



Desenvolvimento de uma caixa de velocidades com duas relações para um veículo elétrico de todo-o- terreno

Mestrado em Engenharia Automóvel

Miguel Ângelo Cordeiro Alexandre

Leiria, março de 2024



Desenvolvimento de uma caixa de velocidades com duas relações para um veículo elétrico de todo-o- terreno

Mestrado em Engenharia Automóvel

Miguel Ângelo Cordeiro Alexandre

Dissertação realizada sob a orientação do Professor Doutor Luis Manuel de Jesus Coelho e
do Professor Carlos Manuel Pereira da Costa e Sousa

Leiria, março de 2024

“Live to learn, and you will really learn to live.”

John C. Maxwell

Originalidade e Direitos de Autor

A presente dissertação é original, elaborada unicamente para este fim, tendo sido devidamente citados todos os autores cujos estudos e publicações contribuíram para o elaborar.

Reproduções parciais deste documento serão autorizadas na condição de que seja mencionado o Autor e feita referência ao ciclo de estudos no âmbito do qual o mesmo foi realizado, a saber, Curso de Mestrado em Engenharia Automóvel, no ano letivo 2023/2024, da Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto Politécnico de Leiria, Portugal, e, bem assim, à data das provas públicas que visaram a avaliação destes trabalhos.

Dedicatória

Dedico este trabalho à minha família, em especial ao meus pais, pelo apoio incondicional ao longo dos anos, pois é graças ao seu esforço que hoje posso concluir uma difícil etapa da minha vida acadêmica.

Agradecimentos

Durante a realização desta dissertação pude contar com a ajuda de diversas pessoas, só com elas seria possível estar a ler este documento. A todas eu deixo uma palavra de gratidão.

Em primeiro lugar, um especial obrigado aos professores Luís Manuel de Jesus Coelho e Carlos Manuel Pereira da Costa e Sousa, por todo o conhecimento, disponibilidade e auxílio prestado na elaboração do trabalho.

Ao João Mendes por me ter posto ao seu dispor na fase inicial com dados fundamentais para o desenvolvimento do trabalho.

Às pessoas do laboratório de Engenharia Automóvel por me permitirem acesso ao veículo de forma a realizar medições.

Aos meus pais e irmã, que me incentivaram nos momentos difíceis e compreenderam o meu compromisso para a realização deste trabalho.

Agradeço à Mariana, a minha namorada, pela partilha, compreensão e contributo ao longo do período em que me dediquei à dissertação.

Aos meus colegas e amigos de universidade, Marco Coutinho, Fábio Marques, Luís Gonçalves e Francisco Carreira, pela união e companheirismo desde o primeiro dia que ingressei no ensino superior.

A todos que participaram, direta ou indiretamente, no desenvolvimento deste trabalho, que me incentivaram e tornaram possível este momento.

Resumo

A utilização de novos conceitos e mecanismos de eletrificação na indústria automóvel, tem sido um dos meios fundamentais para reduzir as emissões dos gases com efeito de estufa e a dependência de combustíveis fósseis. Atualmente, são várias as soluções que rumam a esse objetivo, uma delas sendo a conversão de veículos a combustão interna para elétricos.

Com esta conversão surge a necessidade de utilizar novos motores elétricos e novas caixas de velocidades. Os motores elétricos apresentam vastas vantagens, uma delas sendo a sua banda de binário e potência ideal para aplicação num veículo. Esta característica faz com que a transmissão seja relativamente mais simples comparativamente à de um automóvel a combustão. A maioria dos fabricantes optam por caixas com uma velocidade única, no entanto, esta solução dependente sobretudo do desempenho do motor.

O objetivo deste trabalho é o desenvolvimento de uma caixa de velocidades com duas relações para um veículo todo-o-terreno convertido para um sistema de propulsão elétrica. Será tido em conta o peso e geometria final do conjunto, o custo de fabrico e a eficiência da transmissão. Para criar uma caixa de velocidades eficiente e compacta é necessário ter um cuidado especial durante o desenvolvimento das engrenagens, a escolha dos rolamentos, o método de seleção de engrenagem e outras questões que serão aprofundadas ao longo do trabalho.

Após ter sido seguida uma cadência cuidadosa de etapas, é concebido um sistema de transmissão eficiente, versátil e fiável que vai ao encontro dos objetivos propostos.

Palavras-chave: Engrenagens, rolamentos, redimensionamento, veículos elétricos, caixa de velocidades, crabots.

Abstract

The use of new electrification concepts and mechanisms in the automotive industry has been one of the fundamental means to reduce greenhouse gas emissions and dependence on fossil fuels. Currently, there are several solutions towards this goal, one of them being the conversion of internal combustion vehicles to electric ones.

With this conversion comes the need to use new electric motors and new gearboxes. Electric motors present numerous advantages, one of them being their ideal torque and power band for application in a vehicle. This feature makes the transmission relatively simpler compared to the ones on a combustion car. Most manufacturers opt for single-speed gearboxes, however, this solution depends mainly on the motor's performance.

The objective of this paper is the development of a two-speed gearbox for an off-road vehicle converted to an electrified powertrain. The weight and final geometry of the set, the manufacturing cost and the efficiency of the transmission will be taken into account. To create an efficient and compact gearbox, special care must be taken during the development of gears, the choice of bearings, the gear selection method, and other issues that will be explored in depth throughout the project.

After a careful sequence of steps has been followed, an efficient, versatile, and reliable transmission system is designed that meets the proposed objectives.

Keywords: Gears, bearings, resizing, electric vehicles, gear box, dogs.

Índice

Originalidade e Direitos de Autor	iv
Dedicatória	v
Agradecimentos	vi
Resumo	vii
Abstract	ix
Lista de Figuras	xiii
Lista de tabelas.....	xvi
Lista de siglas e acrónimos.....	xviii
1. Introdução	1
2. Introdução e pesquisa ao tema veículos elétricos	3
2.1. Tipos de sistemas de propulsão nos veículos	3
2.2. Veículos elétricos.....	8
2.2.1. Características.....	8
2.2.2. Quota de mercado.....	9
2.3. Indústria Automóvel.....	11
2.4. Motores elétricos.....	12
2.4.1. Motor de Corrente Contínua com Escovas.....	13
2.4.2. Motor de Corrente Alternada de Indução	14
2.4.3. Motor Síncrono de Ímanes Permanentes (PMSM) e BLDC	14
2.4.4. Motor de relutância comutado (SRM).....	15
2.4.5. Comparação	16
2.5. Conversão de veículos de combustão interna para elétrico	17
2.6. Armazenamento de energia	18
2.6.1. Baterias	19
2.6.2. Ultracondensadores	19
2.6.3. Células de combustível.....	20
2.6.4. Sistemas mecânicos	21
2.7. Sistemas de transmissão	21
2.7.1. Transmissão de relação única (<i>Single speed transmission</i>).....	22
2.7.2. Transmissão de relações múltiplas	22
2.7.3. Transmissão Variável Contínua.....	23

2.8.	Exemplos OEM	24
2.8.1.	Porsche Taycan.....	24
2.8.2.	Rivian R1T	25
3.	Especificações de requisitos	26
3.1.	Veículo	26
3.2.	Motor Elétrico	26
3.3.	Especificações de desempenho	28
3.3.1.	Condição 1	30
3.3.2.	Condição 2.....	32
3.4.	Transmissão	33
4.	Dimensionamento das engrenagens	34
4.1.	Condições de funcionamento	34
4.2.	Material	35
4.3.	Número de estágios	35
4.4.	Razão de transmissão	36
4.5.	Módulo e número de dentes	37
4.6.	Ângulo de hélice e ângulo de pressão	38
4.7.	Largura do dentado	39
4.8.	Fator de aplicação	40
4.9.	Fatores de segurança no flanco e na raiz do dente	40
4.10.	Razão de condução	41
4.11.	Qualidade do dentado	41
4.12.	Lubrificante	42
4.13.	Resultados	43
5.	Dimensionamento dos veios e seleção dos rolamentos	48
5.1.	Arranjo dos veios	48
5.1.1.	Escolha do material	48
5.1.2.	Posição relativa dos veios.....	49
5.1.3.	Sentido de rotação	50

5.1.4.	Conexões	51
5.1.5.	Geometria dos veios	52
5.2.	Escolha dos rolamentos	53
5.2.1.	Veio A.....	54
5.2.2.	Veio B.....	58
5.2.3.	Diferencial	60
5.3.	Resultados.....	63
5.3.1.	Veio A.....	63
5.3.2.	Veio B.....	65
5.3.3.	Diferencial	66
6.	Mudança de engrenagem	69
6.1.	<i>Crabots</i>	69
6.1.1.	Cálculo das inércias reduzidas.....	70
6.1.2.	Tempo de engrenamento	70
6.1.3.	Tempo de sincronização	72
6.1.4.	Tempo máximo de engrenamento	73
6.1.5.	Estudo geométrico	73
6.2.	Atuador.....	75
6.3.	Componentes.....	76
7.	Cárter.....	77
8.	Montagem.....	80
9.	Conclusão	85
	Referências Bibliográficas	87
	Anexos.....	93
	Anexo A – Desenho técnico do motor elétrico.....	93
	Anexo B – Propriedades do lubrificante.....	95
	Anexo C – Desenhos técnicos do cárter	97

Lista de Figuras

Figura 2.1 - Representação de um veículo elétrico Híbrido [3].....	4
Figura 2.2 - Representação esquemática de um Híbrido Paralelo [2]	4
Figura 2.3 - Representação esquemática de um Híbrido Série [2].....	5
Figura 2.4 - Representação de um veículo Híbrido <i>Plug-In</i> [3].....	5
Figura 2.5 - Representação de um veículo elétrico a bateria [3].....	6
Figura 2.6 - Representação de um veículo elétrico de célula de combustível [3].....	7
Figura 2.7 - Comparação do tipo de veículos [6].....	7
Figura 2.8 - Comparação de características entre um motor elétrico e um a combustão interna [9].....	9
Figura 2.9 - Exportações e Importações de carros Híbridos e Elétricos entre 2017 e 2021 [11].....	10
Figura 2.10 - Variação da quota de mercado em 2023 [13]	10
Figura 2.11 - Venda de veículos elétricos no mundo [15].....	11
Figura 2.12 - Tipos de motores aplicados a veículos elétricos [17].....	12
Figura 2.13 - Vista em corte de motor de corrente contínua com escovas [18]	13
Figura 2.14 - Vista em corte do motor de corrente alternada de indução [18]	14
Figura 2.15 - Comparação da corrente no motor BLDC e PMSM [19].....	15
Figura 2.16 - Vista em corte do motor síncrono de ímanes permanentes [18]	15
Figura 2.17 - Vista em corte do motor de relutância comutado [18]	16
Figura 2.18 - Comparação dos diferentes tipos de motores elétricos [18]	16
Figura 2.19 - Opinião de mercado para a eletrificação de um veículo [20]	17
Figura 2.20 - Conversão de um veículo de combustão interna para elétrico [22]	18
Figura 2.21 - Comparação dos sistemas de armazenamento [18].....	19
Figura 2.22 - Funcionamento de uma célula de combustível [9].....	20
Figura 2.23 - Comparação dos diferentes tipos de armazenamento [18]	21
Figura 2.24 - Transmissão de relação única [25]	22
Figura 2.25 - Transmissão de relações múltiplas [25].....	23
Figura 2.26 - Comparação entre transmissão de uma e duas velocidades [25]	23
Figura 2.27 - Transmissão do Porsche Taycan [26].....	25

Figura 2.28 - Transmissão do Rivian R1T [28]	25
Figura 3.1 - Motor elétrico Moternergy ME1302 [30].....	27
Figura 3.2 - Curva de potência e binário do Motor [31].....	27
Figura 3.3 - Forças que atuam num veículo num cenário inclinado [9].....	29
Figura 3.4 - Forças causadas pela inclinação [9]	30
Figura 3.5 - Diagrama da condição imposta	31
Figura 4.1 - Soluções de andares.....	36
Figura 4.2 - Direções impostas às engrenagens	39
Figura 4.3 - Espectro de carga das engrenagens do diferencial	46
Figura 5.1 - Disposição inicial dos veios.....	49
Figura 5.2 - Arranjo final dos veios	50
Figura 5.3 - Definição do sentido de rotação [47].....	50
Figura 5.4 - Sentido de rotação imposto aos veios.....	51
Figura 5.5 - Geometria do veio A	52
Figura 5.6 - Geometria do veio B.....	53
Figura 5.7 - Ranhura de alívio [50]	53
Figura 5.8 - Curva de fiabilidade dos rolamentos do diferencial	61
Figura 5.9 - Composição detalhada do veio A.....	63
Figura 5.10 - Deslocamento do Veio A para a 1ª e 2ª Velocidade.....	64
Figura 5.11 - Forças exercidas no Veio A na 1ª e 2ª Velocidade.....	64
Figura 5.12 - Zonas críticas do Veio A na 1ª e 2ª Velocidade	64
Figura 5.13 - Composição detalhada do Veio B	65
Figura 5.14 - Deslocamento do Veio B para a 1ª e 2ª Velocidade.....	65
Figura 5.15 - Forças exercidas no Veio B na 1ª e 2ª Velocidade.....	66
Figura 5.16 - Zonas críticas do Veio B na 1ª e 2ª Velocidade	66
Figura 5.17 - Composição detalhada do diferencial.....	67
Figura 5.18 - Deslocamento do Diferencial para a 1ª e 2ª Velocidade.....	67
Figura 5.19 - Forças exercidas no Diferencial na 1ª e 2ª Velocidade	67
Figura 5.20 - Zonas críticas do diferencial	68
Figura 6.1 - Sistema de crabots [54].....	69

Figura 6.2 - Interferência máxima entre anel e roda e respectivos ângulos	71
Figura 6.3 - Tempo máximo de engrenamento em função das RPM.....	72
Figura 6.4 - Tempos de sincronização em função das RPM	72
Figura 6.5 - Tempo máximo de engrenamento em função das RPM.....	73
Figura 6.6 - Parâmetros do <i>crabot</i>	73
Figura 6.7 - Solicitações impostas aos <i>crabots</i>	74
Figura 6.8 - Análise das tensões aos <i>crabots</i>	75
Figura 6.9 - Componentes para mudança de velocidade	76
Figura 6.10 - União de componentes para seleção de velocidade.....	76
Figura 7.1 - Tipos de cárter.....	77
Figura 7.2 – Metade exterior esquerda do cárter.....	78
Figura 7.3 - Metade interior esquerda do cárter.....	78
Figura 7.4 - Metade exterior direita do cárter	79
Figura 7.5 - Metade interior direita do cárter.....	79
Figura 8.1 - Montagem dos anéis.....	80
Figura 8.2 - Montagem dos anéis concluída	80
Figura 8.3 - Montagem do Veio A	81
Figura 8.4 - Montagem do Veio A concluída	81
Figura 8.5 - Montagem do Veio B	81
Figura 8.6 - Montagem do Veio B concluída	82
Figura 8.7 - Montagem do diferencial.....	82
Figura 8.8 - Montagem do diferencial concluída.....	82
Figura 8.9 - Alinhamento do cárter esquerdo	83
Figura 8.10 - Montagem dos veios ao cárter.....	83
Figura 8.11 - Montagem global concluída.....	84
Figura 8.12 - Dimensões globais da caixa de velocidades	84

Lista de tabelas

Tabela 2.1 - Siglas dadas na literatura inglesa a vários tipos de motores elétricos.....	13
Tabela 3.1 - Características originais do veículo	26
Tabela 3.2 - Informações sobre o motor elétrico	28
Tabela 3.3 - Valores utilizados para a imposição da condição 1	31
Tabela 3.4 - Resumo da condição 1	32
Tabela 3.5 - Valores utilizados para a imposição da condição 2	32
Tabela 3.6 - Resumo da condição 2	32
Tabela 3.7 - Dados para o cálculo do atrito aerodinâmico	33
Tabela 3.8 - Condições da transmissão	33
Tabela 4.1 - Condições típicas de terrenos sinuosos	34
Tabela 4.2 - Considerações dos regimes de operação	35
Tabela 4.3 - Especificações teóricas da caixa de velocidades	37
Tabela 4.4 - Síntese do Módulo e Número de dentes aplicado.....	38
Tabela 4.5 - Fator de aplicação perante condições da máquina.....	40
Tabela 4.6 - Características do lubrificante	43
Tabela 4.7 – Valores do dimensionamento das engrenagens da 1ª Velocidade	44
Tabela 4.8 – Valores do dimensionamento das engrenagens da 2ª Velocidade	45
Tabela 4.9 – Valores do dimensionamento das engrenagens do diferencial para a 1ª Velocidade.....	47
Tabela 5.1 – Valores do dimensionamento dos rolamentos do Veio A para a 1ª Velocidade.....	55
Tabela 5.2 - Valores do dimensionamento dos rolamentos do Veio A para a 2ª Velocidade	56
Tabela 5.3 - Valores do dimensionamento dos rolamentos de agulhas do Veio A para a 1ª Velocidade	57
Tabela 5.4 - Valores do dimensionamento dos rolamentos de agulhas do Veio A para a 2ª Velocidade	58
Tabela 5.5 - Valores do dimensionamento dos rolamentos do Veio B para a 1ª Velocidade.....	59
Tabela 5.6 - Valores do dimensionamento dos rolamentos do Veio B para a 2ª Velocidade.....	60
Tabela 5.7 - Valores do dimensionamento dos rolamentos do Diferencial.....	62
Tabela 6.1 - Valor das Inércias Reduzidas	70
Tabela 6.2 - Parâmetros do <i>crabot</i>	74

Tabela 6.3 - Requisitos para o atuador 75

Lista de siglas e acrónimos

a	Distância entre centros
A_f	Área frontal do veículo
b	Largura de dentado
C_D	Coefficiente de Arrasto
C_r	Coefficiente de resistência ao rolamento
d	Diâmetro primitivo
d_a	Diâmetro da cabeça
d_c	Distância do <i>crabot</i>
F_a	Atrito aerodinâmico
F_g	Resistência por meio da inclinação
F_r	Resistência ao rolamento
F_t	Força de tração
g	Aceleração gravítica
H	Altura na vertical
h_c	Altura do <i>crabot</i>
i	Relação de transmissão
i_0	Relação de transmissão do diferencial
i_e	Relação de transmissão do estágio
i_g	Relação de transmissão global
J_{red}	Inércia reduzida
J_{ve}	Inércia do veio de entrada
Ka	Fator de aplicação
L	Distância na horizontal
L_r	Distância entre os rolamentos
m	Massa
m_n	Módulo normal
n_{max}	RPM máximo
P_{adm}	Potência admissível
r_t	Raio do pneu
S	Espessura do <i>crabot</i>

S_F	Fator de segurança no pé do dente
S_{Fmin}	Fator de segurança no pé do dente mínimo
S_H	Fator de segurança no flanco do dente
S_{Hmin}	Fator de segurança no flanco do dente mínimo
T_m	Binário máximo do motor
V	Velocidade do veículo
V_{max}	Velocidade máxima
V_v	Velocidade do vento
W_{rel}	Velocidade angular relativa
x_i	Coefficiente de desvio
AC	<i>Alternating Current</i>
AMT	<i>Automated Manual Transmission</i>
BEV	<i>Battery Electric Vehicle</i>
BLDC	<i>Brushless DC Motor</i>
CA	Corrente Alternada
CC	Corrente Contínua
CVT	<i>Continuous Variable Transmission</i>
DC	<i>Direct Current</i>
DIN	<i>Deutsches Institut für Normung</i>
EN	<i>European Standards</i>
ER-EV	<i>Extended-range Electric Vehicle</i>
EV	<i>Electric Vehicle</i>
FCEV	<i>Fuel Cell Electric Vehicle</i>
HEV	<i>Hybrid Electric Vehicle</i>
HRC	<i>Hardness Rockwell C Scale</i>
ICE	<i>Internal Combustion Engines</i>
ICEV	<i>Internal Combustion Engine Vehicle</i>
IM	<i>Induction Motor</i>
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
KERS	<i>Kinematic Energy Recovery System</i>
M	Momento
MCI	Motor de Combustão Interna
mHEV	<i>micro Hybrid Engine Vehicle</i>

OEM	<i>Original Equipment Manufacturer</i>
PHEV	<i>Plug-in Hybrid Electric Vehicle</i>
PMSM	<i>Permanent Magnet Synchronous Motor</i>
RMC	Rui Manuel da Conceição
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
SRM	<i>Switched Reluctance Motor</i>
SSBV	<i>Solid State Battery Vehicle</i>
VE	Veículos Eléctricos
α	Ângulo de pressão
α_c	Ângulo de retenção do <i>crabot</i>
α_i	Ângulo de inclinação
β	Ângulo de hélice
β_c	Ângulo do <i>crabot</i>
δ	Deslocamento
ε_α	Razão de condução aparente
ε_β	Razão de condução suplementar pela inclinação
ε_γ	Razão de condução
η	Eficiência
θ_a	Ângulo de <i>crabot</i> do anel
θ_{max}	Ângulo máximo
θ_r	Ângulo de <i>crabot</i>
ρ	Densidade volúmica do ar a 20°C

1. Introdução

Nos últimos anos, a preocupação com as emissões de gases com efeito de estufa e a procura de alternativas sustentáveis têm impulsionado o setor dos transportes, por ser uma das maiores fontes de contaminação ambiental, com vista à transição para veículos elétricos. Embora a fabricação de novos veículos elétricos seja uma parte fundamental desta mudança, uma alternativa que poderá surgir é a conversão de veículos existentes a combustão interna para um sistema de propulsão elétrica. O interesse pela mobilidade sustentável constitui hoje uma fonte de investigação e desenvolvimento de novas soluções que satisfaçam as preocupações ambientais. Surge assim, a necessidade de aproveitamento de recursos e criação de novas tecnologias de propulsão e transmissão.

O objetivo deste trabalho é projetar um sistema de transmissão com duas relações para um veículo todo-o-terreno, convertido de uma unidade motriz a combustão para um sistema de propulsão elétrica, de modo a otimizar a sua banda de funcionamento em vários cenários de utilização. Como se trata de uma adaptação, é preciso ter em conta a eficiência da transmissão, as dimensões finais e as técnicas de fabrico necessárias, para que os custos de produção não sejam elevados.

De forma a alcançar o proposto, serão analisadas ao longo do trabalho, desde diferentes gamas de relações de transmissão para as condições de utilização até à escolha dos materiais e lubrificantes mais apropriados.

