma variada combinação de diferentes materiais, como aço, alumínio ou compósitos.

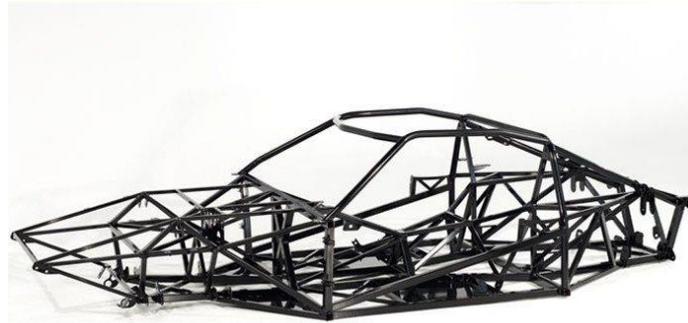


Figura 11 – *Tubular space frame* [31]

2.2.4 *Backbone*

Consiste numa estrutura em que o eixo dianteiro conecta o traseiro por uma coluna central, normalmente de secção transversal retangular, responsável pela maioria da resistência mecânica (Figura 12). Este tipo de estrutura é utilizada em carros desportivos pequenos. No entanto, não é adequada para carros desportivos de alto desempenho. Além disso, trata-se de uma estrutura que não fornece proteção contra impactos laterais e colisões [27].

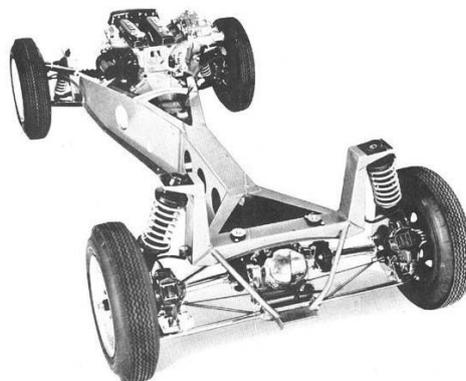


Figura 12 – *Backbone* [32]

2.3 Sistemas de propulsão

O sistema de propulsão num veículo elétrico é um dos fatores mais importantes na sua construção. Quando se pretende escolher um motor para um automóvel, tem de se ter em consideração vários aspetos relevantes, tais como, o peso do veículo, a velocidade máxima, o binário, a travagem e a autonomia. Para além destes aspetos, ainda se deve considerar o volume e as zonas onde vai ficar alojado o motor e as baterias [33].

2.3.1 Simulação do desempenho dos motores

Os estudos de simulação de motores são realizados, normalmente, com o objetivo de conhecer o comportamento dos mesmos para os diferentes casos de carga. Em projeto, estas simulações são um grande auxílio na seleção do motor.

2.3.1.1 Forças resistentes ao movimento do veículo

Para mover um veículo, é necessário que a força transmitida pelo motor às rodas seja superior às forças resistentes atuantes no veículo. As principais forças resistentes aplicadas ao veículo são a resistência ao rolamento, resistência aerodinâmica, resistência ao declive e a resistência da aceleração.

2.3.1.1.1 Resistência ao rolamento

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 [34]. A força de resistência ao rolamento, F_r , é calculada pela equação 1.

$$F_r = f_r M_v g \cos(\alpha) \quad (1)$$

onde:

- f_r – Coeficiente de rolamento;
- M_v – Massa total do veículo [kg];
- g – Aceleração da gravidade [m/s^2];
- α - 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. Para a gama de pressões de inflação habituais, podem ser aplicados os coeficientes da Tabela 2, consoante o pneu e o pavimento considerado no caso de estudo [34].

Tabela 2 - Coeficiente de resistência ao rolamento (adaptado de [34])

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

2.3.1.1.2 Resistência aerodinâmica

Um veículo, ao circular a uma determinada velocidade, sofre uma resistência devida ao 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 [35]. O arrasto aerodinâmico, F_w , pode ser calculado pela equação 2.

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

onde:

- ρ – Densidade do ar [kg/m^3];
- A_f – Área frontal [m^2];
- C_D – Coeficiente de arrasto aerodinâmico;
- V – Velocidade do veículo [m/s];
- V_w – Velocidade do vento [m/s].

2.3.1.1.3 Resistência ao declive

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, como pode ser mais uma força resistente ao movimento [35]. A força que traduz a resistência ao declive, F_g , pode ser expressa pela equação 3.

$$F_g = M_v g \sin \alpha \quad (3)$$

2.3.1.1.4 Resistência da aceleração

A resistência da aceleração, F_a , é dada pela equação 4.

$$F_a = M_v \delta a \quad (4)$$

onde:

- δ – Fator de massa;
- a – Aceleração do veículo [m/s^2].

O fator de massa, δ , representa o aumento de massa provocado pelos momentos angulares dos componentes rotativos num veículo em movimento.

2.3.1.1.5 Força de tração

O somatório das principais forças resistentes aplicadas ao veículo dá origem à força de tração, F_t (equação 5). A força transmitida pelo motor às rodas tem de ser superior a essa força.

$$F_t = F_r + F_w + F_g + F_a \quad (5)$$

2.4 Sistemas de suspensão

Segundo Macey e Wardle [28], a escolha do tipo de sistema de suspensão considera os objetivos funcionais do veículo e deve ser feita na fase de concepção. Os dois objetivos principais de qualquer sistema de suspensão são fornecer conforto de condução aos ocupantes e manter os quatro pneus em contato com a estrada para condições de tração e manobrabilidade ideais. Isso pode ser alcançado de diversas formas.

A escolha do tipo de suspensão deve considerar, dependendo do tipo de veículo, os seguintes aspetos [28]:

- Transporte de cargas (elevadas);
- Tipo de articulação necessária;
- Manobrabilidade;
- Conforto;
- Custo;
- Restrições de construção (espaço e organização dos componentes do chassis).

Os sistemas de suspensão dos veículos podem ser divididos em [36]:

- Eixo rígido (com uma conexão rígida das rodas a um eixo);
- Suspensão independente (na qual as rodas são movimentadas independentemente umas das outras);

- Eixo semirrígido (um tipo de configuração que combina as características das suspensões de eixo rígido com as independentes).

Entre os tipos apresentados, as suspensões independentes (Figura 13) são as que possibilitam mais liberdade e possibilidades na concepção de projeto. Estas, caracterizam-se por [36]:

- Pouca exigência de espaço;
- Boas características cinemáticas;
- Fácil manobrabilidade do veículo;
- Baixo peso;
- Independência entre rodas.

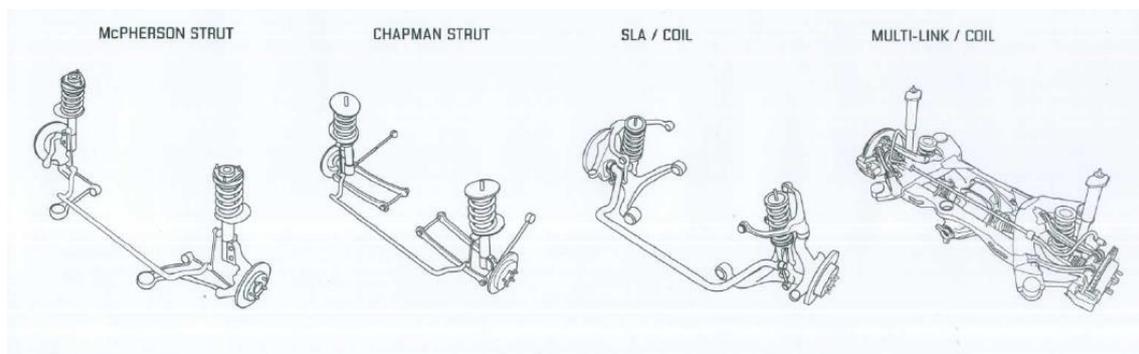


Figura 13 – Sistemas de suspensão independentes [28]

2.5 Sistemas de direção

O sistema de direção é responsável e crucial para que o veículo siga com precisão o curso estabelecido pelo condutor. É também através dele que o condutor recebe o *feedback* se o veículo responde de forma previsível e confiável [37, 38].

De acordo com Harrer *et al.* [39], os projetistas de sistemas de direção têm de considerar inúmeros requisitos e tarefas para alcançar um projeto que deixe o cliente satisfeito:

- Baixos torques do volante, varrimento do volante necessário para estacionar baixo;
- Facilidade de movimento, sensibilidade, precisão, alto grau de estabilidade direcional, rapidez suficiente e capacidade de resposta espontânea;
- Bom *feedback* do contato com a estrada, capacidade de resposta da adesão pneu estrada;
- Retorno automático à posição central, boa centragem, comportamento estabilizador em qualquer situação de condução;
- Compensação de variáveis de perturbação decorrentes de irregularidades do pavimento, tração, travagem e irregularidades dos pneus;
- Absorção adequada para suprimir vibrações autoinduzidas do veículo;

- Conformidade com os requisitos de segurança contra acidentes e regulamentos de segurança dos passageiros;
- Baixo consumo de energia;
- Nível de ruído suficientemente baixo;
- Estabilidade vibracional;
- Baixo desgaste e baixa manutenção ao longo de todo o ciclo de vida do veículo.

2.5.1 *Steer-by-Wire*

Steer-by-Wire (SbW) foi desenvolvido como uma inovação tecnológica revolucionária, com principal aplicação na indústria automóvel. Um sistema SbW é geralmente composto pelas seguintes unidades [40]:

- a) unidade de controlo eletrónico;
- b) motores de assistência à direção;
- c) e atuadores que são capazes das ações normalmente atribuídas à coluna de direção mecânica de um carro.

No entanto, antes que esses sistemas possam ser aplicados na indústria automóvel, é necessário ter total confiança na sua fiabilidade, pois são um componente crítico na segurança do veículo e dos passageiros. Existem muitos estudos relatados na literatura sobre deteção e isolamento de falhas, mas o diagnóstico de falhas e a tolerância a falhas em sistemas SbW não tem recebido a atenção necessária. A redundância desses sistemas é totalmente indispensável. Assim, a forma de como o sistema pode contornar qualquer falha tem sido objeto de estudo, mas o estado de maturidade do sistema ainda não é suficiente para ser perfeitamente confiável por parte da indústria automóvel e, apenas muito recentemente, com os veículos elétricos e direção autónoma, esse assunto vem recebendo cada vez mais atenção por parte de investigadores [40].

No sistema SbW, o esforço de direção do motorista é transferido eletronicamente para um sistema que não está fisicamente conectado ao volante. Assim, a grande vantagem deste sistema é a flexibilidade e espaço de construção que permite. O problema com este sistema é que, mesmo com o uso de redundâncias elétricas, o *backup* mecânico pode ser necessário para proteger contra a perda de função do sistema, se o veículo sofrer uma interrupção elétrica significativa. Essa tecnologia restringe-se a projetos de veículos que tiram benefícios significativos desta tecnologia, pois, para atingir um nível aceitável de tolerância a falhas, o sistema SbW em comparação aos sistemas mecânicos atuais, tem custos significativamente maiores [41].

A NASA (*National Aeronautics and Space Administration*), tal como ajudou a lançar a tecnologia *fly-by-wire* em aeronaves nos anos 70, criou o MRV (*Modular Robotic Vehicle*), que é uma tentativa de trazer essa tecnologia para o solo nos automóveis modernos (*steer-by-wire*). O MRV (Figura 14) é um veículo totalmente elétrico e é constituído por quatro módulos de rodas independentes, designados e-corners (Figura

15). Cada e-corner pode ser controlado independentemente e permite a rotação de aproximadamente 180° em torno do seu eixo. Esta particularidade só é possível pela flexibilidade de construção conseguida através da tecnologia SbW [42].



Figura 14 – MRV NASA [42]



Figura 15 – E-corner (MRV) [42]

No entanto, as preocupações com a segurança e confiabilidade permanecem. Assim, a fim de superar alguns desses problemas, e com base em um relatório emitido pela *National Highway Traffic Safety Administration* (NHTSA), e ainda levando em consideração uma recente revisão da norma ISO 26262: 2018 [43], Huang e Li [44] estudaram e propuseram uma nova arquitetura de falha operacional para o sistema SbW. A segurança e a confiabilidade da nova arquitetura de falha operacional foram verificadas por meio de uma árvore de análise quantitativa de falhas e diagramas de transição de estado, mostrando que essa arquitetura responde positivamente às preocupações usualmente consideradas em relação a este sistema.

Os estudos mais recentes têm-se concentrado essencialmente na fiabilidade dos sistemas, ou seja, no controlo de falhas. Todavia, a dinâmica destes sistemas também é muito importante. Estudos que remontam ao início do século XXI, procuram identificar melhores condições de atuação, pois a geometria e o *design* precisam dar mais atenção aos detalhes de controlo do veículo. Laws *et al.* [45] concluíram que o projeto de sistemas de acionamento individual das rodas têm características muito diferentes daquelas que normalmente são levadas em consideração no projeto e dimensionamento dos sistemas de direção tradicionais.

2.6 Materiais e processos de fabrico

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 das propriedades desejadas para as estruturas [35].

Os materiais mais comuns no desenvolvimento de estruturas automóveis são:

- Aços;
- Ligas de alumínio;
- Polímeros reforçados com fibra de carbono (PRFC);
- Ligas de magnésio.

Os aços caracterizam-se pela elevada resistência mecânica. São os mais utilizados em volumes altos de produção e, de uma forma geral, são os que apresentam menor preço. A utilização de ligas de alumínio está relacionada com a redução de peso das estruturas e vantagens de processamento para baixos volumes de produção. As ligas de magnésio utilizadas em estruturas automóveis são, normalmente, ligas de fundição. Caracterizam-se pela fácil união a ligas de alumínio, e permitem a criação de peças mais complexas [27].

Relativamente aos processos de fabrico, destacam-se:

- Extrusão;
- Fundição;
- Estampagem;
- Maquinagem.

A extrusão é o processo de fabrico mais utilizado para baixos volumes de produção. A fundição é um processo útil para realizar componentes de ligação e/ou com algum nível de complexidade. A estampagem é dos processos mais utilizados na produção de estruturas automóveis. No entanto, exige ferramentas específicas ao componente a produzir, motivo pelo qual é aplicada a grandes volumes de produção. Por fim, a maquinagem é aplicada maioritariamente a acabamentos de peças, por exemplo para a realização de furos [23].

No que diz respeito aos processos de ligação, nas estruturas automóveis, semelhante ao que acontece em outros tipos de estrutura, as ligações podem ser divididas em dois grandes grupos:

- Ligações desmontáveis;
- Ligações permanentes.

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.

As ligações permanentes apresentam elementos de fixação que, uma vez instalados, não podem ser retirados sem que fiquem inutilizados. Por 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 [46].

As juntas adesivas apresentam uma boa distribuição de tensões sobre a área colada, boa resistência à fadiga, baixo peso e elevada capacidade de amortecimento de vibrações. No entanto, podem necessitar de tratamento das superfícies a ligar, e o seu processo de endurecimento pode ser demasiado moroso [47].

As ligações soldadas 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 em ligar peças constituídas por diferentes materiais, pois podem sofrer fissuras devido às variações de temperatura durante o processo de soldadura, que provocam diferentes expansões térmicas, ou à presença de impurezas [48].

2.7 Dimensionamento

Os dimensionamentos, de uma forma geral, podem ser realizados à resistência e à rigidez. Os de resistência, dividem-se em resistência à cedência, à rutura, à fadiga e à instabilidade. Os de rigidez, são divididos em deformações na flexão e na torção.

No que diz respeito aos dimensionamentos no mundo automóvel, temos desde dimensionamentos mais simples, em que são aplicados critérios de resistência a

dimensionamentos que simulam os testes físicos de validação das estruturas automóveis, como, por exemplo, testes de impacto (*crash test*).

2.7.1 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 si. Um fabricante que queira ter um veículo global, tem de ter a capacidade de cumprir os objetivos dos diversos mercados [35].

Segundo Macey e Wardle [28], 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) [49].

Na EU, a legislação é desenvolvida pela *European Commission* (EC) e diferencia-se da americana devido às diferenças económicas e geográficas. Dentro da EU, 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 [50].

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 [28].

DESENVOLVIMENTO

3.1 Contextualização do trabalho desenvolvido

3.2 Anteprojeto do módulo

3.3 Projeto

3 DESENVOLVIMENTO

3.1 Contextualização do trabalho desenvolvido

3.1.1 Objetivos e pressupostos do projeto

O objetivo deste trabalho é o desenvolvimento de uma solução que torne a plataforma veicular em desenvolvimento no CEiiA capaz de rodar sobre si própria (360°) e se deslocar lateralmente a 90°.

A plataforma CEiiA apresenta uma arquitetura tripartida, ou seja, constituída por três módulos distintos, pelo que a inserção dos movimentos 360° e 90° deve passar pela criação de um quarto módulo de substituição de dois dos módulos já existentes.

Tal como é objetivo/requisito deste tipo de plataformas, ela está pensada para diferentes tipos de veículos. Dotar a plataforma com os movimentos 360° e 90° facilita a acessibilidade e a deslocação em situações de difícil manobrabilidade, o que é útil em, por exemplo, veículos de emergência, veículos de limpeza, postos de carregamento móveis, entre outros. A autonomia pretendida para estes veículos é de nível 4, tendo em conta os níveis de automação definidos pela SAE.

Assim, os pressupostos para o desenvolvimento do módulo são:

- O módulo conferir à plataforma a capacidade desta se movimentar a 360° e a 90°;
- O módulo substituir o módulo frontal e traseiro da plataforma CEiiA;
- A ligação entre os módulos ser realizada através de ligações mecânicas e adesivas;
- Tração elétrica;
- Velocidade máxima de 80 km/h;
- Peso bruto total de 3,5 Ton;
- Plataforma aplicável a um veículo de transporte de passageiros (8 passageiros);
- Fácil adaptabilidade do módulo à plataforma CEiiA e a diferentes tipos de veículos;
- O sistema de direção garantir uma boa transmissão do movimento entre o atuador e a roda (derivada dessa relação inferior a 0,9) e que a variação de altura da roda não tem influência no ângulo de direção.

3.1.2 Apresentação da empresa que acolheu o projeto

A empresa que acolheu o projeto, da qual partiu o tema e todos os pressupostos apresentados, foi o CEiiA (Centro de Excelência e Inovação da Indústria Automóvel).

A empresa foi criada com o objetivo de apoiar e alavancar a competitividade da indústria automóvel portuguesa. Atualmente, é um centro de engenharia e desenvolvimento de produto de referência internacional nas indústrias de mobilidade, nomeadamente automóvel, mobilidade urbana, aeronáutica, naval e espaço, com presença em vários países da Europa e da América Latina.

É um centro de inovação e engenharia que visa melhorar a competitividade da mobilidade, através da cooperação internacional entre a indústria, as universidades e o universo das *start-ups*, desenvolvendo produtos e soluções orientadas para o mercado [35]. É considerado um dos maiores investidores de I&D de Portugal, e uma referência internacional na área da mobilidade sustentável [51].

O CEiiA, trabalha diariamente para ser uma referência global nas áreas da investigação, *design*, desenvolvimento, fabrico e teste de produtos e serviços.

Na Figura 16 estão representados alguns dos projetos do CEiiA, onde se destaca o BE, um veículo interativo com funções autónomas, desenhado para ser um agregador de serviços de mobilidade.



Figura 16 – Equipa CEiiA e os seus projetos [52]

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 [35]. O BE é o primeiro veículo onde está implementada a plataforma veicular existente.

Na Figura 16 estão ainda representados os seguintes projetos:

- O Buddy – um dos veículos mais pequenos do mundo, com motorização 100% elétrica. É um veículo de ascendência nórdica, com *design* e engenharia CEiiA;
- O KC-390 da Embraer – onde o CEiiA foi responsável pelo desenvolvimento de alguns dos principais módulos, desde a fase de *design*, até à certificação. De salientar, que o CEiiA é reconhecido no mundo aeronáutico pelas suas competências em engenharia de estruturas;
- As bicicletas CEiiA – O CEiiA desenvolveu um sistema de *bike sharing*, nomeadamente as docas de parque e carregamento, bicicletas com e sem assistência elétrica e um serviço de autenticação e controlo de docas por *smartphone*;
- As *scooters* de motorização elétrica geridas pelo Mobi.Me – uma rede de partilha de *scooters* eCooltra com tecnologia integrada CEiiA, e gerida pela plataforma inteligente e integrada de serviços de mobilidade urbana, também concebida pelo CEiiA, Mobi.Me.

Como exemplo do caráter inovador da empresa, destaca-se ainda o projeto Living Lab Matosinhos. Este projeto, recebeu recentemente o Prémio Europeu de Promoção Empresarial entre 503 projetos apresentados por 32 países distintos.

Um dos aspetos mais disruptivos do projeto é a criação de um mercado local de carbono, em que os cidadãos que optam por formas de mobilidade mais sustentável, ganham créditos decorrentes das emissões poupadas de CO₂.

“Esta solução “AyrCredits”, visa criar um sistema de recompensas, baseado numa conta de sustentabilidade, pela adoção de modos de mobilidade sustentáveis pelo cidadão. As recompensas não envolvem dinheiro, mas créditos passíveis de utilização em serviços fornecidos pelo Município. A conta poderá ser registada numa aplicação para smartphone que contabiliza em tempo real as emissões de carbono evitadas e as converte em créditos”, referido por Catarina Selada, responsável pelo projeto no CEiiA [53].

Para além disso, recentemente, perante a pandemia do vírus Sars-CoV-2, o CEiiA revelou ser uma empresa com uma capacidade de resposta ao mercado em situações de crise, com o desenvolvimento do ventilador Atena. Este ventilador foi desenvolvido em 45 dias e encontra-se apto para, em caso de necessidade, fazer a diferença, tanto nos hospitais portugueses, como globalmente [54].

Dentro da empresa, verifica-se a procura constante por mais e melhor. Os princípios da empresa são vividos por quem lá trabalha, e o espírito de equipa é excelente.

3.2 Anteprojeto do módulo

3.2.1 Benchmarking

Antes da realização de um projeto, é importante a análise de soluções existentes no mercado.

3.2.1.1 Dimensões de veículos semelhantes

Para a definição de diversos parâmetros, é necessário conhecer as dimensões do veículo. Visto que as dimensões do veículo não são um dos requisitos iniciais do projeto, é necessário arbitrá-las.

Assim, foi realizada uma análise das dimensões de veículos semelhantes já existentes. Os dados recolhidos são apresentados na Tabela 3 [13, 16, 18, 55].

Tabela 3 – Dimensões de veículos semelhantes

	Autonom Shuttle (Navya)	Autonom Cab (Navya)	Olli (Local Motors)	EZ10 (EsyMille)	ARMA (Navya)
Comprimento [m]	4,75	4,65	3,92	3,928	4,75
Largura [m]	2,11	1,95	2,05	1,986	2,05
Altura [m]	2,65	2,10	2,50	2,750	2,55
Distância mínima ao solo sem carga [m]	0,2	0,2/0,14	-	-	-
Distância entre eixos [m]	2,9	-	2,526	2,8	-

3.2.1.2 Sistemas de propulsão, suspensão e de direção

Optou-se pela apresentação das soluções dos sistemas de propulsão, suspensão e de direção juntos, devido à existência de soluções ou conceitos existentes no mercado que incorporam num único mecanismo os três sistemas ou, pelo menos, dois deles.

Relativamente às soluções de propulsão, as únicas soluções existentes no mercado que permitem um controlo independente da roda, são os motores na roda. A sua evolução tem sido significativa nos últimos anos, pelo que existem algumas soluções interessantes no mercado. A maioria das soluções encontradas possuem sistemas de travagem e arrefecimento incorporados. O motor ProteanDrive, utilizado pelo Olli, é um excelente exemplo (Figura 17) [56].



Figura 17 – Motor Pd 18 da Protean [56]

A Michelin possui um sistema que junta ao sistema de propulsão o sistema de suspensão, o produto é designado como Michelin Active Wheel System (Figura 18). O sistema possui dois motores elétricos. Um é responsável pela transmissão do movimento ao cubo da roda, através de uma engrenagem. O segundo, é responsável pela suspensão que, através de um sistema pinhão cremalheira, substitui a utilização de um amortecedor hidráulico. Este produto, também possui uma mola helicoidal para manter a carga estática do carro, bem como os sistemas de travagem e arrefecimento incorporados [57].



Figura 18 – Michelin Active Wheel System [58]

Por sua vez, a Schaeffler desenvolveu um sistema que conjuga o sistema de propulsão, de suspensão e de direção. O Intelligent Corner Module (Figura 19) é constituído por um motor elétrico, montado no cubo da roda, a suspensão, incluindo as molas, e o atuador responsável pela direção (eletromecânica). A sua arquitetura permite a realização dos 90° [59]. A Protean também possui motores deste tipo (Figura 20), bem como outras marcas de referência. É a solução mais completa para a existência de uma elevada liberdade de movimentos, no entanto, tem associada uma elevada componente de altura.



Figura 19 – Intelligent Corner Module [59]



Figura 20 – Protean 360+ [60]

O estudo realizado relativamente a suspensões não acrescenta muito ao que é apresentado no capítulo 2.4. O desenvolvimento a nível de suspensões nos últimos anos, para além da sua incorporação em motores na roda, recai essencialmente na utilização de diferentes tipos de materiais. A utilização de materiais compósitos nos braços de suspensão, por exemplo, tem sido alvo de grande estudo.

Para o presente trabalho, é necessária uma arquitetura de controlo independente, que possibilite a realização de grandes ângulos. Este fator deve ser considerado relativamente ao sistema de direção e ao sistema de suspensão.