Este documento está organizado por capítulos e consiste num desenvolvimento progressivo do trabalho. Em primeiro lugar, será realizada a revisão bibliográfica que visa a contextualização do problema, a sua fundamentação teórica e a pesquisa das abordagens utilizadas até à data. De seguida, serão apresentadas as características do trabalho onde é feita a análise e recolha de dados do veículo e da unidade motora, de modo a definir as condições para a primeira e segunda velocidade. Em terceiro lugar, ir-se-á proceder à definição e dimensionamento das engrenagens, onde é tido em conta a escolha do módulo e número de dentes, razões de transmissão, condições de funcionamento, critérios de correção de dentado, o material, acabamentos superficiais e segurança do dentado. O capítulo que se segue dirá respeito ao dimensionamento dos veios e rolamentos, onde serão feitas análises e

Desenvolvimento de uma caixa de velocidades com duas relações para um veículo elétrico de todo-o-terreno

verificações à fadiga e deslocamentos nos veios. Em quinto lugar, será feita a análise de soluções para o mecanismo de mudança de engrenagem, juntamente com o estudo dos seus componentes. Depois será abordado o desenvolvimento do cárter, posteriormente a montagem da caixa de velocidades e por fim serão apresentadas as conclusões.

2. Introdução e pesquisa ao tema veículos elétricos

2.1. Tipos de sistemas de propulsão nos veículos

Com o passar dos anos, os avanços tecnológicos progredem a grande velocidade e é graças a eles que são descobertas novas tecnologias e formas de propulsão. A existência de vários tipos de sistemas proporciona uma maior variedade de opções de compra que melhor se adaptam aos diferentes estilos de condução. Antes de avançar em concreto para o conceito em análise, serão descritos resumidamente os tipos de sistemas de propulsão utilizados atualmente nos veículos. Aqui estão os tipos de sistemas de propulsão nos veículos que os construtores de automóveis praticam atualmente:

- ***Internal Combustion Engine Vehicle (ICEV);***

Os motores de combustão interna transformam a energia química contida nos combustíveis fósseis em energia mecânica. Estes motores são amplamente utilizados há dezenas de anos, no entanto, o crescente interesse em alternativas mais sustentáveis tem vindo a obrigar a “reforma” destes motores por serem bastante poluentes e pouco eficientes [1].

- ***micro Hybrid Electric Vehicle (mHEV);***

Um veículo mHEV é um tipo de veículo híbrido que possui uma funcionalidade de arranque e corte do motor de combustão, conhecido também como sistema *start and stop*. Ao contrário dos veículos híbridos convencionais, os mHEV não possuem um motor elétrico que os propulsione utilizando energia elétrica. Estes veículos dependem exclusivamente do motor de combustão interna (MCI), no entanto, graças a este sistema, é possível reduzir emissões e otimizar o consumo de combustível. Esta tecnologia tem sido largamente adotada pela indústria automóvel para criar uma solução mais sustentável do uso dos motores de combustão interna [2].

- ***Hybrid Electric Vehicle (HEV);***

Um HEV, Figura 2.1, combina dois ou mais sistemas de propulsão diferentes para mover um veículo. Normalmente, os HEVs têm um motor de combustão interna e um ou mais motores elétricos juntamente com uma bateria que armazena a energia elétrica. A forma como o motor de combustão interna e o motor elétrico movimentam o veículo é subdividido em duas categorias, híbrido paralelo e híbrido série.

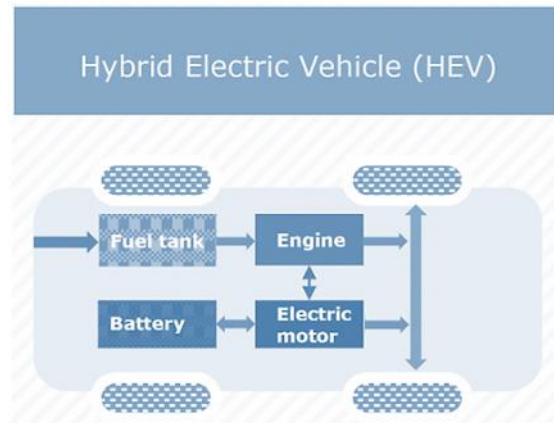


Figura 2.1 - Representação de um veículo elétrico Híbrido [3]

No Híbrido Paralelo, os motores estão acoplados de forma a gerar, simultaneamente, a potência necessária ao movimento do veículo. Podem funcionar exclusivamente em modo elétrico ou com o motor de combustão, tal como mostra a Figura 2.2.

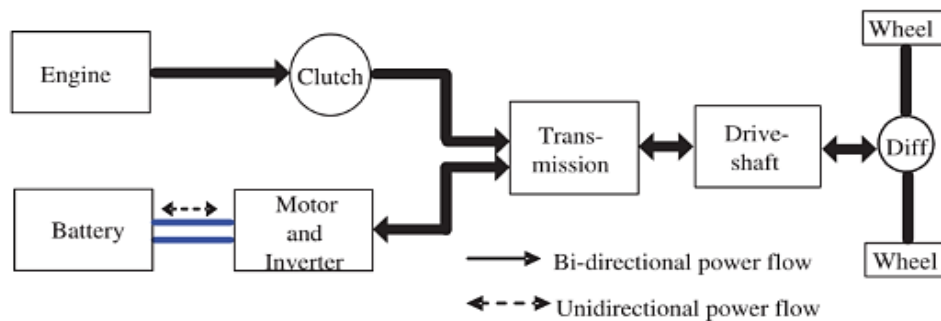


Figura 2.2 - Representação esquemática de um Híbrido Paralelo [2]

Já o Híbrido Série, é uma configuração onde o veículo é movido exclusivamente pelo motor elétrico, pelo que, o sistema de transmissão é menos complexo. O motor de combustão neste veículo entra em funcionamento, em regimes fixos e otimizados, para carregar a bateria e aumentar a autonomia do veículo. O esquema da Figura 2.3 representa o seu funcionamento.

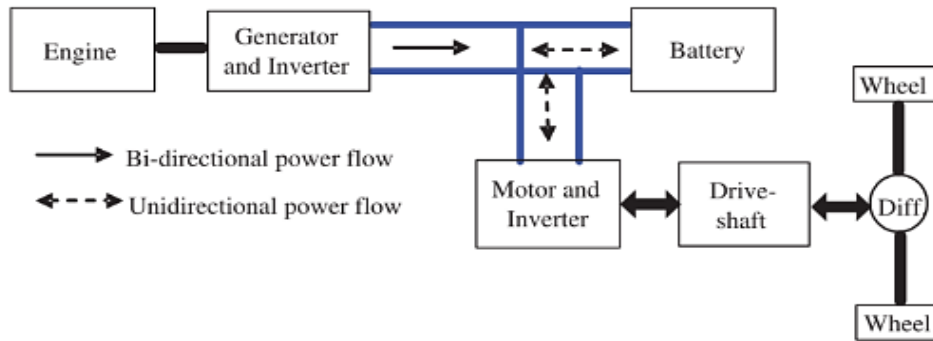


Figura 2.3 - Representação esquemática de um Híbrido Série [2]

Ao contrário dos veículos elétricos a bateria, os Veículos Elétricos Híbridos não podem ser carregados diretamente dos terminais. A recarga é efetuada através da energia cinética proveniente da desaceleração ou velocidade constante da viatura. A combinação destes dois motores é uma forma de aumentar a eficiência e reduzir as emissões [1] [4].

- **Plug-in Hybrid Electric Vehicle (PHEV);**

Um veículo Híbrido *Plug-in*, Figura 2.4, tal como os HEVs, utiliza um motor elétrico e um motor a combustão. No entanto, a bateria utilizada neste tipo de veículos é recarregável e pode ser conectada a uma fonte externa. Esta tecnologia considera como principal fonte de propulsão o motor elétrico, enquanto o motor a combustão auxilia o motor elétrico quando este não consegue cumprir os requisitos que o condutor ou o meio ambiente impõem. Como este sistema de propulsão proporciona grandes períodos num modo 100% elétrico, as emissões de gases com efeito de estufa são muito baixas [1].

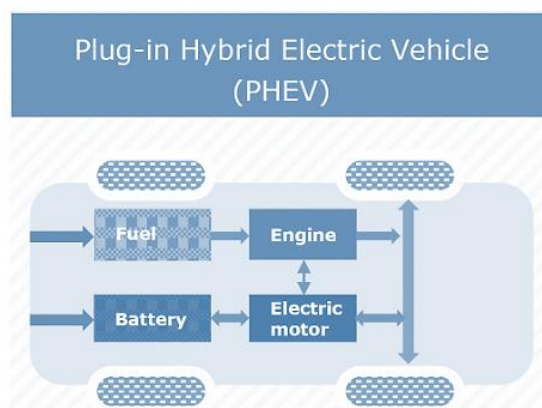


Figura 2.4 - Representação de um veículo Híbrido *Plug-In* [3]

- ***Extended-range Electric Vehicle (ER-EV);***

Um ER-EV é um tipo de veículo elétrico híbrido que combina um motor elétrico com o motor de combustão interna conhecido como extensor de autonomia. O motor de combustão interna funciona como gerador e não tem uma ligação direta às rodas motorizes, apenas serve para carregar a bateria ou alimentar o motor elétrico. Este sistema de propulsão também permite que a bateria seja carregada por uma fonte externa [1].

- ***Battery Electric Vehicle (BEV);***

Os Veículos Elétricos a Bateria, Figura 2.5, apresentam esta denominação porque apenas utilizam a bateria como fonte de energia. Esta fonte de energia alimenta um ou mais motores elétricos e tem de ser recarregada regularmente. Os BEVs são o tipo de veículos mais eficientes energeticamente, apresentando uma taxa de 80% da transformação da energia elétrica em movimento. Ao contrário dos híbridos que possuem um motor de combustão interna, os BEVs não apresentam emissões de gases poluentes durante a sua operação. Estes veículos são extremamente amigos do ambiente quando combinados com uma recarga de energia proveniente de fontes renováveis. Apesar de todas estas vantagens, estes veículos para se poderem equiparar à capacidade de autonomia de outros, têm de ser instaladas grandes baterias que tornam os veículos muito pesados [1].

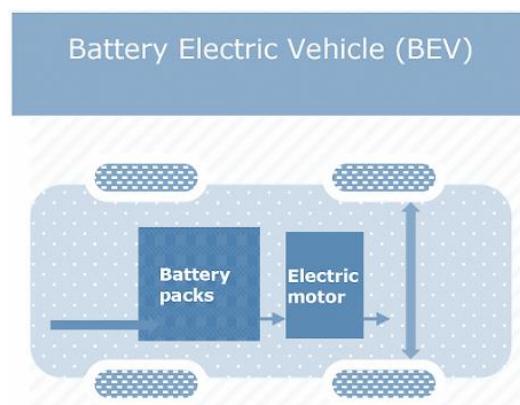


Figura 2.5 - Representação de um veículo elétrico a bateria [3]

- ***Fuel Cell Electric Vehicle (FCEV);***

Uma célula de combustível difere de uma bateria na medida em que os reagentes são continuamente fornecidos e reabastecidos após o consumo. Uma célula de combustível é um dispositivo onde o hidrogénio e o oxigénio

são combinados electroquimicamente para produzir eletricidade, água e calor. Estes veículos elétricos, Figura 2.6, alimentam um ou mais motores elétricos e apresentam um reabastecimento rápido [1].

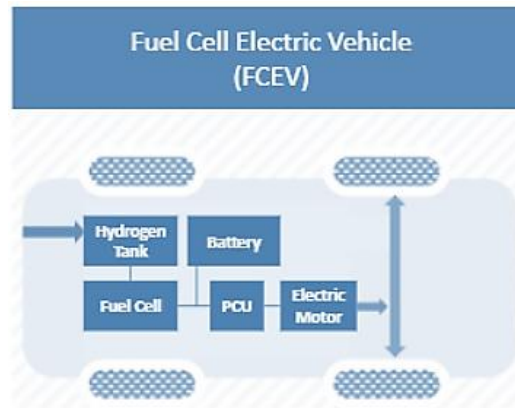


Figura 2.6 - Representação de um veículo elétrico de célula de combustível [3]

- **Solid State Battery Vehicle (SSBV).**

Um veículo elétrico com baterias de estado sólido apresenta o mesmo tipo de funcionamento de um BEV, no entanto, a bateria de estado sólido substitui o eletrólito líquido das baterias de lítio por um material sólido. Estas baterias apresentam uma maior densidade energética, carregamentos mais rápidos e maior vida útil, no entanto, esta tecnologia ainda está em fase de desenvolvimento e ainda não está disponível no mercado [5].

A Figura 2.7 mostra um resumo com a comparação dos sistemas de propulsão e o tipo de energia utilizada para cada tipo de veículo.

<i>Energy source</i>	<i>Vehicle type</i>	<i>Propulsion device</i>
Hydrocarbon fuel	ICEV	Combustion engine
	mHEV	
	MHEV	
	HEV	
	PHEV	
Battery	REEV	Electric motor
	BEV	
Hydrogen	FCEV	

Figura 2.7 - Comparação do tipo de veículos [6]

2.2. Veículos elétricos

No ponto anterior foram levantados os tipos de sistemas de propulsão existentes nos veículos elétricos (VE) para que seja feito um enquadramento do tema em questão. Como o objetivo é o desenvolvimento de uma caixa de velocidades para um veículo elétrico, o estudo e compreensão destes veículos é fundamental. Mas na verdade, o que é um veículo elétrico?

Um veículo elétrico é um tipo de veículo que é propulsionado inteira ou parcialmente por um ou mais motores elétricos, utilizando energia elétrica armazenada em baterias recarregáveis ou outro tipo de dispositivo que seja capaz de armazenar energia.

Ao contrário do que muitos pensam, a história dos veículos elétricos começa bem cedo, na primeira metade do século XIX (1801-1850). Entre 1851 e 1900 já eram fabricados e estavam no mercado modelos bastante apelativos. Nos primeiros períodos de indústria automóvel, os automóveis elétricos apresentavam várias vantagens comparativamente aos motores a combustão, chegando a alcançar picos históricos de produção. No entanto, com os avanços tecnológicos agregados ao crescimento da produção em massa de gasolina mais barata devido à melhoria da indústria petrolífera, houve um declínio dos veículos elétricos. Como os veículos a combustão ofereciam maior benefício monetário, estes passaram a ser a escolha primária do consumidor. Até ao início do século XXI, o domínio dos motores a combustão interna foi esmagador, contudo, começaram a ser debatidas mais frequentemente as questões ambientais e a crise petrolífera, que fizeram despertaram um novo interesse pelos veículos elétricos. Atualmente, devido às fortes imposições face aos motores a combustão, os avanços tecnológicos da propulsão elétrica têm crescido a velocidades impensáveis [7] [8].

2.2.1. Características

Recentemente, a pesquisa e desenvolvimento relacionado com a mobilidade em transportes rodoviários tem dado ênfase à criação de formas mais limpas, eficientes e seguras de transporte. Os veículos elétricos, para além de serem uma melhor escolha para o ambiente, apresentam indicadores de desempenho que melhor se adequam à condução. O desempenho de um veículo é caracterizado pela relação entre o esforço de tração e a sua velocidade. Na imagem que se segue (Figura 2.8) é possível verificar a diferença na força de tração entre um motor de combustão interna com caixa manual e um motor elétrico à medida que a velocidade varia. As características de desempenho do motor elétrico assemelham-se às ideais para a tração de um automóvel onde o binário máximo está disponível desde a rotação

Desenvolvimento de uma caixa de velocidades com duas relações para um veículo elétrico de todo-o-terreno

zero, para situações de arranque ou em cenários inclinados, e a potência é constante assim que a necessidade de ter disponível binário máximo deixa de existir. Na prática, nos automóveis elétricos, é devido à variação de potencial de energia que a potência apresenta um comportamento constante e o binário um declínio hiperbólico a partir de uma determinada velocidade. Como se pode ver, os motores a combustão apresentam características longe das ideais. Os MCI começam mais suavemente a partir do ralenti e o binário máximo apenas é alcançado a rotações intermédias [9].

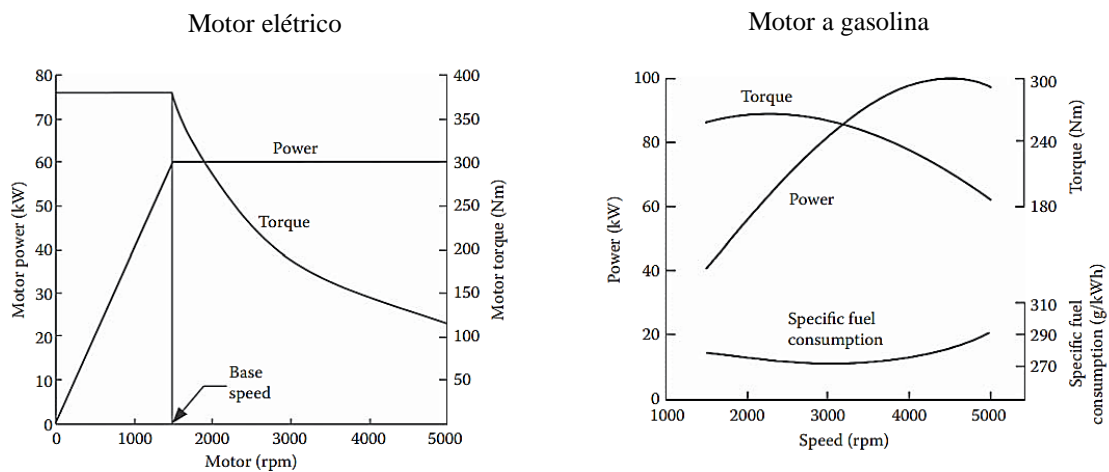


Figura 2.8 - Comparação de características entre um motor elétrico e um a combustão interna [9]

Com o aumento da oferta e procura de automóveis elétricos, as emissões de dióxido de carbono, proveniente de novos carros registados na europa, decresceram 12% em 2020 comparativamente com 2019 [10].

Para além da mobilidade elétrica oferecer maior eficiência energética, manutenção frequente reduzida, operação com zero emissões, acelerações mais rápidas, maior conforto, de acordo com alguns estudos, é poupado mais dinheiro com a forma de reabastecimento e manutenção do veículo.

2.2.2. Quota de mercado

Entre 2017 e 2021, como mostra a Figura 2.9, o valor total de exportações de veículos híbridos e elétricos fora da união europeia aumentou 800% e as importações aumentaram cerca de 400%.

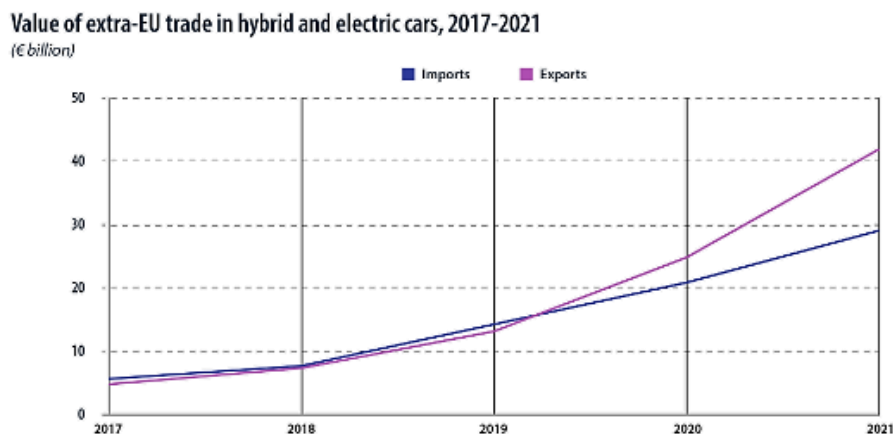


Figura 2.9 - Exportações e Importações de carros Híbridos e Elétricos entre 2017 e 2021 [11]

Vários são os países que anunciaram que irão banir a venda de automóveis unicamente com um motor de combustão interna nas próximas décadas. Em Portugal, as vendas de VE têm batidos recordes, tendo novembro de 2023, um volume de vendas de 8654 veículos novos e importados usados, atingindo assim uma quota de mercado de 43,2%, como se pode verificar na Figura 2.10. Juntamente com este avanço, também a Rede Pública de Carregamento Rápido e Ultrarrápido tem registado um aumento considerável de novas instalações e os tempos de espera para o carregamento estão a ser eliminados graças à instalação das primeiras estações de carregamento com múltiplos carregadores [12].

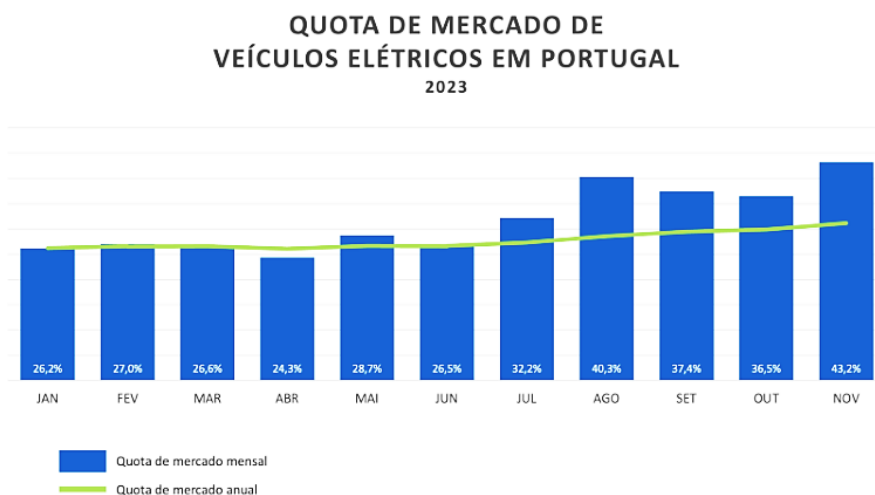


Figura 2.10 - Variação da quota de mercado em 2023 [13]

Apesar disto, o Estado português está a ponderar substituir os incentivos para a compra de carros elétricos por medidas que visam a redução do custo de carregamento em 2024, isto porque as subidas dos níveis de aquisição deste tipo de veículos levam a querer que a compra já não está ligada ao incentivo [14].

2.3. Indústria Automóvel

A indústria automóvel cresce gradualmente no sentido da inovação e das escolhas do consumidor. Com um leque enorme de tipos de veículos, é preciso estar preparado para todo o tipo de escolhas e cenários. Por todo o mundo têm sido criados incentivos e implementados planos para o desenvolvimento de VE com o intuito de melhorar os transportes e reduzir emissões poluentes.

Seguindo uma década de crescimento, graças à pandemia COVID-19, houve uma quebra nas vendas de veículos elétricos em todo o mundo no ano de 2019 e é esperado um aumento substancial até à próxima década. Apesar da pandemia global, em 2020, a venda de automóveis elétricos alcançou as três milhões de unidades e, em 2021, foram ultrapassados os 6.6 milhões de veículos elétricos, o que mostra uma taxa de crescimento de 108% face ao ano anterior. Como se pode verificar na Figura 2.11, a China detém o maior mercado de carros elétricos e em segundo lugar o continente europeu, com aproximadamente 6 e 3 milhões de unidades vendidas em 2022, respetivamente [15].

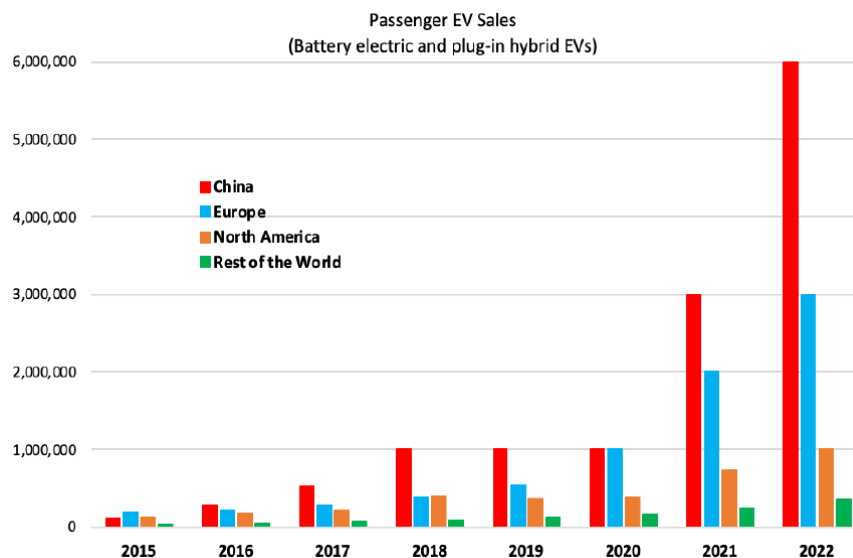


Figura 2.11 - Venda de veículos elétricos no mundo [15]

Como já foi mencionado no ponto anterior, a posse de um veículo elétrico é mais vantajosa e as pessoas estão cada vez mais sensibilizadas para uma condução mais ecológica. Por esses mesmos fatores, segundo dados divulgados pela *Automotive News Europe*, pela primeira vez na história, o veículo mais vendido na Europa no ano de 2023 é 100% elétrico. O novo veículo que atingiu o topo da lista é o Tesla Model Y, apresentando um total de 254822 unidades vendidas ao longo do ano. Na segunda posição vem o Dacia Sandero com 235893 unidades vendidas [16].

2.4.Motores elétricos

No ponto anterior foi possível perceber o crescimento que os carros elétricos têm tido ao longo dos anos. Esta mudança não teria sido tão notória se os motores elétricos não tivessem evoluído ao longo do tempo também. Para o desenvolvimento de uma caixa de velocidades para um veículo elétrico, é preciso considerar o tipo de motor elétrico que melhor se adequa ao estudo de acordo com as suas características.

O motor elétrico, é o dispositivo responsável pela conversão de energia elétrica em energia mecânica para produzir movimento. É um componente fundamental para várias aplicações, incluindo máquinas industriais, veículos automóveis, equipamentos domésticos, etc. Os motores elétricos funcionam com base no princípio do eletromagnetismo, onde existe uma interação entre dois campos magnéticos que geram uma determinada força. Uma das limitações dos carros elétricos está relacionada com o peso das baterias, no entanto, se o motor elétrico for eficiente, diminui-se a necessidade de utilizar baterias mais volumosas.

A Figura 2.12 retrata os tipos de motores mais comuns utilizados na indústria automóvel. Estes motores podem ser classificados de várias formas, sendo divididos essencialmente em dois grandes grupos, ou seja, motores de corrente contínua (CC ou DC) ou corrente alternada (CA ou AC). O motor CC com escovas tem vindo a ser cada vez menos utilizado para este tipo de aplicação pela necessidade de manutenção e o motor síncrono de ímanes permanentes é o mais utilizado pelos fabricantes.

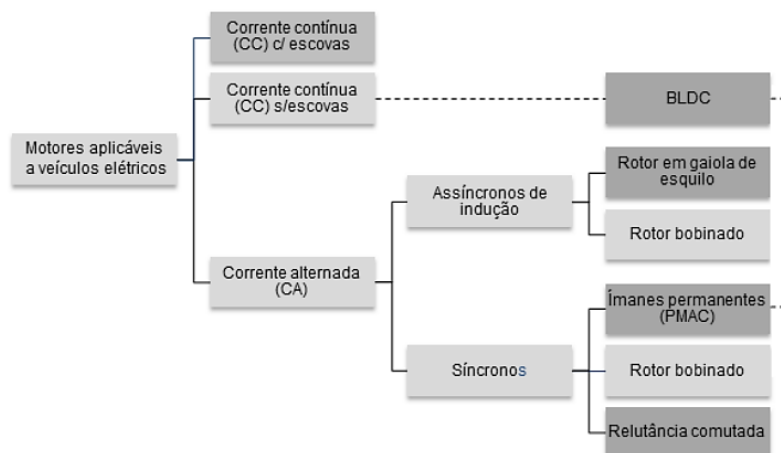


Figura 2.12 - Tipos de motores aplicados a veículos elétricos [17]

No seguimento da figura anterior, a Tabela 2.1 mostra a designação portuguesa dos motores elétricos e a respetiva sigla na literatura inglesa.

Tabela 2.1 - Siglas dadas na literatura inglesa a vários tipos de motores elétricos

Designação portuguesa	Sigla em Inglês
Motor de Corrente Contínua	DC
Motor de Corrente Alternada	AC
Motor de Corrente Alternada de Indução	IM
Motor Síncrono de Ímanes Permanentes	PMSM
Motor de Corrente Contínua sem Escovas	BLDC
Motor de Relutância Comutado	SRM

2.4.1. Motor de Corrente Contínua com Escovas

O motor de corrente contínua, tem sido usado em muitas aplicações que requerem o ajuste de velocidade, arranques e travagens frequentes, e alteração do sentido de rotação. A construção robusta deste tipo de motores torna-os indicados para a utilização em ambientes mais industrializados, tais como em extrusoras, prensas, elevadores, etc. Como este motor requer uma manutenção mais frequente graças à comutação mecânica, tem baixa eficiência e pouca fiabilidade, o que leva à necessidade de colocação de um sistema complexo de refrigeração. Com os avanços tecnológicos, a descontinuidade deste motor como elemento propulsor foi inevitável e os motores de corrente alternada têm vindo a ganhar mais popularidade [9] [7]. A Figura 2.13 mostra uma vista em corte deste tipo de motor.

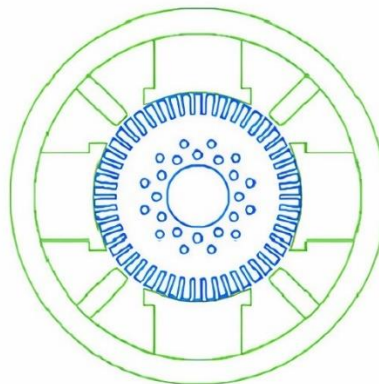


Figura 2.13 - Vista em corte de motor de corrente contínua com escovas [18]

2.4.2. Motor de Corrente Alternada de Indução

O motor de Indução, ou motor de indução assíncrono, como o nome indica, é um motor assíncrono que opera com corrente alternada. O motor considera-se assíncrono porque existe um ligeiro atraso entre a velocidade de rotação do rotor, comparado com o campo magnético rotacional. Relativamente ao motor visto no ponto anterior (CC), o motor de indução CA apresenta como características principais a fiabilidade, robustez e manutenção simples. O binário gerado pelo motor acontece graças à interação eletromagnética entre o campo magnético do enrolamento do estator e o campo induzido do rotor. Existem dois tipos de motor de indução, rotor bobinado e em gaiola de esquilo. O motor bobinado praticamente não se usa devido à existência de coletores com escovas, levando a custos mais altos e à necessidade de manutenção, aspetos menos positivos para a propulsão elétrica. Comparado com motores de ímanes permanentes, a eficiência é menor e as perdas de potência são maiores [9]. A Figura 2.14 mostra uma vista em corte deste tipo de motor.

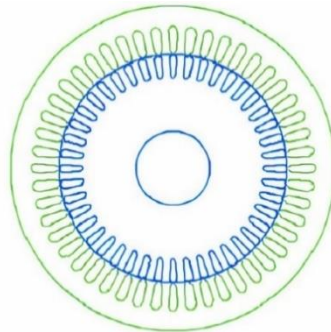


Figura 2.14 - Vista em corte do motor de corrente alternada de indução [18]

2.4.3. Motor Síncrono de Ímanes Permanentes (PMSM) e BLDC

O motor síncrono de ímanes permanentes é o motor trifásico atualmente mais utilizado na indústria automóvel para a mobilidade elétrica. A utilização de ímanes permanentes de elevada energia, como mecanismo de criação de campos de excitação, leva a que este motor tenha ótimas prestações de desempenho, incluindo alta densidade de potência, alta gama de velocidades, excelente binário e uma distinta eficiência de operação. Com a descoberta, em anos mais recentes, de uma segunda geração de materiais raros baseados num composto de neodímio (Nd) e ferro mais baratos, foi possível alcançar uma redução de custos na produção destes motores que, até então, apresentavam custos elevados graças a estes materiais. Dentro deste tipo de motores encontra-se o motor BLDC (*Brushless DC*) que, como o nome indica, não possui escovas, sendo a comutação feita eletronicamente. O BLDC é um motor de corrente contínua, que oferece alta eficiência, durabilidade e controlo [9] [18].

As principais diferenças (Figura 2.15) entre um motor PMSM e um BLDC são: a Força Contra Eletromotriz – onda trapezoidal no BLDC e sinusoidal no PMSM; o enrolamento no estator – concentrado no BLDC e distribuído no PMSM; forma de onda da corrente – quase quadrada no BLDC e sinusoidal no PMSM; método de acionamento – simples, com sensores de efeito de Hall no BLDC e complexo, com o uso de sensores de alta resolução no PMSM; e *ripple* de binário – significativo no BLDC e binário quase constante no PMSM [19].

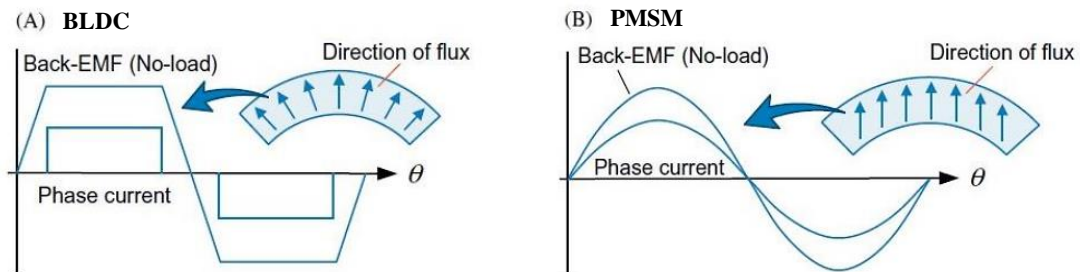


Figura 2.15 - Comparação da corrente no motor BLDC e PMSM [19]

As vantagens predominantes deste tipo de motores atraem a sua aplicação nos EVs e HEVs. A Figura 2.16 mostra uma vista em corte deste tipo de motor.

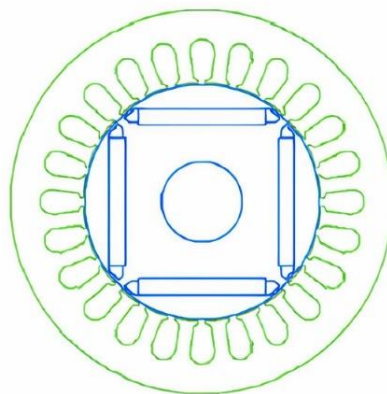


Figura 2.16 - Vista em corte do motor síncrono de ímãs permanentes [18]

2.4.4. Motor de relutância comutado (SRM)

O SRM é considerado um candidato bastante atrativo devido à sua construção robusta, simplicidade, baixo custo e grande eficiência sobre uma vasta gama de velocidades. Ao contrário das máquinas de ímãs permanentes, o motor de relutância é capaz de funcionar a altas velocidades sem que haja sobreaquecimento nem falhas mecânicas resultantes das altas forças centrífugas. Este motor possui polos salientes em ambos, rotor e estator, e a sua operação é baseada na tendência que o rotor tem para alcançar a posição do estator. Isto porque é onde a indutância e o fluxo são maiores, gerando mais binário. Este motor tem

como maior desvantagem o *ripple* de binário, devido à variação das forças magnéticas entre o estator e os polos do rotor. A Figura 2.17 mostra uma vista em corte deste tipo de motor [9].

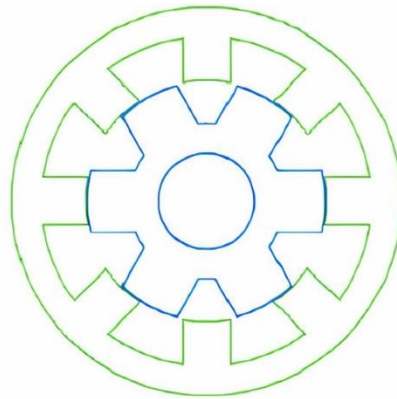


Figura 2.17 - Vista em corte do motor de relutância comutado [18]

2.4.5. Comparação

A escolha de um motor para o sistema de propulsão elétrica para EVs e HEVs depende principalmente do tipo de utilização, pois esta influencia a forma de governar as condições de condução. Atualmente, devido à sua densidade de potência, o motor PMSM lidera o mercado ao contrário do motor inicial DC. Tanto o motor IM como o SRM apresentam boa eficiência, no entanto, a falta de maturidade técnica do SRM ainda faz com que os construtores optem por outras opções. Abaixo (Figura 2.18) é possível comparar as características destes motores.

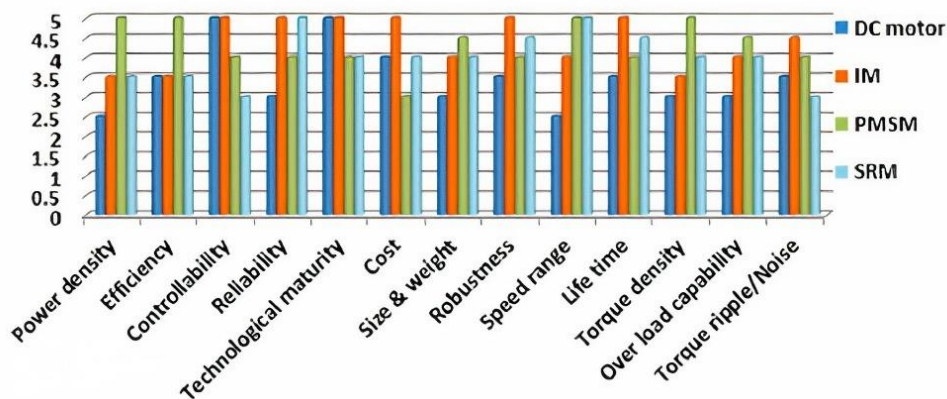


Figura 2.18 - Comparação dos diferentes tipos de motores elétricos [18]

2.5. Conversão de veículos de combustão interna para elétrico

Dado que este trabalho se baseia na transformação de um veículo de combustão interna para um veículo elétrico, é importante salientar as potenciais necessidades que poderão começar a surgir, dando a conhecer esta nova adaptação e as suas vantagens e/ou desvantagens.

A conversão de ICEVs para EVs (Figura 2.20) é uma possível solução para que se comece a adotar o uso generalizado de veículos elétricos. Com este tipo de conversões, a aceitação da mobilidade elétrica aumentava mais rapidamente, poderiam ser reaproveitados recursos provenientes de veículos a combustão e toda a infraestrutura para veículos elétricos desenvolveria. Um estudo efetuado a uma dada população na Alemanha demonstra que, se a oferta na eletrificação já estivesse a ser amplamente utilizada, haveria uma boa probabilidade para a posse de um veículo transformado. No entanto, face às preocupações ligadas à autonomia, alto investimento inicial e o apego pela interação com os veículos a combustão, ainda existem muitas pessoas reticentes a esta adaptação (Figura 2.19) [20].

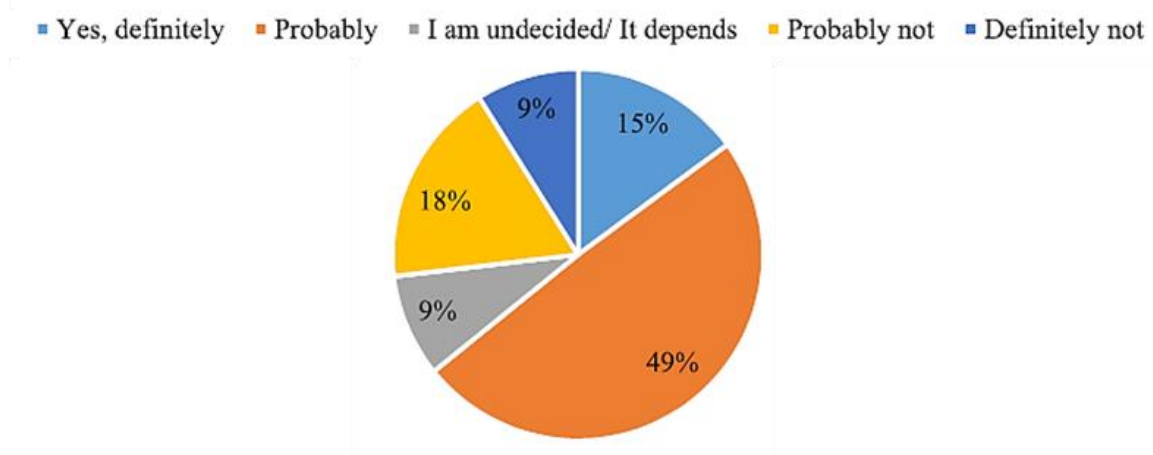


Figura 2.19 - Opinião de mercado para a eletrificação de um veículo [20]

Como existem várias limitações, há *start-ups* que já desenvolvem *kits* de conversão desenhados para alguns modelos. Uma das grandes desvantagens, que faz não impulsionar este movimento, diz respeito às certificações. Ou seja, em alguns países, quando é feita uma transformação, existe um processo envolvente que exige um teste de colisão, pois o motor de combustão interna colocado anteriormente também influencia toda a rigidez estrutural da viatura. No entanto, na Alemanha e Itália, por exemplo, um veículo convertido para energia elétrica pode ser matriculado e conduzido em vias públicas, no entanto, tem de cumprir um quadro específico de requisitos [21].



Figura 2.20 - Conversão de um veículo de combustão interna para elétrico [22]

2.6. Armazenamento de energia

Os sistemas de armazenamento de energia estão presentes em todos os automóveis. No caso dos veículos elétricos, este sistema é uma grande limitação pois o seu reabastecimento consome muito tempo comparado com os tradicionais motores a combustão interna. Estes sistemas de armazenamento incluem, maioritariamente, baterias, ultracondensadores, células de combustível (*fuel cell*) e sistemas mecânicos.

Existem vários fatores para a aplicação destes sistemas de armazenamento, tais como: energia específica (energia por unidade de massa), potência específica (potência por unidade de massa), eficiência, custo, adaptação ao meio ambiente, segurança e a necessidade de manutenção. Dando um exemplo prático, tendo em consideração todos os fatores, em EVs a energia específica é a primeira consideração e nos HEVs, a potência específica é mais determinante para providenciar um bom desempenho [9]. Na Figura 2.21 é feito um enquadramento dos sistemas de armazenamento entre a potência e energia específica.

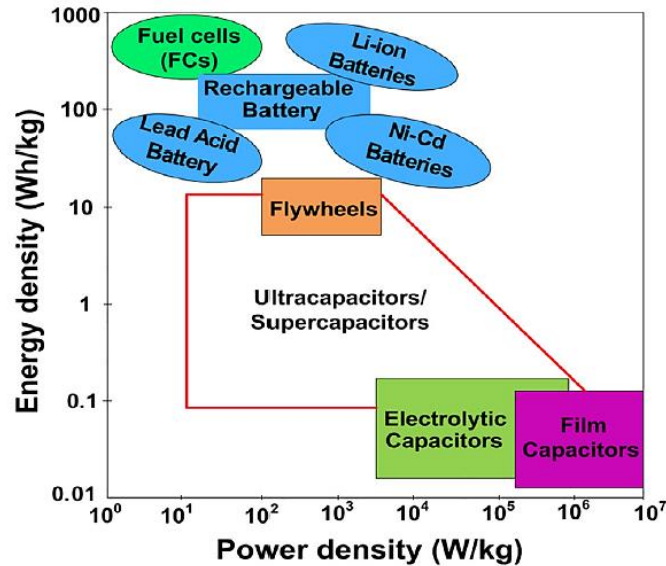


Figura 2.21 - Comparação dos sistemas de armazenamento [18]

2.6.1. Baterias

A bateria é um dispositivo eletroquímico composto por células galvânicas que convertem energia química em energia elétrica durante a descarga e energia elétrica em energia química durante a recarga. As características que mais se desejam com a aplicação de uma bateria são, alta densidade energética, flexibilidade, pouca manutenção, baixo custo, bom tempo de vida, etc. As baterias têm sido uma fonte viável de armazenamento de energia, dentro destas categorias mais viáveis estão incluídas chumbo-ácido, níquel-cádmio (Ni-Cd), níquel-hidreto metálico (NiMH), níquel-ferro, iões de lítio (Li-ion) e lítio-fósforo (Li-P) [9].

As baterias de estado sólido têm sido apontadas como o futuro dos automóveis elétricos e, tal como as baterias de iões de lítio, têm um ânodo, um cátodo e eletrólito. O eletrólito é o meio onde ocorre o fluxo de iões entre o ânodo e o cátodo (os eléctrodos) e a grande diferença destas baterias reside precisamente no eletrólito que é sólido. As baterias de estado sólido apresentam maior densidade energética, maior segurança, vida útil maior e carregamentos mais rápidos. Apesar das vantagens enumeradas, esta tecnologia ainda tem alguns entraves no seu caminho, o custo e a rápida degradação pela formação de dendrites podem vir a atrasar o aparecimento destas baterias [23].

2.6.2. Ultracondensadores

Um ultracondensador é um dispositivo que armazena energia através da polarização de placas isoladas por um separador e pode tolerar milhões de ciclos de cargas e descargas

devido ao seu mecanismo de armazenamento. O ultracondensador é caracterizado por uma potência específica muito maior, mas uma energia específica menor comparativamente às baterias. A sua energia específica está numa gama de poucos Wh/kg, no entanto, a sua potência específica pode alcançar os 3 kW/kg. Devido à baixa densidade de energia específica, é difícil usar ultracondensadores sozinhos para o armazenamento de energia nos EVs e HEVs. No entanto, existem várias vantagens que podem resultar do uso de um ultracondensador como fonte de energia auxiliar, podendo complementar outro dispositivo no mesmo veículo [9] [18].