Desta forma, surgiu o exemplo do sistema aplicado no Smart Urban da ZF, que possibilita a execução de ângulos de direção elevados (Figura 21). É de salientar o posicionamento dos componentes do sistema de suspensão, nomeadamente do braço de suspensão superior, que se encontra posicionado acima da roda. O sistema de direção é constituído por um conjunto de tirantes de direção, ao contrário do sistema mais comum, apenas constituído por um. Esses tirantes, são responsáveis pela transmissão do movimento entre o atuador e a manga de eixo [61].



Figura 21 – Sistema de suspensão e de direção do Smart Urban da ZF [62]

Outro caso relevante para o sistema de direção, é o do Introbot (Figura 22). As suas rodas possuem dois motores, um responsável pela propulsão do veículo e o outro responsável pela direção.



Figura 22 – Introbot [63]

Ainda relativamente ao sistema de direção, é de considerar o caso do *Jeep Hurricane*. O sistema de direção deste veículo, apresenta para cada roda engrenagens que permitem a execução do movimento 360° (Figura 23).

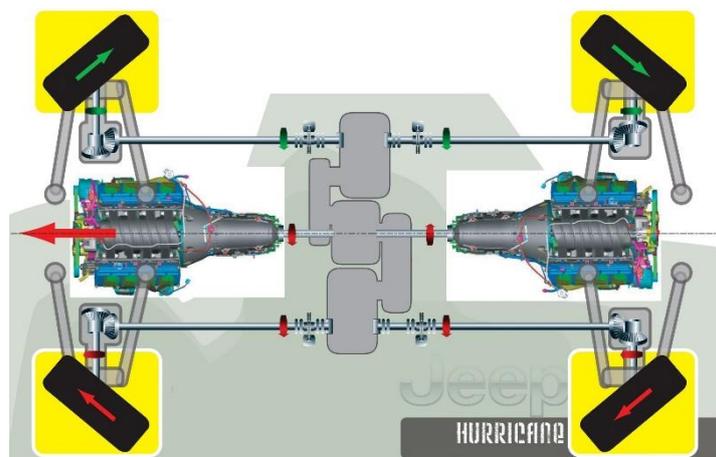


Figura 23 – Sistema de direção *Jeep Hurricane* (adaptado de [64])

Os casos apresentados até ao momento para o sistema de direção, focam-se na forma como o movimento é transmitido à roda. Outro fator relevante, é a forma como esse movimento é impulsionado.

Na maioria dos sistemas convencionais, a forma de ativação do movimento direcional das rodas é realizada de uma forma dependente entre rodas. Um exemplo dessa dependência é o mecanismo pinhão cremalheira (Figura 24), presente nos sistemas de direção de muitos dos veículos que circulam nos dias de hoje.



Figura 24 – Exemplo de um sistema de direção com utilização do mecanismo pinhão cremalheira (adaptado de [65])

Desta forma, são necessários mecanismos que permitam um acionamento dependente das quatro rodas.

A existência de ligações físicas entre as rodas e o sistema de controlo de direção é um entrave, tendo em conta as limitações do projeto. Deste modo, o sistema que mais se adequa é a tecnologia *steer-by-wire*. Este sistema utiliza, tipicamente, motores elétricos para o controlo das rodas, sensores para determinar a força de direção e emuladores para permitir ao condutor a sensação tátil de condução.

Por fim, no que diz respeito ao controlo da roda, considerou-se relevante o caso do amortecedor de direção YSS da BSK SpeedWorks aplicados na série K da BMW (Figura 25). Trata-se de um atuador linear com um curso de 150 mm, que melhora a capacidade de controlo da direção a alta velocidade [66].



Figura 25 – Amortecedor de direção YSS [66]

3.2.1.3 Estrutura do chassi

Para o desenvolvimento da estrutura do chassi, considerou-se alguns casos de veículos já existentes. Foram considerados veículos que têm funções semelhantes ao pretendido, e ainda veículos que utilizam o conceito de plataforma.

Duas plataformas que são comumente utilizadas como exemplo no desenvolvimento de estruturas automóveis para produção de baixos volumes em alumínio, são as plataformas Elise (Figura 26) e Evora (Figura 27), da Lotus. Estas plataformas, têm como principais processos de fabrico extrusão, estampagem e dobragem. Como processos de ligação, utilizam ligações mecânicas, adesivas e híbridas. As ligações híbridas caracterizam-se pela utilização de adesivo aliado a componentes mecânicos (rebites auto perfurantes e parafusos de perfuração, nestas plataformas) [27].



Figura 26 – Plataforma Elise da Lotus [27]



Figura 27 – Plataforma Evora da Lotus [27]

Outra plataforma que é uma referência no desenvolvimento de chassi como o pretendido, é a plataforma do Tesla Model S (Figura 28). Esta plataforma utiliza como principais processos de fabrico extrusão, fundição, calandragem e estampagem, sendo os seus componentes ligados por soldadura, componentes mecânicos e adesivos.



Figura 28 – Plataforma do Tesla Model S [67]

Relativamente a veículos com funções semelhantes ao pretendido, considerou-se o Autonom Shuttle da Navya (Figura 29) e o Olli da Local Motors (Figura 30). A estrutura destes veículos é essencialmente constituída por perfis extrudidos, ligados por soldadura ou componentes mecânicos.

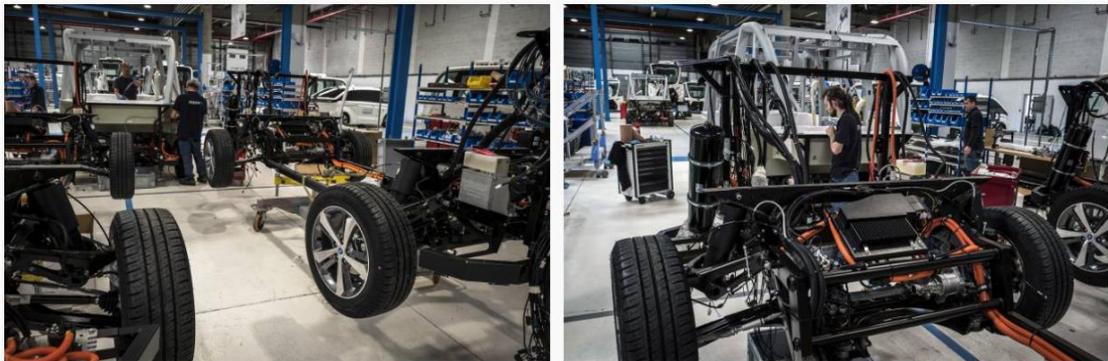


Figura 29 – Estrutura do Autonom Shuttle da Navya [68]

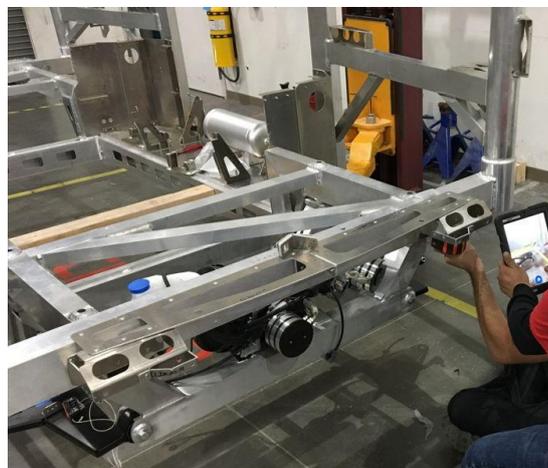


Figura 30 – Estrutura Olli da Local Motors [69]

3.2.2 Brainstorming

3.2.2.1 Dimensões

Tendo em conta os dados da Tabela 3, optou-se por utilizar como referência para as dimensões o veículo *Autonom Shuttle* da *Navya*. Este veículo, para além de ter uma função idêntica ao pretendido, também utiliza o conceito de plataforma, sendo, por isso, uma boa referência.

A distância entre vias é uma dimensão essencial para a definição de parâmetros do projeto, e não é fornecida por nenhum dos fabricantes de veículos semelhantes. Assim, esta foi determinada com base na largura do veículo. Segundo *Heißing et al.* [70] o rácio entre a largura do veículo e a distância entre vias, varia entre 0,8 e 0,86. Desta forma, considerou-se 1810 mm como a distância entre vias.

As dimensões do veículo mais relevantes para o projeto são apresentadas na Tabela 4.

Tabela 4 – Dimensões do veículo

Comprimento [mm]	4750
Largura [mm]	2110
Altura [mm]	2650
Distância entre vias [mm]	1810
Distância entre eixos [mm]	2900
Distância mínima ao solo sem carga [mm]	200

3.2.2.2 Sistemas de propulsão

O uso de motor na roda foi uma decisão quase óbvia, visto que permite, com maior facilidade, um controlo independente da roda. Para além dessa grande vantagem, ainda permite a eliminação de alguns componentes, ou seja, redução de peso e possibilidade de mais espaço útil.

No entanto, podiam-se considerar outros tipos de motores com recurso a diferenciais mais complexos e articulações nos veios de transmissão.

Das soluções apresentadas anteriormente (capítulo 3.2.1), as que incorporam outros sistemas (sistema de suspensão e sistema de direção) são eliminadas, devido a apresentarem elevada altura e/ou restringirem muito o projeto.

Desta forma, os motores considerados para projeto são os que existem em maior quantidade no mercado, e que apresentam sistemas de travagem incorporados.

3.2.2.3 Sistemas de suspensão

Relativamente ao sistema de suspensão, optou-se pela utilização de um do tipo *Double Wishbone*, pois é a que permite maior gama de configurações e maior flexibilidade nas futuras aplicações da plataforma.

3.2.2.4 Sistemas de direção

Um aspeto relevante para a realização do projeto, e que está diretamente ligado ao sistema de direção, é a definição das posições extremas da roda. Uma posição é definida pelo movimento lateral sem manobras (90°), enquanto a outra é definida pelo *turning radius*. A posição de 90° é realizada para o lado que permite a realização do movimento 360° da plataforma veicular.

Os ângulos das rodas na realização de curvas, podem ser calculados pelas equações 6 e 7.

$$\tan(\beta_i) = \frac{L}{r - \frac{T}{2}} \quad (6)$$

$$\tan(\beta_o) = \frac{L}{r + \frac{T}{2}} \quad (7)$$

onde:

L – Distância entre eixos [m]

T – Distância entre vias [m]

r – Raio da curva [m]

β – Ângulo da roda [°]

O ângulo que limita o varrimento da roda, para além do de 90°, é o maior entre o resultado das equações anteriores ($\beta_i = 11,63^\circ$). Para os cálculos, considerou-se uma curva de raio igual a 15 m.

Como o objetivo proposto requer, além dos ângulos elevados de varrimento das rodas, um controlo independente de cada roda, o projeto impossibilita a utilização de sistemas de direção convencionais de conexão mecânica. Assim, o sistema de direção utilizado deve ser do tipo *by-wire*.

Em relação ao mecanismo que induz o movimento, foram consideradas duas hipóteses, a utilização de atuadores elétricos lineares, ou a utilização de mecanismos de cremalheira. Optou-se por utilizar a solução mais favorável na definição dos parâmetros de direção.

3.2.2.5 Estrutura do chassi

Tendo por base os exemplos apresentados no capítulo 3.2.1.3, optou-se pela utilização de perfis extrudidos de alumínio. A extrusão é um processo rentável para uma pequena serie, como é o caso. Para além disso, a produção de uma plataforma veicular, nomeadamente da estrutura do chassi, deve apresentar grande flexibilidade dimensional, o que com a utilização de extrusão se verifica.

A decisão da utilização de alumínio, recai nas possibilidades de processamento que oferece.

3.3 Projeto

3.3.1 Estudo/seleção do motor

O estudo do motor iniciou-se com uma estimativa da potência necessária. Para esse cálculo, foram necessários os dados da Tabela 5.

Tabela 5 – Dados para o cálculo da potência

Coeficiente de resistência ao rolamento [-]	0,013
Massa total [kg]	3176
Aceleração gravítica [m/s ²]	9,810
Ângulo de inclinação (15%) [rad]	0,149
Densidade do ar [kg/m ³]	1,250
Área frontal [m ²]	5,590
Coeficiente de resistência aerodinâmica [-]	0,250
Velocidade máxima [m/s]	22,222
Velocidade do ar (sentido oposto ao movimento) [m/s]	5,556
Aceleração [m/s ²]	2,222

Tendo em conta a pior condição de circulação do veículo (dados da Tabela 5), calculou-se a força de tração (equação 5). Considerando essa força e a velocidade máxima, estimou-se uma potência necessária de 290,08 kW. Tendo em conta que se pretende que as rodas sejam independentes, são necessários quatro motores. Ou seja, a potência necessária para cada motor é 72,52 kW.

Entre quatro fornecedores de motores na roda (ProteanDrive, Elaphe, Printed Motor Works e a QS MOTOR), existem duas opções que satisfazem a potência estimada: o Pd18 da ProteanDrive e o M700 da Elaphe [56, 71-73].

As especificações dos motores que satisfazem a potência estimada são apresentados na Tabela 6.

Tabela 6 – Especificações dos motores com potência superior à estimada

	Pd 18	M700
Peso [kg]	36	23
Binário máximo [N·m]	1250	700
Velocidade máxima [rpm]	1600	1500
Potência máxima [kW]	80	75
Potência contínua [kW]	60	50
Binário contínuo [N·m]	650	425
Eficiência [%]	95	93

Posteriormente, foi realizado o estudo dos dois motores. Para o estudo/seleção do motor, considerou-se que o raio da roda é 300 mm e a tara do veículo é 2,5 Ton.

Os casos de estudo definidos variam em três fatores: peso bruto total, inclinação e velocidade do vento desfavorável. Os casos são representados na Tabela 7.

Tabela 7 – Casos de estudo para seleção do motor

Caso 1	Peso bruto total [Ton]	2,5
	Inclinação [%]	0
	Velocidade do vento [m/s]	0
Caso 2	Peso bruto total [Ton]	3,5
	Inclinação [%]	0
	Velocidade do vento [m/s]	0
Caso 3	Peso bruto total [Ton]	2,5
	Inclinação [%]	15
	Velocidade do vento [m/s]	0
Caso 4	Peso bruto total [Ton]	3,5
	Inclinação [%]	15
	Velocidade do vento [m/s]	0
Caso 5	Peso bruto total [Ton]	2,5
	Inclinação [%]	0
	Velocidade do vento [m/s]	5
Caso 6	Peso bruto total [Ton]	3,5
	Inclinação [%]	0
	Velocidade do vento [m/s]	5
Caso 7	Peso bruto total [Ton]	2,5
	Inclinação [%]	15
	Velocidade do vento [m/s]	5
Caso 8	Peso bruto total [Ton]	3,5
	Inclinação [%]	15

	Velocidade do vento [m/s]	5
	Peso bruto total [Ton]	2,5
Caso 9	Inclinação [%]	34
	Velocidade do vento [m/s]	0

Os resultados dos casos de estudo para os motores Pd18 e M700 são apresentados nos gráficos das Figura 31 e Figura 32, respetivamente.

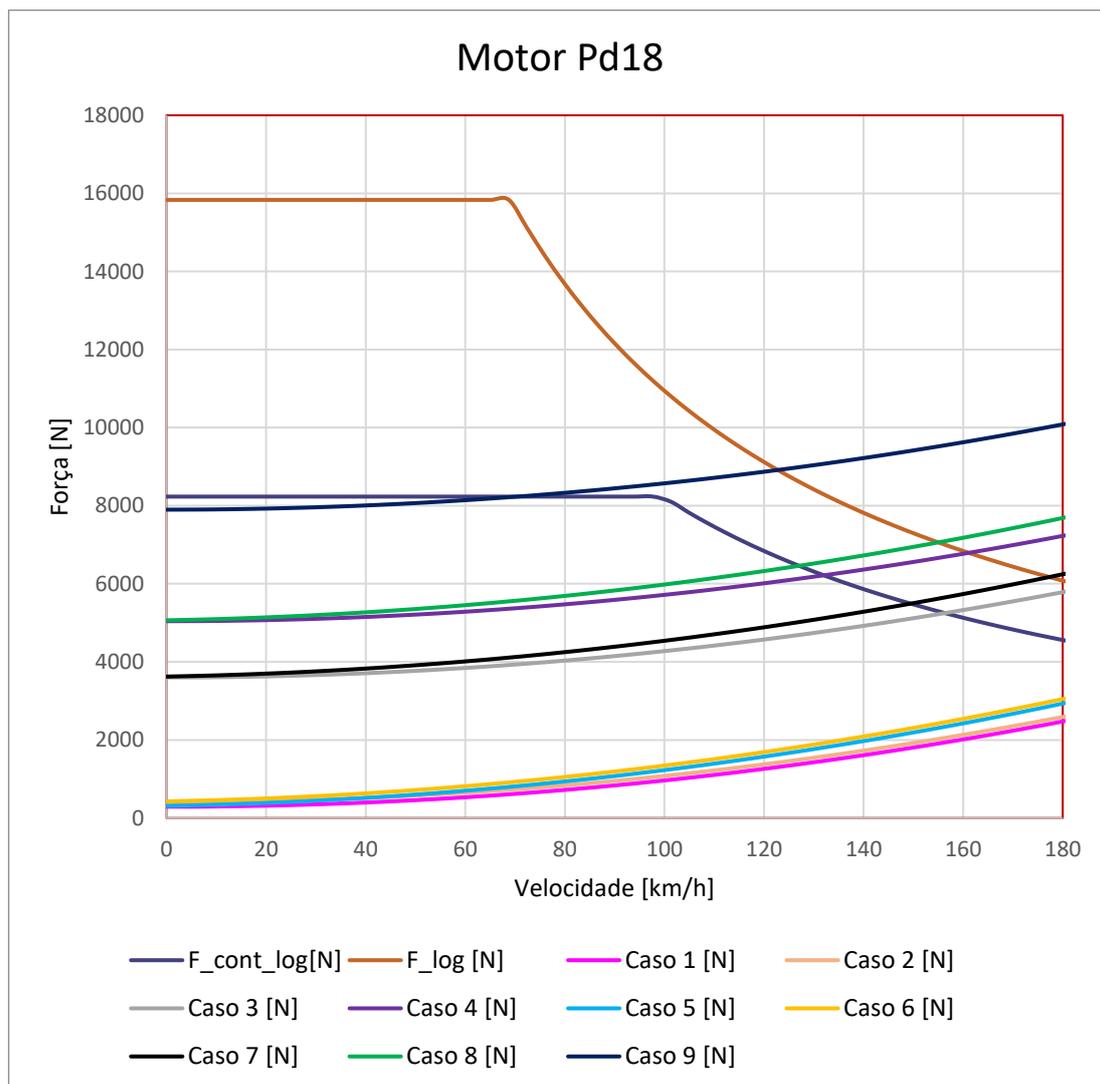


Figura 31 – Estudo de desempenho do motor Pd18

Da análise do gráfico da Figura 31, podemos concluir que o motor Pd18 cumpre todos os requisitos. Todos os casos de estudo se encontram abaixo da curva do motor. Aliás, encontram-se abaixo da curva do motor correspondente à potência contínua.

Tendo em conta que a velocidade máxima pretendida para o veículo é 80 km/h, e a análise do desempenho do motor até essa velocidade, considera-se que uma solução

com menor potência, logo menor custo, pode ser suficiente. Deste modo, o excelente desempenho deste motor pode ser motivo de exclusão.

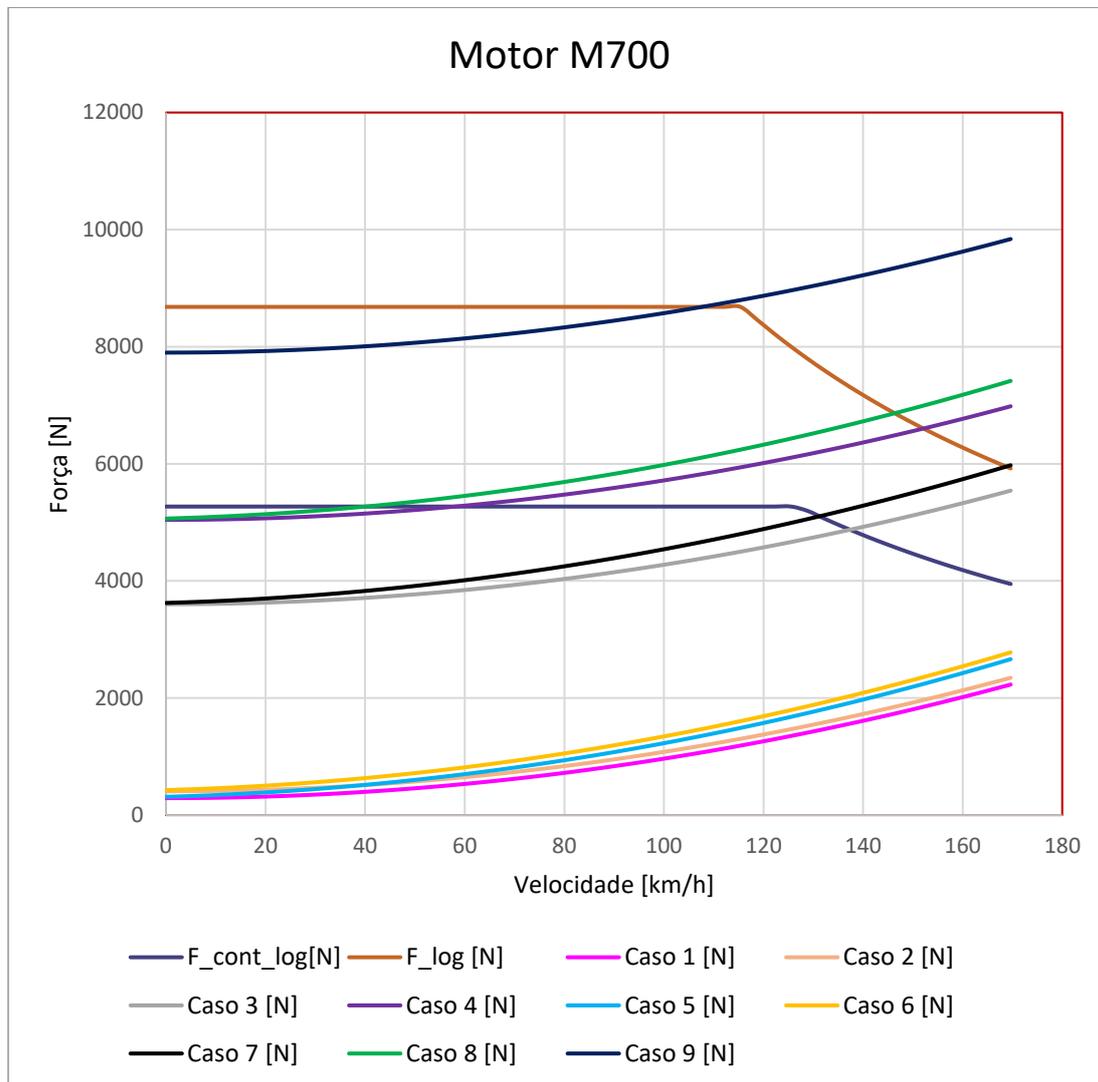


Figura 32 – Estudo de desempenho do motor M700

Da análise do gráfico da Figura 32, conclui-se que, à semelhança do motor Pd18, os casos de estudo no motor M700 também se encontram todos abaixo da curva do motor, ou seja, o motor cumpre todos os requisitos.

O caso mais extremo de desempenho é o caso 9. Este caso representa a entrada de uma garagem, ou uma situação semelhante, com uma inclinação de aproximadamente 20°. De notar que, pela análise da Figura 32, com motor M700, o veículo consegue executar essa operação à velocidade máxima pretendida. Desta forma, a utilização do motor M700 pode ser uma hipótese exagerada para o pretendido.

Assim, pela análise do desempenho dos motores Pd18 e M700, optou-se por analisar uma solução com menor potência. A solução imediatamente abaixo dos motores

estudados é o motor Pd16 da ProteanDrive. As suas características são apresentadas na Tabela 8 [56].

Tabela 8 – Especificações do motor Pd16

	Pd 16
Peso [kg]	28
Binário máximo [N·m]	800
Velocidade máxima [rpm]	1000
Potência máxima [kW]	40
Potência contínua [kW]	26
Binário contínuo [N·m]	450
Eficiência [%]	95

Os resultados do estudo de desempenho do motor Pd16, estão representados no gráfico da Figura 33.