2.6.3. Células de combustível

Nos últimos anos, a aplicação e desenvolvimento das células de combustível nos FCEVs, tem sido foco para alguns construtores de automóveis. As células de combustível não armazenam diretamente a energia como é o caso das baterias, estas células geram energia à medida que lhes é fornecido combustível. Comparativamente aos carros elétricos que utilizam baterias, um veículo movido com uma célula de combustível não necessita de muito tempo de carregamento e consegue ter melhor autonomia. O combustível mais eficiente aplicado nestes veículos é o Hidrogénio que, combinado com um agente oxidante (Oxigénio), reage quimicamente e gera energia. A sua alta densidade de potência e baixas emissões são fatores que têm tornado esta tecnologia bastante competitiva, no entanto, a construção de infraestruturas capazes de suportar as altas pressões de armazenamento deste combustível é bastante dispendiosa [9] [18]. A Figura 2.22 abaixo retrata o funcionamento de uma célula de combustível.

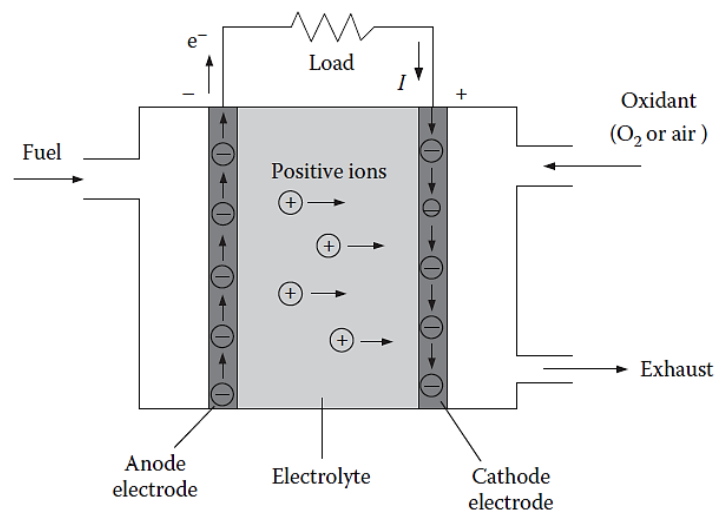


Figura 2.22 - Funcionamento de uma célula de combustível [9]

2.6.4. Sistemas mecânicos

Os sistemas mecânicos armazenam a energia nos automóveis através da aplicação de volantes de inércia. Estes volantes tradicionais são rotores bastantes grandes que possuem uma massa significativa, este mecanismo gira a velocidades angulares elevadas e acumula energia sob a forma de energia cinética angular. Os sistemas mais populares são designados *Ultra-High-Speed Flywheel*. Estes volantes cumprem rigorosamente o armazenamento de energia em EVs e HEVs pelas suas especificações de alta potência específica, longa vida útil e pouca manutenção. Um exemplo de sistema baseado na recuperação de energia durante a travagem é o Sistema de Recuperação de Energia Cinética (KERS) [18]. A Figura 2.23 mostra uma comparação dos custos anuais dos diferentes tipos de armazenamento.

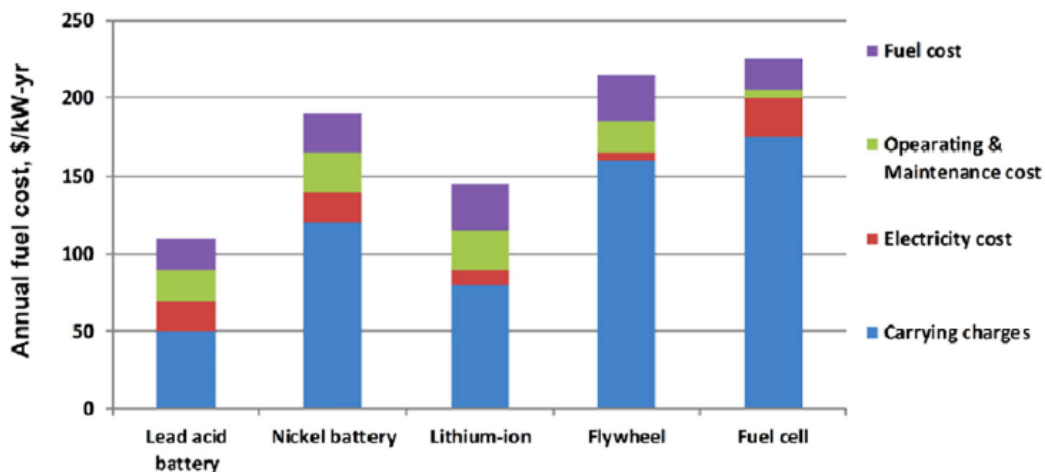


Figura 2.23 - Comparação dos diferentes tipos de armazenamento [18]

2.7. Sistemas de transmissão

Quando se conduz um carro elétrico pela primeira vez, é imediatamente notória a perceção de entrega de potência suave e progressiva. Muitas vezes surge a questão se estes carros possuem ou não uma caixa de velocidades, e a verdade é que, a resposta que a viatura dá às ações do condutor está inteiramente ligado com o sistema de transmissão.

Os sistemas de transmissão são componentes fundamentais nos veículos, a sua função principal, tal como o nome sugere, é regular a transferência de potência de um motor para o sistema e finalmente para as rodas. Existem várias configurações de sistemas de transmissão – manual, automático, CVT (em inglês – *Continuous Variable Transmission*). Na globalidade, o sistema de transmissão desempenha um papel essencial na economia de combustível, entrega de potência e força de tração.

O binário e a velocidade de rotação partem do veio motor, seguem para a embraiagem ou conversor de binário, caixa de velocidades, relação final, diferencial e veio motriz. Alguns destes elementos, como embraiagem ou conversor de binário, dizem respeito à configuração para carros a combustão. Nos MCIs, devido às características deste motor, uma transmissão manual ou automática com várias relações de transmissão é essencial para entregar a potência mais eficazmente possível [24]. No caso dos veículos elétricos, existem três sistemas de transmissão que são os mais utilizados: transmissão de relação única, transmissão de relações múltiplas e transmissão variável contínua.

2.7.1. Transmissão de relação única (*Single speed transmission*)

A transmissão de relação única é a mais utilizada nos modelos elétricos de automóveis. Esta transmissão utiliza uma só relação para transferir a potência e, por esse mesmo motivo, é o sistema que apresenta mais simplicidade, eficiência, leveza, suavidade na condução e é possível otimizar mais eficazmente a travagem regenerativa. Apesar de ser a escolha para muitos veículos, pode não ser a mais adequada para algumas situações. Tem de se ter em consideração a intensidade do uso da viatura, especificações de desempenho e constrangimentos de design para ter em conta a melhor opção. A Figura 2.24 mostra o sistema esquematizado de uma forma simples [25] [9].

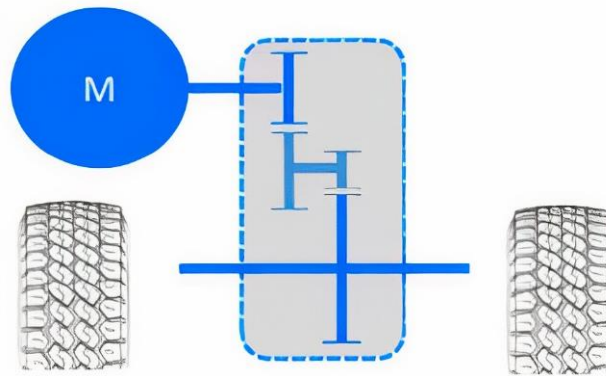


Figura 2.24 - Transmissão de relação única [25]

2.7.2. Transmissão de relações múltiplas

O sistema de transmissão múltipla num veículo elétrico é similar ao encontrado nos veículos a combustão, no entanto, sofre algumas alterações devido à sua cadeia cinemática. A configuração mais comum é a relação de transmissão dupla, podendo ou não ter uma configuração com planetários. Ao contrário da transmissão de relação única, a utilização de relações múltiplas permite a otimização de desempenho ao longo de uma gama mais ampla

Desenvolvimento de uma caixa de velocidades com duas relações para um veículo elétrico de todo-o-terreno

de potência. Devido a esta configuração, é possível melhorar a eficiência, o desempenho, a adaptabilidade em condições de condução diferenciadas e há redução de esforços no motor. Apesar de todas as vantagens, este sistema é mais complexo, mais pesado e tem um custo associado mais elevado. Na Figura 2.25 é possível ver uma configuração deste sistema [9] [25].

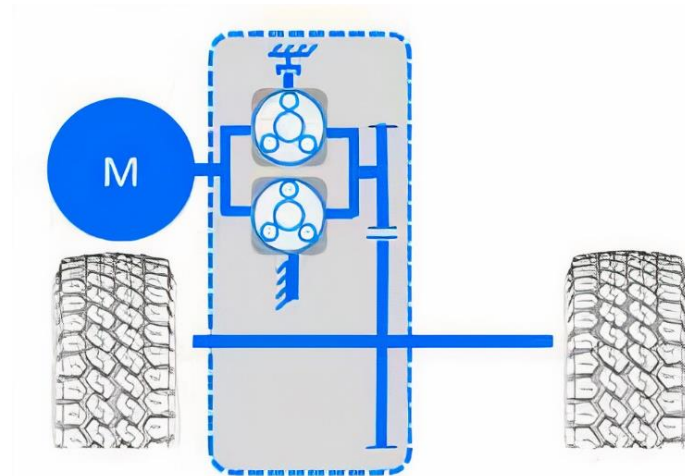


Figura 2.25 - Transmissão de relações múltiplas [25]

Da Figura 2.26 é possível observar uma comparação entre transmissão única e dupla. Com as características de binário e velocidade, observa-se que, com duas relações é possível atingir maiores valores de binário na primeira relação mais velocidade com a segunda.

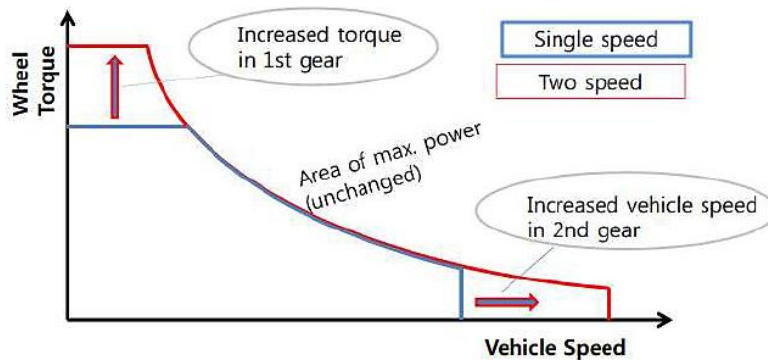


Figura 2.26 - Comparação entre transmissão de uma e duas velocidades [25]

2.7.3. Transmissão Variável Contínua

À medida que o tempo passa, a transmissão variável contínua, em inglês *Continuously Variable Transmission* (CVT), tem vindo a crescer principalmente pela melhoria da autonomia de combustível. Este tipo de transmissão oferece teoricamente um número de relações infinitas dentro de uma determinada gama de funcionamento. Com esta transmissão

é possível fazer com que o motor funcione sempre nas condições mais económicas possíveis. A variação contínua desta transmissão permite alcançar o perfil ideal de binário-velocidade. Tipicamente, a transmissão consiste num sistema de correia e polias, uma das polias ligadas ao veio motor, outra ligada ao veio motriz e a correia a fazer a ponte entre as duas. As polias de diâmetro variável são as responsáveis pela alteração da relação de transmissão. No entanto, este sistema apresenta complexidade, maiores custos e manutenções mais frequentes que outros tipos [9].

2.8.Exemplos OEM

O mercado dos automóveis elétricos tem evoluído de dia para dia e cada vez está mais competitivo. A cada dia que passa há o surgimento ou de uma nova marca, ou de uma nova tecnologia. A rivalidade entre fabricantes faz com que se superem desafios e se procurem melhorias constantes. De seguida apresentam-se dois tipos distintos de transmissões disponíveis no mercado, com informação dos modelos automóveis correspondentes.

2.8.1. Porsche Taycan

Os modelos do Porsche Taycan (Figura 2.27) possuem dois motores elétricos, um para cada eixo, o que os torna veículos de tração integral. A transmissão da potência é feita através de motores síncronos de ímanes permanentes para os sistemas de transmissão. No eixo dianteiro, a transmissão de potência é feita por uma caixa de velocidades de relação única com um rácio aproximado de 8:1 (oito revoluções do motor para uma revolução na roda). No eixo traseiro, a potência é transferida através de uma caixa de duas velocidades. A primeira velocidade apresenta um rácio de 15:1 e permite que o Taycan tenha melhores acelerações desde o repouso enquanto a segunda velocidade entrega mais eficiência e potência em velocidades mais altas com uma relação menor, 8:1 [26].

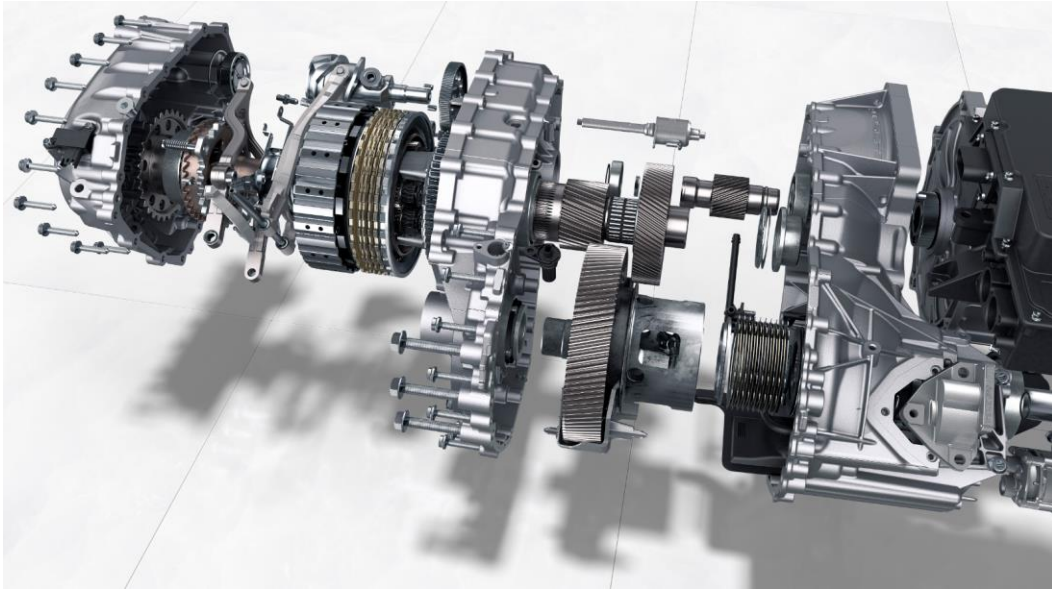


Figura 2.27 - Transmissão do Porsche Taycan [26]

2.8.2. Rivian R1T

O Rivian R1T (Figura 2.28) apresenta duas unidades de tração, uma para cada eixo, no entanto, cada unidade tem dois motores elétricos e duas caixas de velocidades, o que se traduz em quatro motores e quatro caixas de velocidades na globalidade. Esta configuração permite um controlo independente de cada roda, característica essa extremamente útil para cenários *off-road* onde é necessário transmitir o binário à roda com maior aderência. Cada motor elétrico transfere a sua potência por uma caixa de velocidades idêntica com um rácio de 12.6:1. A marca norte americana anuncia que esta unidade de potência atinge os 835 hp, dessa potência, 415 hp são provenientes da unidade presente no eixo dianteiro e 420 hp vêm da unidade no eixo traseiro [27].

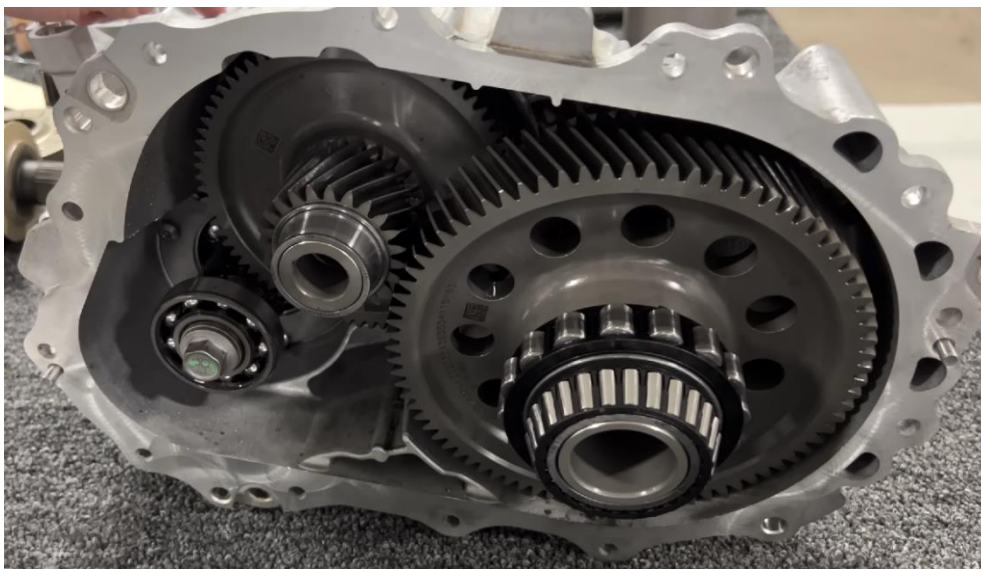


Figura 2.28 - Transmissão do Rivian R1T [28]

3. Especificações de requisitos

3.1. Veículo

Este projeto de conversão tem como veículo base o Polaris Ranger RZR XP 900. O foco principal desta viatura é a condução em cenários extremos *off-road*. Este veículo possui um chassi e uma suspensão extremamente capaz de superar obstáculos e irregularidades presentes no terreno. No seu formato original o veículo apresenta as características constantes na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Características originais do veículo

Corpo	
Massa do veículo	540 kg
Capacidade máxima de peso	335,6 kg
Distância ao solo	33 cm
Diâmetro do pneu	27 in (0,6858 m)
Área frontal	1,5 m ²
Motor	
Potência	88 hp
Cilindrada	875 cm ³

Como o projeto não permite obter certos valores finais com exatidão, alguns destes serão igualados ao veículo com a unidade motriz original de combustão interna. Com base neste tipo de viaturas, são propostos os seguintes requisitos:

- Top speed: 110 – 130 km/h
- Diâmetro do pneu: 27 in (0,6858 m)
- Tipo de motor: Motor Síncrono de Ímanes Permanentes
- Massa total do conjunto (incluindo carga e passageiros): 875kg
- Área frontal: 1,5 m²

3.2. Motor Elétrico

Como já foi mencionado previamente, dentro da gama de motores elétricos, o motor síncrono de ímanes permanentes é de longe o mais utilizado. Este tipo de motor permite entregar boas prestações de desempenho principalmente a velocidades baixas ou moderadas,

Desenvolvimento de uma caixa de velocidades com duas relações para um veículo elétrico de todo-o-terreno

o que é maioritariamente o cenário desta viatura. Devido às dimensões da viatura em questão, apenas será utilizado um motor elétrico, desta forma os custos ficam mais baixos e a configuração da transmissão mais compacta.

Para fazer esta adaptação, o motor que será utilizado será o mesmo do trabalho [29], o Motenergy ME1302 (Figura 3.1).



Figura 3.1 - Motor elétrico Motenergy ME1302 [30]

Este motor síncrono de ímanes permanentes (PMSM), de quatro polos, refrigerado a líquido, é extremamente eficiente e consegue alcançar um binário máximo de 81,35 Nm e uma potência máxima de 35 kW. Segundo o fabricante atinge uma eficiência de 92%.

De acordo com a empresa [31], foram realizados testes e os resultados foram reportados na Figura 3.2.

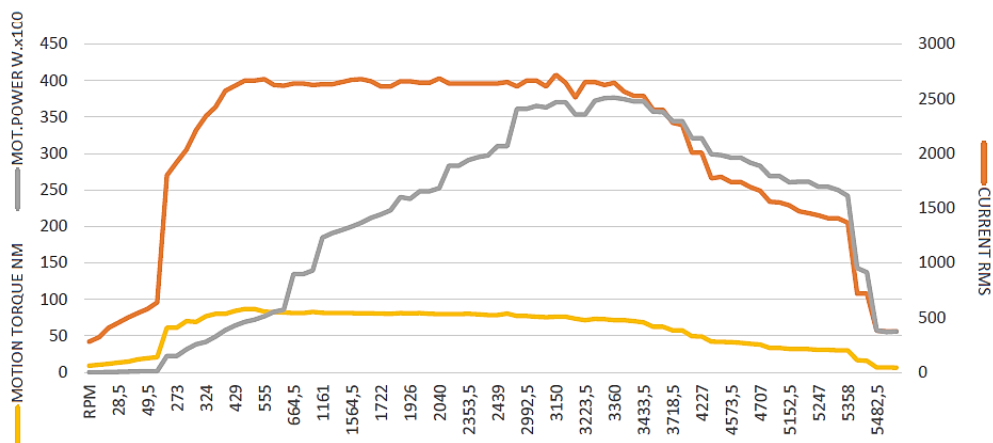


Figura 3.2 - Curva de potência e binário do Motor [31]

Mais informações acerca do motor encontram-se na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 - Informações sobre o motor elétrico

Motenergy ME1302	
Tipo	Trifásico – Motor Síncrono de Ímanes Permanentes
Potência máxima	35 kW
Potência em contínuo	15 kW
Binário máximo	81,35 Nm
Binário em contínuo	40 Nm
Rotação máxima	6500 RPM
Rotação base	3000 RPM
Refrigeração	Líquido
Massa	16 kg
Dimensões exteriores	<ul style="list-style-type: none"> • 223 mm – diâmetro exterior • 167,4 mm – profundidade • 47,6 mm – comprimento do veio

Em anexo encontra-se o desenho técnico do motor.

3.3. Especificações de desempenho

Neste ponto é intencional avaliar o desempenho do veículo e o seu comportamento perante alguns fatores determinantes. De acordo com a velocidade e o desempenho num cenário inclinado serão calculadas as razões transmissão para as duas velocidades.

Para calcular as razões de transmissão das engrenagens são consideradas duas condições: a primeira diz respeito à norma EN1846 [32] para veículos de combate a incêndios florestais que, define a capacidade de arranque num cenário com uma determinada inclinação; e a segunda condição é alcançar os 110 km/h.

Um veículo quando conduzido sofre constantemente várias resistências que se opõem ao movimento, sejam elas estáticas ou dinâmicas. Na Figura 3.3 é possível observar as componentes que atuam num veículo num cenário inclinado.

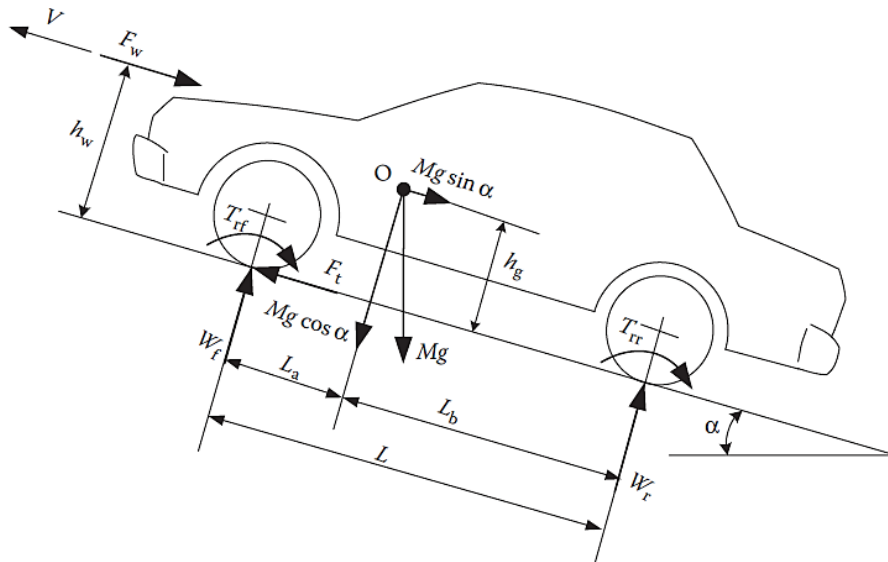


Figura 3.3 - Forças que atuam num veículo num cenário inclinado [9]

Esta resistência pode ser dividida em três componentes:

a) **Resistência ao rolamento**

A resistência ao rolamento é causada pelo rolar dos pneus sobre a superfície. Uma força reativa é originada pelo peso e exercida com a mesma intensidade na superfície do pneu em contacto com o solo. Esta reação também varia com a inclinação e com as condições do terreno. Para o caso em estudo, segundo o autor [9], num terreno que não esteja pavimentado, o coeficiente de resistência ao rolamento $C_r = 0,05$. A resistência ao movimento é expressa pela seguinte equação (3.1) [9]:

$$F_r = C_r \cdot mg \cdot \cos \alpha_i \quad (3.1)$$

b) **Atrito aerodinâmico**

O atrito aerodinâmico é o grande responsável pela resistência ao movimento a grandes velocidades. Devido a este arrasto, a indústria automóvel caminha em direção a designs com um coeficiente de arrasto muito baixo, desta forma, com os carros o mais aerodinâmicos possível, melhoram-se o desempenho diminuindo consumos. Esta resistência ao movimento depende de duas causas fundamentais: o formato do veículo e a rugosidade das superfícies por onde o ar flui. No caso do Polaris Ranger, foi assumido um coeficiente de arrasto semelhante ao de um veículo descapotável. Segundo o autor [9], este valor é $C_D = 0,5$. O atrito aerodinâmico é expresso pela seguinte equação (3.2) [9]:

$$F_a = \frac{1}{2} \rho \cdot A_f \cdot C_D \cdot (V - Vv)^2 \quad (3.2)$$

c) Resistência devida à inclinação

Sempre que uma viatura sobe ou desce uma estrada ou terreno, tem de ser capaz de vencer as resistências causadas pela inclinação. Quando um veículo traz um certo momento, a inclinação do terreno é superada com relativa facilidade, no entanto, quando se parte do repouso, esta resistência é facilmente notória. Para este tipo de análises, apenas é considerada a situação onde o veículo está em subida. Esta força causada pela inclinação depende do ângulo da inclinação e do peso do conjunto. Este ângulo é obtido por uma distância vertical e horizontal como mostra a Figura 3.4.

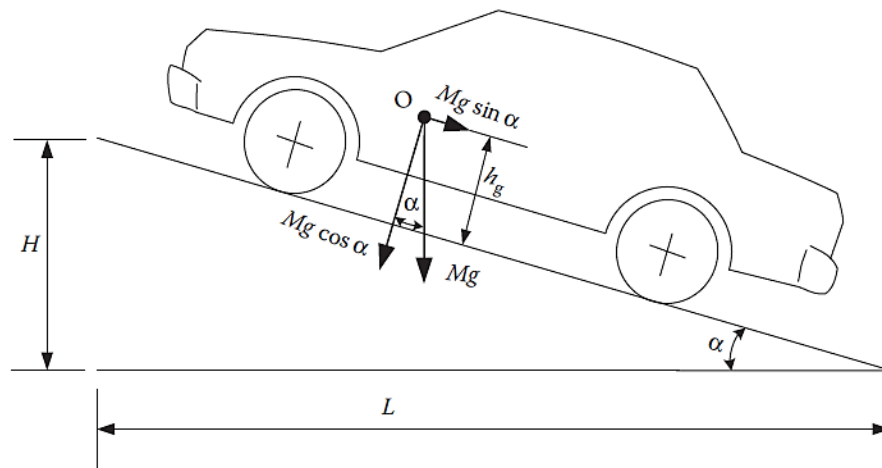


Figura 3.4 - Forças causadas pela inclinação [9]

A resistência por meio da inclinação calcula-se seguindo a equação (3.3) [9]:

$$F_g = mg \cdot \sin \alpha_i \quad (3.3)$$

3.3.1. Condição 1

A condição 1 vai permitir calcular a razão de transmissão da primeira velocidade. Esta segue as diretrizes da norma EN1846 [32] que diz respeito aos veículos de combate a incêndios florestais. Segundo esta norma, o veículo tem de ser capaz de superar um terreno com uma inclinação de 50%. Estes 50% significam que, em 100 metros lineares, há um aumento de altitude de 50 m (ver Figura 3.5).

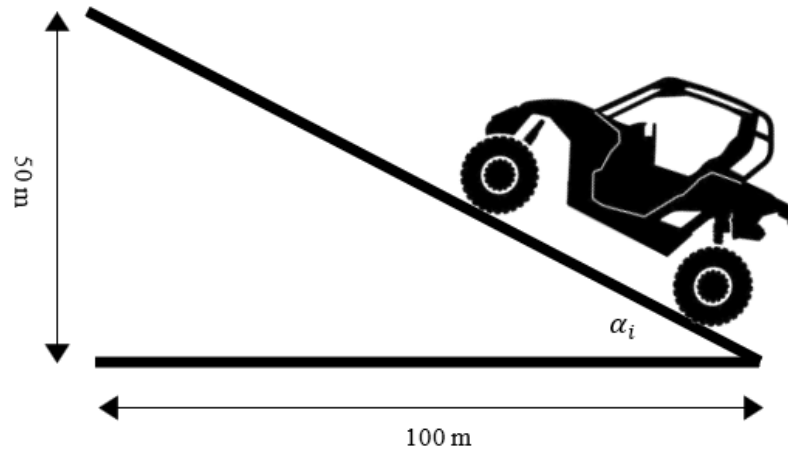


Figura 3.5 - Diagrama da condição imposta

Pela fórmula (3.4) é possível calcular o ângulo de inclinação (α_i).

$$\alpha_i = \arctan \frac{H}{L} \quad (3.4)$$

Para um H correspondente à altura e L ao comprimento, temos $\alpha_i = 26,565^\circ$.

Na Tabela 3.3 são apresentados os dados necessários para o cálculo da relação de transmissão para a primeira condição.

Tabela 3.3 - Valores utilizados para a imposição da condição 1

Massa (veículo + 2 ocupantes) (m)	700 kg
Aceleração gravítica (g)	9,81 m/s ²
Binário máximo (T_m)	81,35 Nm
Raio do pneu (r_t)	0,6858/2 m
C_r	0,05
α_i	26,565°
RPM máximo (n_{max})	6500 RPM

De seguida, é necessário calcular as forças que se opõem ao movimento. Como neste caso o veículo está em repouso, o atrito aerodinâmico é desprezado e apenas se considera a resistência ao rolamento e a resistência devido à inclinação. Através das equações (3.1) e (3.3), obtém-se os seguintes resultados:

- $F_r = 307,102 \text{ N}$;
- $F_g = 3071,02 \text{ N}$.

Para a viatura se mover, é preciso gerar uma força de tração capaz de contrariar todas estas resistências. A força de tração pode ser escrita da seguinte forma (3.5) [9]:

$$F_t = \frac{T_m \cdot i_g}{r_t} \quad (3.5)$$

Por último, como esta força de tração vai ser igual ao somatório de F_r com F_g , feito o cálculo pela fórmula (3.5) a relação de transmissão (i_g) necessária para cumprir os requisitos é de 14,2 (ver Tabela 3.4).

Tabela 3.4 - Resumo da condição 1

Condição 1	i
Arranque num cenário com 50% de inclinação	14,2

3.3.2. Condição 2

A condição 2 vai permitir calcular a razão de transmissão da segunda velocidade. Esta condição define a velocidade máxima que o Polaris poderá alcançar na velocidade mais alta. Para que os valores não sejam discrepantes dos originais, é definida uma velocidade máxima de 110 km/h. Para este cálculo, primeiramente, são precisos os dados da Tabela 3.5.

Tabela 3.5 - Valores utilizados para a imposição da condição 2

V_{max}	110 km/h
RPM máximo (n_{max})	6500 RPM
Raio do pneu (r_t)	0,6858/2 m

A razão de transmissão, segundo a velocidade máxima, rege-se pela fórmula (3.6) [9]:

$$V_{max} = \frac{\pi \cdot n_{max} \cdot r_t}{30i_g} \quad (3.6)$$

Com esta condição, chega-se à conclusão que a razão de transmissão para a segunda relação tem de ser 7,6 (ver Tabela 3.6).

Tabela 3.6 - Resumo da condição 2

Condição 2	i_g
Alcance de velocidade máxima de 110 km/h	7,6

Para calcular a capacidade de inclinação nesta condição, parte-se da equação (3.7) [9]. Para isso, são precisos os seguintes dados (ver Tabela 3.7):

Tabela 3.7 - Dados para o cálculo do atrito aerodinâmico

Densidade volúmica do ar a 20°C (ρ)	1,2041 kg/m ³
Área frontal (A_f)	1,5 m ²
C_D	0,5
Velocidade (V)	110 km/h
Massa (veículo + 2 ocupantes) (m)	700 kg
C_r	0,05
Aceleração gravítica (g)	9,81 m/s ²
Binário máximo (T_m)	81,35 Nm
Relação de transmissão (i)	7,6
Raio do pneu (r_t)	0,6858/2 m

$$\frac{1}{2}\rho \cdot A_f \cdot C_D \cdot (V - Vv)^2 + C_r \cdot mg \cdot \cos\alpha_i + mg \cdot \sin\alpha_i = \frac{T_m \cdot i}{r_t} \quad (3.7)$$

Desprezando o vento, o ângulo $\alpha_i = 8,7^\circ$ que corresponde a uma inclinação de 15%.

3.4. Transmissão

Neste subcapítulo será feito um resumo das condições da transmissão. Como se pode observar, a transmissão sofre várias alterações por fatores como: o tipo de veículo, o tipo de motor, o perfil de pneus e a condição da estrada. Dependendo destes fatores, é necessário que a resposta do veículo seja a mais apropriada. As razões de transmissão globais, velocidades máximas e capacidade de inclinação são apresentadas na Tabela 3.8.

Tabela 3.8 - Condições da transmissão

	i_g	Velocidade máxima	Capacidade de inclinação
1º Engrenagem	14,2	59,17 km/h	50%
2º Engrenagem	7,6	110 km/h	15%

A primeira mudança é mais indicada para manobras a baixa velocidade pois, graças à desmultiplicação, é possível superar obstáculos e sair de cenários íngremes. A segunda mudança é mais adequada a situações onde a estrada é mais aberta e menos sinuosa, desta forma, são alcançadas maiores velocidades com menos esforço.

4. Dimensionamento das engrenagens

As engrenagens são dos elementos mais importantes em sistemas de transmissão de potência. São vastas as aplicações destes elementos, indo desde pequenos relógios a largas turbinas. O projeto de engrenagens é complexo e ao longo dos anos tem sido aperfeiçoado para que possam cumprir os requisitos de potência esperados de uma forma mais leve, económica e mais silenciosa.

A seguir serão feitos os cálculos teóricos preliminares, sendo posteriormente feito o dimensionamento e análise das engrenagens com ajuda do *software* de cálculo KISSsoft.

4.1. Condições de funcionamento

O Polaris Ranger RZR XP 900 é um veículo concebido para aplicações em todo-o-terreno, sejam atividades lúdicas ou trabalho agrícola. As condições de funcionamento esperadas têm um papel importante no dimensionamento de uma caixa de velocidades pois permite adequar certos parâmetros e assim prever um tempo de vida para a sua utilização sem que haja subdimensionamento.

Este *Side by Side Vehicle* (SSV) é um tipo de veículo que tem a possibilidade de percorrer quase todo o tipo de terrenos, no entanto, a maioria da sua utilização é feita em caminhos de terra. Um exemplar deste veículo que tenha sido bem mantido e com as revisões adequadas, pode chegar a fazer entre 40000 e 50000 km, por isso, será assumido um valor dentro, ou ligeiramente acima, desse intervalo.

Na Tabela 4.1 pode-se observar uma comparação entre os terrenos mais comuns e as velocidades que mais se aproximam nessas situações.

Tabela 4.1 - Condições típicas de terrenos sinuosos

Tipo de terreno	Lama	Estrada	Dunas	Pedras	Zonas íngremes	Caminho rural
Velocidade média esperada	30 km/h	110 km/h	40 km/h	20 km/h	50 km/h	70 km/h

Foi assumido um padrão de condução que se espera normalmente deste tipo de viatura e, perante este, foram consideradas 1100 h de utilização que correspondem a 58960 km. As condições de funcionamento do veículo são simuladas segundo a Tabela 4.2.

Tabela 4.2 - Considerações dos regimes de operação

Velocidade do veículo	Tempo gasto [%]	Mudança esperada	RPM do motor	Distância [km]	Tempo [h]
< 30 km/h	22	1	3295	7260	242
50 km/h	50	1	5492	27500	550
70 km/h	22	2	4115	16940	242
110 km/h	6	2	6467	7260	66
TOTAL				58960 km	1100 h

4.2. Material

A escolha do material para as engrenagens tem de ser feita de acordo com as especificações de potência, dos eventuais esforços e do tipo de máquina motora. Geralmente, o material utilizado em rodas dentadas para caixas de velocidades é um aço de cementação. A capacidade de o material resistir à fadiga é fundamental para que a transferência de binário aconteça sem anomalias. Os modos de falha mais comuns devem-se às tensões no pé do dente e à fadiga de contacto superficial. O tempo de vida à fadiga na superfície das engrenagens depende em muito do tipo de material selecionado. Tendo isto em conta, o material que é bastante utilizado na indústria automóvel e que, segundo a norma ISO 6336-5 [33], apresenta um bom grau de qualidade é o aço de cementação 18CrNiMo7-6. De acordo com a norma EN 10084:2008 [34], este aço apresenta uma dureza no núcleo superior a 30 HRC e uma dureza superficial de 60 HRC, daí a ser o escolhido para o trabalho.

4.3. Número de estágios

Para este estudo é necessário definir o número de estágios que melhor se adegue ao nosso trabalho. O número de estágios dentro de uma caixa de velocidades define a necessidade de recorrer a um ou mais pares de rodas dentadas em função da relação de transmissão. Esta decisão é fundamental para as opções futuras e influencia toda a geometria da caixa de velocidades.

O modo mais comum para este tipo de transmissões consiste numa tipologia de eixos paralelos. Foram analisadas três hipóteses, duas delas de estágio único (A e C) e uma de dois estágios (B). Na Figura 4.1 é possível observar as três configurações analisadas.

Uma vez que a razão de transmissão que se pretende alcançar não é muito elevada, não existe a necessidade de recorrer a mais do que um estágio. A transmissão de estágio único alcança com facilidade a razão de transmissão global pretendida. Para além deste fundamento, devido a eventuais fatores como: aumento de peso; aumento de espaço e perdas associadas, a hipótese B de dois estágios foi a primeira a ser excluída.

Posta de parte a solução de dois estágios, resta justificar qual das opções de estágio único se adequa melhor ao trabalho. Inicialmente tinha sido considerada a opção C, no entanto, como o espaço de alojamento para a caixa de velocidades é reduzido, decidiu-se optar pela configuração mais compacta entre as duas. A configuração C iria ocupar espaço desnecessário devido às dimensões do diferencial, o que levou à escolha da configuração A.

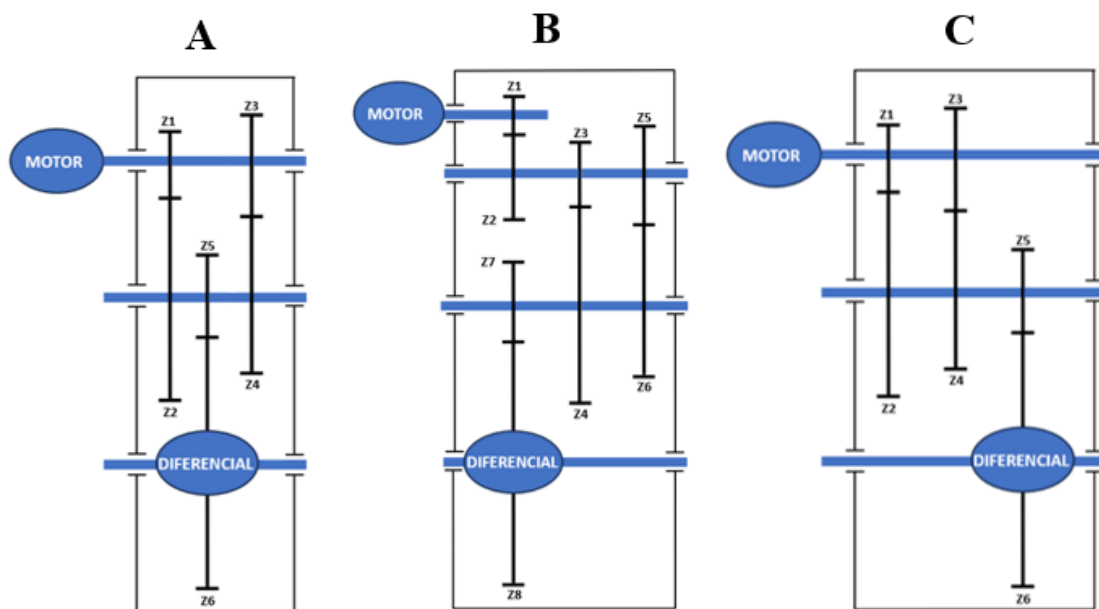


Figura 4.1 - Soluções de andares

4.4. Razão de transmissão

A razão de transmissão é uma relação entre a velocidade de rotação no eixo de entrada com o eixo de saída. Esta razão é fundamental para determinar a interação que o motor vai ter com as rodas nas diferentes velocidades. Perante as condições impostas no capítulo anterior, foram definidas as relações de transmissão globais teóricas para ambas as

velocidades. As relações globais são determinadas pela combinação de relações individuais de cada engrenagem no interior da caixa de velocidades. Para calcular a relação de transmissão global, é preciso multiplicar as relações locais desde o veio de entrada até ao veio de saída (equação (4.1)). Como no nosso caso, o redutor é de estágio único, o produto é simplesmente entre a relação do estágio da respetiva velocidade e a relação do diferencial.

$$i_g = i_e * i_0 \quad (4.1)$$

Onde i_e corresponde à relação de transmissão do estágio e i_0 a relação de transmissão do diferencial [9].

Será considerada uma razão de transmissão local máxima de 4:1, para que não haja reduções de eficiência energética significativas, necessidade de mais espaço físico e acréscimo de complexidade. Desta forma é possível alcançar um equilíbrio entre o tamanho das engrenagens e o número de componentes necessários no sistema para que não haja atravancamento [35]. Para ir ao encontro das relações de transmissão globais, a relação de transmissão do diferencial tem de ser um valor intermédio entre as duas. Este valor irá situar-se entre 3 e 4 e, para poder respeitar a razão de transmissão local máxima imposta para os estágios, i_0 terá de ser superior a 3,5 daí a ter sido definido $i_0 = 3,7$ [36]. Com este dado é possível chegar aos valores que constam na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 - Especificações teóricas da caixa de velocidades

	i_0	i_e	i_g	T_{max} [Nm]	Top Speed [km/h]
1ª Velocidade	3,7	3,8378	14,2	312,21	59,17
2ª Velocidade	3,7	2,0541	7,6	167,10	110

4.5.Módulo e número de dentes

O módulo é um dos parâmetros mais importantes numa engrenagem sendo o responsável pela descrição do seu tamanho e proporção. Com o objetivo de tornar a caixa o mais compacta possível, a escolha dos valores do módulo e número de dentes dependeram maioritariamente desse fator. Um critério que também foi imposto, por questões de interferência, é o pinhão ter um mínimo de 17 dentes [35] [29]. Esta consideração é feita para evitar o fenómeno de *undercutting* devido à raiz do dente sofrer desgaste pronunciado resultando numa diminuição da vida da engrenagem. Seguindo valores de módulos pela norma alemã DIN 780-1 [37], foram considerados 1,75 mm para os pares de engrenagens da primeira e segunda velocidade e 2,5 mm para o diferencial. Estes valores são atribuídos com

base no tipo de utilização da caixa de velocidades e nos diâmetros finais das engrenagens [29]. Na Tabela 4.4 são apresentados os resultados obtidos para cada par de engrenagens.

Tabela 4.4 - Síntese do Módulo e Número de dentes aplicado

	Engrenagem	Razão de transmissão	Módulo	Número de dentes
1ª Velocidade	Z1	3,842	1,75	19
	Z2			73
2ª Velocidade	Z3	2,067	1,75	30
	Z4			62
Diferencial	Z5	3,7	2,5	20
	Z6			74

A Tabela 4.4 revela os valores finais que melhor se enquadram neste caso. A escolha do número de dentes para a 1ª e 2ª velocidade dependeu da aproximação ao valor da razão de transmissão pretendida. Após estes resultados observa-se que apenas houve uma diferença percentual da razão de transmissão teórica da 1ª e 2ª velocidade de 0,11% e 0,63% respetivamente. Em relação ao par de engrenagens que abarca o diferencial, a escolha do número de dentes dependeu maioritariamente do tamanho exterior do diferencial que será utilizado, neste foi possível alcançar a razão de transmissão exata.