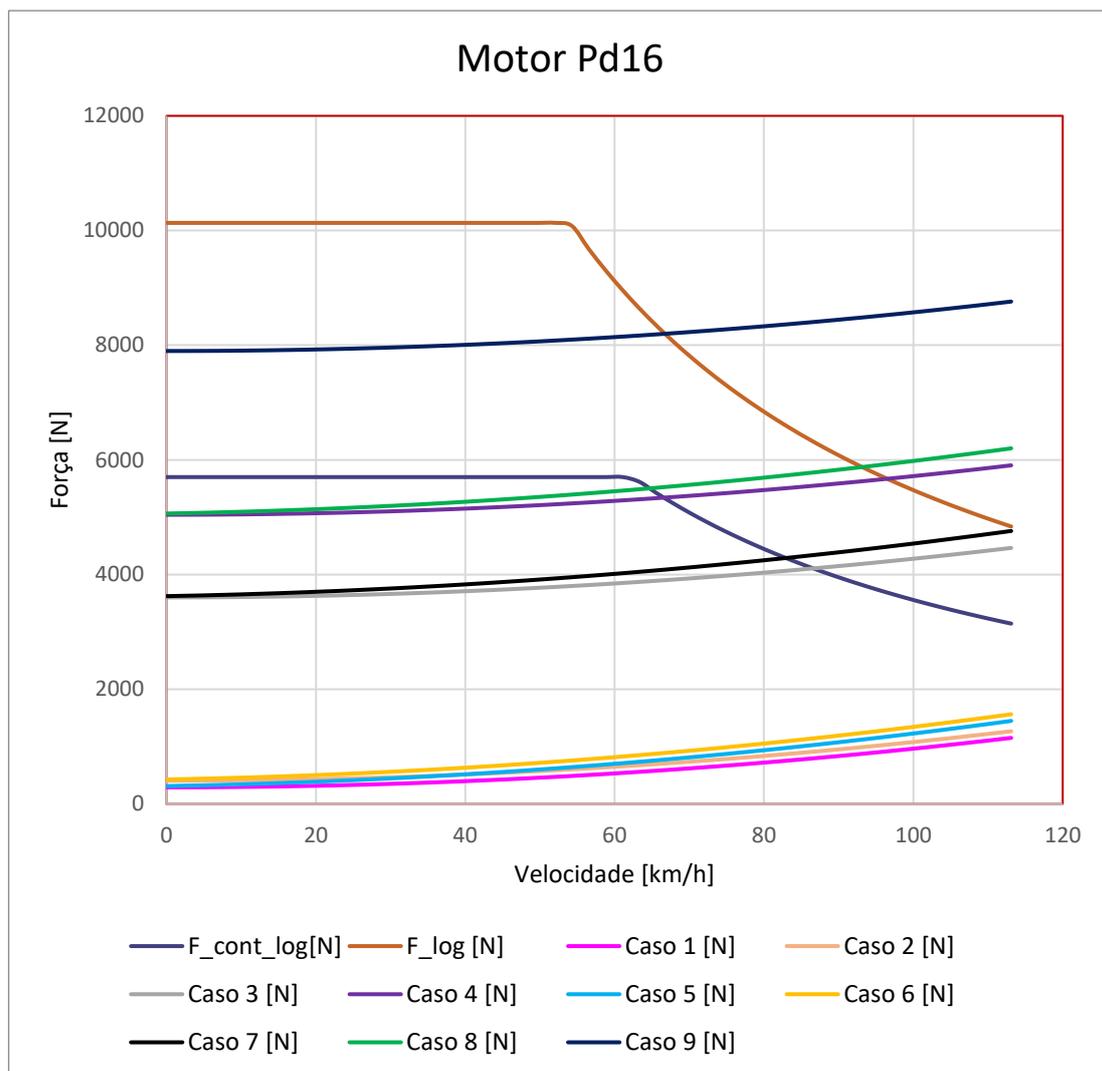


Figura 33 – Estudo de desempenho do motor Pd16

Pela análise do gráfico da Figura 33, conclui-se que o motor Pd16 cumpre todos os requisitos. Para além de apresentar menor potência e, por consequência, menor preço, este motor é mais leve e apresenta, comparativamente ao motor M700, um sistema de arrefecimento líquido, sendo por isso o motor selecionado.

Tendo em conta que a potência estimada inicialmente é exagerada e que os motores testados anteriormente cumprem, sem qualquer problema, todos os requisitos, devia-se avaliar a possibilidade de utilizar um motor com menor potência. No entanto, devido à reduzida informação e oferta de mercado, não foram realizadas simulações para outros motores. Desta forma, considera-se este sistema sobredimensionado, mas a melhor escolha tendo em conta todos os requisitos de projeto e as opções disponíveis no mercado.

As dimensões do motor mais relevantes para projeto são apresentadas na Tabela 9.

Tabela 9 – Dimensões do motor

Largura [mm]	115
Diâmetro [mm]	385

3.3.2 Definição de parâmetros

3.3.2.1 Roda

O motor selecionado é facilmente aplicável a uma jante normalizada de dezasseis polegadas. Em consequência, a definição do diâmetro e largura da roda dependem da seleção do pneu.

Assim, o pneu foi selecionado para uma jante de dezasseis polegadas, considerando o fator de carga e a velocidade.

Para o peso bruto total, a carga suportada por cada pneu é aproximadamente 794 kg, e a velocidade máxima considerada para o veículo é 80 km/h. Desta forma, o índice de carga do pneu deve ser superior a 100, e o índice de velocidade deve corresponder a uma letra do abecedário superior a F [74].

Uma das possibilidades disponíveis no mercado que cumpre estes requisitos, é o pneu 205/65 R16 107 T [75]. Com a utilização deste pneu, as dimensões definidas para a roda estão representadas na Tabela 10.

Tabela 10 – Dimensões da roda

Largura [mm]	205
Diâmetro [mm]	672,90

3.3.2.2 Sistema de suspensão

Os parâmetros de suspensão foram definidos tendo por base intervalos de valores típicos consultados nos livros *Chassis Handbook* [70] e *The Automotive Chassis* [36].

Começou-se por definir alguns dos valores, e a partir desses, calcularam-se os restantes. Esse processo foi repetido, com pequenos ajustes, até todos os valores corresponderem a valores típicos.

Para a determinação dos parâmetros de suspensão, foram necessárias dimensões anteriormente definidas, e considerou-se que a compressão do pneu com a estrada corresponde a 10 mm.

O processo iterativo também foi realizado com recurso ao *software* CAD onde os parâmetros e dimensões não especificados pelos livros foram definidos, de forma a diminuir as solicitações na suspensão e, posteriormente, no chassis.

São exemplo de parâmetros definidos com recurso ao *software* CAD os seguintes casos:

- O posicionamento dos casquilhos dos braços de suspensão, pois aumentar a distância entre eles diminui os esforços, nomeadamente em situações de travagem;
- O braço inferior, que é o que está sujeito a mais esforços, tem um casquilho alinhado com o ponto de união do braço à manga de eixo, de forma a melhorar a transmissão dos esforços (Figura 34);
- Também no braço inferior, a distância dos casquilhos ao ponto de união do braço é definida pela posição da roda na realização do movimento lateral a 90°;
- O ponto de união entre a manga de eixo e o braço de suspensão superior, encontra-se acima da roda, de forma a que o seu movimento não interfira com o braço (Figura 35);
- A definição da razão de movimento do amortecedor (MR – *Motion Ratio*).

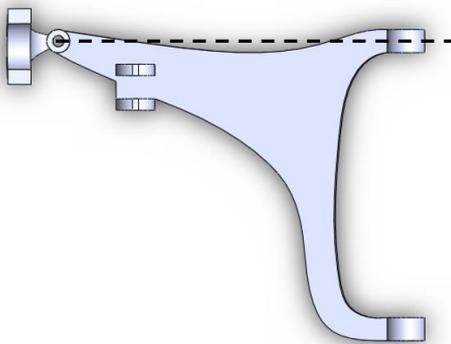


Figura 34 – Posicionamento do casquilho do braço inferior

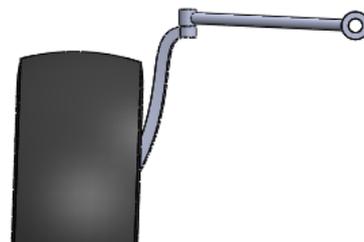


Figura 35 – Posicionamento da união entre a manga de eixo e o braço superior de suspensão

Tal como já foi referido anteriormente, a solução utilizada é um sistema do tipo *by-wire*, devido aos requisitos estipulados. No entanto, não foi definida a forma como é composto o mecanismo que atua na roda. Consideraram-se duas hipóteses, a utilização de atuadores lineares elétricos e o uso de mecanismos pinhão cremalheira. Decidiu-se optar pela solução mais favorável ao restante sistema de atuação da roda, sendo, de forma indireta, a sua seleção parte do processo iterativo. Sabe-se que tem de existir um mecanismo destes por roda e que, independentemente do mecanismo escolhido, quanto menor o curso, melhor.

O processo de iteração é condicionado pelos estudos de cinemática realizados. O mecanismo de direção tem de passar em três testes:

1. A derivada da relação entre o ângulo da roda e o curso do atuador tem de ser inferior a 0,9;
2. A variação de altura da roda não pode provocar uma variação do seu ângulo superior a 1° ;
3. O primeiro teste tem de funcionar para a variação de altura da roda (Figura 38). Foram realizados testes da posição -100 a +100, em relação à posição base (zero), de 10 em 10 mm.

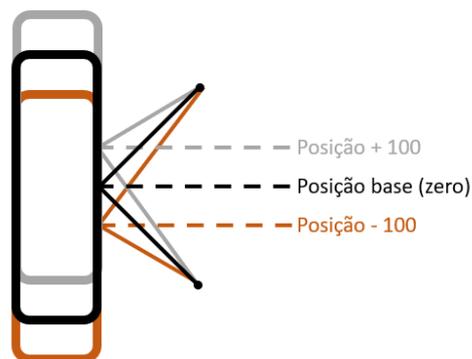


Figura 38 – Representação esquemática do teste de variação de altura da roda

O primeiro teste indica, caso falhe, uma deficiência na transmissão do movimento entre o atuador e a roda.

A falha do segundo teste pode ter duas origens: se o gráfico resultante for uma reta, está relacionado com o ângulo que o tirante de direção faz com o atuador na posição neutra, se o gráfico for uma parábola, o problema é o comprimento do tirante de direção.

A realização do terceiro teste é uma verificação de segurança dos dois anteriores, visto que o ângulo de varrimento da roda é elevado e em condições reais o sistema de direção não pode ficar comprometido pela variação de altura da roda. Na Figura 38, em termos

práticos, a posição +100 representa, por exemplo, uma lomba e a posição -100 um buraco na estrada.

Assim, foram testadas, de forma iterativa, as seguintes soluções:

1. Atuador linear sem ângulo, com apenas um tirante de direção;
2. Atuador linear com ângulo, com um tirante de direção (Figura 39);
3. Atuador linear sem ângulo, com utilização de três tirantes de direção (inspirados na solução da ZF – Figura 21);
4. Mecanismo com cremalheira circular e um tirante de direção (Figura 40);
5. Mecanismo com cremalheira circular e três tirantes de direção (Figura 41);
6. Atuador linear com ângulo e três tirantes de direção.

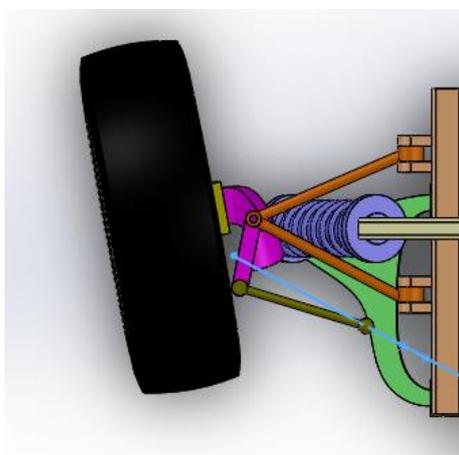


Figura 39 – Exemplo de configuração com a solução 2

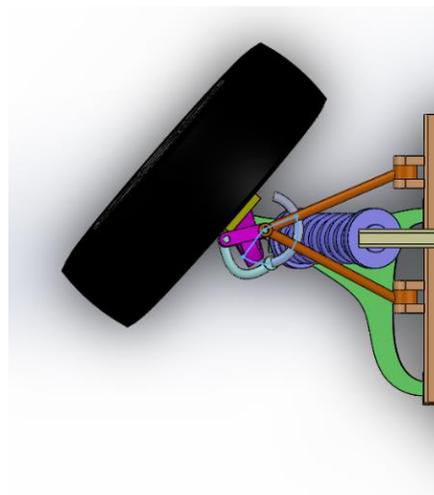


Figura 40 – Exemplo de configuração com a solução 4

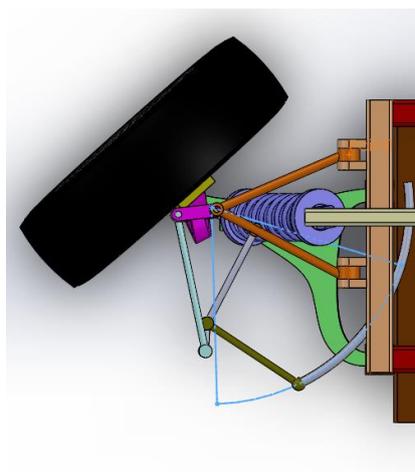


Figura 41 – Exemplo de configuração com solução 5

As soluções apresentadas foram surgindo ao longo dos estudos, de forma a encontrar uma solução com baixo curso, que satisfizesse os requisitos/testes e que possibilitasse

uma arquitetura o mais simples possível, sem comprometer os sistemas de controlo da roda.

Todas as soluções que apresentam o atuador linear como mecanismo de atuação da roda, o mesmo pode ser substituído por um mecanismo pinhão cremalheira acionado por um motor elétrico. Esta substituição pode ser considerada pois, enquanto um mecanismo pinhão cremalheira tem aproximadamente o comprimento do curso necessário, no atuador o curso representa $2/3$ do seu comprimento. Ou seja, o mecanismo pinhão cremalheira tem vantagem sobre o atuador linear por apresentar um menor comprimento para o mesmo curso. Para cursos elevados, o comprimento dos mecanismos, de forma a evitar interferências, pode ser o fator decisivo na escolha do mecanismo de atuação.

Existem configurações em que a cinemática é diferente em cada roda. Isto acontece, por exemplo, em situações que numa tentativa de diminuir o curso e/ou conciliar a colocação dos dois mecanismos de atuação necessários por módulo não é possível de forma simétrica.

A influência, por exemplo, da forma como se varia a posição do mecanismo de atuação, tem resultados de cinemática muito distintos para cada uma das soluções. Este fator dificulta o processo iterativo.

Foram testados inúmeros casos dentro das soluções apresentadas. A variação do plano de atuação, a localização do ponto de atuação na manga de eixo e o posicionamento do mecanismo de atuação, são alguns exemplos das variações realizadas nas diversas configurações das soluções apresentadas.

Muitos casos foram eliminados devido a não cumprirem requisitos cinemáticos. Por exemplo, as soluções de cremalheira circular. Esta solução foi criada numa tentativa de diminuição do curso, conciliada com uma melhor relação entre o curso do atuador e o ângulo da roda. O mecanismo foi bem-sucedido nesse aspeto, no entanto, a variação de altura da roda tinha grande influência no ângulo.

Existem soluções que, apesar de testadas, tinham problemas para além das questões de cinemática. Por exemplo, nas soluções com utilização de cremalheira circular, tinham-se engrenagens posicionadas em locais muito expostos e de difícil isolamento.

Outros, nem chegaram a ser testados, porque ao longo do movimento apresentavam interferências entre componentes.

Por fim, a solução que apresentou melhores resultados foi a utilização de atuadores lineares, aliados a um mecanismo com três tirantes de direção (Figura 42). Apesar de ser

uma das soluções testadas com mais componentes, é a que revelou ter as melhores características cinemáticas, aliadas ao menor curso, 208 mm.

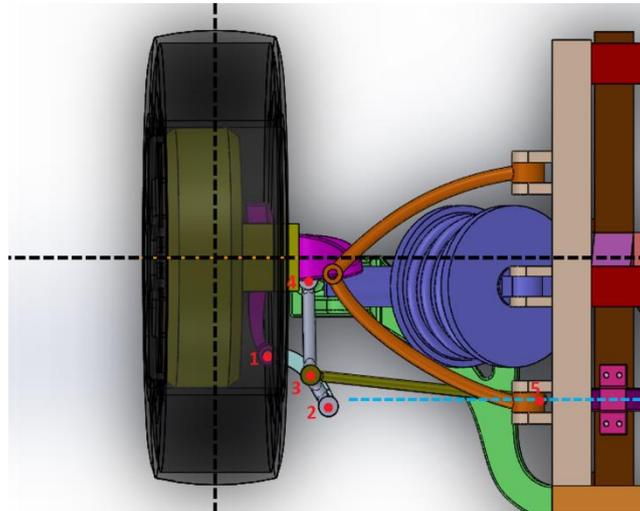


Figura 42 – Solução para o sistema de direção

Os pontos representados em vermelho na Figura 42, representam as conexões do sistema de direção. O ponto 1 representa a conexão entre a manga de eixo e o tirante 1, o ponto 2 a conexão entre o tirante 1 e o tirante 2, o ponto 3 a conexão entre o tirante 2 e o tirante 3, o ponto 4 a conexão entre o tirante 2 e o braço de suspensão inferior e finalmente, o ponto 5 a conexão entre o tirante 3 e o atuador. Os pontos 1, 2, 3 e 5 são conexões do tipo rótula, enquanto o ponto 4 só permite a rotação no plano. Além disso, na Figura 42, a linha azul representa a direção de deslocamento do atuador.

Na posição base (Figura 43), o plano de acionamento está posicionado a 337,40 mm em relação ao solo. As dimensões restantes são mostradas na Tabela 12, em relação à Figura 43.

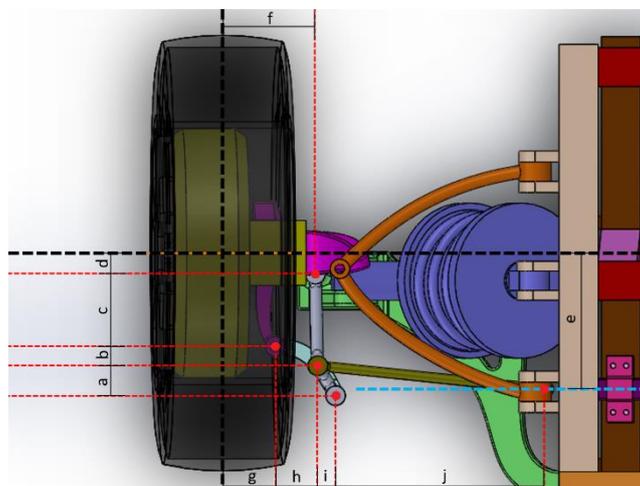


Figura 43 – Posicionamento dos componentes na solução encontrada para o sistema de direção

Tabela 12 – Dimensões da Figura 43

a	46,03 mm	f	141,16 mm
b	29,71 mm	g	80,73 mm
c	111,96 mm	h	65,08 mm
d	32,88 mm	i	28,13 mm
e	210,30 mm	j	320,30 mm

A relação entre o ângulo da roda e o curso do atuador, está representado seguidamente para as posições -100, 0 e 100. E a influência da variação de altura, está representada no gráfico da Figura 47. Os restantes estudos são apresentados no Anexo 6.1.

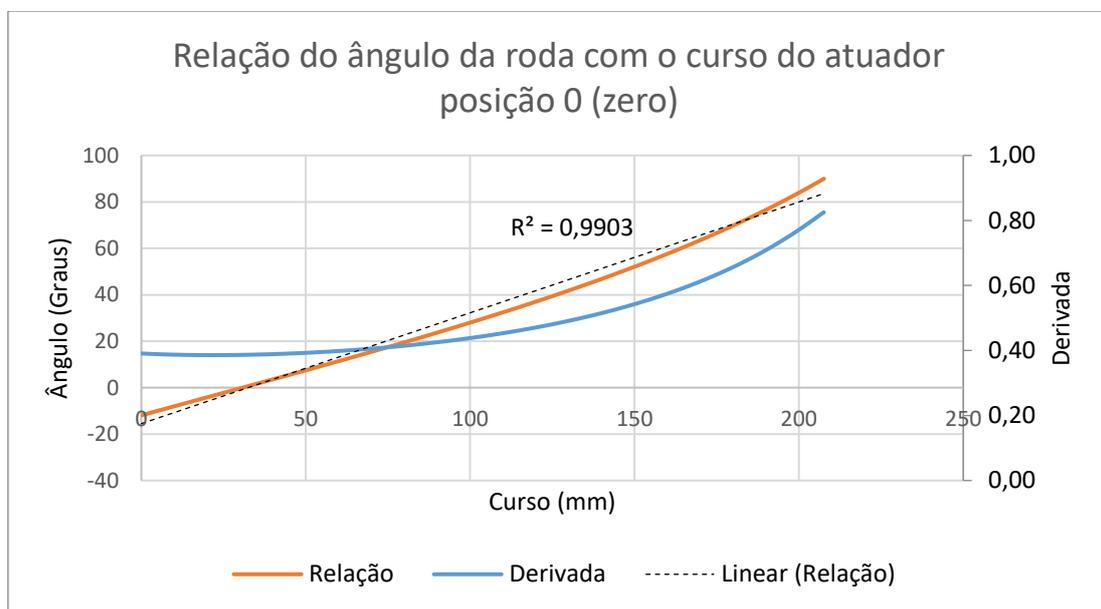


Figura 44 – Relação do ângulo da roda com o curso do atuador posição 0 (zero)

Como se pode observar no gráfico da Figura 44, a derivada, obtida através da relação entre a variação do ângulo da roda e a variação do curso do atuador, encontra-se dentro dos limites estipulados (inferior a 0,9). A relação entre o ângulo e o curso apresenta uma linearidade elevada, o que significa que existe uma boa transmissão do movimento entre o atuador e a roda.

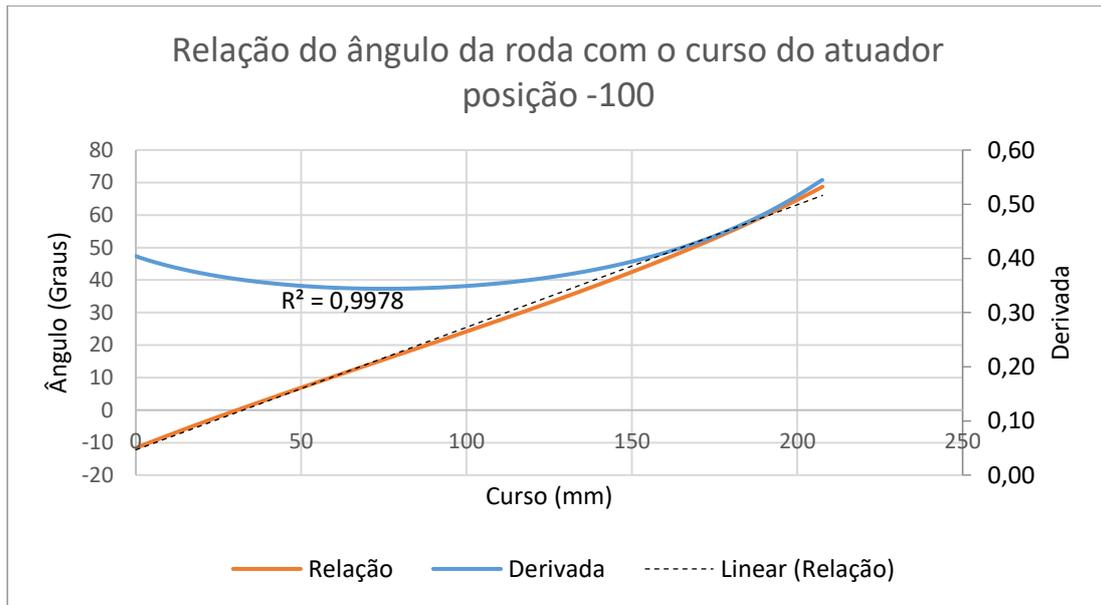


Figura 45 – Relação do ângulo da roda com o curso do atuador posição -100

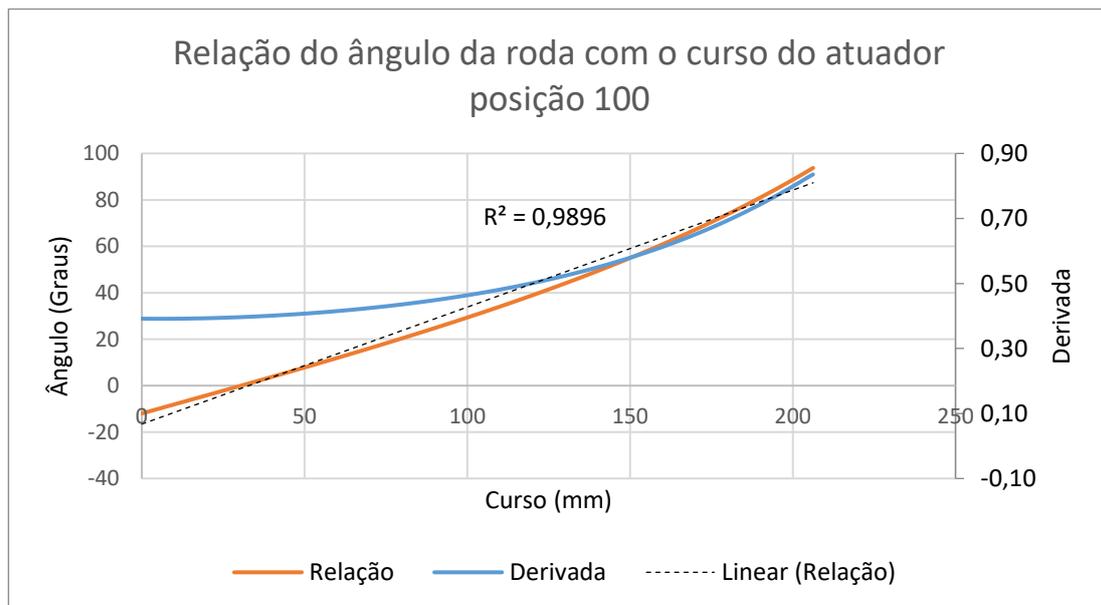


Figura 46 – Relação do ângulo da roda com o curso do atuador posição 100

Os gráficos das Figura 45 e Figura 46, comprovam que a análise realizada na posição neutra, continua válida com a variação de altura da roda.