4.6. Ângulo de hélice e ângulo de pressão

O ângulo de hélice (β) e o ângulo de pressão (α) são parâmetros muito importantes no desenho da geometria do dentado de uma engrenagem. Por se tratar de um sistema de transmissão elétrico, os ruídos de fundo são mais notáveis, por isso, foi preferida a utilização de dentado helicoidal e não reto, desta forma a condução torna-se mais cómoda, suave e menos ruidosa.

O ângulo de hélice é medido entre o eixo e a direção do dentado da engrenagem. Para projetar uma engrenagem, é preciso ter em conta a razão de condução da mesma e o ângulo de hélice é considerado um parâmetro fundamental para aumentar o contacto entre as engrenagens. Para o dentado helicoidal simples, de acordo com a referência [38], o valor recomendado deste ângulo varia normalmente entre 10 e 15 para este tipo de aplicação e, quanto maior for este valor, menor é o ruído e maior é capacidade de carga. No entanto, com

o aumento do valor deste ângulo vem o acréscimo da componente axial da força de contacto que irá influenciar o tipo de rolamentos necessários.

O ângulo de pressão varia inversamente com a razão de contacto, ou seja, quanto maior for, menos contacto há, o que leva a um aumento da componente radial da força de contacto. Segundo a referência [38], para valores de ângulo de pressão superiores a 20° existe uma maior capacidade para aguentar esforços, porém o seu funcionamento não é tão suave. Este aumento do ângulo leva à diminuição da pressão superficial nos seus flancos e permite que haja menos interferência [39].

Perante as exigências impostas, estipulou-se um ângulo de pressão (α) e hélice (β) igual para todas as engrenagens, sendo $\alpha = 20^\circ$ e $\beta = 15^\circ$. Estes valores são utilizados frequentemente porque maximizam a razão de condução. Abaixo, na Figura 4.2, é mostrada uma ilustração com a direção imposta da hélice em todas as engrenagens.

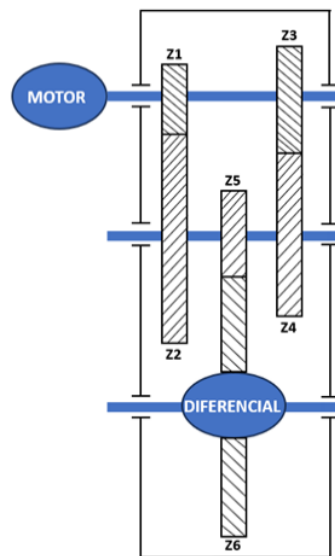


Figura 4.2 - Direções impostas às engrenagens

4.7. Largura do dentado

A largura do dentado é aplicada de forma a alcançar os fatores de segurança necessários. No entanto, recomenda-se a utilização de uma largura entre $8m_n$ e $12m_n$ [36]. Ao aumentar a largura do dente, aumenta-se não só a segurança como também a área em contacto, porém, as engrenagens ficam mais pesadas e volumosas [40].

Tendo em conta todas as considerações, a largura dada a cada par de engrenagens teve de garantir que os fatores de segurança tivessem dentro do intervalo assumido.

4.8. Fator de aplicação

Com base nas condições e características de aplicação da caixa de velocidades, é necessário definir um fator de aplicação (K_a) que se adequa ao pior dos cenários de utilização. Este fator é responsável pelo ajuste de carga imposta ao redutor perante impactos e fatores externos e, tem em consideração fatores como: tipo de regime; distribuição de cargas; precisão de parâmetros; ambiente de utilização e efeitos dinâmicos.

Neste caso as aplicações consideradas são para o uso todo-o-terreno, onde se podem verificar alguns choques. Como o acionamento é feito por um motor elétrico é previsto um comportamento uniforme desta máquina motora. Foi feito um dimensionamento para condições mais desfavoráveis, o que significa que a máquina movida está associada a choques moderados. De acordo com a tabela prevista na norma (Tabela 4.5) ISO 6336:2019 [33], o valor de K_a será 1,5.

Tabela 4.5 - Fator de aplicação perante condições da máquina

Comportamento operacional da máquina motora	Comportamento operacional da máquina movida			
	Uniforme e	Choques Leves	Choques Moderados	Choques Pesados
Uniforme	1,00	1,25	1,50	1,75
Choques Leves	1,10	1,35	1,60	1,85
Choques Moderados	1,25	1,50	1,75	2,00
Choques Pesados	1,50	1,75	2,00	$\geq 2,25$

4.9. Fatores de segurança no flanco e na raiz do dente

Os fatores de segurança são parâmetros utilizados em engenharia para garantir a segurança e integridade de componentes. Estes fatores adicionam uma margem intencional ao cálculo que seja necessário e desta forma o componente em estudo está salvaguardado a imprevistos, variações e potenciais falhas, aumentando a sua vida útil.

No caso das engrenagens, a segurança à superfície e no pé do dente são dois dos fatores mais importantes no dimensionamento para que não haja falhas no dentado das rodas, sejam elas deformações plásticas, fraturas ou desgaste excessivo da superfície.

O fator de segurança à pressão superficial do dente, S_H , representa o sobredimensionamento do dentado face à pressão superficial exercida. O fator de segurança à rotura no pé do dente (raiz), S_F , representa a relação entre a tensão no pé do dente e a resistência à flexão e fadiga no pé do dente. As normas DIN 3990 [41] e ISO 6336 não apresentam informação acerca destes fatores, no entanto, na parte 11 da norma DIN 3990 correspondente a engrenagens industriais, são recomendados valores mínimos de segurança à superfície (S_{Hmin}) e no pé (S_{Fmin}) de 1,0 e 1,4, respetivamente. O *software* KISSsoft também considera estes fatores de segurança, no entanto, como se baseiam em módulos mais pequenos, os valores mínimos são relativamente mais baixos [41]. Neste caso de acordo com a informação descrita acima, foram considerados $S_{Hmin} = 1,0$ e $S_{Fmin} = 1,4$.

4.10. Razão de condução

A razão de condução entre uma engrenagem motora e movida descreve a extensão do contacto à medida que há engrenamento entre as duas. Uma razão de condução adequada num par de engrenagens, origina uma operação mais suave, melhores distribuições de cargas e menos ruído. Em engrenagens de dentado helicoidal, a razão de condução (ε_γ) é o somatório entre a razão de condução aparente (ε_α) e a razão de condução suplementar devido à inclinação dos dentes (ε_β), como se pode ver na seguinte equação (4.2).

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta \quad (4.2)$$

Estes valores podem ser aumentados através da variação do ângulo de pressão (α), aumento do ângulo de hélice (β), aumento do número de dentes ou até mesmo com a largura do dentado. Para que haja uma operação suave, mas com a capacidade de suportar cargas, tem de haver um compromisso entre os ângulos de pressão e hélice com as razões de condução. O ângulo de pressão assumido de 20 limita os valores de ε_α a um mínimo de 1,0 e máximo de 2,0 [42]. Segundo o autor [36] recomenda-se $\varepsilon_\gamma \geq 2,2$ e $\varepsilon_\beta \geq 1,0$ para engrenagens com velocidades inferiores a 20 m/s. Neste caso foram considerados estes intervalos de condução.

4.11. Qualidade do dentado

A qualidade do dentado das engrenagens é fundamental para garantir o bom funcionamento, durabilidade e fiabilidade do sistema mecânico. Para além disso, o desempenho do conjunto é melhorado e a eficiência aumenta. O aumento da qualidade

Desenvolvimento de uma caixa de velocidades com duas relações para um veículo elétrico de todo-o-terreno

depende em grande parte do processo de fabrico, porque quanto maior for a precisão da máquina, a qualidade da ferramenta de corte e menores as tolerâncias, maior será a qualidade das engrenagens. Perante estes e outros fatores como: qualidade do material, tipos de tratamentos e acabamentos superficiais, mais elevado será o custo de produção das rodas dentadas.

Segundo as normas DIN 3961 [43] e ISO 1328-1:2013 [44], a qualidade das engrenagens é mensurável numa escala de 1 a 12, sendo 1 o maior grau de precisão. Os sistemas de transmissão para a indústria automóvel variam geralmente entre 6 e 7, por isso, optar-se-á pelo grau 6 para o trabalho [35].

4.12. Lubrificante

A lubrificação de uma caixa de velocidades é fundamental para o seu funcionamento. O lubrificante é o principal responsável pela redução de atrito entre partes móveis, o que reduz o desgaste e protege o mecanismo. Para além de lubrificar os metais, mantém uma temperatura de funcionamento adequada. Com a redução do atrito através da formação de uma película entre os componentes móveis, também há uma redução do ruído que, nos dias de hoje, é um fator fundamental em carros elétricos.

Perante todas as vantagens, é necessário escolher um lubrificante cujas propriedades se adequem ao trabalho, desta forma minimizam-se as perdas de potência e fenómenos de desgaste. Existem vários tipos de lubrificante, sendo estes de origem animal e/ou vegetal, mineral ou sintética [35].

O lubrificante escolhido é o MOTUL MOTYLGEAR SAE 75W-85, um lubrificante que oferece uma proteção eficiente e é reforçado com óleo de base sintética para melhorar a resistência a altas temperaturas e estender a vida útil. A escolha deste lubrificante teve por base a sua elevada estabilidade a diferentes temperaturas. Para dimensionar as engrenagens é preciso definir o tipo de lubrificante no *software* KISSsoft, para isso, coloca-se na opção “*Own Input*” os dados deste óleo que podem ser consultados na Tabela 4.6.

Como se trata de uma caixa de velocidades sujeita a altas solicitações, o método de lubrificação escolhido é o banho de óleo, por oferecer uma lubrificação constante e uniforme de uma forma simples e económica, com uma temperatura que pode variar entre 60 – 90°C [45].

Tabela 4.6 - Características do lubrificante

MOTUL MOTYLGEAR 75W-85	
Tipo	Óleo
Base	Sintética
Grau de viscosidade	75W-85
Índice de viscosidade	150
Densidade a 20°C	0,857 kg/dm ³
Viscosidade a 40°C	82,6 mm ² /s
Viscosidade a 100°C	12,6 mm ² /s
Ponto de fluidez	-45°C
Ponto de inflamação	216°C
Temperatura de trabalho	70°C

Em anexo encontram-se as propriedades do lubrificante.

4.13. Resultados

O dimensionamento de toda a cadeia cinemática foi feito através do *software* KISSsoft. Considerando as condições máximas de pico de potência do motor elétrico, foi alcançada uma relação de transmissão de 14,2154 para a primeira velocidade e 7,6479 para a segunda, uma diferença percentual de 0,11% e 0,63% respetivamente, em relação aos valores teóricos pretendidos (14,2 e 7,6).

Nas condições de funcionamento ficou considerado 792 h para a primeira velocidade e 308 h para a segunda. Como não se trata de uma atribuição exata, o cálculo foi feito para 800h na primeira velocidade e 400 h na segunda velocidade.

Para o dimensionamento do par de engrenagens do diferencial, considera-se um espetro de carga que simula a vida total perante as diferentes condições de utilização. É possível observar nas tabelas seguintes uma síntese dos resultados do dimensionamento.

Na Tabela 4.7 constam os resultados do dimensionamento da 1ª velocidade.

Tabela 4.7 – Valores do dimensionamento das engrenagens da 1ª Velocidade

1ª VELOCIDADE		
DADOS		
Material	18CrNiMo7-6	
Qualidade da engrenagem	6	
Fator de aplicação – K_a	1,50	
Tempo de vida [h]	800	
Módulo normal - m_n [mm]	1,75	
Número de dentes – Z1/Z2	19	73
Razão de transmissão – i	3,842	
Ângulo de pressão – α [°]	20	
Ângulo de hélice – β [°]	15	
Distância entre centros – a [mm]	85	
Largura do dentado – b [mm]	22	
RESULTADOS		
Razão de condução aparente – ε_α	1,638	
Razão de condução suplementar – ε_β	1,036	
Razão de condução total – ε_γ	2,673	
Coeficientes de desvio – x_i	0,349	0,662
Massa [kg]	0,169	2,432
Diâmetro primitivo de funcionamento – d [mm]	35,109	134,891
Diâmetro da cabeça – d_a [mm]	39,628	138,415
Eficiência – η [%]	99,32	
Perdas de potência [kW]	0,239	
Nível de pressão sonora [dB]	70,296	
Coef. de seg. na raiz do dente – S_F	2,21	2,10
Coef. de seg. no flanco do dente – S_H	1,05	1,09
Potência máxima admissível – P_{adm} [kW]	40,18	43,63

Na Tabela 4.8 constam os resultados do dimensionamento da 2ª velocidade.

Tabela 4.8 – Valores do dimensionamento das engrenagens da 2ª Velocidade

2ª VELOCIDADE		
DADOS		
Material	18CrNiMo7-6	
Qualidade da engrenagem	6	
Fator de aplicação – Ka	1,50	
Tempo de vida [h]	400	
Módulo normal - m_n [mm]	1,75	
Número de dentes – Z3/Z4	30	62
Razão de transmissão – i	2,067	
Ângulo de pressão – α [°]	20	
Ângulo de hélice – β [°]	15	
Distância entre centros – a [mm]	85	
Largura do dentado – b [mm]	22	
RESULTADOS		
Razão de condução aparente – ε_α	1,456	
Razão de condução suplementar – ε_β	1,036	
Razão de condução total – ε_γ	2,492	
Coeficientes de desvio – x_i	0,278	0,734
Massa [kg]	0,406	1,769
Diâmetro primitivo de funcionamento – d [mm]	55,435	114,565
Diâmetro da cabeça – d_a [mm]	58,606	118,177
Eficiência – η [%]	99,65	
Perdas de potência [kW]	0,124	
Nível de pressão sonora [dB]	72,597	
Coef. de seg. na raiz do dente – S_F	2,52	2,54
Coef. de seg. no flanco do dente – S_H	1,32	1,35
Potência máxima admissível – P_{adm} [kW]	63,96	66,87

Como o par de engrenagens do diferencial está sempre em utilização durante os diferentes regimes, existe a necessidade de criar um espectro de carga que simule o funcionamento intercalado das duas condições. Como foi mostrado na Tabela 4.2, é esperado que se utilize mais a caixa de velocidades na primeira velocidade do que na segunda, mais precisamente 72% do tempo total de vida na primeira velocidade e 28% na segunda velocidade.

Considerando os valores de potência e binário máximo do motor, e tendo em conta as relações de ambas as condições, obteve-se o seguinte espectro de carga através do *software* KISSsoft (ver Figura 4.3).

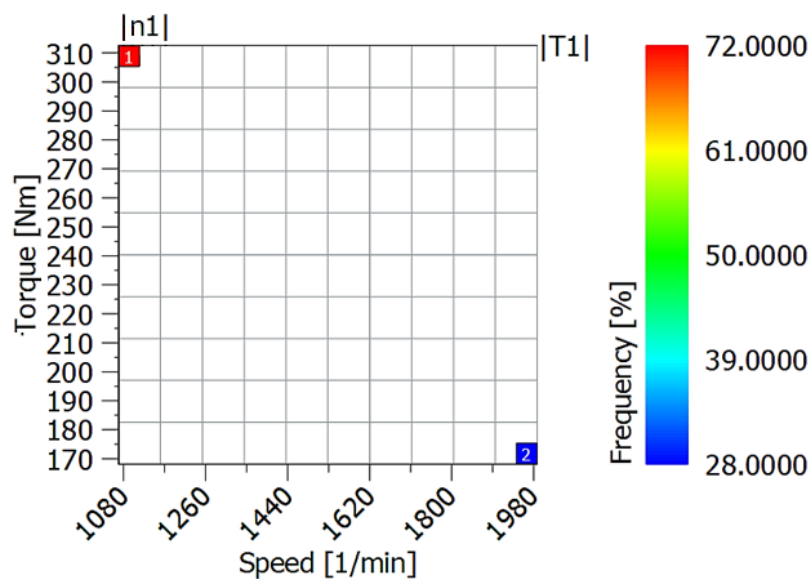


Figura 4.3 - Espectro de carga das engrenagens do diferencial

Neste espectro observam-se as duas condições de funcionamento do par de engrenagens do diferencial mediante uma frequência de utilização característica a cada uma delas. A primeira condição está assinalada a vermelho e a segunda a azul, correspondendo à primeira e segunda velocidade respetivamente.

Perante o espectro de carga considerado, na Tabela 4.9 constam os resultados do dimensionamento das engrenagens do diferencial.

Tabela 4.9 – Valores do dimensionamento das engrenagens do diferencial para a 1ª Velocidade

DIFERENCIAL (1ª VELOCIDADE)		
DADOS		
Material	18CrNiMo7-6	
Qualidade da engrenagem	6	
Fator de aplicação – Ka	1,00	
Módulo normal - m_n [mm]	2,5	
Número de dentes – Z5/Z6	20	74
Razão de transmissão – i	3,7	
Ângulo de pressão – α [°]	20	
Ângulo de hélice – β [°]	15	
Distância entre centros – a [mm]	123	
Largura do dentado – b [mm]	34	
RESULTADOS		
Razão de condução aparente – ε_α	1,776	
Razão de condução suplementar – ε_β	1,120	
Razão de condução total – ε_γ	2,897	
Massa [kg]	0,583	7,739
Diâmetro primitivo de funcionamento – d [mm]	52,34	193,66
Diâmetro da cabeça – d_a [mm]	59,17	198,93
Eficiência – η [%]	99,05	
Perdas de potência [kW]	0,333	
Nível de pressão sonora [dB]	68,78	
Coef. de seg. na raiz do dente – S_F	2,57	2,19
Coef. de seg. no flanco do dente – S_H	1,10	1,24

Após o dimensionamento, é possível obter uma curva de fiabilidade do par de engrenagens, que indica que, para uma fiabilidade de 99%, o sistema é capaz de fazer 24333 horas.

5. Dimensionamento dos veios e seleção dos rolamentos

Numa caixa de velocidades, os veios têm a função crucial de transmitir potência e binário ao longo do seu eixo, suportar as solicitações impostas pelos rolamentos e engrenagens, e assegurar um funcionamento suave do conjunto. Com os pares de engrenagens definidos anteriormente, em primeiro lugar, é feito o estudo da disposição dos veios do sistema reductor. De seguida, é imposta a geometria a cada veio e, por fim, é feita uma análise estática que prevê o comportamento de cada veio à fadiga.

Os rolamentos são elementos vastamente utilizados em transmissões mecânicas. São estes que conferem estabilidade, reduzem a fricção, o ruído, a vibração e suportam cargas. Por estes fatores, a escolha dos rolamentos influencia o bom funcionamento do sistema.

5.1. Arranjo dos veios

Os veios devem obedecer certos parâmetros para cumprirem com integridade a sua função. De acordo com as referências [40] e [46] as considerações gerais que devem ser tomadas para o desenvolvimento de um veio são:

- Reduzir a distância entre rolamentos para obter um design mais compacto;
- Localizar engrenagens expostas a maiores esforços o mais junto possível dos rolamentos;
- Manter engrenagens entre dois rolamentos;
- Manter as transições de diâmetro abaixo do rácio $D/d \approx 1,4$;
- Diminuir o comprimento do veio de forma a minimizar esforços;
- Ter em consideração folgas axiais para uma melhor lubrificação;
- Utilizar ombros de eixo para localizar axialmente elementos de veio.

5.1.1. Escolha do material

O material utilizado em veios determina a durabilidade, resistência e desgaste numa caixa de velocidades. Normalmente, neste tipo de aplicações, é o aço ligado e o aço carbono que mais se utiliza. No entanto, como existe a possibilidade de criar o elemento dentado juntamente ao veio, a escolha do material vai depender do material utilizado na engrenagem, ou seja, o aço de cementação 18CrNiMo7-6 que, de acordo com a norma EN 10084:2008

[34], apresenta uma dureza no núcleo superior a 30 HRC e à superfície de 60 HRC, como foi dito anteriormente.

5.1.2. Posição relativa dos veios

A posição relativa dos veios desempenha um papel fundamental no tamanho final da caixa de velocidades. Numa primeira fase, através do *software* KISSsys, é feita uma disposição completamente na horizontal e só depois é alterado o ângulo entre os veios. Na Figura 5.1 é mostrada a disposição inicial dos veios com diferentes vistas, desta forma é possível ver o alinhamento inicial do conjunto. A distância dada entre engrenagens no veio B foi 5 mm, desta forma garante-se uma folga suficiente para uma boa lubrificação e contactos indesejados. O espaço presente no veio A diz respeito ao mecanismo de mudança de engrenagem, que irá ser analisado num capítulo seguinte. É possível verificar que o veio A possui duas engrenagens motoras de pequenas dimensões e o veio B possui 2 engrenagens nos extremos que dizem respeito à primeira e segunda velocidade, e uma engrenagem central que irá mover a roda ligada ao diferencial.

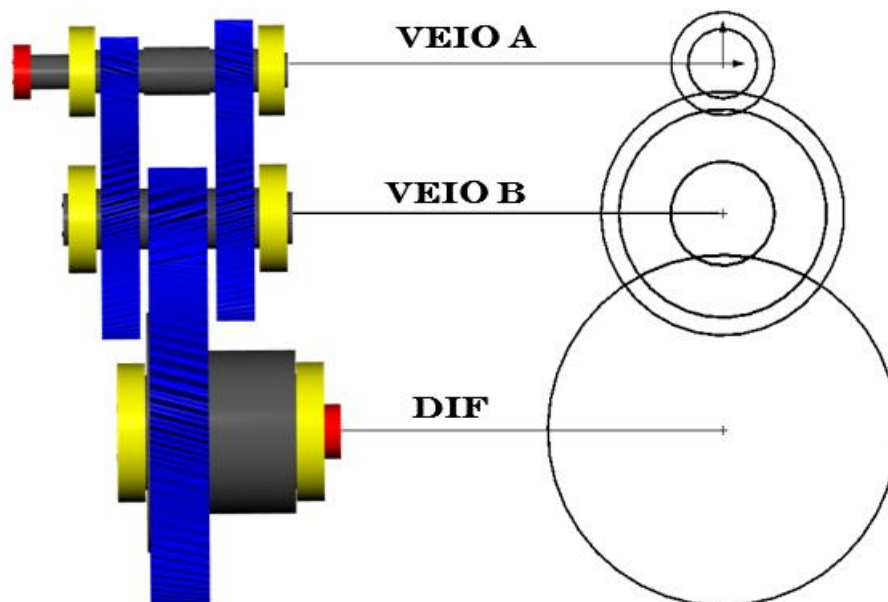


Figura 5.1 - Disposição inicial dos veios

O arranjo final foi feito de acordo com a Figura 5.2, desta forma obtém-se um formato mais compacto, baixando o seu custo e reduzindo a quantidade de material.