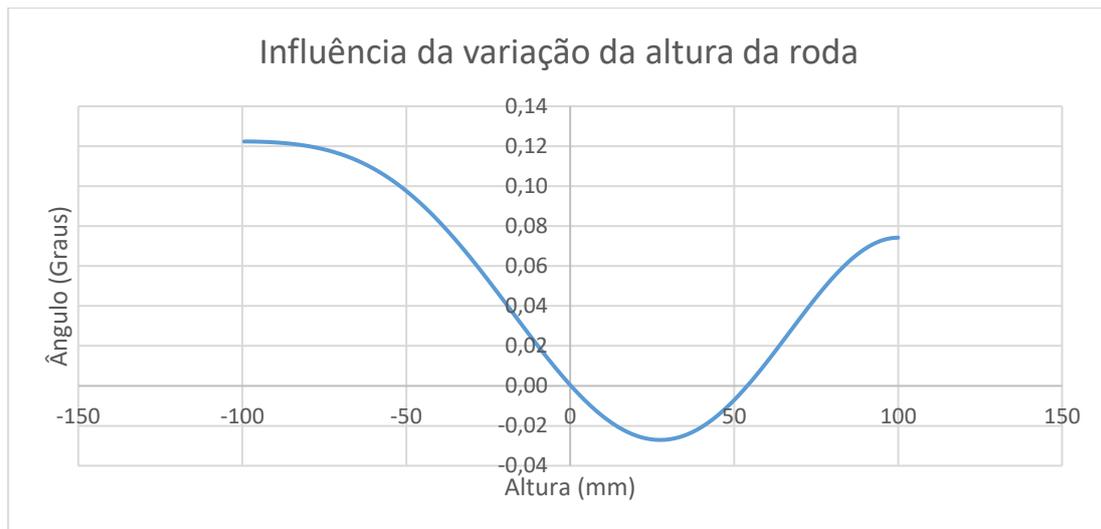


Figura 47 – Influência da variação da altura da roda no seu ângulo

O gráfico da Figura 47 comprova que não existe influência significativa entre a variação de altura da roda e o ângulo, pois a variação apresentada é inferior a 1° .

A solução para o sistema de direção obtido considera que os atuadores lineares utilizados têm uma boa capacidade de resposta/velocidade de atuação.

No módulo, a posição das rodas que permite o movimento 360° é a representada na Figura 48 e na Figura 49 a que permite o movimento lateral sem manobras (90°). Nas duas situações há uma roda que gira em sentido contrário ao que se verifica em condução normal, esta situação só é possível pela utilização de motores elétricos.

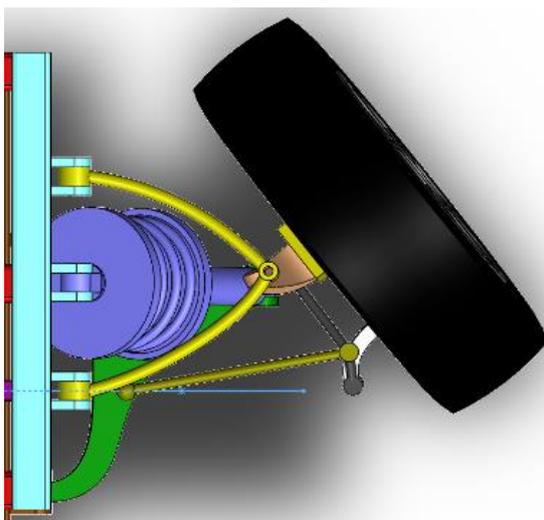


Figura 48 – Posição da roda para a realização do movimento 360° do veículo

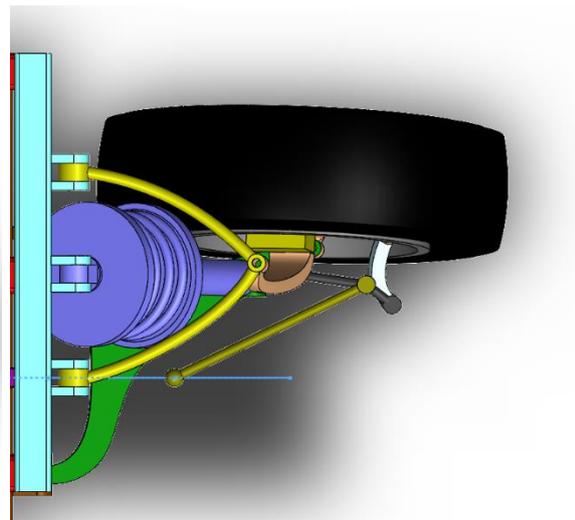


Figura 49 – Posição da roda para a realização do movimento lateral do veículo sem manobras (90°)

3.3.3 CAD

A realização do modelo CAD, para além de permitir a execução de alguns estudos e facilitar a atribuição de alguns parâmetros, foi essencial na identificação de interferências.

Para componentes em movimento, considera-se que a não existência de interferências corresponde a uma folga igual ou superior a 10 mm. Assim, ao longo do desenho CAD, a definição de alguns componentes e subsistemas do módulo, provocou a alteração de outros. Por exemplo, a definição do sistema de direção implicou alterações no sistema de suspensão, nomeadamente, a alteração da geometria do amortecedor que, por sua vez, provocou alterações no braço de suspensão superior.

Um subconjunto importante no desenvolvimento do módulo, e para o qual não foram definidos parâmetros, é a estrutura do chassis. No entanto, foram considerados alguns aspetos importantes, tais como:

- Utilizaram-se perfis quadrados, pois têm uma boa resistência a esforços de torção e de flexão;
- A disposição dos perfis foi realizada de forma a obedecer-se ao requisito de fácil adaptação a diferentes veículos, com diferentes dimensões;
- Os perfis foram distribuídos tendo em conta os caminhos/pontos de transmissão de força, de forma a evitar esforços desnecessários;
- Considerou-se espaço para montagem de todos os componentes necessários à plataforma;
- Pensou-se na facilidade de acesso a todos os componentes para manutenção;
- Colocaram-se reforços nas zonas com maior carregamento.

Considerou-se os suportes do atuador na estrutura, devido à importância da estabilidade do controlo da roda, tanto a nível de rigidez como de resistência.

No sistema de suspensão, não foi incluída barra estabilizadora, pois o conjunto foi realizado de forma a que todas as forças da roda sejam suportadas pelo amortecedor.

Tendo em conta todos os aspetos referidos e os parâmetros definidos, obteve-se a solução representada na Figura 50.

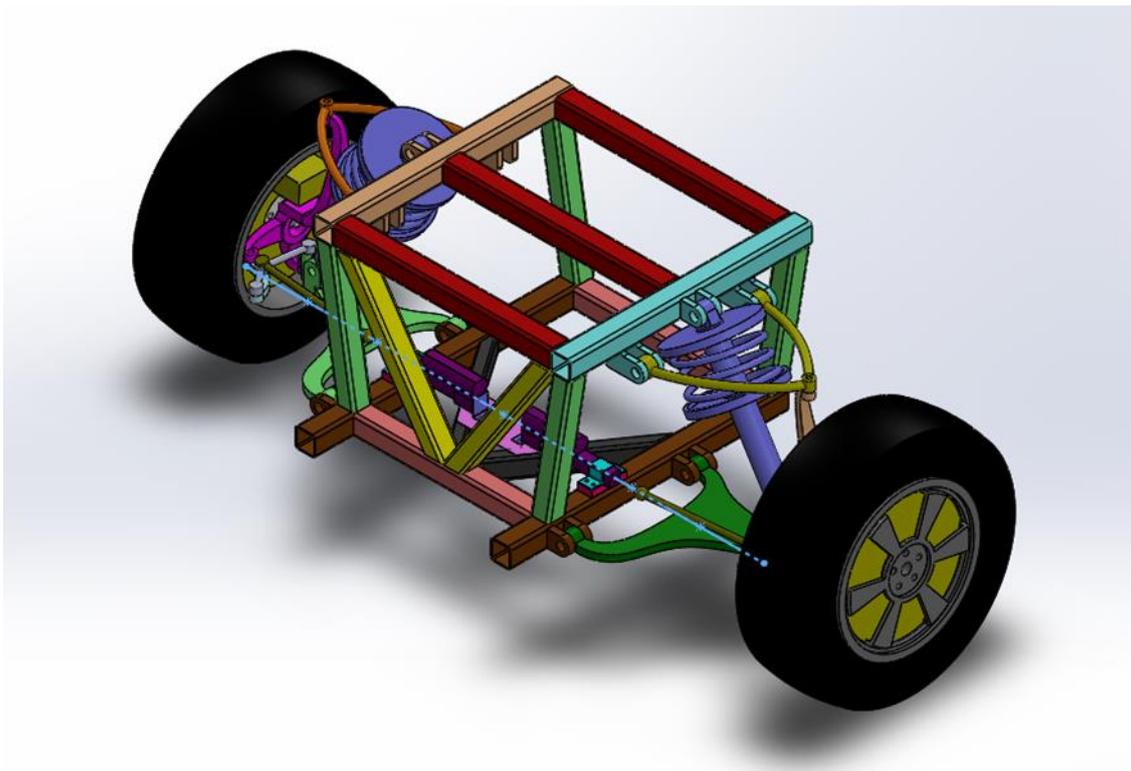


Figura 50 – Solução CAD após definidos todos os parâmetros

3.3.3.1 *Compatibilização do desenho com a plataforma CEiiA*

A compatibilização do desenho com a plataforma CEiiA, recai essencialmente na forma de união entre o módulo desenvolvido e o módulo central da atual plataforma.

Não existe a necessidade de compatibilização de materiais, pois a conexão entre módulos é realizada por ligações mecânicas e/ou adesivas, por requisito.

Os diferentes módulos são ajustáveis em comprimento e largura, pelo que o módulo central não define as dimensões do módulo desenvolvido. No entanto, o fator de ajuste da plataforma a diferentes tipos de veículos não deve ser esquecido na determinação da forma de união entre as duas plataformas.

Assim, optou-se por unir o módulo central aos perfis longitudinais inferiores (representados a castanho na Figura 50), ao perfil horizontal inferior e aos perfis longitudinais superiores (que fazem o suporte dos braços de suspensão superiores e do amortecedor). Para a ligação aos perfis longitudinais superiores ao módulo central, existe a necessidade da criação de, pelo menos, mais dois perfis.

A solução de compatibilização é apresentada juntamente com o dimensionamento, pois foram realizados em simultâneo.

3.3.4 Seleção de materiais

O método utilizado para a realização da seleção de materiais foi a realização da matriz prima, para obter o índice de desempenho do material. Este método implica:

- Uma análise de requisitos;
- Corresponder aos requisitos propriedades;
- Atribuir às propriedades uma ponderação;
- Uma análise das famílias de materiais para elaboração de uma lista de seleção;
- Uma atribuição de pesos às propriedades dos materiais;
- E a realização da matriz prima para comparar os diferentes índices de desempenho dos materiais.

O material que apresentar o melhor índice de desempenho, não tem de ser necessariamente o escolhido. Assim, a última fase da seleção de materiais é uma análise crítica à matriz de seleção.

Para facilitar o processo de seleção de materiais, dividiram-se os componentes em grupos que tenham requisitos semelhantes. Desta forma, os componentes foram divididos em dois grandes grupos. Um constituído pelos componentes dos sistemas de suspensão e de direção, o outro constituído pelos componentes da estrutura do chassis.

Para a realização da seleção de materiais, apesar de não serem referidos nos requisitos/propriedades, foram tidos em conta os seguintes aspetos:

- Disponibilidade do material no mercado;
- Facilidade de processamento;
- Propriedades ambientais (possibilidade de reutilização dos componentes, a reciclagem do material, entre outras);
- E a compatibilidade dos materiais selecionados para os diferentes grupos.

Na Tabela 13 são apresentados os requisitos para cada grupo de componentes, as respetivas propriedades e a devida ponderação. A ponderação foi realizada de um a cinco.

Tabela 13 – Requisitos e respetivas propriedades ponderadas

Requisito	Propriedade	Letra	Ponderação
ESTRUTURA DO CHASSIS			
Ser leve	Densidade	A	5
Suportar esforços cíclicos	Resistência à fadiga	B	4
Ser rígido	Módulo de elasticidade	C	3
Não sofrer deformações plásticas	Tensão de cedência	D	4
Ser resistente mecanicamente	Tensão de rotura	E	4

Ser resistente a fraturas	Tenacidade à fratura	F	5
Não degradar facilmente	Resistência à corrosão	G	4
Quanto menor preço melhor	Custo	H	2
SISTEMA DE SUSPENSÃO E DE DIREÇÃO			
Suportar esforços cíclicos	Resistência à fadiga	B	4
Ser rígido	Modulo de elasticidade	C	3
Não sofrer deformações plásticas	Tensão de cedência	D	4
Ser resistente mecanicamente	Tensão de rotura	E	4
Ser resistente a fraturas	Tenacidade à fratura	F	4
Não degradar facilmente	Resistência à corrosão	G	4
Quanto menor o preço melhor	Custo	H	2

Após a identificação dos requisitos, realizou-se uma análise crítica às famílias de materiais existentes (Figura 51) [76].

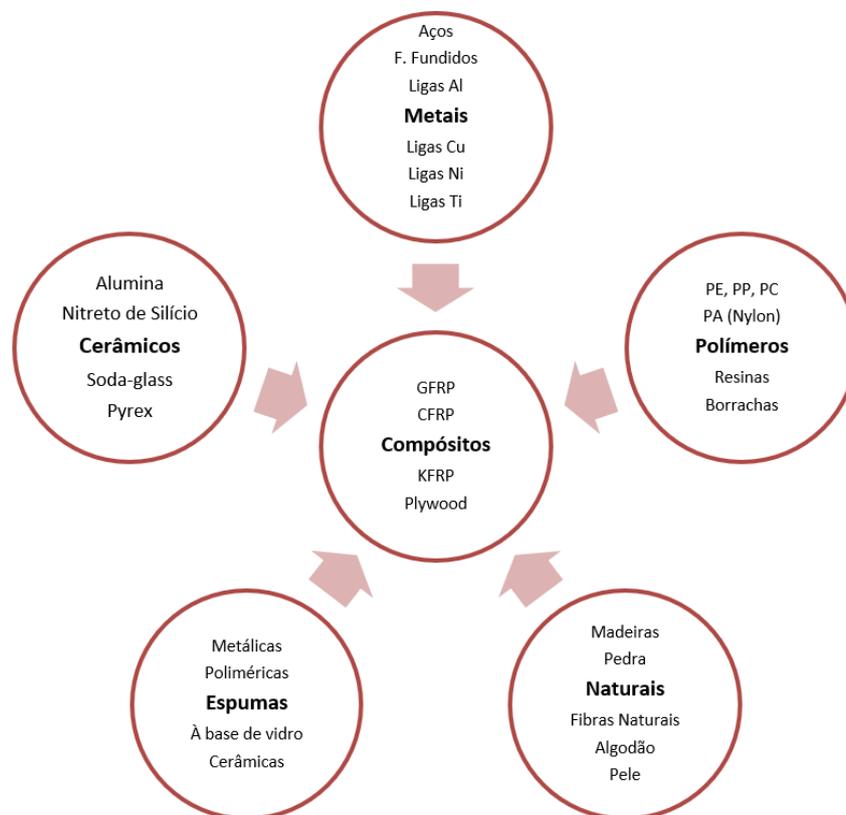


Figura 51 – Famílias de materiais

Para ambos os sistemas, é possível eliminar diversas famílias de materiais. Os principais motivos de exclusão estão relacionados com propriedades/características de cada família, por serem insuficientes ou por estarem contra os requisitos estipulados inicialmente. Os motivos de exclusão de cada família estão apresentados na Tabela 14.

Tabela 14 – Motivos de exclusão de famílias de materiais

Família de materiais	Motivo de exclusão
Cerâmicos	Elevada fragilidade
Espumas	Baixa rigidez
Naturais	Baixa resistência mecânica conjugada com elevada facilidade de degradação
Compósitos	Não são materiais recicláveis e têm elevado custo de processamento
Polímeros	Baixa resistência mecânica para as dimensões requeridas

Assim, a família de materiais que faz sentido para a seleção, é a família dos metais.

Após a exclusão das famílias de materiais, segue-se a realização da lista dos materiais para seleção. Segundo Ashby *et al.* [76], os materiais metálicos mais utilizados na indústria automóvel são os ferros fundidos, os aços com baixo teor de carbono, os aços de baixa liga, ligas de alumínio para fundição, ligas de alumínio que permitem tratamento térmico, ligas de magnésio e, por fim, ligas de zinco.

As ligas de zinco são ligas de baixo ponto de fusão, caracterizam-se por apresentar fluência à temperatura ambiente, não sendo por isso usadas em aplicações estruturais. As suas aplicações na indústria automóvel passam por peças de fundição, devido ao seu baixo ponto de fusão e elevada fluidez como, por exemplo, carburadores.

Os aços com baixo teor em carbono, são aços com um teor de carbono inferior a 0,3%. Estes aços caracterizam-se por serem fáceis de conformar e soldar, pois apresentam baixa dureza e alta ductilidade. Assim, estes aços são muito utilizados na indústria automóvel, mas para peças que são conformadas plasticamente. Peças essencialmente resultantes de estampagem. Deste modo, também não são relevantes para esta seleção.

Tal como foi definido, devido às possibilidades de processamento do alumínio, optou-se apenas pela sua utilização no que diz respeito aos componentes do chassis. Para além disso, o alumínio é um material com menor densidade que o aço, o que pode possibilitar uma estrutura mais leve. No entanto, tal pode não se verificar. A espessura dos perfis de uma estrutura em alumínio é necessariamente maior do que os perfis da mesma estrutura em aço. Essa diferença geométrica pode ou não compensar a diferença de densidade dos materiais.

Os valores apresentados para as propriedades dos diferentes materiais são um valor médio dos apresentados na base de dados *CES EduPack*, no *Matweb* ou no livro *Manual de Tecnologia Metal Mecânica* [77].

Na Tabela 15, é apresentada a lista de materiais considerados para seleção. As propriedades destes materiais encontram-se no Anexo 6.2.

Tabela 15 – Lista de materiais para seleção

Nº	Material	Nº	Material
1	EN GJL 250	9	AW 5754
2	AZ 61 A	10	AW 6005 A T6
3	AISI 321	11	AW 6022 T4
4	AISI 1040	12	AW 6060 T6
5	AISI 4130	13	AW 6061 T6
6	AISI 5046	14	AW 6063 T6
7	AW 5182	15	AW 6082 T6
8	AW 5454	16	AW 6111 T4

Para a realização das matrizes de seleção, foi necessária a atribuição de importâncias a cada uma das propriedades. A importância atribuída a cada material foi realizada comparando-se a mesma propriedade entre todos os materiais, e assim, atribuiu-se 10 ao material com o melhor desempenho, e 1 ao material com pior.

Tabela 16 – Matriz de seleção do material para os componentes do chassis

Nº	Propriedades														ΣTOTAL
	A	B	C	D	E	F	G	H							
7	4	8	6	4	7	4	4	4	4	4	4	4	4	4	159
8	4	7	6	3	5	6	4	4	4	4	4	4	4	4	152
9	4	7	6	3	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	138
10	3	7	5	6	7	4	4	4	4	4	4	5	5	5	156
11	4	7	5	4	6	4	4	4	4	4	4	5	5	5	149
12	3	5	6	6	6	5	5	4	4	4	4	5	5	5	152
13	3	5	6	7	7	5	5	4	4	4	4	5	5	5	162
14	4	5	6	6	6	5	5	4	4	4	4	5	5	5	157
15	3	5	6	8	8	5	5	4	4	4	4	5	5	5	168
16	3	9	5	4	7	4	4	4	4	4	4	4	4	4	155

Após a realização da matriz de seleção para o chassis (Tabela 16), conclui-se que o material que apresenta melhor índice de desempenho é o alumínio 6082 T6 (Anexo 6.3). Dos materiais apresentados, é o que apresenta melhor tensão de cedência e tensão de

rotura. Nas restantes propriedades, é um material intermédio. Este material é de fácil acesso e muito conhecido na indústria automóvel, motivo pelo qual foi escolhido.

Tabela 17 – Matriz de seleção para os componentes dos sistemas de direção e suspensão

Nº	Propriedades								ΣTOTAL
	B	C	D	E	F	G	H		
1	3	6	5	5	4	5	6	118	
2	4	4	5	5	4	4	2	104	
3	6	7	7	7	7	8	2	157	
4	7	8	7	7	7	4	6	160	
5	7	8	7	7	9	4	6	168	
6	10	8	10	10	5	4	6	192	
8	4	5	5	5	5	6	4	119	
9	4	5	5	5	5	6	4	119	
12	2	5	5	5	5	6	4	114	
15	2	5	6	6	5	6	4	117	

O material com maior índice de desempenho resultante da matriz de seleção (Tabela 17) para os sistemas de direção e de suspensão, é o aço AISI 5046. No entanto, este não é o material selecionado, pois tem como ponto fraco a tenacidade à fratura e uma elevada tensão de cedência, o que pode ser um problema a nível de processamento. Assim, o material selecionado foi o material que apresenta o segundo melhor índice de desempenho, o aço AISI 4130 (Anexo 6.4). Este aço apresenta os melhores valores de módulo de elasticidade, tenacidade à fratura e custo.

3.3.5 Seleção de processos

Após a seleção de materiais, o procedimento seguinte foi a realização da seleção dos processos de fabrico.

Tal como já foi referido e justificado no capítulo 3.2.2.5, a estrutura de ligação do chassis foi pensada para ser composta por perfis extrudidos em alumínio. O processo de ligação dos perfis é maioritariamente por soldadura MIG-MAG e, em alguns casos, se necessário, ligações mecânicas e/ou adesivas.

Os restantes componentes resultam de maquinagem. Optou-se por maquinagem, devido à geometria das peças, e porque processos como fundição que recorrem a ferramentas de elevado custo, específicas para cada componente, como é o caso dos moldes, foram eliminados, pois não são rentáveis para pequenas séries.

3.3.6 Dimensionamento

Devido aos principais esforços a que os componentes estão sujeitos, o dimensionamento realizado foi de resistência à fadiga. A fadiga é o principal motivo de fim de vida deste tipo de componentes.

O dimensionamento à fadiga caracteriza-se pelo número de esforços cíclicos que um material é capaz de suportar. Neste caso, considerou-se que o número de esforços suportados é superior a 10^5 ciclos, fadiga supercíclica.

Para a realização do dimensionamento, considerou-se que o módulo central confere a rigidez necessária para várias configurações. Desta forma, é possível que a análise seja realizada isoladamente ao módulo desenvolvido.

3.3.6.1 Cálculo das forças de entrada

O primeiro passo para o dimensionamento, é o cálculo das forças de entrada. Para tal, utilizou-se, como método de entrada das forças, o contacto das rodas com o chão.

Admitiu-se que o centro de massa do veículo se encontra no centro da plataforma, a uma altura de 650 mm.

A origem das coordenadas está colocada na frente do veículo, em que a coordenada z é igual a zero no plano correspondente ao chão. Todos os componentes do veículo têm coordenadas positivas x e o eixo y pertence ao plano longitudinal do veículo. Assim sendo, as coordenadas do centro de massa e dos pontos de entrada das forças são apresentadas na Tabela 18, em metros.

Tabela 18 – Coordenadas do centro de massa e dos pontos de contacto entre o chão e as rodas

CG	x	2,041
	y	0,000
	z	0,650
Roda 1 – Frente direita	x	0,621
	y	- 0,858
	z	0,000
Roda 2 – Frente esquerda	x	0,621
	y	0,858
	z	0,000
Roda 3 – Trás direita	x	3,461
	y	- 0,858
	z	0,000
Roda 4 – Trás esquerda	x	3,461

y	0,858
z	0,000

Como casos de estudo para o dimensionamento, definiram-se os seguintes casos:

1. Velocidade constante;
2. Aceleração;
3. Desaceleração;
4. Curva à esquerda;
5. Lombas, buracos ou passeios.

A aceleração máxima, no caso 2, foi determinada através dos cálculos realizados para a seleção do motor, tendo o valor de $2,65 \text{ m/s}^2$.

Para o caso 3, considerou-se que, para a velocidade máxima do veículo, a distância de travagem corresponde a aproximadamente 35 m.

No caso 4, considerou-se uma curva de raio igual a 15 m, e uma aceleração lateral máxima de 7 m/s^2 .

Relativamente ao caso 5, atribuiu-se uma amplificação de 3 vezes o peso que atua na roda (componente z) e a aplicação de 80 % do peso base na componente x, a apenas uma das quatro rodas.

Para além destes valores, para o cálculo das forças de entrada forma necessários os dados apresentados na Tabela 19.

Tabela 19 – Dados para o cálculo das forças de entrada para o dimensionamento

j [m]	0,650
L [m]	2,900
T [m]	1,715
l [m]	1,450
c [m]	1,450
f [m]	0,858
e [m]	0,858
g [m/s^2]	9,810
μ [-]	0,800
m [kg]	3175,147

Desta forma, os resultados do cálculo da força de entrada são apresentados na Tabela 20, em Newton.