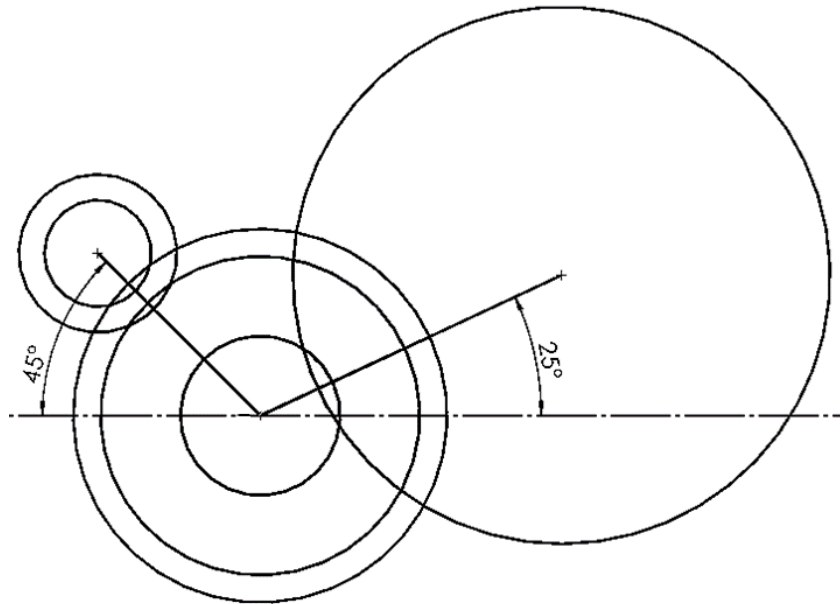


Figura 5.2 - Arranjo final dos veios

5.1.3. Sentido de rotação

O sentido de rotação define o movimento final do veículo e é importante pois pode influenciar a distribuição das cargas ao longo dos veios e o tempo de vida dos rolamentos. Como se pode ver na Figura 5.3 do KISSsoft, o movimento no sentido dos ponteiros do relógio produz uma rotação positiva e o eixo de rotação é o YY.

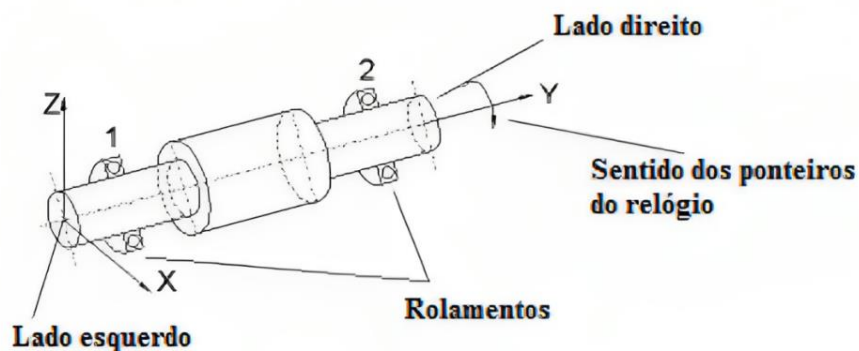


Figura 5.3 - Definição do sentido de rotação [47]

Para o veículo seguir o movimento pretendido, a direção da rotação segue o seguinte esquema (ver Figura 5.4).

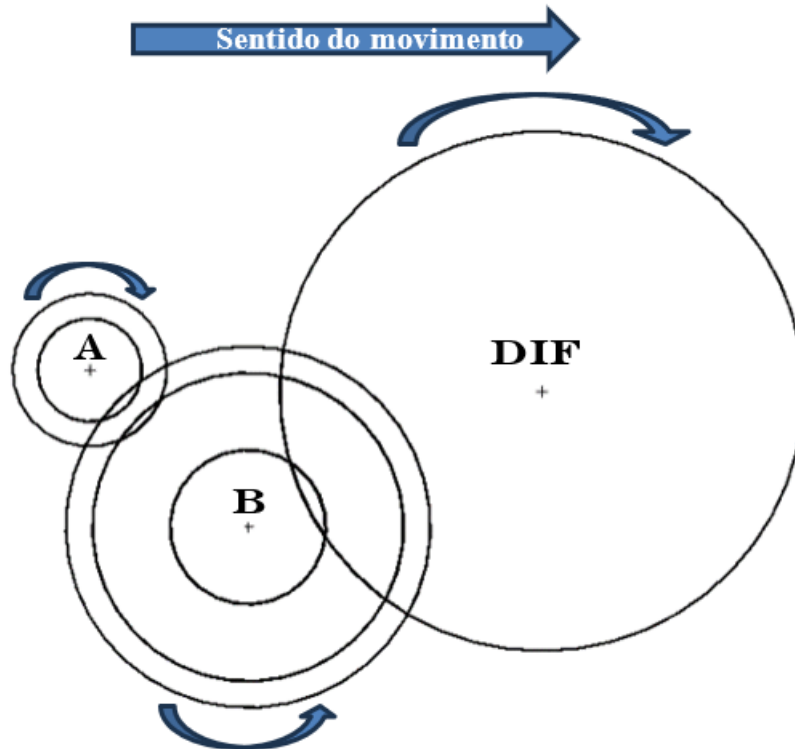


Figura 5.4 - Sentido de rotação imposto aos veios

5.1.4. Conexões

Os veios de uma caixa de velocidades necessitam de ter conexões ou interfaces que permitam a ligação entre componentes distintos. Estas conexões são responsáveis pela transmissão do momento torsor vindo da máquina motora.

No primeiro veio, veio A, existem duas zonas de conexão, uma por chaveta e outra por estriado. A chaveta está localizada no início do veio e é responsável pela ligação ao veio motor. O estriado encontra-se no centro do veio para a ligação ao mecanismo de mudança de engrenagem. Neste veio, não existe a necessidade de utilizar conexões nas engrenagens uma vez que estarão móveis sobre rolamentos de agulhas.

No caso do veio B, o pinhão do diferencial pode ser maquinado com o veio devido às suas pequenas dimensões. Para que haja transferência de potência das rodas que correspondem à primeira e segunda velocidade, estas precisam de ter uma forma de conexão que, neste caso, optou-se pelo uso da chaveta. Por último, a conexão entre a engrenagem final e o diferencial é feita através de parafusos.

CHAVETAS

Vão existir ao todo três chavetas no conjunto, duas delas seguem a norma DIN 6885 A [48] e outra é feita à medida para o acoplamento do veio do motor.

De acordo com a norma, as chavetas são desenhadas em função do tipo, largura, altura e comprimento. Segue-se a seguinte nomenclatura para as chavetas do veio B.

- DIN 6885 – A 10 x 8 x 20

ESTRIADO

O estriado para o veio A segue a norma DIN 5480 [49] e é desenhado de acordo com a letra que representa o veio ou cubo, o diâmetro de referência, o módulo e o número de dentes.

- DIN 5480 – W 28 x 2 x 12

5.1.5. Geometria dos veios

Nas figuras que se seguem são apresentadas as dimensões principais dos veios A e B. Estas proporções só foram definidas após o posicionamento dos elementos dentados.

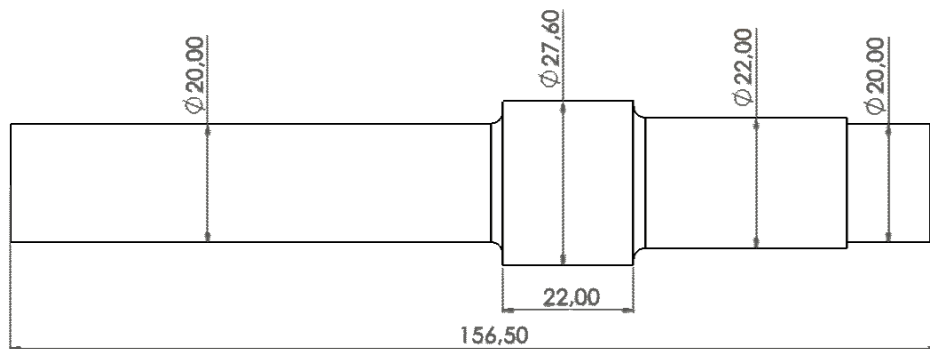


Figura 5.5 - Geometria do veio A

Na Figura 5.5 é possível observar vários ressalto no veio A. O ressalto vindo da extremidade à direita serve de batente para os rolamentos enquanto o ressalto central de 27,60 mm serve para fazer os rasgos para o estriado. O desenho foi feito de modo a simplificar as dimensões do veio, daí não aparecer com maior detalhe. Neste veio são ainda maquinadas a entrada da chaveta e as ranhuras de alívio para os rolamentos.



Figura 5.6 - Geometria do veio B

O veio B (Figura 5.6) é mais simples, apenas apresenta os ressaltos para os rolamentos. Aqui pode ser diretamente maquinado o pinhão para o diferencial, mas as restantes engrenagens são unidas por chavetas. Existe então a necessidade de maquinar os rasgos para as chavetas e as ranhuras de alívio para os rolamentos.

As ranhuras de alívio são baseadas na norma DIN 509 [50]. A forma de corte segue o tipo E da norma e pode ser visto de acordo com a Figura 5.7.

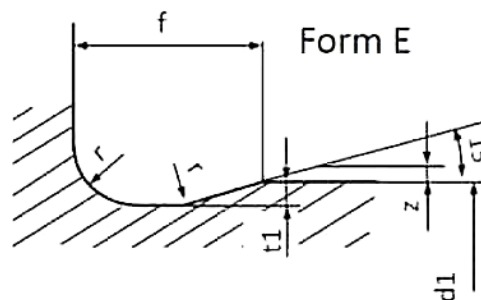


Figura 5.7 - Ranhura de alívio [50]

5.2. Escolha dos rolamentos

A escolha dos rolamentos depende de vários fatores: durabilidade, preço, fiabilidade, tipo de aplicação, entre outros. Estes elementos mecânicos são essenciais para reduzir a fricção e suavizar a operação de uma máquina ou equipamento. Com eles, a rotação dos veios é feita com menos esforço e as cargas são facilmente suportadas.

Optou-se por escolher rolamentos os mais económicos quanto possível e somente de uma marca, deste modo apenas se considera um fabricante no trabalho. Em suma, foram considerados rolamentos rígidos de esferas de carreira única e esferas de contacto angular.

Os rolamentos rígidos de esferas são o tipo de rolamentos mais utilizado por serem económicos, fiáveis e versáteis.

Dada a assimetria geométrica em alguns veios e a discrepância das solicitações ao longo do seu eixo, os rolamentos considerados nos apoios podem diferir no mesmo veio. Apesar de parecerem idênticos, a escolha dos rolamentos varia em função da carga, da velocidade, requisitos de lubrificação e fricção, entre outros.

O tempo de vida foi o critério fundamental para a escolha dos rolamentos e foi seguida a norma ISO 281 [51]. Como é esperado um tempo de vida de 1200h para o conjunto das rodas dentadas, este foi também o tempo de vida mínimo considerado para os rolamentos.

Todo o dimensionamento foi feito através do *software* KISSsoft e este tem ao dispor várias marcas de rolamentos como FAG, KOYO, SKF, Timken, etc. Vendo as opções, optou-se pelo uso da marca SKF pela vasta variedade e facilidade de acesso em Portugal. Nos subcapítulos que se seguem, é exposta a seleção e arranjo dos rolamentos para a caixa redutora.

5.2.1. Veio A

O Veio A está sujeito a grandes esforços porque é este que recebe a velocidade de rotação inicial do motor. Devido às características do motor elétrico, facilmente se encontram rolamentos com velocidades limite bastante superiores.

Tal como foi referido anteriormente, os rolamentos definidos para o trabalho são o mais económico quanto possível e, para este veio, foram usados rolamentos rígidos de esferas para os apoios e rolamentos de agulhas para as engrenagens.

Apesar da assimetria do veio em questão, não houve a necessidade de escolher dois rolamentos diferentes para os apoios. Feito o estudo no *software* KISSsoft, optou-se pelo uso de rolamentos SKF 6004, para o rolamento esquerdo e direito, por garantir o tempo de vida imposto e uma excelente velocidade limite. É possível observar nas tabelas seguintes uma síntese dos parâmetros dos rolamentos e os resultados para ambas as velocidades.

Na Tabela 5.1 é feito um sumário dos parâmetros dos rolamentos para o veio A no caso da primeira velocidade.

Tabela 5.1 – Valores do dimensionamento dos rolamentos do Veio A para a 1ª Velocidade

	Rolamento esquerdo	Rolamento direito
Tipo	Rígido de esferas de carreira única	
Designação	SKF 6004	SKF 6004
Diâmetro interno [mm]	20	
Diâmetro externo [mm]	42	
Largura [mm]	12	
Velocidade limite [rpm]	24000	
Velocidade do veio [rpm]	6500	
Limite de carga de fadiga [kN]	0,212	
Capacidade de carga dinâmica [kN]	9,95	
Capacidade de carga estática [kN]	5	
Massa [kg]	0,0656	
Probabilidade de falha [%]	10	
RESULTADOS		
Velocidade operacional térmica de segurança [rpm]	9014,76	
Fator de segurança	3,43	10,15
Tempo de vida esperado [h]	1909	134320

Desenvolvimento de uma caixa de velocidades com duas relações para um veículo elétrico de todo-o-terreno

Na Tabela 5.2 é feito um sumário dos parâmetros dos rolamentos para o veio A no caso da segunda velocidade.

Tabela 5.2 - Valores do dimensionamento dos rolamentos do Veio A para a 2ª Velocidade

	Rolamento esquerdo	Rolamento direito
Tipo	Rígido de esferas de carreira única	
Designação	SKF 6004	SKF 6004
Diâmetro interno [mm]	20	
Diâmetro externo [mm]	42	
Largura [mm]	12	
Velocidade limite [rpm]	24000	
Velocidade do veio [rpm]	6500	
Limite de carga de fadiga [kN]	0,212	
Capacidade de carga dinâmica [kN]	9,95	
Capacidade de carga estática [kN]	5	
Massa [kg]	0,0656	
Probabilidade de falha [%]	10	
RESULTADOS		
Velocidade operacional térmica de segurança [rpm]	12898,04	
Fator de segurança	21,18	3,44
Tempo de vida esperado [h]	> 1000000	1873

A Tabela 5.3 mostra um sumário dos parâmetros dos rolamentos de agulhas escolhidos no caso da primeira velocidade.

Tabela 5.3 - Valores do dimensionamento dos rolamentos de agulhas do Veio A para a 1ª Velocidade

	Rolamento esquerdo	Rolamento direito
Tipo	Rolos de agulhas e conjunto de gaiola	
Designação	SKF K 20X24X17	SKF K 22X26X17
Diâmetro do furo [mm]	20	22
Diâmetro externo [mm]	24	26
Largura [mm]	17	17
Velocidade limite [rpm]	22000	20000
Velocidade do veio [rpm]	6500	
Limite de carga de fadiga [kN]	2,4	2,7
Capacidade de carga dinâmica [kN]	12,5	13,2
Capacidade de carga estática [kN]	20,8	22,8
Massa [kg]	0,012	
Probabilidade de falha [%]	10	
RESULTADOS		
Velocidade operacional térmica de segurança [rpm]	9014,76	
Fator de segurança	16,6	9999,99
Tempo de vida esperado [h]	5526	>1000000

A Tabela 5.4 mostra um sumário dos parâmetros dos rolamentos de agulhas escolhidos no caso da segunda velocidade.

Tabela 5.4 - Valores do dimensionamento dos rolamentos de agulhas do Veio A para a 2ª Velocidade

	Rolamento esquerdo	Rolamento direito
Tipo	Rolos de agulhas e conjunto de gaiola	
Designação	SKF K 20X24X17	SKF K 22X26X17
Diâmetro do furo [mm]	20	22
Diâmetro externo [mm]	24	26
Largura [mm]	17	17
Velocidade limite [rpm]	22000	20000
Velocidade do veio [rpm]	6500	
Limite de carga de fadiga [kN]	2,4	2,7
Capacidade de carga dinâmica [kN]	12,5	13,2
Capacidade de carga estática [kN]	20,8	22,8
Massa [kg]	0,012	
Probabilidade de falha [%]	10	
RESULTADOS		
Velocidade operacional térmica de segurança [rpm]	12898,04	
Fator de segurança	9999,99	62,67
Tempo de vida esperado [h]	>1000000	>1000000

5.2.2. Veio B

No caso do veio B, graças à relação de transmissão imposta, existe uma redução da velocidade de rotação. Tal como no veio anterior, este será apoiado por dois rolamentos rígidos de esferas, vastamente utilizados em transmissões mecânicas.

Através do estudo no *software* KISSsoft, optou-se pelo uso dos rolamentos SKF 6006 como rolamento esquerdo e SKF 6206 como rolamento direito devido à distribuição assimétrica de solicitações. As tabelas abaixo sintetizam os parâmetros dos rolamentos e os resultados para ambas as velocidades neste veio.

A Tabela 5.5 sintetiza os parâmetros dos rolamentos escolhidos para a primeira velocidade.

Tabela 5.5 - Valores do dimensionamento dos rolamentos do Veio B para a 1ª Velocidade

	Rolamento esquerdo	Rolamento direito
Tipo	Rígido de esferas de carreira única	
Designação	SKF 6006	SKF 6206
Diâmetro interno [mm]	30	
Diâmetro externo [mm]	55	62
Largura [mm]	13	16
Velocidade limite [rpm]	17000	15000
Velocidade do veio [rpm]	1691,8	
Limite de carga de fadiga [kN]	0,355	0,475
Capacidade de carga dinâmica [kN]	13,8	20,3
Capacidade de carga estática [kN]	8,3	11,2
Massa [kg]	0,12	0,2
Probabilidade de falha [%]	10	
RESULTADOS		
Velocidade operacional térmica de segurança [rpm]	5879,17	
Fator de segurança	2,94	2,92
Tempo de vida esperado [h]	1298	2064

A Tabela 5.6 sintetiza os parâmetros dos rolamentos escolhidos para a segunda velocidade.

Tabela 5.6 - Valores do dimensionamento dos rolamentos do Veio B para a 2ª Velocidade

	Rolamento esquerdo	Rolamento direito
Tipo	Rígido de esferas de carreira única	
Designação	SKF 6006	SKF 6206
Diâmetro interno [mm]	30	
Diâmetro externo [mm]	55	62
Largura [mm]	13	16
Velocidade limite [rpm]	17000	15000
Velocidade do veio [rpm]	3145,2	
Limite de carga de fadiga [kN]	0,355	0,475
Capacidade de carga dinâmica [kN]	13,8	20,3
Capacidade de carga estática [kN]	8,3	11,2
Massa [kg]	0,12	0,2
Probabilidade de falha [%]	10	
RESULTADOS		
Velocidade operacional térmica de segurança [rpm]	7174,58	
Fator de segurança	4,35	6,80
Tempo de vida esperado [h]	5297	72914

5.2.3. Diferencial

Em relação à escolha de rolamentos para o suporte do diferencial, teve de haver uma maior atenção graças à posição dos mesmos. O diferencial é proveniente de um antigo projeto e foi desenvolvido pela empresa Rui Manuel da Conceição – RMC, Lda, o que se tornou num fator limitador na escolha dos rolamentos. Feita a pesquisa ao catálogo da SKF e testando no programa KISSsoft, verificou-se que os rolamentos rígidos de esferas disponíveis não satisfaziam as condições impostas. Ao utilizar um rolamento de tamanho reduzido, este diminuía a capacidade carga e não se alcançava o tempo mínimo de vida esperado. No entanto, quando se aumentava o tamanho do rolamento, este não estaria apoiado o suficiente no diferencial.

Perante estas limitações, optou-se pela utilização de rolamentos de esferas de contacto angular de superprecisão e alta capacidade. Este tipo de rolamentos é projetado para suportar cargas elevadas em velocidades relativamente altas, com baixa geração de calor e reduzidos níveis de vibração.

Com este tipo de rolamentos é possível superar o tempo mínimo de vida esperado dentro das dimensões exigidas. A SKF também fornece este tipo de rolamentos e, face às características do mesmo, optou-se pela escolha de ângulo de contacto intermédio pois garante boa capacidade de carga axial e radial.

Considerando o mesmo espectro de carga de 72% do tempo de vida na primeira velocidade (correspondente à primeira condição) e 28% na segunda (correspondente à segunda condição), é possível dimensionar com maior exatidão os rolamentos escolhidos.

Através do estudo no *software* KISSsoft, optou-se pelo uso dos rolamentos SKF 7010 ACD/P4A para ambos os apoios.

Face às condições consideradas no espectro de carga, obtém-se rolamentos com 99% de fiabilidade por 632 horas. Na Figura 5.8 é mostrado com maior detalhe a curva de fiabilidade do rolamento esquerdo (linha roxa) e do rolamento direito (linha verde).

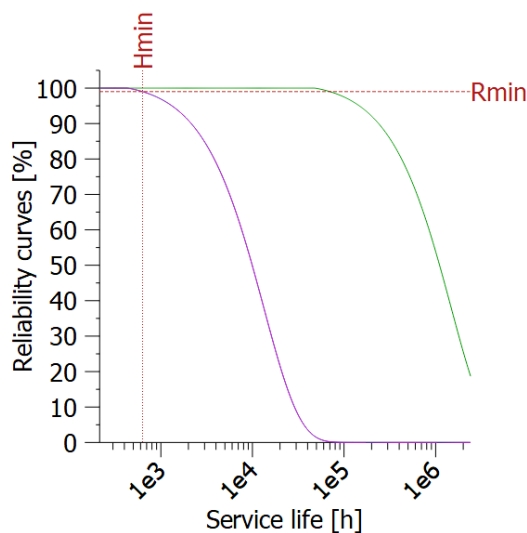


Figura 5.8 - Curva de fiabilidade dos rolamentos do diferencial

O rolamento esquerdo apresenta um menor tempo de vida graças à sua proximidade à engrenagem.

A Tabela 5.7 mostra os parâmetros dos rolamentos do diferencial.

Tabela 5.7 - Valores do dimensionamento dos rolamentos do Diferencial

	Rolamento esquerdo	Rolamento direito
Tipo	Esferas de contacto angular de carreira única	
Designação	SKF 7010 ACD/P4A	
Diâmetro interno [mm]	50	
Diâmetro externo [mm]	80	
Largura [mm]	16	
Velocidade limite [rpm]	24000	
Limite de carga de fadiga [kN]	0,98	
Capacidade de carga dinâmica [kN]	28,1	
Capacidade de carga estática [kN]	23,2	
Massa [kg]	0,25	
Probabilidade de falha [%]	10	
RESULTADOS		
Velocidade operacional térmica de segurança [rpm]	2151,97	
Fator de segurança	2,92	9,32
Tempo de vida esperado [h]	2146	238290

5.3.Resultados

Nas subsecções que se seguem é apresentado o conjunto do modelo final de cada veio, juntamente com os diagramas de flexão e força para a primeira e segunda velocidade.