Tabela 20 – Forças de entrada para o dimensionamento

Caso de estudo		1	2	3	4	5
Veículo	Fx	0,00	-8414,14	22226,03	0,00	6229,64
	Fy	0,00	0,00	0,00	22226,03	0,00
	Fz	31148,19	31148,19	31148,19	31166,35	46722,28
Roda 1	Fx	0,00	-2103,53	5556,51	0,00	6229,64
	Fy	0,00	0,00	0,00	5556,51	0,00
	Fz	7787,05	8730,01	10277,89	12003,52	23361,14
Roda 2	Fx	0,00	-2103,53	5556,51	0,00	0,00
	Fy	0,00	0,00	0,00	5556,51	0,00
	Fz	7787,05	8730,01	10277,89	3579,66	7787,05
Roda 3	Fx	0,00	-2103,53	5556,51	0,00	0,00
	Fy	0,00	0,00	0,00	5556,51	0,00
	Fz	7787,05	6844,08	5296,20	12003,52	7787,05
Roda 4	Fx	0,00	-2103,53	5556,51	0,00	0,00
	Fy	0,00	0,00	0,00	5556,51	0,00
	Fz	7787,05	6844,08	5296,20	3579,66	7787,05

3.3.6.2 Conexões

O dimensionamento foi realizado com recurso ao mesmo *software* que se utilizou para a realização do desenho CAD, o SolidWorks®.

O *software* utilizado não permite a simulação das conexões entre os componentes desenvolvidos com os graus de liberdade reais. Deste modo, optou-se por utilizar ligações aproximadas, e perceber se os esforços resultantes eram semelhantes aos esperados. Verificou-se uma discrepância elevada, o que impossibilitou a utilização dessa simplificação.

Assim, a solução é o dimensionamento componente a componente, onde não existe a necessidade da definição de conexões no *software*.

3.3.6.3 Determinação das forças de entrada em cada componente

Para o dimensionamento componente a componente, foi necessária a determinação das forças de entrada para cada componente. A estrutura do chassis é considerada como apenas um componente, visto que a maioria das ligações entre as peças que a constituem são soldadas, e as soldaduras são consideradas ligações perfeitas.

Iniciou-se pela execução dos diagramas de corpo livre (DCL). Realizaram-se os diagramas para a manga de eixo (Figura 52), seguidos dos relativos ao braço de suspensão superior

(Figura 53), tirantes de direção (Figura 54, Figura 55 e Figura 56) e por fim ao braço de suspensão inferior (Figura 57).

Para a realização dos DCL, foram consideradas algumas simplificações, de forma a tornar possível a determinação das forças manualmente. Assumiu-se que o braço de suspensão superior e os tirantes de direção têm o mesmo comportamento de tirantes sem ângulos, ou seja, não apresentam forças na componente z. O braço de suspensão inferior é mais complexo, porque contém a união com o amortecedor, apresentando apenas por isso forças em z.

O amortecedor também é considerado um tirante simples. Ou seja, possui duas forças, aplicadas nas ligações com os outros componente, com igual magnitude, direção e sentidos opostos. A direção das forças é correspondente à ligação dos pontos de apoio por uma linha reta. A força é representada como F_k no DCL do braço de suspensão inferior (Figura 57).

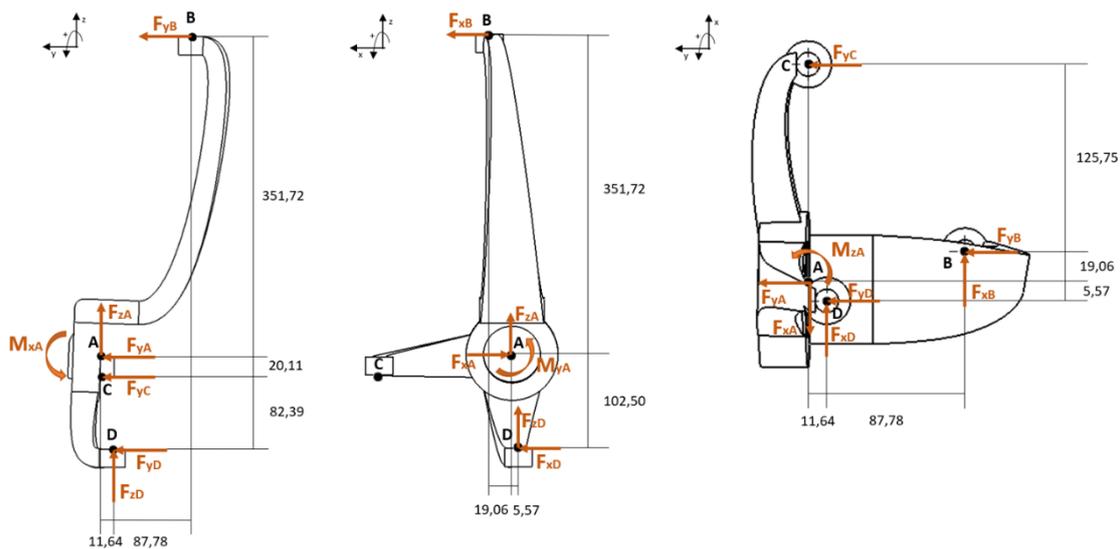


Figura 52 – DCL correspondente à manga de eixo

A força F_{xC} não é considerada no DCL da manga de eixo (Figura 52), pois as forças de travagem e aceleração não devem influenciar essa força.

O movimento axial, nos braços de suspensão, é restringido apenas a um casquilho (Figura 53 e Figura 57).

No tirante de direção 2, considerou-se que F_1 tem a mesma direção da linha reta que une o ponto G ao ponto I (Figura 55).

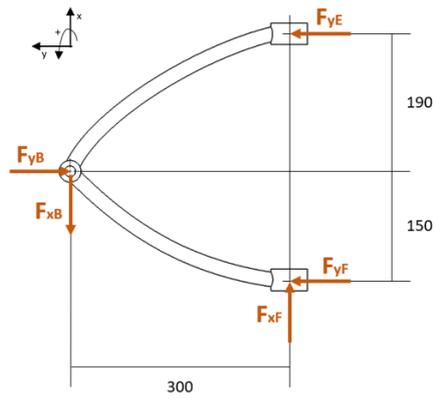


Figura 53 – DCL braço de suspensão superior

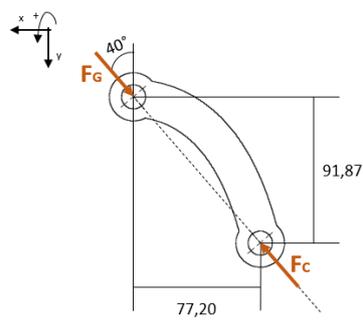


Figura 54 – DCL tirante de direção 1

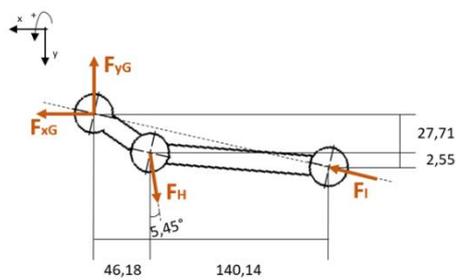


Figura 55 – DCL tirante de direção 2

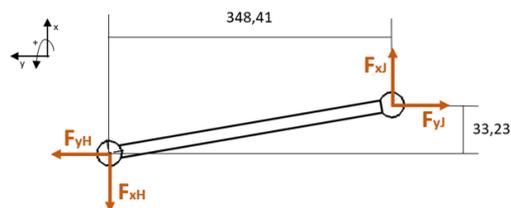


Figura 56 – DCL tirante de direção 3

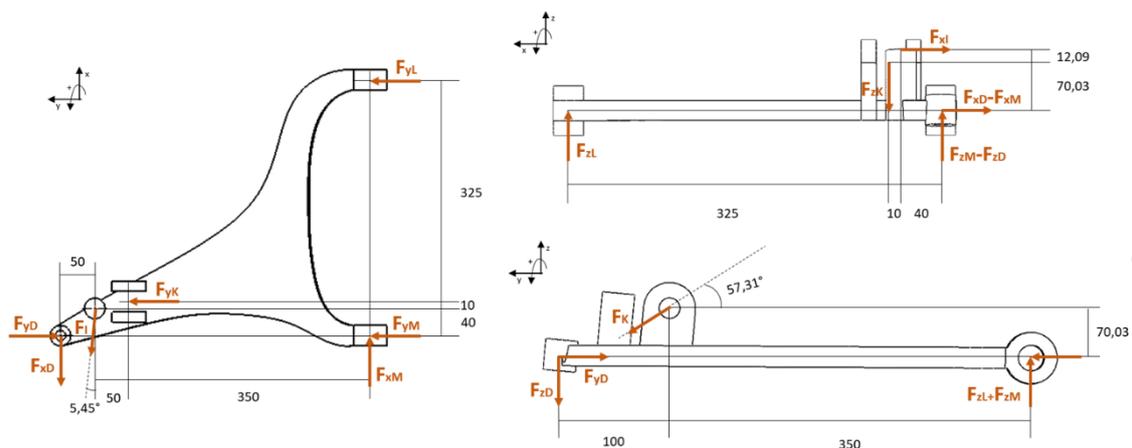


Figura 57 – DCL braço de suspensão inferior

Realizados todos os DCL, iniciou-se o processo de obtenção das forças de entrada, através da determinação das forças e dos momentos aplicados no ponto A da manga de eixo. Para esse cálculo, foram utilizados os valores das forças de entrada nas rodas calculadas no capítulo 3.3.6.1.

Calculou-se para cada caso de dimensionamento as forças de entrada em cada componente. Os valores obtidos são apresentados no Anexo 6.5.

3.3.6.4 Estudo de refinamento da malha

O refinamento da malha foi realizado tendo em conta o caso 1, velocidade constante.

O SolidWorks® disponibiliza três tipos distintos de malha. Optou-se pela que tem a capacidade de variar o tamanho consoante a geometria da peça, através da utilização da curvatura. Foi usada uma malha com elementos de 3 dimensões, em que os elementos apresentam a forma de um tetraedro com 4 nós. 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. Além do refinamento que o *software* é capaz de realizar, existe, caso necessário, a capacidade de refinar a malha localmente.

Realizaram-se estudos de malha para todos os componentes dimensionados.

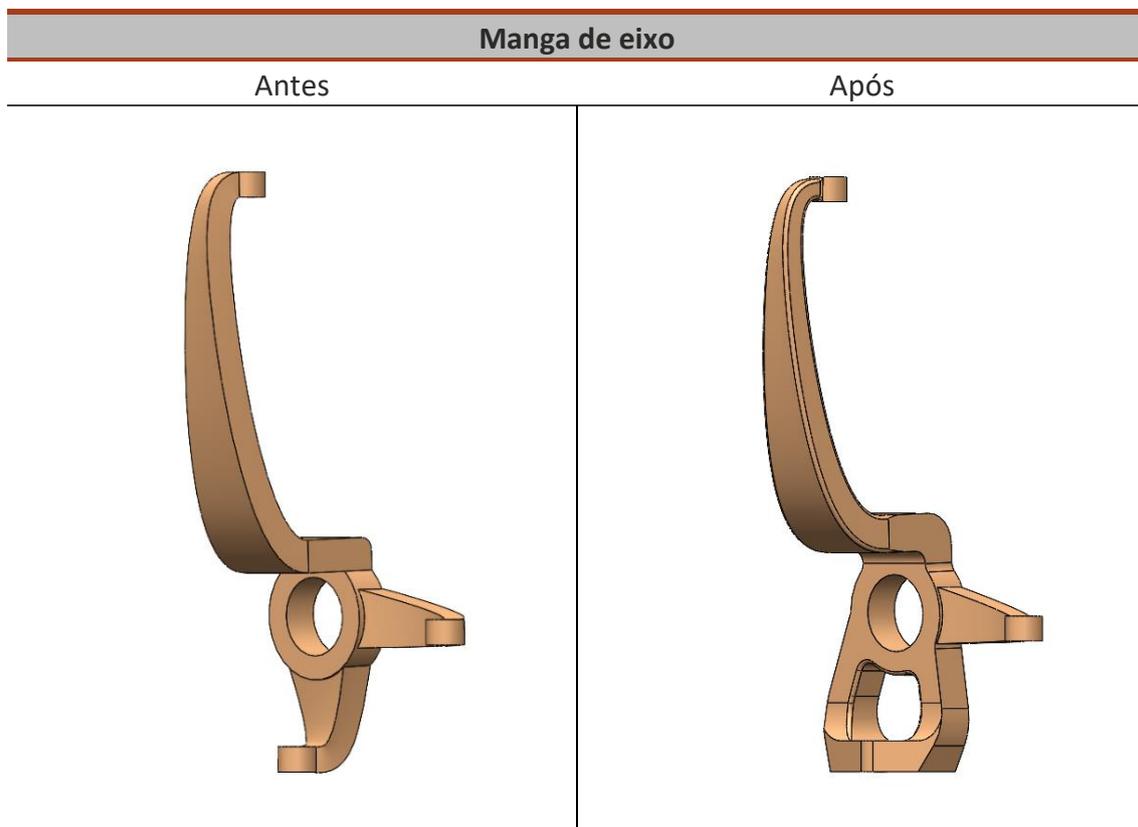
Tendo em conta as dimensões e geometria dos componentes a analisar, considerou-se que o tamanho máximo do elemento seria 60 mm. Trata-se de um tamanho global de malha elevado, devido à complexidade deste tipo de soluções. No entanto, tal como foi referido, o *software* possibilita o seu refinamento, com base na geometria do componente. Esse refinamento foi utilizado sempre que necessário.

3.3.6.5 Resultados do dimensionamento

Neste subcapítulo, são apresentados os componentes que sofreram alterações com o dimensionamento. O braço de suspensão superior e os três tirantes de direção não sofreram alterações, pois suportam os esforços aplicados e não é possível reduzir as suas secções mantendo essa condição.

Na Tabela 21, é apresentado o antes e o depois do dimensionamento da manga de eixo. Neste componente, foi necessário reforçar a união ao braço de suspensão inferior, devido aos elevados esforços a que está sujeito. Esta alteração levou à reformulação da geometria da peça, de forma a garantir a robustez da peça sem comprometer os movimentos a ela associados.

Tabela 21 – Dimensionamento da manga de eixo

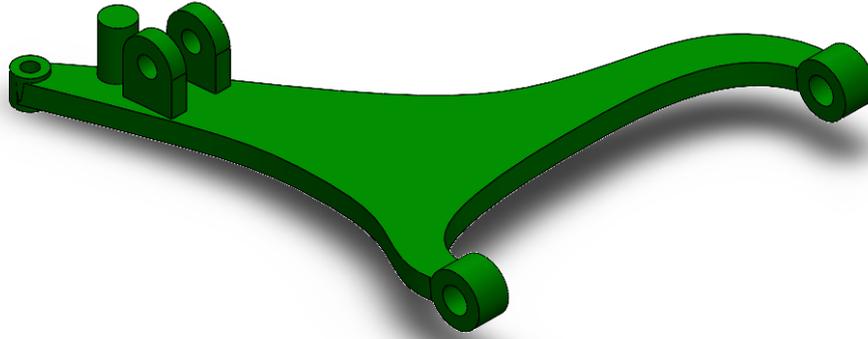


À semelhança do que aconteceu com a manga de eixo, também foi necessário reforçar o braço de suspensão inferior (Tabela 22). Este componente está sujeito a grandes esforços transmitidos, tanto pelos casquilhos, como pelo suporte do amortecedor. Após o aumento da secção e de garantir que a geometria do braço suportava todos os esforços, foi possível remover material de uma zona central do braço, sem comprometer a sua função, reduzindo assim o seu peso.

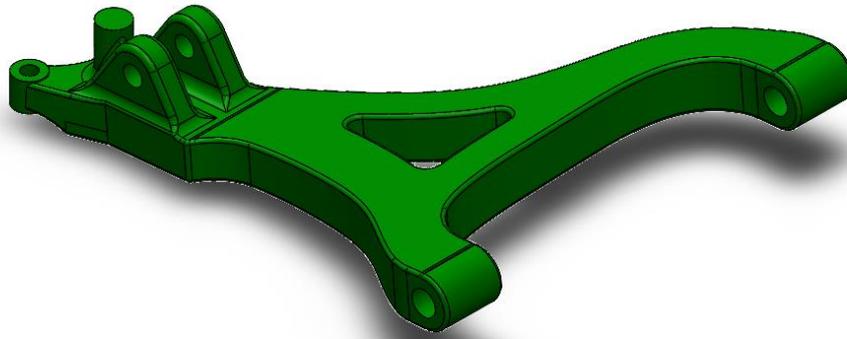
Tabela 22 – Dimensionamento braço de suspensão inferior

Braço de suspensão inferior

Antes



Após



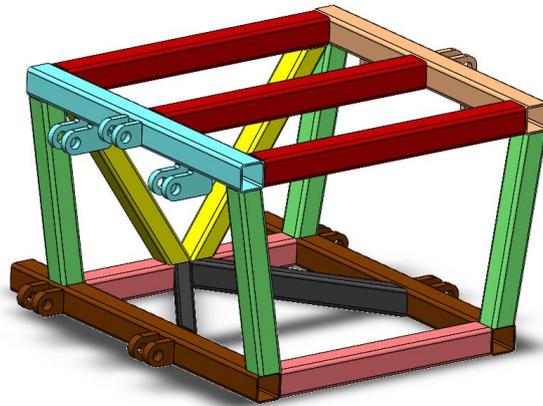
O antes e o depois da estrutura de ligação do chassis (Tabela 23) não está apenas relacionado com o dimensionamento. Para além da versão após incluir os suportes dos atuadores lineares, como foi referido no subcapítulo 3.3.3.1, a compatibilização com o módulo central foi realizada em conjunto com o dimensionamento.

No que diz respeito ao dimensionamento da estrutura, foi necessário inserir mais perfis (zona central da estrutura). Estes perfis reforçam a estrutura e foram colocados estrategicamente, de forma a criar caminhos/pontos de transmissão de força, de forma a evitar concentração de esforços em zonas específicas.

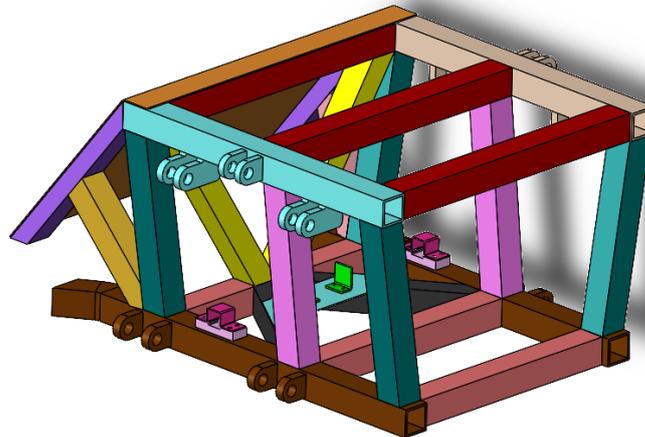
Tabela 23 – Dimensionamento da estrutura de ligação do chassis

Estrutura de ligação do chassis

Antes



Após



Na Figura 58 é representado o módulo após o dimensionamento e a sua união com o módulo central já existente.

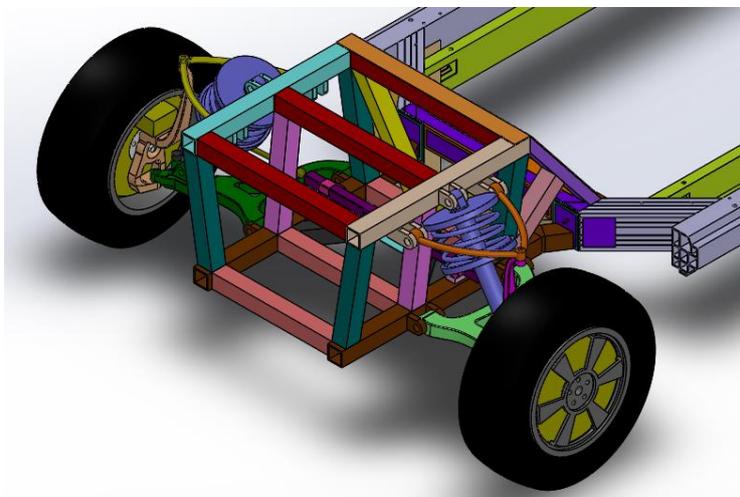


Figura 58 – Módulo após dimensionamento com união ao módulo central

3.3.7 Desenhos de conjunto

No Anexo 6.6, é apresentado o desenho de conjunto do módulo e dos subconjuntos principais que o constituem. Os desenhos apresentados são apenas representativos das dimensões gerais no módulo desenvolvido.

3.3.8 Árvore do produto

Devido ao elevado número de componentes, optou-se por dividir a árvore de produto em várias. Na primeira, são apresentados os subconjuntos principais do módulo e posteriormente, existe uma árvore para cada um deles (Figura 59, Figura 60, Figura 61 e Figura 62).

São apresentados apenas os componentes mais relevantes, ou seja, componentes como parafusos, rebites, rolamentos, rotulas, entre outros, não são apresentados. Também não são apresentados componentes que, apesar de relevantes, não fizeram parte do projeto como, por exemplo, os radiadores. No projeto, apenas foi garantida a existência de espaço para a sua colocação e manutenção.

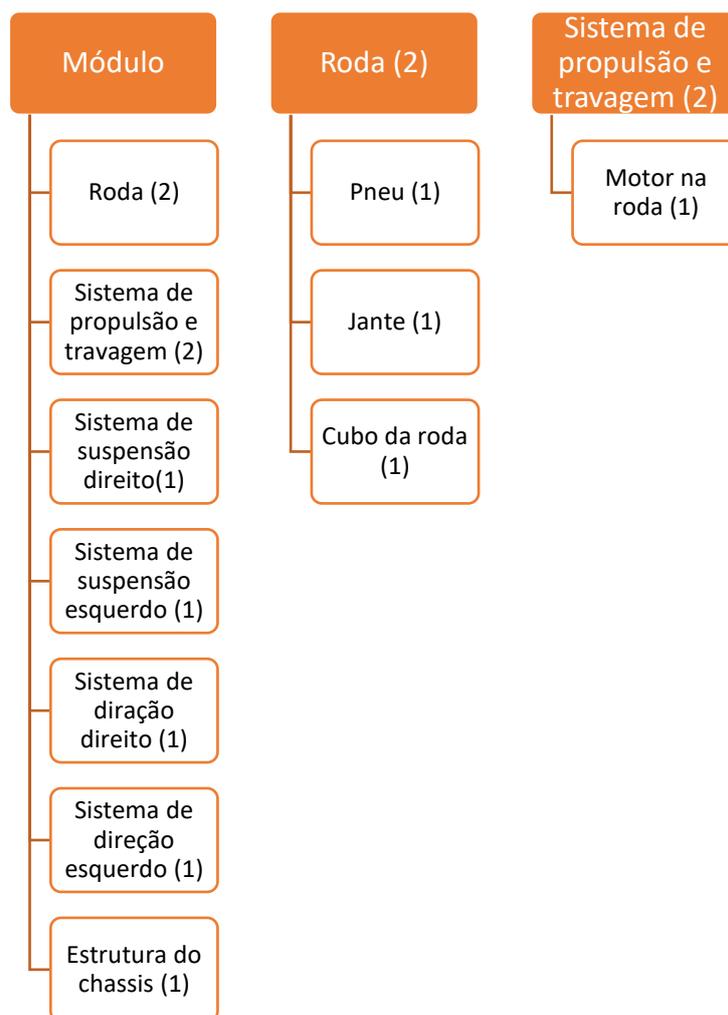


Figura 59 – Árvore de produto do módulo, da roda e do sistema de propulsão e travagem

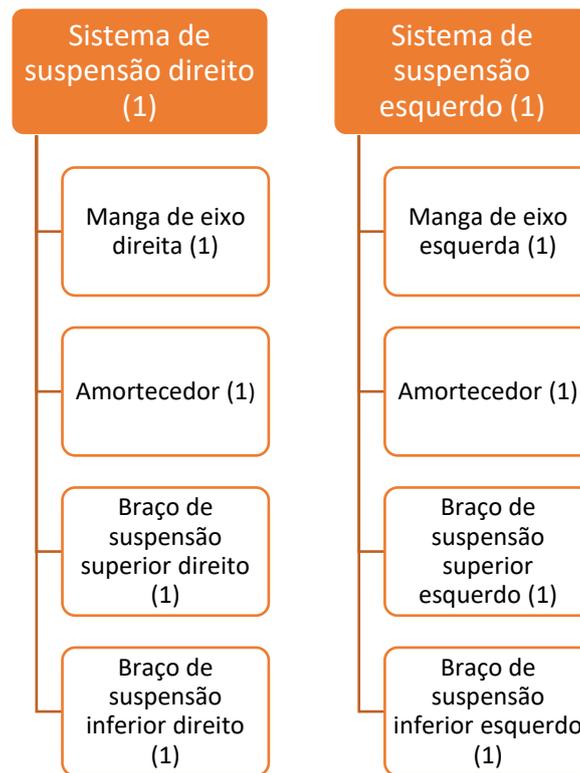


Figura 60 – Árvore de produto do sistema de suspensão direito e esquerdo

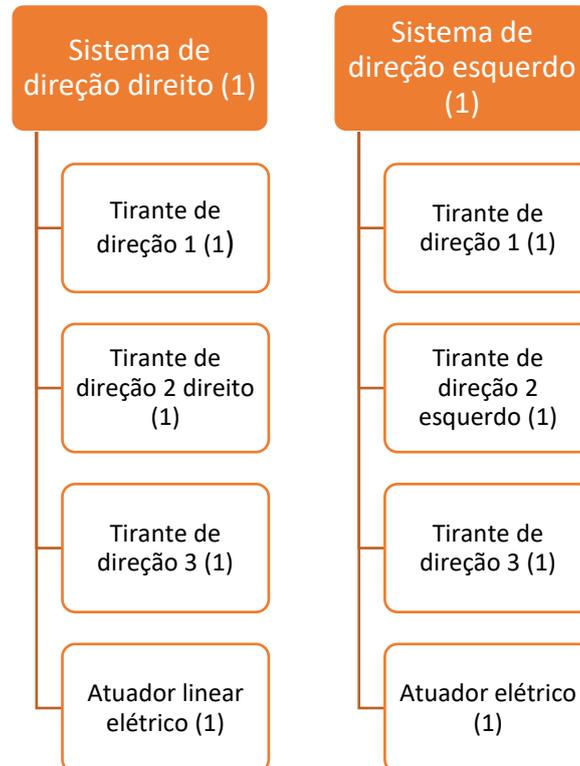


Figura 61 – Árvore de produto do sistema de direção direito e esquerdo

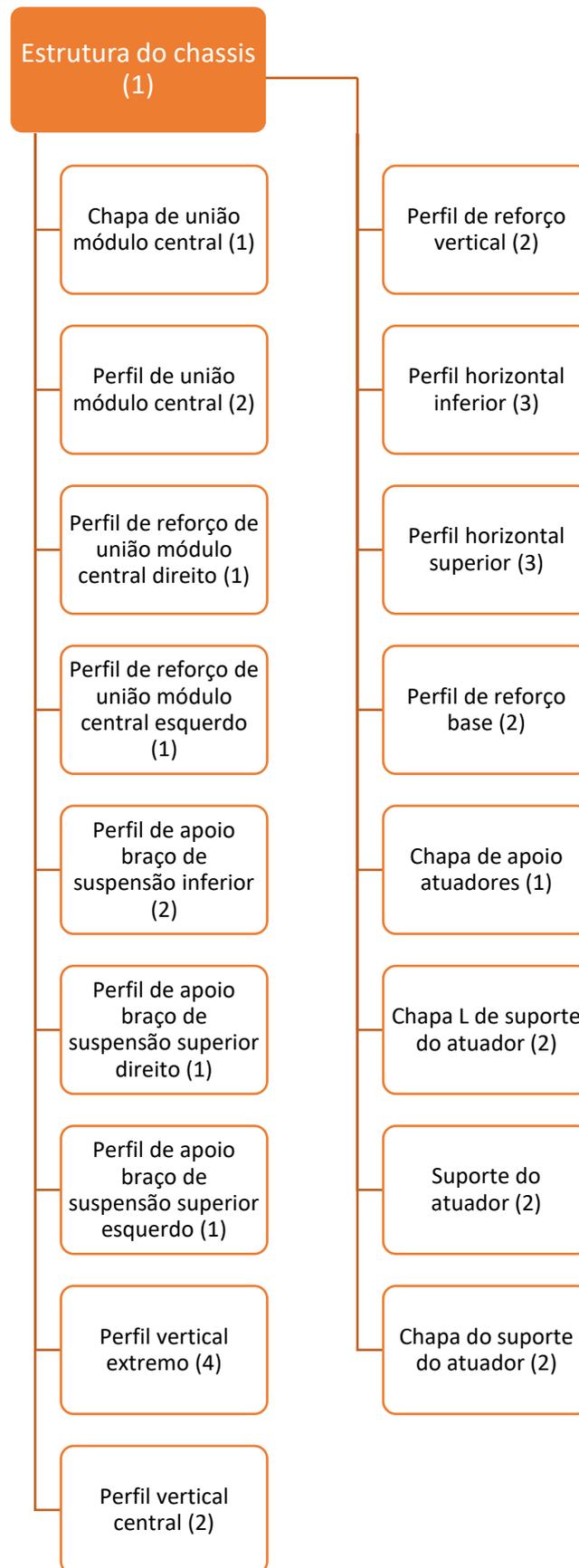


Figura 62 – Árvore de produto da estrutura de ligação do chassis

3.3.9 Estimativa de custos

Neste capítulo, é apresentada uma estimativa de custos com base no custo de aquisição dos materiais e dos processos de fabrico necessários.

Com base no volume de material necessário e do peço por quilograma dos materiais selecionados, para a aquisição dos materiais considerou-se que eram necessários 1039,22 €.

Para os processos de fabrico, tendo em conta as operações necessárias e o tempo despendido, 6127,82 €. Trata-se de um valor elevado, devido ao tempo de maquinagem das mangas de eixo e dos braços de suspensão inferiores.

Para os processos de ligação 82 €. Considerou-se o tempo e processo de soldadura, aquisição de componentes mecânicos e adesivo.

Assim, estima-se que no total sejam necessários 7249,04 € para a produção do módulo desenvolvido sem considerar o custo de aquisição de sistemas disponíveis no mercado considerados no seu desenvolvimento como, por exemplo, o motor na roda.

CONCLUSÕES

4.1 Conclusões

4.2 Proposta de trabalhos futuros

4 CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

4.1 Conclusões

O trabalho desenvolvido explora diversas soluções, considerando e cumprindo todos os requisitos e condicionantes do projeto:

- O módulo confere à plataforma a capacidade desta se movimentar a 360° e a 90°;
- O módulo substitui o módulo frontal e traseiro da plataforma CEiiA;
- A ligação entre os módulos é realizada através de ligações mecânicas e adesivas;
- Está vocacionada para tração elétrica;
- Permite a velocidade máxima de 80 km/h;
- Possui capacidade para um peso bruto total de 3,5 Ton;
- É aplicável a um veículo de transporte de passageiros (8 passageiros);
- Possui fácil adaptabilidade do módulo à plataforma CEiiA e a diferentes tipos de veículos;
- O sistema de direção garante uma boa transmissão do movimento entre o atuador e a roda e que a variação de altura da roda não tem influência no ângulo de direção.

O maior desafio passou pelo desenvolvimento do sistema de direção, por se tratar de um trabalho iterativo, demorado, com várias configurações dentro das possíveis soluções apresentadas. Dentro de todas essas soluções, a escolhida é a que apresenta melhores características cinemáticas, aliadas ao menor curso. O curso, de 208 mm, é o menor encontrado para o varrimento da roda de aproximadamente 102°. A grande desvantagem da solução final é o número de componentes, ou seja, tirantes necessários para a transmissão do movimento.

A confiabilidade e o desenvolvimento da forma como o sistema de direção é acionado, deve ser algo a considerar para a aplicação prática do sistema, ou seja, a confiabilidade dos sistemas SbW.

Para validar este projeto, são necessárias muitas mais simulações, e uma validação experimental, de forma a garantir que o estudo foi devidamente realizado.

4.2 Proposta de trabalhos futuros

Como trabalho futuro, era interessante o estudo de soluções mais complexas, que coloquem a ligação entre o braço de suspensão superior e a manga de eixo inferiores à altura da roda, de forma a obter uma solução com menor componente de altura.

Após o trabalho desenvolvido, é necessária a realização dos restantes testes de dimensionamento, inclusão dos radiadores e de todos os sistemas eletrónicos, como por exemplo os de controlo do sistema de direção.

Como a solução modular desenvolvida é completamente nova, é necessário realizar testes de validação experimental. Estes testes têm como intuito verificar todas as características apresentadas, e perceber se foram devidamente dimensionadas.

É também importante 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.

E, por fim, tendo em conta o sucesso de todos os testes de validação, é sugerida a implementação do projeto.

**BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES
DE INFORMAÇÃO**

5 BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

1. Costa R, Silva F, Campilho R. *A novel concept of agile assembly machine for sets applied in the automotive industry*. Springer, 2017.
2. Araújo W, et al. *Manufacturing cushions and suspension mats for vehicle seats: a novel cell concept*. Springer, 2016.
3. Costa M, et al. *How to solve quality problems by advanced fully-automated manufacturing systems*. Springer, 2018.
4. Santos J, Gouveia R, Silva F. *Designing a new sustainable approach to the change for lightweight materials in structural components used in truck industry*. Elsevier, 2017.
5. Silva F, Gouveia R. *Cleaner Production – Toward a better future*. Springer, 2020.
6. Simões C, et al. *Environmental and economic performance of a car component: assessing new materials, processes and designs*. Journal of Cleaner Production, 2015.
7. Pinheiro L, et al. *New skate chassis concept for electric vehicles*. SAE, 2012.
8. Gao P, et al. *Disruptive trends that will transform the auto industry*. 2016.
9. Brummelena J, et al. *Autonomous vehicle perception: The technology of today and tomorrow*. Elsevier, 2018.
10. Valera A. *Conhece os seis níveis de automação?* 2018; Disponível em: <https://www.circulaseguro.pt/conhece-os-seis-niveis-automacao/>.
11. RODRIGUES L. *FUNDAMENTOS, TECNOLOGIAS E APLICAÇÕES DE VEÍCULOS AUTÔNOMOS*. 2017.
12. Navya. *Self-Driving Made Real*. 2019; Disponível em: <https://navya.tech/fr/>.
13. Navya. *AUTONOM SHUTTLE*. 2019; Disponível em: <https://navya.tech/en/autonom-shuttle/>.
14. HARRY R. *Navya issues first AV manufacturer’s safety report to USDOT*. 2019; Disponível em: <https://www.traffictechtoday.com/news/autonomous-vehicles/navya-issues-first-av-manufacturers-safety-report-to-usdot.html>.
15. Report M. *Wien na Áustria testa ônibus elétrico autônomo*. 2017; Disponível em: <https://pregopontocom.blogspot.com/2017/05/wien-na-austria-testa-onibus-eletrico.html?sref=pi>.

16. Navya. *AUTONOM CAB*. 2019; Disponível em: <https://navya.tech/en/autonom-cab/>.
17. Costa E. *Navya apresenta táxi totalmente autônomo e elétrico*. 2017; Disponível em: <http://www.verdesobrerodas.com.br/2017/11/navya-presenta-taxi-totalmente-autonomo.html>.
18. Motors L. *Olli*. 2019; Disponível em: <https://localmotors.com/meet-olli/>.
19. UNIPLANET. *Olli, o miniautocarro elétrico fabricado numa impressora 3D*. 2016; Disponível em: <https://www.theuniplanet.com/2016/08/olli-o-miniautocarro-eletrico-e.html?m=0>.
20. Mile E. *Delivering Autonomous Mobility Solutions*. 2019; Disponível em: <https://easymile.com/company-easymile/>.
21. Dinheirovivo. *Este é o primeiro veículo autônomo a circular em Portugal*. 2019; Disponível em: <https://www.dinheirovivo.pt/empresas/primeiro-veiculo-autonomo-em-portugal-comeca-a-operar-ja-com-seguro/>.
22. AUTONEWS. *Cascais é o primeiro município com um veículo autônomo*. 2019; Disponível em: <https://www.autonews.pt/auto-news/43345-cascais-e-a-primeira-municipalidade-com-um-veiculo-autonomo/>.
23. Omar M. *The Automotive Body Manufacturing Systems and Processes*. 2011.
24. Torres L, Ribeiro C. *Estruturas Especiais*. 2017.
25. Tixce M. *La Carrocería, el esqueleto de nuestros coches*. 2017; Disponível em: <https://www.motoryracing.com/coches/noticias/la-carroceria-el-esqueleto-de-nuestros-coches/>.
26. Porsche. *Photos* 2019; Disponível em: <https://presskit.porsche.de/specials/en/porsche-fahrwerkentwicklung/photos.html>.
27. Association A. *The Aluminium Automotive Manual*. 2013; Disponível em: <https://european-aluminium.eu/resource-hub/aluminium-automotive-manual/>.
28. Macey S, Wardle G. *THE FUNDAMENTALS OF CAR DESIGN & PACKAGING*. 2008: H-POINT.
29. DMCA. *Body On Frame Suv Vs Unibody*. 2016; Disponível em: <http://elektromain.xyz/body-on-frame-suv-vs-unibody/>.
30. Flypaper. *Frame & Unibody Repair* 2019; Disponível em: <https://www.countryclubautobodynwa.com/frame-and-unibody-repair>.
31. JetBrains. *What is the difference between a unibody, monocoque, and space frame in cars?* 2017; Disponível em: <https://www.quora.com/What-is-the-difference-between-a-unibody-monocoque-and-space-frame-in-cars>.

32. James. *LOTUS CHASSIS ENGINEERING*. 2011; Disponível em: <https://jtautomotive.wordpress.com/2011/11/03/lotus-chassis-engineering-greatest-hits/>.
33. Gonzalez R. *Projeto de uma viatura fórmula elétrica*, no *Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica*. 2014, FEUP.
34. Googlesani M, et al. *Modern electric, hybrid electric, and fuel cell vehicles*. 2004, Florida, USA: CRC press.
35. Oliveira H. *Design e desenvolvimento de uma solução modular de um veículo autónomo para transporte e manuseamento de cargas, baseado numa plataforma existente*, no *Departamento em Engenharia Mecânica*. 2018, ISEP.
36. Reimpell J, Stoll H, Betzler J. *The Automotive Chassis: Engineering Principles*. 2001: Elsevier.
37. Kulkarni A, et al. *Synthesis and Optimization of Steering Mechanism of Extra-Long Semi-Trailer Vehicle*. *Procedia Structural Integrity*, 2019.
38. ZhaoW, et al. *Energy analysis and optimization design of vehicle electro-hydraulic compound steering system*. *Applied Energy*, 2019.
39. Harrer M, Pfeffer P. *Steering Handbook*. 2017: Springer.
40. Huang C, et al. *Fault tolerant steer-by-wire systems: An overview*. *Annual Reviews in Control*, 2019.
41. Cesiel D, Gaunt M, Daugherty B. *Development of a steer-by-wire system for the GM Sequel*. SAE, 2006.
42. NASA, *Game Changing Developmet*. NASA facts, 2013.
43. Standardization I. *ISO 26262:2018 – Road Vehicles Functional Safety*. 2018: Geneva, Switzerland.
44. Huang C, Li L. *Architectural Design and Analysis of a Steer-by-Wire System in View of Functional Safety Concept*. *Reliab Eng Syst Safe*, 2020.
45. Laws S, et al. *Steer-by-wire suspension and steering design for controllability and observability*. *IFAC Proceedings Volumes*, 2005.
46. Silva J. *Comparação entre o comportamento à fadiga de ligações rebitadas e aparafusadas*, no *Departamento de Engenharia da Escola de Ciências e Tecnologia*. 2009, Universidade de Trás-os-Montes e Alto Douro.
47. Silva L, Öchsner A. *Modeling of adhesively bonded joints*. 2008, Berlim, Alemanha: Springer.

48. Lippold J. *Welding metallurgy and weldability*. 2014, New Jersey, USA: John Wiley & Sons.
49. NHTSA. *National Highway Traffic Safety Administration*. 2019; Disponível em: <https://www.nhtsa.gov/>.
50. NCAP. *About Euro NCAP*. 2019; Disponível em: <https://www.euroncap.com/en/about-euro-ncap/>.
51. Pinto N. *É preciso acreditar*. ipeople, 2018.
52. Ferreira A, Lima P. *Nesta casa de engenheiros, o céu é o limite*. 2016; Disponível em: <http://leitor.expresso.pt/#library/expresso/semanario2282/economia-2282/temas/nesta-casa-de-engenheiros-o-ceu-e-o-limite>.
53. CEiiA. *LIVING LAB CARBONO ZERO GANHA PRÉMIO EUROPEU DE INOVAÇÃO*. 2018; Disponível em: <https://www.ceiia.com/single-post/2018/11/21/LIVING-LAB-CARBONO-ZERO-GANHA-PR%C3%89MIO-EUROPEU-DE-INOVA%C3%87%C3%83O>.
54. Castro F. *Do CEiiA nascem os primeiros 100 ventiladores. “Desenvolver um produto para salvar vidas é um projeto repleto de paixão”*. 2020; Disponível em: <https://eco.sapo.pt/reportagem/do-ceiia-nascem-os-primeiros-100-ventiladores-desenvolver-um-produto-para-salvar-vidas-e-um-projeto-repleto-de-paixao/>.
55. Volinski J. *Evaluation of Automated Vehicle Technology for Transit*. 2016: NCTR. p. 11-12.
56. ProteanDrive. *A Better Way To Travel*. 2019; Disponível em: <https://www.proteanelectric.com/protean-drive/#models>.
57. Evans P. *Michelin Active Wheel System to hit roads in 2010*. 2008; Disponível em: <https://newatlas.com/michelin-active-wheel-production-electric-car-by-2010/10489/>.
58. TSPORT100. *Michelin Active Wheel System to hit roads in 2010*. 2009; Disponível em: <http://www.electric-vehiclenews.com/2009/03/michelin-active-wheel-system-to-hit.html>.
59. Aragón E. *El Intelligent Corner Module de Schaeffler consigue un premio a la innovación*. 2019; Disponível em: <https://movilidadelectrica.com/intelligent-corner-module-de-schaeffler/>.
60. Protean. *Protean360+*. 2019; Disponível em: <https://www.proteanelectric.com/technology/>.
61. Gumpoltsberger G, et al. *Intelligently networking of chassis, driveline, and driver assistance systems*. ATZ Worldwide, 2015.
62. Mihalascu D. *Meet The Smart Urban Vehicle, ZF's First Concept Built Entirely In-House*. 2015; Disponível em: <https://www.carscoops.com/2015/07/meet-smart-urban-vehicle-zfs-first/>.

63. INTROSYS. *ROBÓTICA MÓVEL TERRESTRE*. 2018; Disponível em: <http://www.introsys.eu/pt/>.
64. Miller. *Jeep Hurricane Concept*. 2018; Disponível em: <https://moparinsiders.com/inside-design-2005-jeep-hurricane-concept/>.
65. Booster M. *Hybrid or semi hydraulic power steering system*. 2019; Disponível em: <https://www.mechanicalbooster.com/2017/12/power-steering-system.html/hybrid-or-semi-hydraulic-power-steering-system>.
66. SpeedWorks. *YSS Steering Damper*. 2019; Disponível em: <http://www.bskspeedworks.co.uk/yss-steering-damper.html>.
67. Simpson C. *The Tesla Model S 'Skateboard' Rolling Chassis Is A Thing Of Beauty*. 2014; Disponível em: <https://www.gizmodo.com.au/2014/12/the-tesla-model-s-skateboard-rolling-chassis-is-a-thing-of-beauty/>.
68. Images G. *Navya Premium High Res Photos*. 2018; Disponível em: <https://www.gettyimages.ae/photos/navya?mediatype=photography&page=2&phrase=navya&sort=mostpopular>.
69. Motors L. *Olli chassis*. 2018; Disponível em: <https://launchforth.io/Creas/chassis/>.
70. Heißing B, Ersoy M. *Chassis Handbook: Fundamentals, Driving Dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives*. 2010: Springer Science & Business Media.
71. Elaphe. *Motors*. 2019; Disponível em: <https://in-wheel.com/product-category/motors/>.
72. QSMOTOR. *E-Car Hub Motor*. 2019; Disponível em: <http://www.qs-motor.com/product-catagory/car-hub-motor/>.
73. PrintedMotorWorks. *In-Wheel Motors*. 2019; Disponível em: <https://www.printedmotorworks.com/in-wheel-motors/>.
74. PneusOnline. *Índices de carga e de velocidade Auto*. 2019; Disponível em: <https://www.pneus-online.pt/indices-de-carga-e-de-velocidade-conselhos.html>.
75. MICHELIN. *Pneus para veículos comerciais*. 2019; Disponível em: <https://www.michelin.pt/auto/tyres/agilis-crossclimate>.
76. Ashby M. *Materials Selection in Mechanical Design*. 2011: Elsevier.
77. Fischer U, et al. *Manual de Tecnologia Metal Mecânica*. 2005: Blucher.

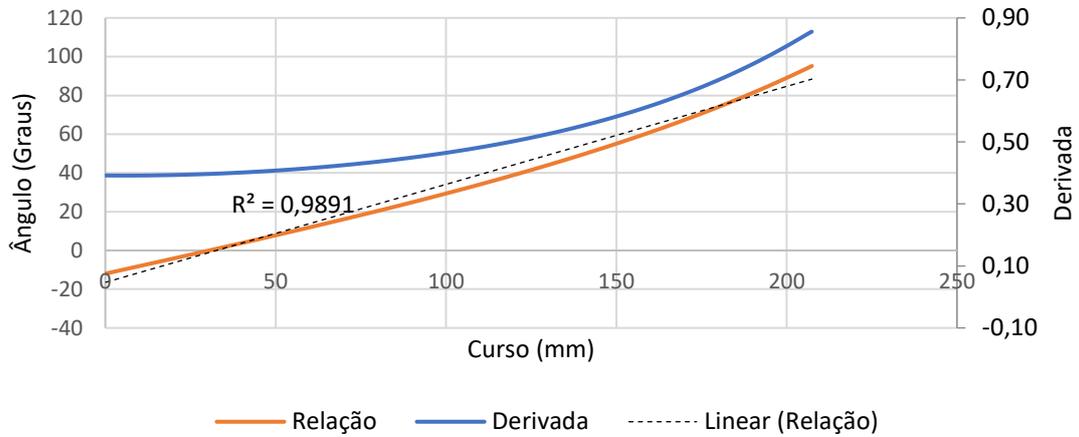
ANEXOS

- 6.1 Gráficos resultantes do estudo cinemático do sistema de direção
- 6.2 Tabela com as propriedades dos materiais
- 6.3 Ficha técnica AW 6082-T6
- 6.4 Ficha técnica AISI 4130
- 6.5 Forças de entrada para o dimensionamento componente a componente
- 6.6 Desenhos de conjunto

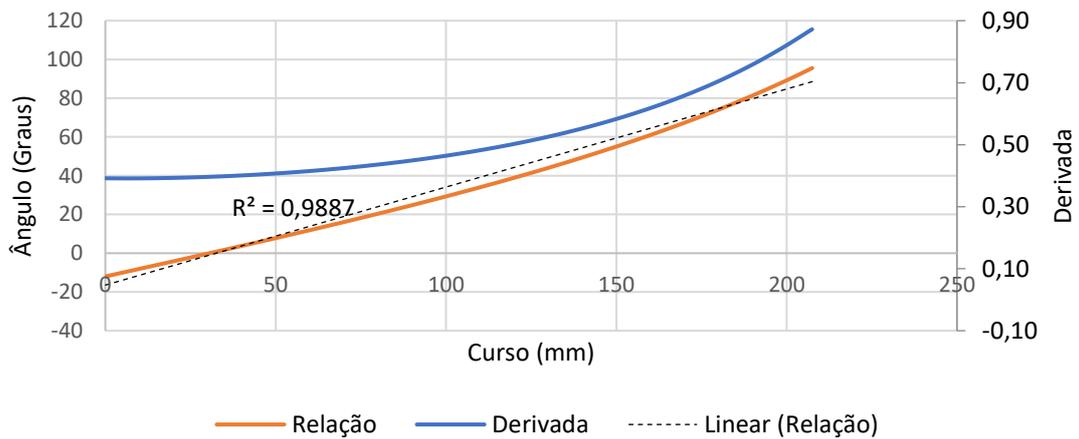
6 ANEXOS

6.1 Gráficos resultantes do estudo cinemático do sistema de direção

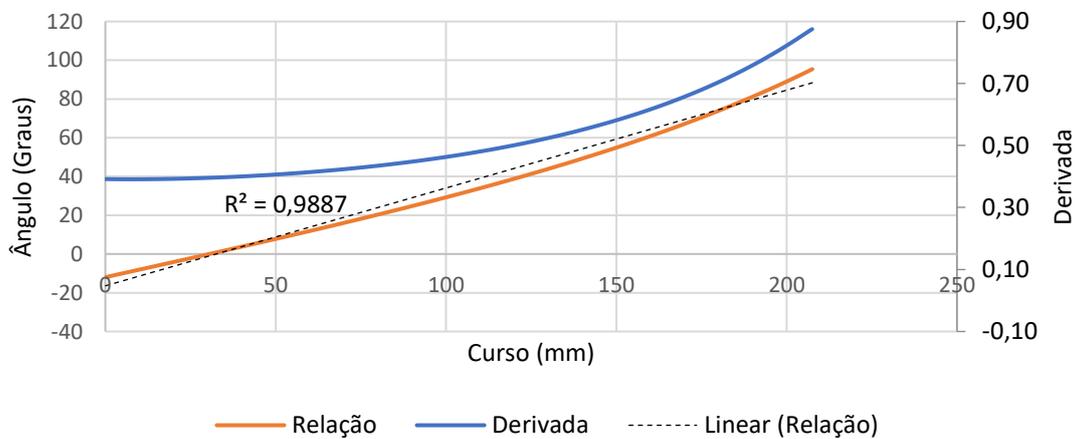
Relação do ângulo da roda com o curso do atuador
posição 90



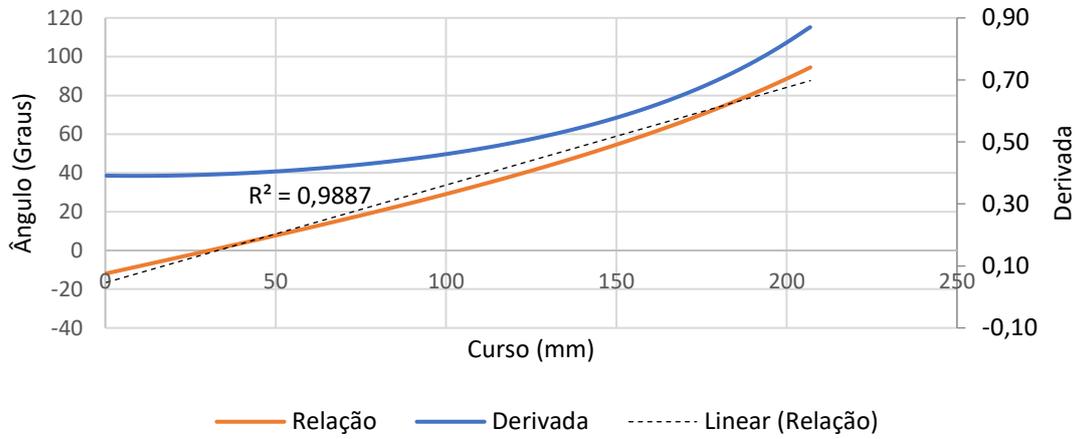
Relação do ângulo da roda com o curso do atuador
posição 70



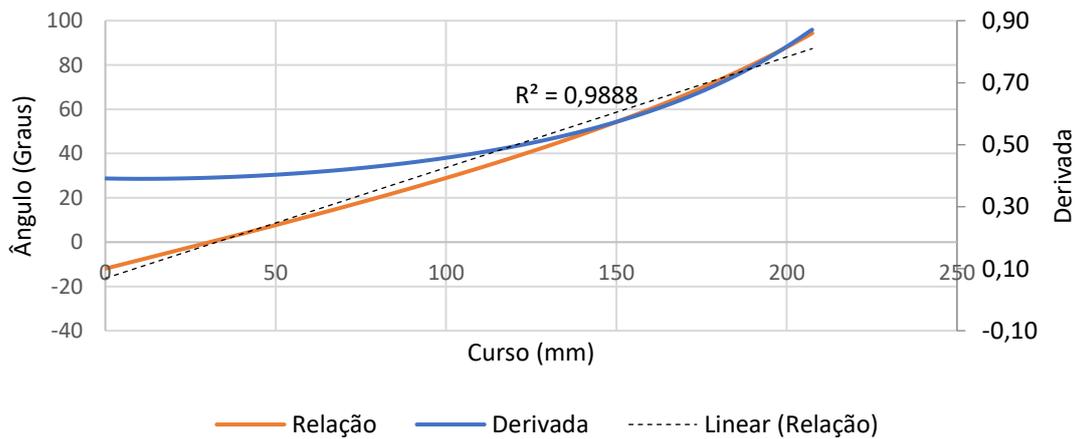
Relação do ângulo da roda com o curso do atuador
posição 60



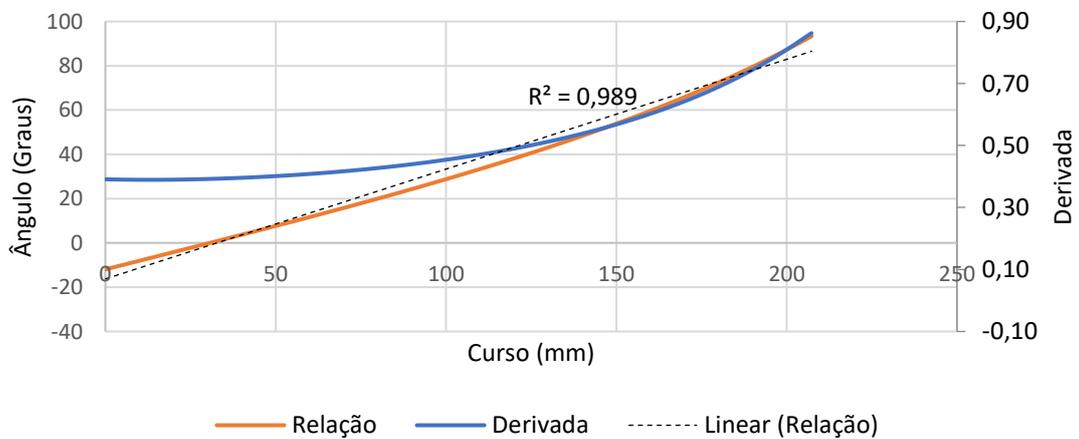
Relação do ângulo da roda com o curso do atuador
posição 50



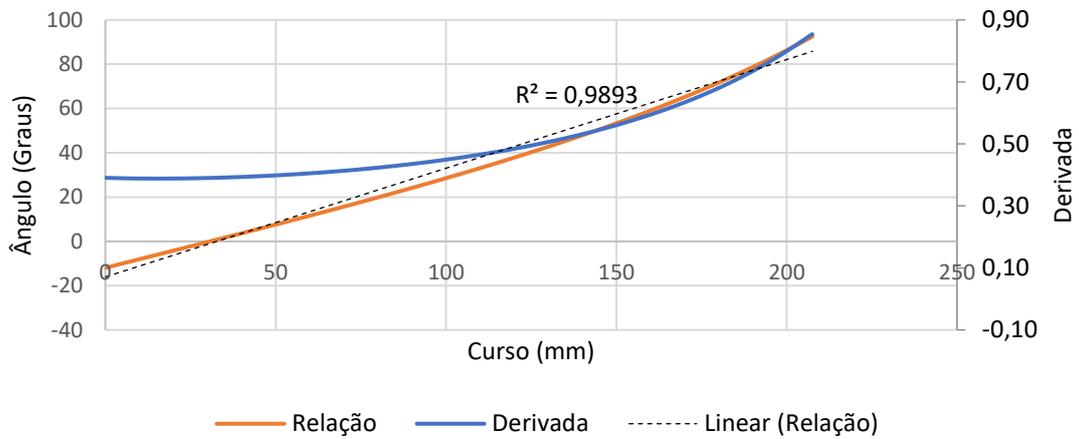
Relação do ângulo da roda com o curso do atuador
posição 40



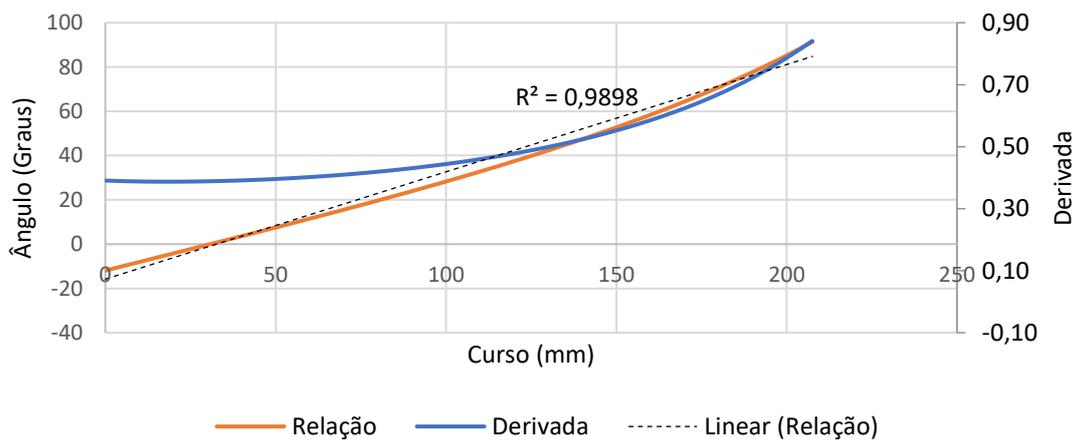
Relação do ângulo da roda com o curso do atuador
posição 30



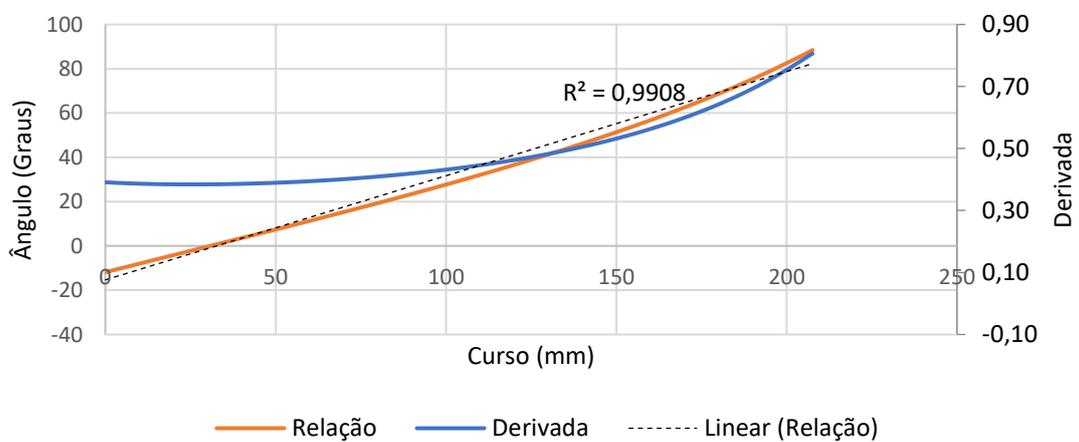
Relação do ângulo da roda com o curso do atuador
posição 20



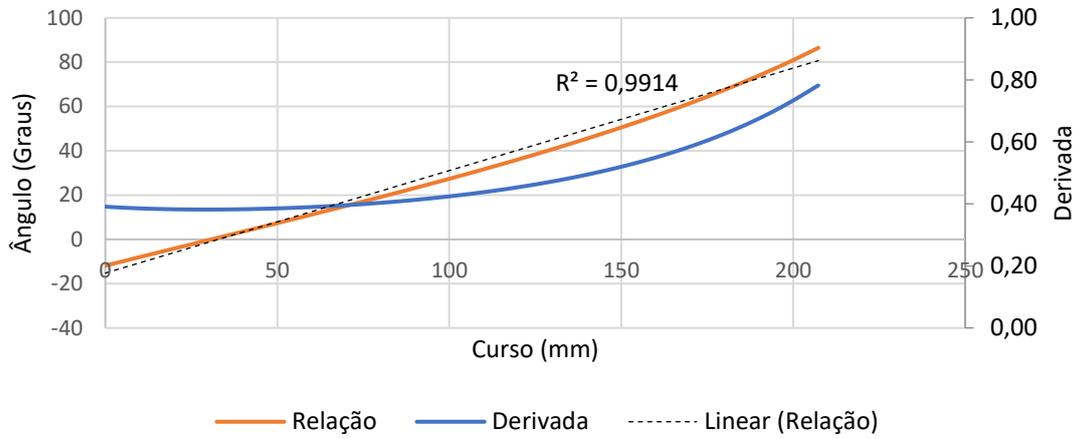
Relação do ângulo da roda com o curso do atuador
posição 10



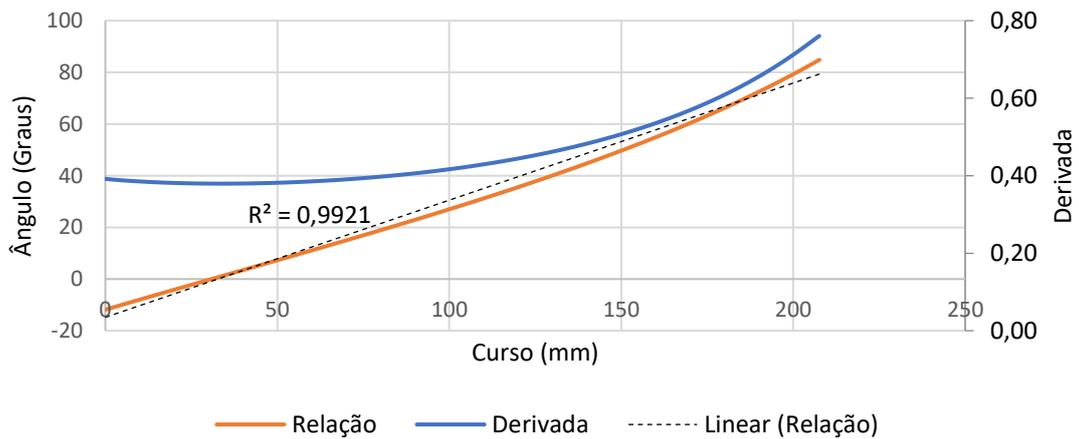
Relação do ângulo da roda com o curso do atuador
posição -10



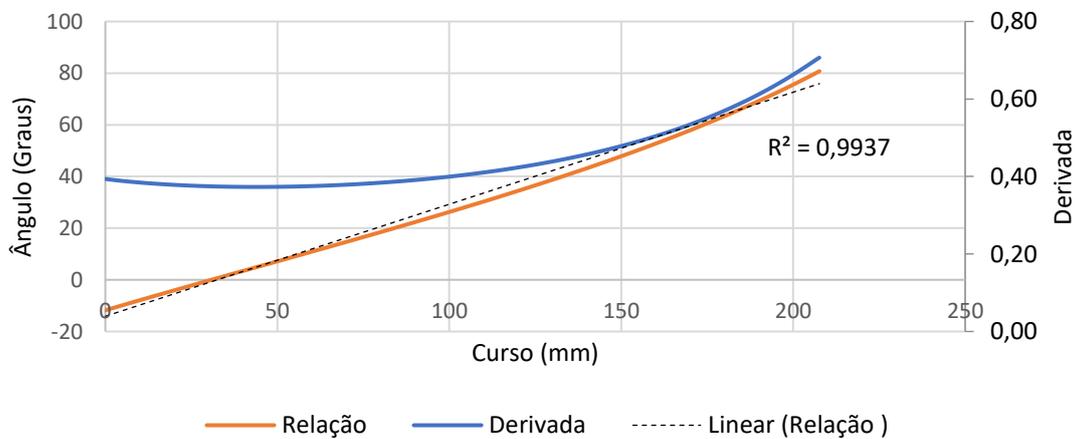
Relação do ângulo da roda com o curso do atuador
posição -20



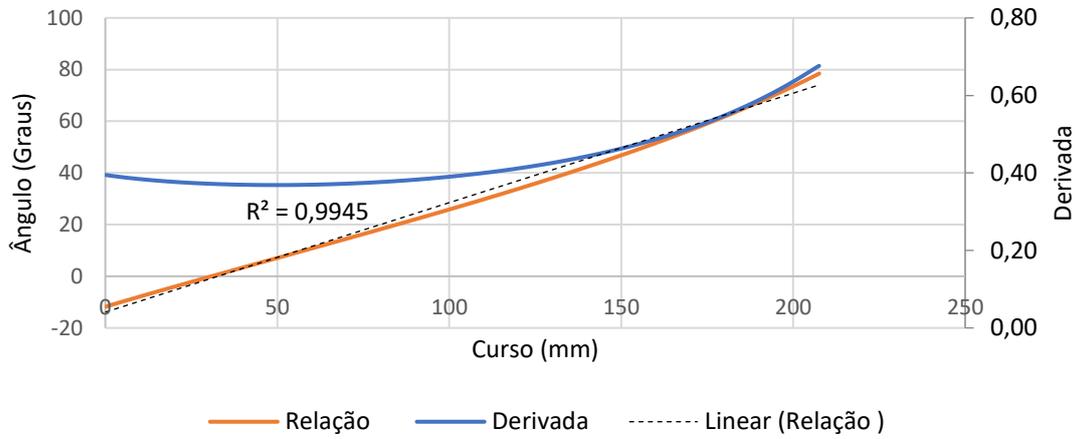
Relação do ângulo da roda com o curso do atuador
posição -30



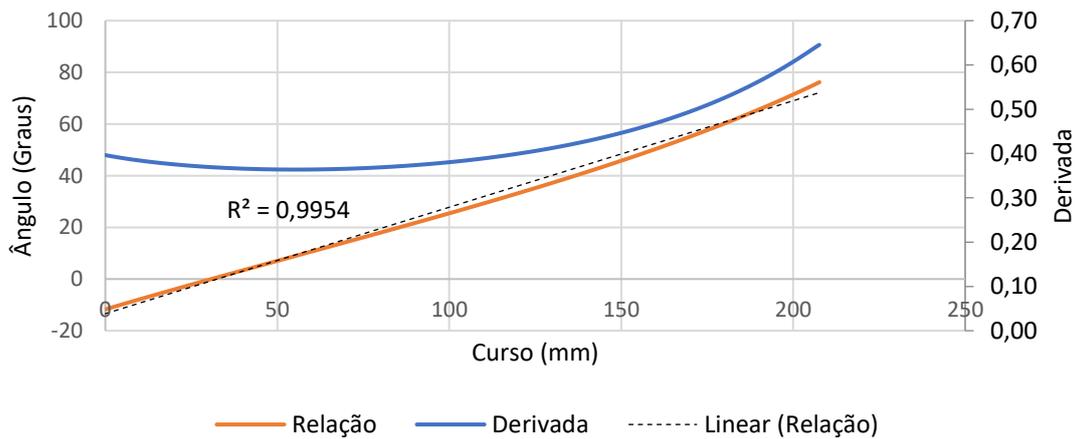
Relação do ângulo da roda com o curso do atuador
posição -50



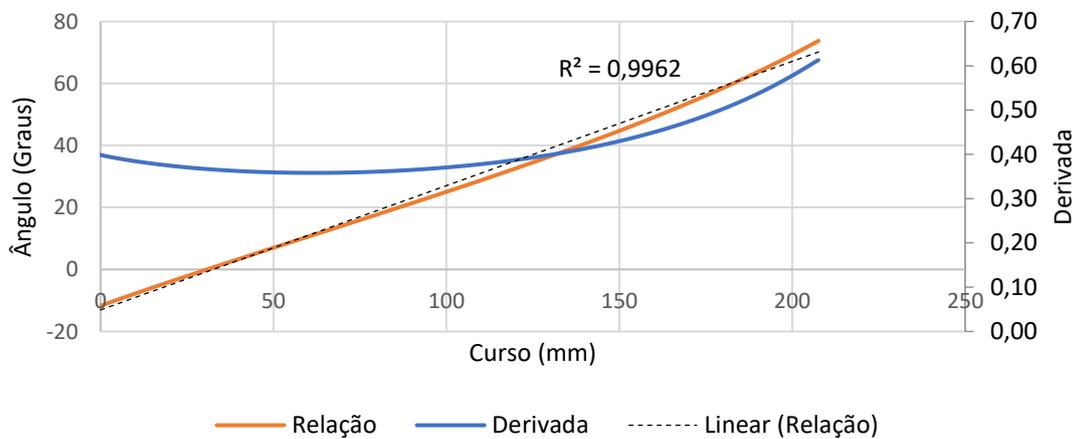
Relação do ângulo da roda com o curso do atuador
posição -60



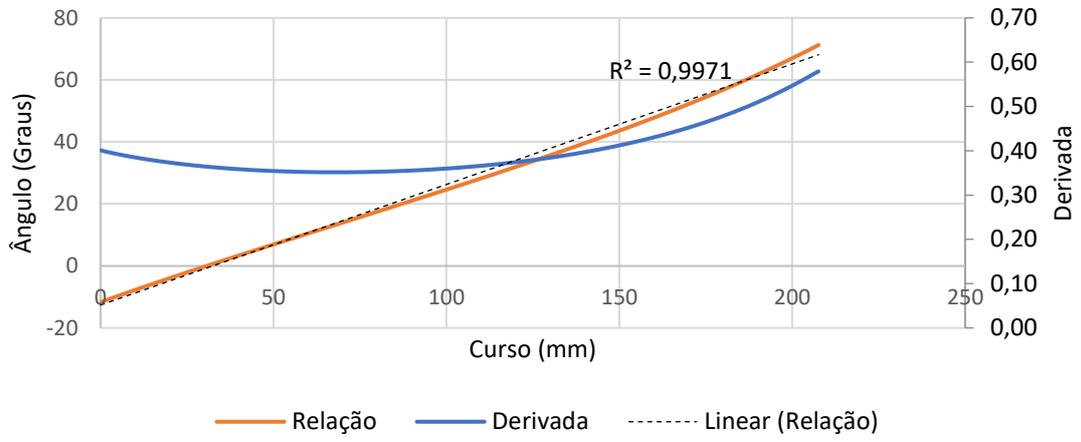
Relação do ângulo da roda com o curso do atuador
posição -70



Relação do ângulo da roda com o curso do atuador
posição -80



Relação do ângulo da roda com o curso do atuador posição -90



6.2 Tabela com as propriedades dos materiais

		A	B	C	D	E	F	G	H
		Densidade [kg/m ³]	Resistência à fadiga [MPa]	Módulo de elasticidade [GPa]	Tensão de cedência [MPa]	Tensão de rotura [MPa]	Tenacidade à fratura [MPa·m ^{0,5}]	Resistência à corrosão [-]	Custo [€/kg]
1	EN GJL 250	7200	104	124	179	275	18	3,6	0,51
2	AZ 61 A	1805	120	45	193	295	17	3,2	3,06
3	AISI 321	7950	235	197	221	585	60	4,9	3,04
4	AISI 1040	7850	273	212	353	525	59	3,2	0,47
5	AISI 4130	7850	285	209	360	560	99	3,2	0,50
6	AISI 5046	7850	631	207	1410	1745	48	3,2	0,44
7	AW 5182	2655	138	71	143	280	33	3,9	2,00
8	AW 5454	2685	124	72	87	226	35	3,9	2,01
9	AW 5754	2675	123	71	100	209	33	3,9	2,00
10	AW 6005 A – T6	2710	125	70	212	278	33	3,9	1,99
11	AW 6022 – T4	2690	126	69	142	240	33	3,9	1,97
12	AW 6060 – T6	2700	86	71	215	245	34	3,9	1,96
13	AW 6061 – T6	2700	95	71	242	281	34	3,9	2,00
14	AW 6063 – T6	2690	84	71	211	245	34	3,9	1,97
15	AW 6082 – T6	2700	95	72	265	310	34	3,9	1,99
16	AW 6111 – T4	2710	149	69	155	280	33	3,9	2,00

6.3 Ficha técnica AW 6082-T6

Identification

Designation

6082

Condition

T6 (Solution heat-treated and artificially aged)

UNS number

A96082

EN name

EN AW-6082 (EN AW-Al Si1MgMn)

EN number

3.2315

General Properties

Density	2.67e3	-	2.73e3	kg/m ³
Price	* 1.89	-	2.09	EUR/kg

Composition overview

Composition (summary)

Al/1.0Si/0.9Mg/0.7Mn

Base Al (Aluminum)

Composition detail (metals, ceramics and glasses)

Al (aluminum)	95.2	-	98.3	%
Cr (chromium)	0	-	0.25	%
Cu (copper)	0	-	0.1	%
Fe (iron)	0	-	0.5	%
Mg (magnesium)	0.9			%
Mn (manganese)	0.4	-	1	%
Si (silicon)	0.7	-	1.3	%
Ti (titanium)	0	-	0.1	%
Zn (zinc)	0	-	0.2	%
Other	0	-	0.15	%

Mechanical properties

Young's modulus	70	-	74	GPa
Flexural modulus	* 70	-	74	GPa
Shear modulus	25	-	27	GPa
Bulk modulus	65	-	72	GPa
Poisson's ratio	0.325	-	0.335	
Shape factor	25			
Yield strength (elastic limit)	240	-	290	MPa
Tensile strength	280	-	340	MPa
Compressive strength	* 295	-	326	MPa
Flexural strength (modulus of rupture)	295	-	326	MPa
Elongation	5	-	11	% strain
Hardness - Vickers	95	-	105	HV

Hardness - Brinell	95	-	105	MPa
Fatigue strength at 10 ⁷ cycles	90	-	100	MPa
Fatigue strength model (stress range)	61.6	-	85	MPa
<u>Parameters:</u> Stress Ratio = 0, Number of Cycles = 1e7				
Fracture toughness	* 33	-	35	MPa.m ^{0.5}
Mechanical loss coefficient (tan delta)	* 1e-4	-	0.002	

Thermal properties

Melting point	575	-	650	°C
Maximum service temperature	110	-	170	°C
Minimum service temperature	-273			°C
Thermal conductivity	169	-	175	W/m.°C
Specific heat capacity	* 882	-	918	J/kg.°C
Thermal expansion coefficient	22.5	-	23.7	µstrain/°C
Latent heat of fusion	384	-	393	kJ/kg

Electrical properties

Electrical resistivity	3.8	-	4	µohm.cm
Galvanic potential	* -0.8	-	-0.72	V

Optical properties

Transparency	Opaque			
--------------	--------	--	--	--

Durability: flammability

Flammability	Non-flammable			
--------------	---------------	--	--	--

Durability: fluids and sunlight

Water (fresh)	Excellent			
Water (salt)	Acceptable			
Weak acids	Excellent			
Strong acids	Excellent			
Weak alkalis	Acceptable			
Strong alkalis	Unacceptable			
Organic solvents	Excellent			
UV radiation (sunlight)	Excellent			
Oxidation at 500C	Unacceptable			

Primary material production: energy, CO2 and water

Embodied energy, primary production	* 196	-	217	MJ/kg
CO2 footprint, primary production	* 12	-	13.3	kg/kg
Water usage	* 1.12e3	-	1.24e3	l/kg

Material processing: energy

Rough rolling, forging energy	* 7.56	-	8.36	MJ/kg
Extrusion, foil rolling energy	* 14.8	-	16.4	MJ/kg
Wire drawing energy	* 54.8	-	60.6	MJ/kg
Metal powder forming energy	* 22.2	-	24.5	MJ/kg
Vaporization energy	* 1.55e4	-	1.71e4	MJ/kg
Coarse machining energy (per unit wt removed)	* 1.57	-	1.73	MJ/kg

Fine machining energy (per unit wt removed)	* 11.4	- 12.6	MJ/kg
Grinding energy (per unit wt removed)	* 22.3	- 24.6	MJ/kg
Non-conventional machining energy (per unit wt removed)	* 155	- 171	MJ/kg

Material processing: CO2 footprint

Rough rolling, forging CO2	* 0.567	- 0.627	kg/kg
Extrusion, foil rolling CO2	* 1.11	- 1.23	kg/kg
Wire drawing CO2	* 4.11	- 4.55	kg/kg
Metal powder forming CO2	* 1.77	- 1.96	kg/kg
Vaporization CO2	* 1.16e3	- 1.28e3	kg/kg
Coarse machining CO2 (per unit wt removed)	* 0.117	- 0.13	kg/kg
Fine machining CO2 (per unit wt removed)	* 0.854	- 0.944	kg/kg
Grinding CO2 (per unit wt removed)	* 1.67	- 1.85	kg/kg
Non-conventional machining CO2 (per unit wt removed)	* 11.6	- 12.8	kg/kg

Material recycling: energy, CO2 and recycle fraction

Recycle	✓		
Embodied energy, recycling	* 33.2	- 36.7	MJ/kg
CO2 footprint, recycling	* 2.61	- 2.88	kg/kg
Recycle fraction in current supply	40.5	- 44.7	%
Downcycle	✓		
Combust for energy recovery	✗		
Landfill	✓		
Biodegrade	✗		
A renewable resource?	✗		

Notes

Typical uses

General purpose high duty applications, structural frames, pylons, towers, bridges.

Other notes

Prices of Aluminum alloys fluctuate greatly and are dependent on batch size, unit size, forming methods, etc.

Reference sources

Data compiled from multiple sources. See links to the References table.

Standards with similar compositions

ISO: Al-Si1MgMn
 UK (BS Pre-1980): H30
 USA (UNS): n/a
 Germany (W.-Nr): 3.2315
 Germany (DIN): AlMgSi1
 France: A-SGM0.7
 Italy (UNI): 9006/4

Links

ProcessUniverse
 Producers
 Reference

Shape

Structural Sections

6.4 Ficha técnica AISI 4130

Identification

Designation

AISI 4130

Condition

Annealed

UNS number

G41300

General Properties

Density	7.8e3	-	7.9e3	kg/m ³
Price	* 0.478	-	0.525	EUR/kg

Composition overview

Composition (summary)

Fe/0.8-1.1Cr/0.4-0.9Mn/0.28-0.33C/0.1-0.35Si/0.15-0.25Mo/<0.04P/<0.04S

Base Fe (Iron)

Composition detail (metals, ceramics and glasses)

C (carbon)	0.28	-	0.33	%
Cr (chromium)	0.8	-	1.1	%
Fe (iron)	97	-	98.2	%
Mn (manganese)	0.4	-	0.9	%
Mo (molybdenum)	0.15	-	0.25	%
P (phosphorus)	0	-	0.04	%
S (sulfur)	0	-	0.04	%
Si (silicon)	0.1	-	0.35	%

Mechanical properties

Young's modulus	201	-	216	GPa
Flexural modulus	* 201	-	216	GPa
Shear modulus	77	-	85	GPa
Bulk modulus	155	-	176	GPa
Poisson's ratio	0.285	-	0.295	
Shape factor	57			
Yield strength (elastic limit)	320	-	400	MPa
Tensile strength	500	-	620	MPa
Compressive strength	* 320	-	400	MPa
Flexural strength (modulus of rupture)	320	-	400	MPa
Elongation	22	-	34	% strain
Hardness - Vickers	145	-	185	HV
Hardness - Brinell	148	-	164	MPa
Fatigue strength at 10 ⁷ cycles	* 263	-	307	MPa
Fatigue strength model (stress range)	* 158	-	221	MPa
Parameters: Stress Ratio = 0, Number of Cycles = 1e7				
Fracture toughness	* 75	-	122	MPa.m ^{0.5}
Mechanical loss coefficient (tan delta)	* 8.4e-4	-	0.00105	



Thermal properties

Melting point	1.46e3	-	1.51e3	°C
Maximum service temperature	* 626	-	656	°C
Minimum service temperature	* -73	-	-48	°C
Thermal conductivity	42	-	48	W/m.°C
Specific heat capacity	460	-	500	J/kg.°C
Thermal expansion coefficient	11	-	13	μstrain/°C
Latent heat of fusion	* 265	-	280	kJ/kg

Processing properties

Carbon equivalency	0.282	-	0.478	
--------------------	-------	---	-------	--

Electrical properties

Electrical resistivity	20	-	25	μohm.cm
Galvanic potential	* -0.5	-	-0.42	V

Optical properties

Transparency	Opaque			
--------------	--------	--	--	--

Durability: flammability

Flammability	Non-flammable			
--------------	---------------	--	--	--

Durability: fluids and sunlight

Water (fresh)	Acceptable			
Water (salt)	Limited use			
Weak acids	Limited use			
Strong acids	Unacceptable			
Weak alkalis	Acceptable			
Strong alkalis	Limited use			
Organic solvents	Excellent			
UV radiation (sunlight)	Excellent			
Oxidation at 500C	Acceptable			

Primary material production: energy, CO2 and water

Embodied energy, primary production	* 28.7	-	31.7	MJ/kg
CO2 footprint, primary production	* 1.93	-	2.13	kg/kg
Water usage	* 47.9	-	53	l/kg

Material processing: energy

Casting energy	* 10.9	-	12.1	MJ/kg
Rough rolling, forging energy	* 3.17	-	3.51	MJ/kg
Extrusion, foil rolling energy	* 6.06	-	6.7	MJ/kg
Wire drawing energy	* 21.9	-	24.2	MJ/kg
Metal powder forming energy	* 38.4	-	42.3	MJ/kg
Vaporization energy	* 1.09e4	-	1.2e4	MJ/kg
Coarse machining energy (per unit wt removed)	* 0.908	-	1	MJ/kg
Fine machining energy (per unit wt removed)	* 4.8	-	5.31	MJ/kg
Grinding energy (per unit wt removed)	* 9.13	-	10.1	MJ/kg

Non-conventional machining energy (per unit wt removed) * 109 - 120 MJ/kg

Material processing: CO2 footprint

Casting CO2	* 0.819	-	0.906	kg/kg
Rough rolling, forging CO2	* 0.238	-	0.263	kg/kg
Extrusion, foil rolling CO2	* 0.454	-	0.502	kg/kg
Wire drawing CO2	* 1.65	-	1.82	kg/kg
Metal powder forming CO2	* 3.07	-	3.38	kg/kg
Vaporization CO2	* 815	-	901	kg/kg
Coarse machining CO2 (per unit wt removed)	* 0.0681	-	0.0753	kg/kg
Fine machining CO2 (per unit wt removed)	* 0.36	-	0.398	kg/kg
Grinding CO2 (per unit wt removed)	* 0.685	-	0.757	kg/kg
Non-conventional machining CO2 (per unit wt removed)	* 8.15	-	9.01	kg/kg

Material recycling: energy, CO2 and recycle fraction

Recycle	✓			
Embodied energy, recycling	* 7.7	-	8.52	MJ/kg
CO2 footprint, recycling	* 0.606	-	0.669	kg/kg
Recycle fraction in current supply	39.9	-	44	%
Downcycle	✓			
Combust for energy recovery	✗			
Landfill	✓			
Biodegrade	✗			
A renewable resource?	✗			

Notes

Typical uses

General construction; general mechanical engineering; automotive; tools; axles; gears; springs.

Keywords

BSC-SR-95, British Steel plc (UK); TKS 34CRMO4, ThyssenKrupp Stahl AG (GERMANY); TKS 25CRMO4, ThyssenKrupp Stahl AG (GERMANY); A-1251, AFORA (Aceros Afora S.A.) (SPAIN); A-1250, AFORA (Aceros Afora S.A.) (SPAIN);

Reference sources

Data compiled from multiple sources. See links to the References table.

Standards with similar compositions

The following information is taken from ASM AlloyFinder 3 - see link to References table for further information.

- IAS IRAM 4130 (Argentina)
- EN 10083/1(91)A1(96) 1.7213 (Europe)
- EN 10083/1(91)A1(96) 1.7218 (Europe)
- EN 10083/1(91)A1(96) 25CrMo4 (Europe)
- EN 10083/1(91)A1(96) 25CrMoS4 (Europe)
- NBN 253-02 25CrMo4 (Belgium)
- NBN 253-02 34CrMo4 (Belgium)
- BDS 6354 30ChMA (Bulgaria)
- BDS 6354 35ChM (Bulgaria)
- GB 3077(88) 30CrMo (China)
- GB 3077(88) 30CrMoA (China)
- GB 6478(86) ML30CrMo (China)
- GB/T 3078(94) 30CrMo (China)
- YB/T 5132(93) 30CrMo (China)
- CSN 415130 15130 (Czech Republic)
- CSN 415131 15131 (Czech Republic)
- SFS 457(73) SFS457 (Finland)
- SFS 459 Co.35Cr1.1Mo0.20 (Finland)
- AFNOR NFA35552 30CD4 (France)
- AFNOR NFA35553 25CD4 (France)
- AFNOR NFA35556(84) 30CD4 (France)
- AFNOR NFA35557 30CD4 (France)
- AFNOR NFA35558(83) 25CD4 (France)
- DIN 1652(90) 25CrMo4 (Germany)
- DIN 1652(90) WNr 1.7218 (Germany)
- MSZ 61(85) CMo1 (Hungary)
- MSZ 61(85) CMo1E (Hungary)
- MSZ 6251(87) CMo1Z (Hungary)
- UNI 6403(86) 25CrMo4 (Italy)
- UNI 6403(86) 30CrMo4 (Italy)
- UNI 6928(71) 25CrMo4F (Italy)
- UNI 7356 35CrMo4KB (Italy)
- UNI 7356(74) 25CrMo4KB (Italy)
- UNI 7845(78) 25CrMo4 (Italy)
- UNI 7845(78) 30CrMo4 (Italy)
- UNI 7874(79) 25CrMo4 (Italy)
- UNI 7874(79) 30CrMo4 (Italy)
- UNI 8913(87) 25CrMo4 (Italy)
- JIS G3311(88) SCM430M (Japan)
- JIS G3441(88) SCM430TK (Japan)
- JIS G3441(88) STKS1 (Japan)
- JIS G3441(88) STKS3 (Japan)
- JIS G4105(79) SCM 1 (Japan)
- JIS G4105(79) SCM 2 (Japan)
- JIS G4105(79) SCM24 (Japan)
- JIS G4105(79) SCM430 (Japan)
- JIS G4105(79) SCM432 (Japan)
- JIS G4105(79) SCM822 (Japan)
- DGN B-203 4130 (Mexico)
- DGN B-297 4130 (Mexico)
- NMX-B-300(91) 4130 (Mexico)
- AS 1444(96) 4130 (NSW Australia)
- PNH84030/04 25HM (Poland)
- PNH84030/04 30HM (Poland)

Values marked * are estimates.
No warranty is given for the accuracy of this data

Links

[ProcessUniverse](#)

[Producers](#)

[Reference](#)

[Shape](#)

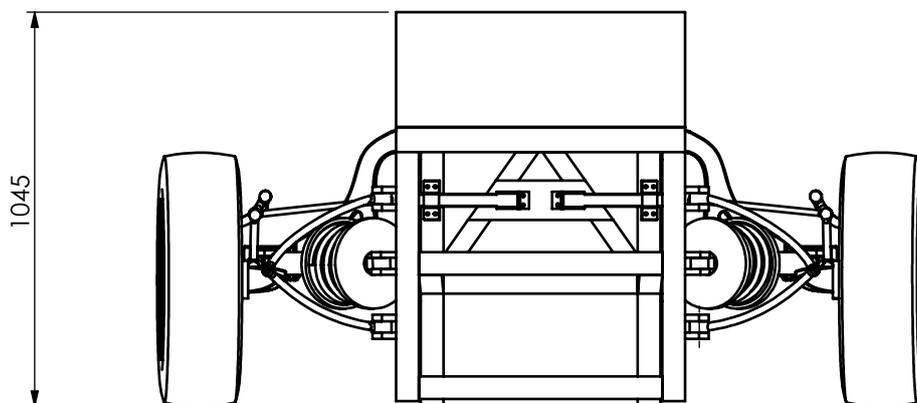
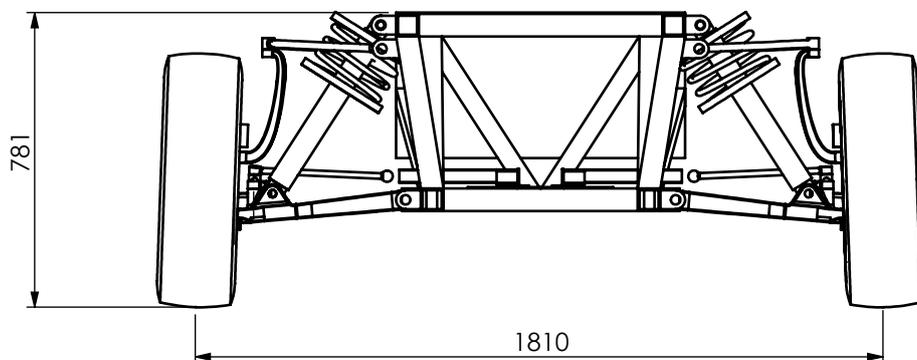
6.5 Forças de entrada para o dimensionamento componente a componente

Manga de eixo								
Casos de dimensionamento								
	1	2		3		4		5
		Frente	Trás	Frente	Trás	Direita	Esquerda	
M_{xA}	256,66	287,74	225,58	338,76	174,56	2209,56	1931,91	769,98
M_{yA}	0,00	686,70	686,70	-1813,92	-1813,92	0,00	0,00	-2033,67
M_{zA}	0,00	-69,33	-69,33	183,14	183,14	0,00	0,00	205,33
F_{xA}	0,00	-2103,53	-2103,53	5556,51	5556,51	0,00	0,00	6229,64
F_{yA}	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	5556,51	5556,51	0,00
F_{zA}	7787,05	8730,01	6844,08	10277,89	5296,20	12003,52	3579,66	23361,14
Braço de suspensão superior								
Casos de dimensionamento								
	1	2		3		4		5
		Frente	Trás	Frente	Trás	Direita	Esquerda	
F_{xB}	95,49	1144,18	1121,06	-2613,56	-2674,65	147,20	43,90	-2785,01
F_{yB}	803,53	1095,14	900,53	547,29	33,24	4118,95	3249,72	1835,14
Tirante de direção 1								
Casos de dimensionamento								
	1	2		3		4		5
		Frente	Trás	Frente	Trás	Direita	Esquerda	
F_{xC}	-180,27	-1102,24	-1058,58	2139,78	2255,11	-929,88	-734,86	2124,94
F_{yC}	-214,54	-1311,73	-1259,78	2546,48	2683,73	-1106,61	-874,53	2528,82
Tirante de direção 2								
Casos de dimensionamento								
	1	2		3		4		5
		Frente	Trás	Frente	Trás	Direita	Esquerda	
F_{xG}	-180,27	-1102,24	-1058,58	2139,78	2255,11	-929,88	-734,86	2124,94
F_{yG}	-214,54	-1311,73	-1259,78	2546,48	2683,73	-1106,61	-874,53	2528,82
F_I	164,40	1005,17	965,36	-1951,35	-2056,52	847,99	670,15	-1937,81
Tirante de direção 3								
Casos de dimensionamento								
	1	2		3		4		5
		Frente	Trás	Frente	Trás	Direita	Esquerda	
F_{xH}	-17,97	-109,88	-105,53	213,32	224,82	-92,70	-73,26	211,84
F_{yH}	-188,37	-1151,72	-1106,10	2235,84	2356,35	-971,62	-767,85	2220,33
Braço de suspensão inferior								
Casos de dimensionamento								
	1	2		3		4		5
		Frente	Trás	Frente	Trás	Direita	Esquerda	
F_{xD}	-95,49	-3247,71	-3224,59	8170,07	8231,16	-147,20	-43,90	9014,65
F_{yD}	-588,99	216,60	359,25	-3093,77	-2716,97	-8568,85	-7931,69	-4363,96
F_{zD}	-7787,05	-8730,01	-6844,08	-10277,89	-5296,20	-12003,52	-3579,66	-23361,14
F_K	6423,37	7201,20	5645,54	8478,01	4368,72	9901,45	2952,79	19270,11
F_I	164,40	1005,17	965,36	-1951,35	-2056,52	847,99	670,15	-1937,81

Chassis								
Casos de dimensionamento								
	1	2		3		4		5
		Frente	Trás	Frente	Trás	Direita	Esquerda	
F_{yE}	270,24	-526,43	-591,88	2547,54	2374,65	1687,31	1394,97	3266,98
F_{yF}	533,29	1621,56	1492,41	-2000,25	-2341,41	2431,65	1854,75	-1431,84
F_{xF}	95,49	1144,18	1121,06	-2613,56	-2674,65	147,20	43,90	-2785,01
F_H	-189,22	-1156,95	-1111,12	2245,99	2367,05	-976,03	-771,34	2230,42
F_K	6423,37	7201,20	5645,54	8478,01	4368,72	9901,45	2952,79	19270,11
F_{yL}	-1647,07	1043,91	1442,81	-9809,03	-8755,34	-3175,13	-1393,37	-13501,26
F_{zL}	775,06	727,43	539,72	1396,72	900,88	1092,25	253,81	2744,20
F_{yM}	-10835,00	-14160,56	-11536,45	-8982,04	-2050,46	-23726,56	-12005,50	-26541,91
F_{xM}	66,81	-2255,36	-2271,54	6243,61	6200,87	689,98	617,70	7101,55
F_{zM}	-929,83	-900,93	-675,74	-1600,99	-1006,14	-1330,82	-324,95	-3208,49

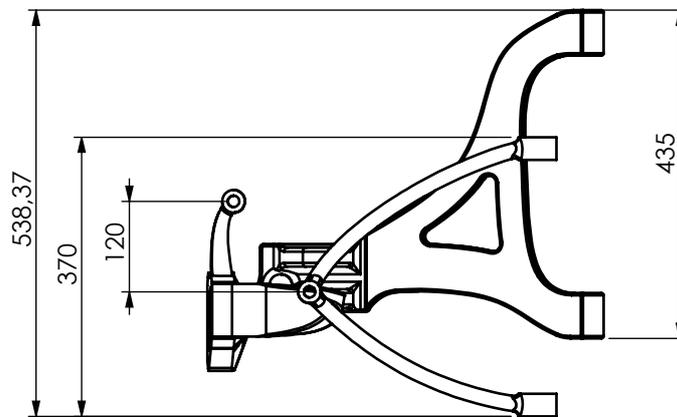
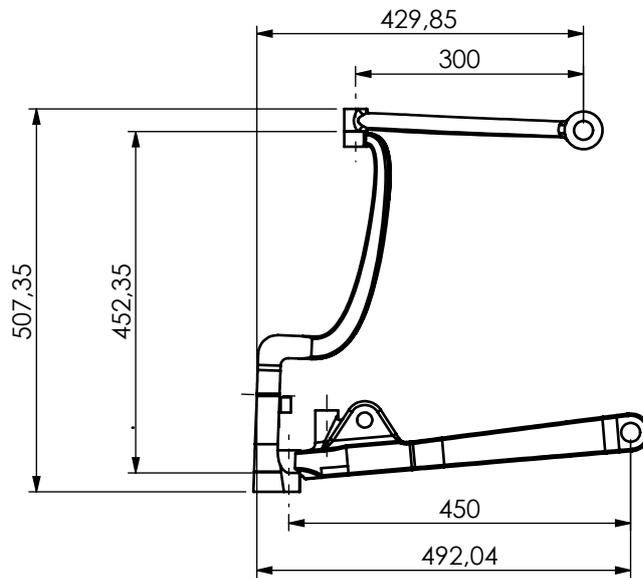
Nota: Os valores apresentados encontram-se em unidades SI (unidades do sistema internacional). Nomeadamente, newtons para as forças e newton metro os momentos.

6.6 Desenhos de conjunto



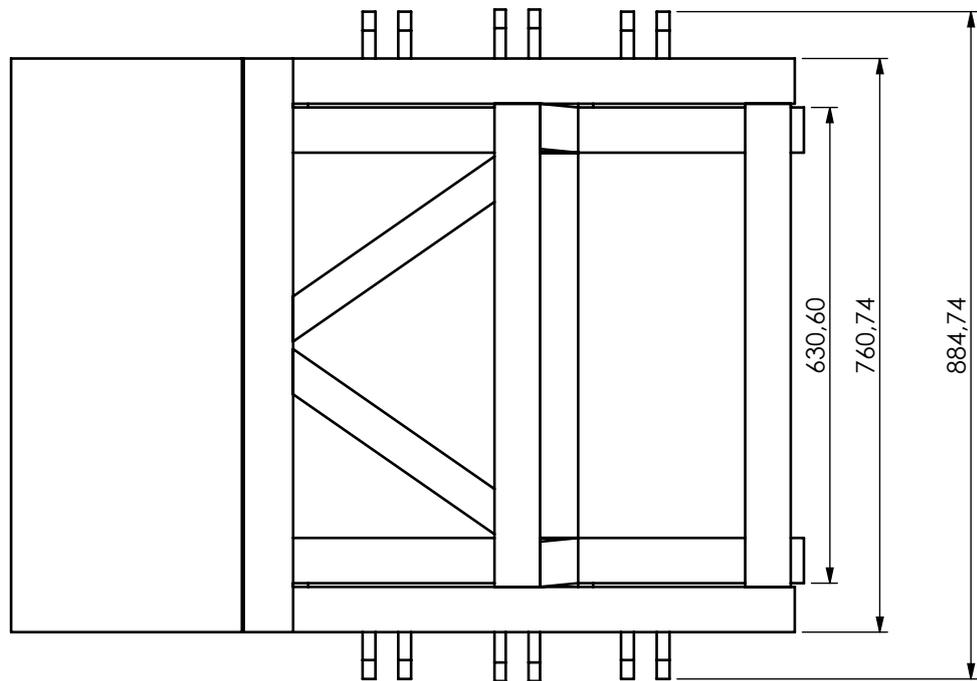
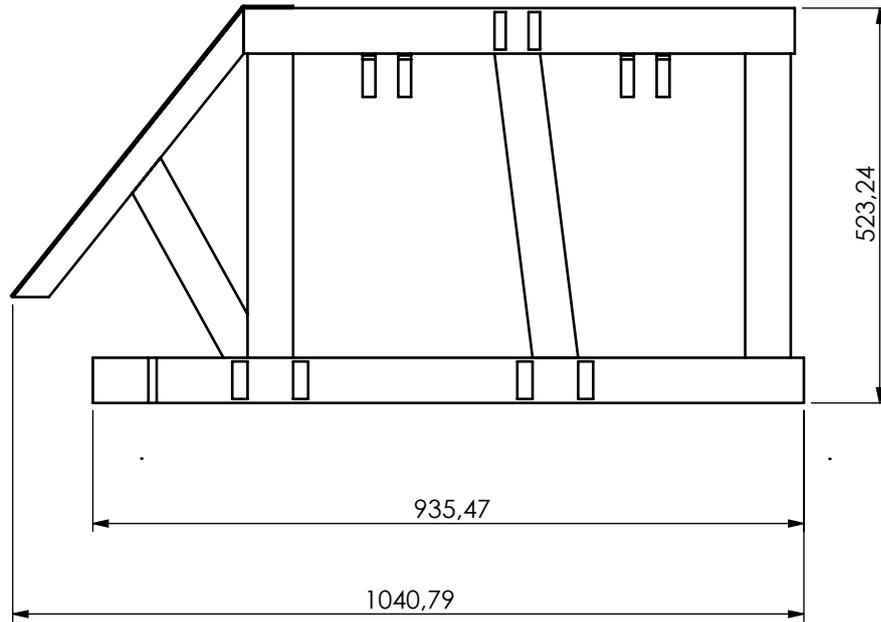
ESCALA
1:20

Pessoa responsável Cláudia Ferreira	Departamento responsável www.dem.isep.ipp.pt	Tipo de documento Desenho de conjunto	Estado do documento Publicado										
Proprietário legal DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DO PORTO Rua Dr. António Bernardino de Almeida, 431 4200-072 Porto		Título Módulo - Dimensões gerais	Número 1140349.2020001 <table border="1" data-bbox="1093 2094 1509 2157"> <tr> <td>Revisão</td> <td>Data de edição</td> <td>Lingua</td> <td>Folha</td> </tr> <tr> <td>A</td> <td>2020/06/27</td> <td>pt</td> <td>1/1</td> </tr> </table>			Revisão	Data de edição	Lingua	Folha	A	2020/06/27	pt	1/1
Revisão	Data de edição	Lingua	Folha										
A	2020/06/27	pt	1/1										



ESCALA
1:10

Pessoa responsável Cláudia Ferreira	Departamento responsável www.dem.isep.ipp.pt	Tipo de documento Desenho de conjunto	Estado do documento Publicado			
Proprietário legal DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DO PORTO Rua Dr. António Bernardino de Almeida, 431 4200-072 Porto		Título Sistema de suspensão - Dimensões gerais	Número 1140349.2020002			
			Revisão A	Data de edição 2020/06/27	Língua pt	Folha 1/1



ESCALA
1:10

Pessoa responsável Cláudia Ferreira	Departamento responsável www.dem.isep.ipp.pt	Tipo de documento Desenho de conjunto	Estado do documento Publicado										
Proprietário legal DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DO PORTO Rua Dr. António Bernardino de Almeida, 431 4200-072 Porto		Título Estrutura de ligação do chassis Dimensões gerais	Número 1140349.2020003 <table border="1" data-bbox="1093 2094 1524 2157"> <tr> <td>Revisão</td> <td>Data de edição</td> <td>Lingua</td> <td>Folha</td> </tr> <tr> <td>A</td> <td>2020/06/27</td> <td>pt</td> <td>1/1</td> </tr> </table>			Revisão	Data de edição	Lingua	Folha	A	2020/06/27	pt	1/1
Revisão	Data de edição	Lingua	Folha										
A	2020/06/27	pt	1/1										