Graças às solicitações dinâmicas em cada veio, a análise à flexão é extremamente importante, por isso, tal como o autor da referência [40] foi considerado um valor máximo para o deslocamento que segue a equação (5.1):

$$\delta = (0,001)L_r \quad \text{até} \quad \delta = (0,003)L_r \quad (5.1)$$

onde L_r é a distância entre os rolamentos.

5.3.1. Veio A

O veio A é um veio que gira no sentido dos ponteiros do relógio e é suportado por dois rolamentos. Possui ao centro o estriado para o mecanismo de mudança de engrenagem e na extremidade inicial um rasgo para uma chaveta que faz a ligação ao veio motor. A engrenagem Z1 pertence à primeira velocidade e a engrenagem Z3 correspondente ao pinhão da segunda velocidade e ambas assentam sobre rolamentos de agulhas. Possui ressaltos que servem de batentes para posicionar os rolamentos e ranhuras de alívio.

Na Figura 5.9 é possível observar todos estes detalhes. A Figura 5.10 mostra o deslocamento do veio para a primeira e segunda velocidade e a Figura 5.11 mostra as forças exercidas.

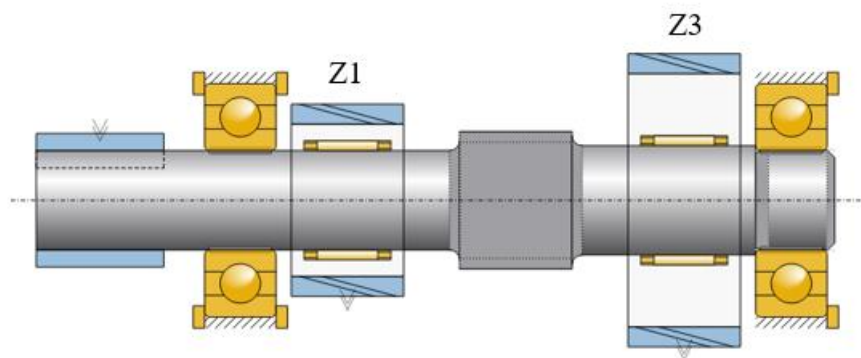


Figura 5.9 - Composição detalhada do veio A

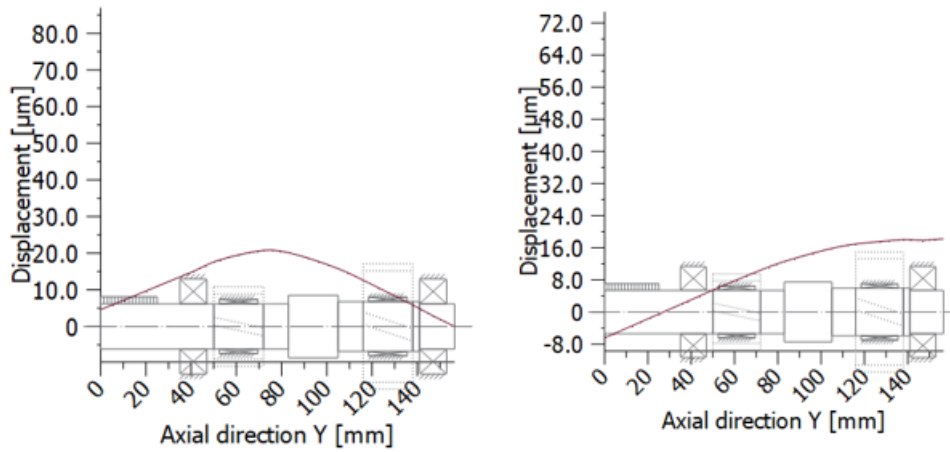


Figura 5.10 - Deslocamento do Veio A para a 1ª e 2ª Velocidade

É possível observar que o deslocamento se mantém dentro dos limites impostos.

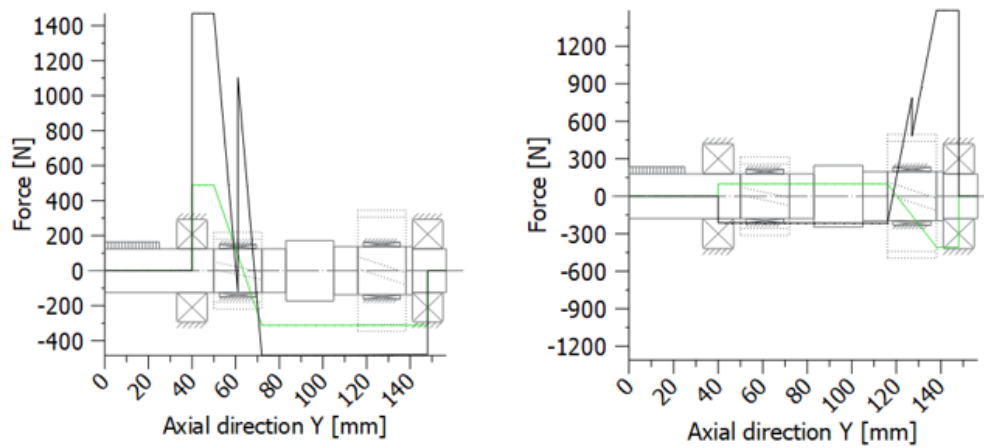


Figura 5.11 - Forças exercidas no Veio A na 1ª e 2ª Velocidade

Perante as solicitações impostas ao veio, vão existir zonas críticas que diferem para a 1ª e 2ª velocidade, no *software* KISSsoft são apresentadas automaticamente essas secções como mostra a Figura 5.12.

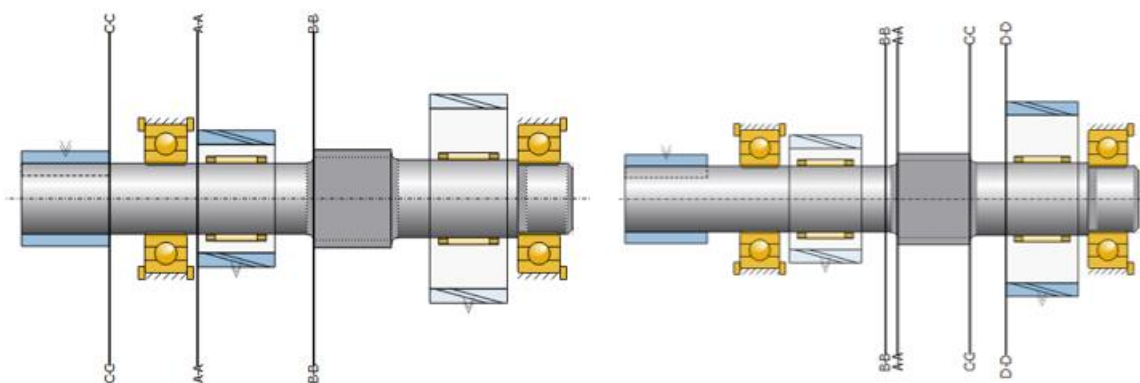


Figura 5.12 - Zonas críticas do Veio A na 1ª e 2ª Velocidade

5.3.2. Veio B

O veio B também é um veio pinhão, onde a engrenagem integrada ao veio é a Z5, que gira no sentido oposto, ou seja, contrário aos ponteiros do relógio e é suportado por dois rolamentos. Este veio suporta três engrenagens, à esquerda a roda da primeira velocidade (Z2), ao centro o pinhão do diferencial (Z5) e à direita a roda da segunda velocidade (Z4). Ambas as rodas correspondentes à primeira e segunda velocidade, são acopladas ao veio através de uma chaveta. Tal como no veio anterior, o veio B possui ressaltos que servem de batentes para posicionar os rolamentos e ranhuras de alívio.

Na Figura 5.13 é possível observar todos estes detalhes. A Figura 5.14 mostra o deslocamento do veio perante as solicitações da primeira e segunda velocidade e a Figura 5.15 mostra as forças exercidas.

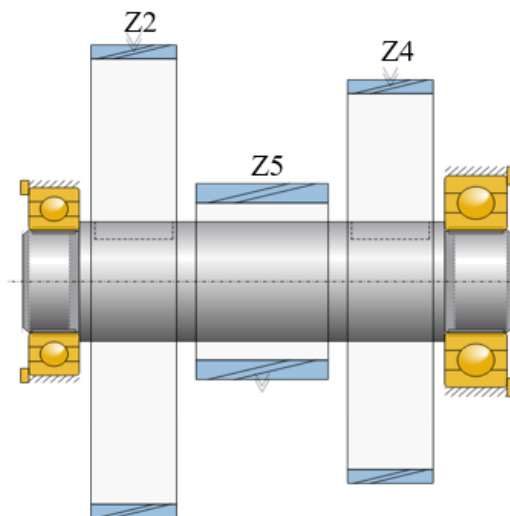


Figura 5.13 - Composição detalhada do Veio B

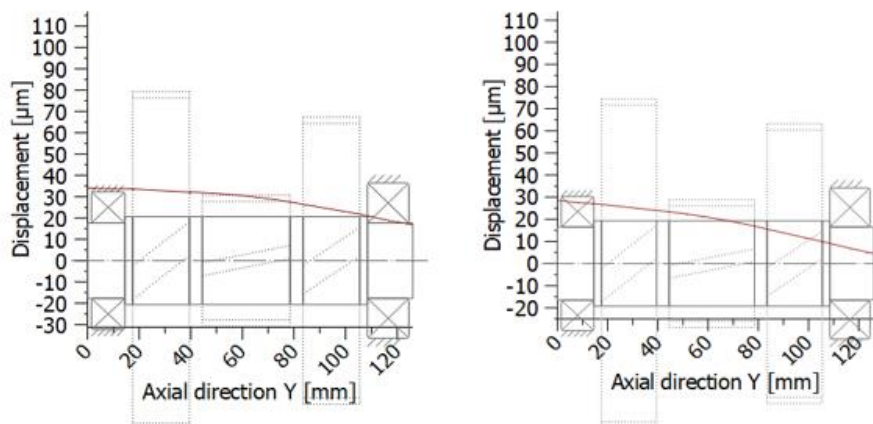


Figura 5.14 - Deslocamento do Veio B para a 1ª e 2ª Velocidade

É possível observar que, à semelhança do veio anterior, o deslocamento se mantém dentro dos limites impostos.

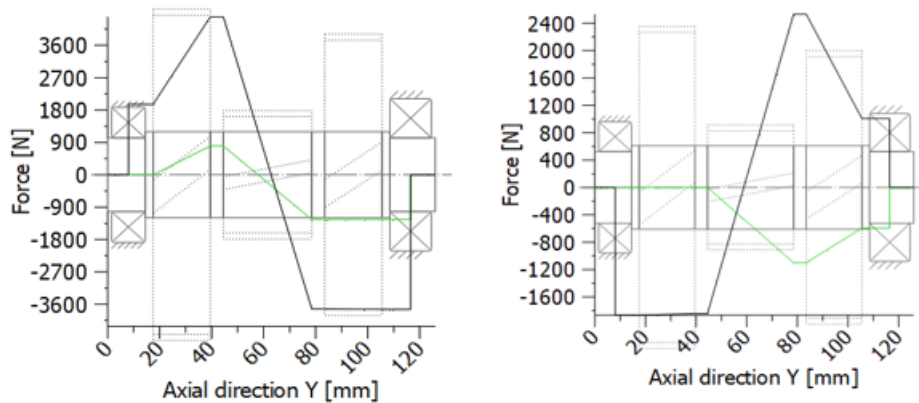


Figura 5.15 - Forças exercidas no Veio B na 1ª e 2ª Velocidade

Também no veio B vão existir zonas críticas distintas para as diferentes velocidades. Na Figura 5.16 é possível observar essas zonas.

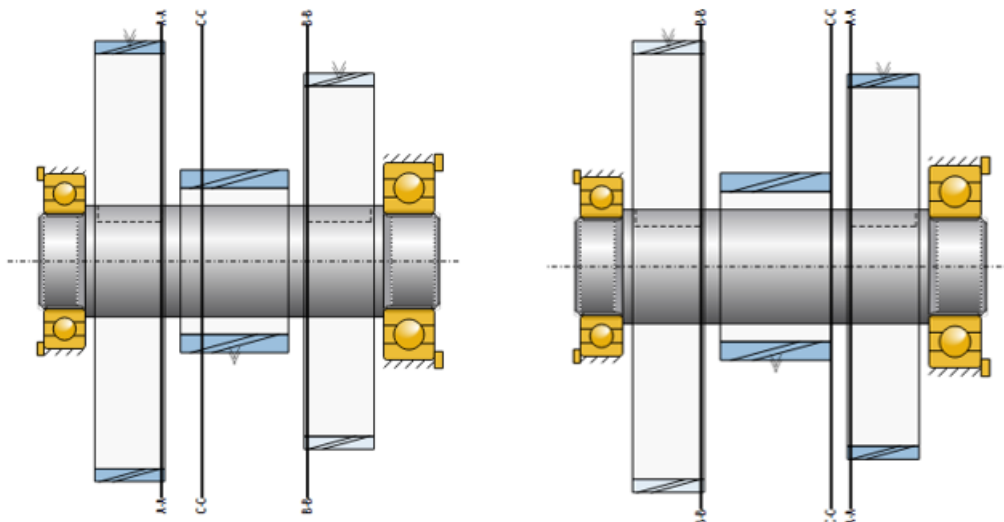


Figura 5.16 - Zonas críticas do Veio B na 1ª e 2ª Velocidade

5.3.3. Diferencial

Na análise ao diferencial, são colocadas as dimensões exteriores do mesmo e é feito o estudo a partir daí. O diferencial é suportado por dois rolamentos e a roda Z6 é acoplada por parafusos. Na Figura 5.17 é possível observar todos estes detalhes. A Figura 5.18 mostra o deslocamento do diferencial perante as solicitações da primeira e segunda velocidade e a Figura 5.19 mostra as forças exercidas.

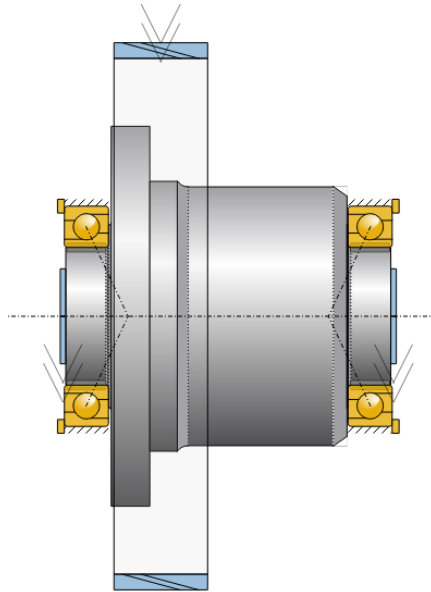


Figura 5.17 - Composição detalhada do diferencial

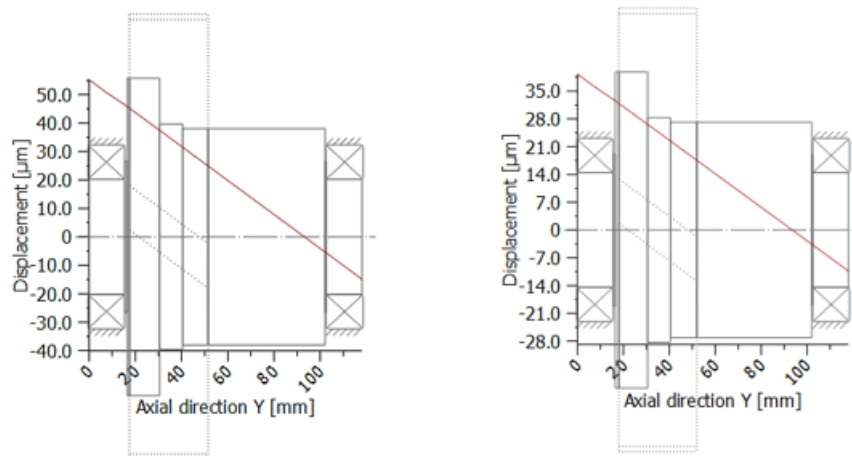


Figura 5.18 - Deslocamento do Diferencial para a 1ª e 2ª Velocidade

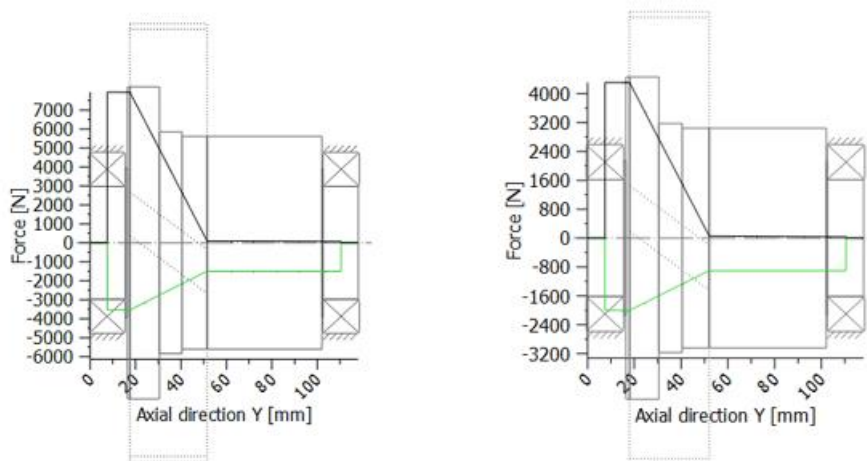


Figura 5.19 - Forças exercidas no Diferencial na 1ª e 2ª Velocidade

Por fim são mostradas as zonas críticas no diferencial como mostra a Figura 5.20.

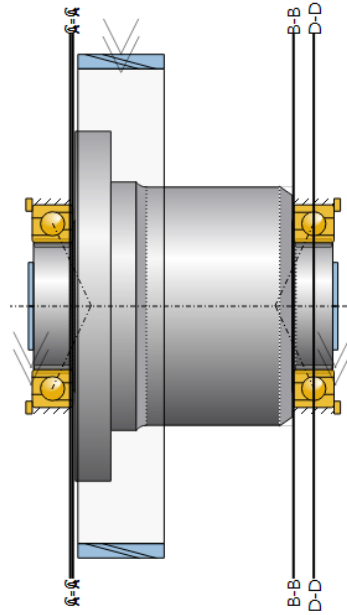


Figura 5.20 - Zonas críticas do diferencial

6. Mudança de engrenagem

Face ao carácter económico da caixa de velocidades, foi escolhida uma transmissão manual automatizada, em inglês *Automated Manual Transmission* (AMT). Este tipo de transmissão é de fácil fabrico, baixo preço e de elevada eficiência face a outras alternativas. O formato da AMT utiliza o mesmo conceito de uma caixa de velocidades manual onde é instalado um atuador automatizado na forquilha responsável pela mudança de velocidade. Estes atuadores podem ser elétricos, pneumáticos ou hidráulicos [52].

Ao contrário dos veículos de combustão interna, a utilização desta transmissão num motor elétrico não requer embraiagem, isto deve-se à baixa inércia e excelente controlo dos regimes do motor elétrico [53].

Neste capítulo será feito o estudo da sincronização do engrenamento da caixa de velocidades através dos *crabots*, estudando os tempos associados, as inércias envolventes, a geometria dos *crabots* e as forças envolvidas.

6.1. Crabots

A mudança de velocidade irá ser feita através de *crabots*. As caixas de velocidades de *crabots* são mecanismos simples, geralmente utilizados em competição ou motociclos, que não utilizam anéis sincronizadores, têm um menor número de dentes, o espaçamento entre os dentes é muito maior e o engrenamento é feito através do “choque” entre os *crabots* da roda e os *crabots* do anel sincronizador, na Figura 6.1 é possível observar este mecanismo.



Figura 6.1 - Sistema de crabots [54]

Apesar dos benefícios mencionados, a caixa torna-se geralmente mais barulhenta e o engrenamento não é tão suave.

Para fazer o engrenamento, optou-se pela geometria mais usual neste tipo de aplicações, 6 *crabots*. De acordo com o estudo [55], quanto maior este número, menor é o tempo de engrenamento o que torna mais difícil o processo de mudança de engrenagem.

6.1.1. Cálculo das inércias reduzidas

Quando se altera uma velocidade, as massas envolvidas no processo ficam sujeitas a variações de velocidades angulares. Para podermos utilizar uma única velocidade angular, todas as massas devem ser relativas ao mesmo eixo que, por norma, é definido como o eixo da engrenagem a ser acoplada. Segundo o projeto [56], quando os elementos associados à sincronização partilham o eixo de rotação com o veio de entrada, é possível calcular as inércias reduzidas da seguinte forma (equação (6.1)) [56]:

$$J_{red,i} = J_{ve} \cdot R_{t_i}^2 \quad (6.1)$$

Onde J_{ve} é a inércia do veio de entrada (valor conhecido pelo *software* KISSsoft) e R_{t_i} a relação de transmissão.

As inércias reduzidas calculadas são apresentadas na Tabela 6.1

Tabela 6.1 - Valor das Inércias Reduzidas

$J_{ve} = 2,1401 * 10^{-4} \text{ [kgm}^2\text{]}$		
Velocidade	Relação de transmissão R_t	Inércia Reduzida $J_{red} \text{ [kgm}^2\text{]}$
1 ^a	3,842	$3,159 * 10^{-3}$
2 ^a	2,067	$9,14 * 10^{-4}$

6.1.2. Tempo de engrenamento

O conhecimento do tempo necessário para que haja engrenamento é fundamental na troca de velocidades. O engrenamento numa caixa com *crabots* ocorre quando as faces destes elementos chocam. O tempo de engrenamento é o tempo máximo que leva a acontecer este fenómeno e depende da velocidade angular relativa entre cada elemento de sincronização (W_{rel}) e da geometria do *crabot*. O tempo de engrenamento pode então ser definido pela seguinte equação (6.2):

$$\Delta t_{max} = \frac{\theta_{max}}{W_{rel}} \quad (6.2)$$

Onde θ_{max} é o ângulo máximo que é necessário percorrer para que haja engrenamento e pode ser calculado da seguinte forma (6.3):

$$\theta_{max} = \frac{360}{n^{\circ} \text{ crabots}} - (\theta_r + \theta_a) \quad (6.3)$$

Na Figura 6.2 é possível observar este ângulo.

A facilidade com que acontece o engrenamento depende de vários fatores, um deles sendo o ângulo do *crabot*. Segundo a referência [57] é preferível optar por anéis com menos *crabots* e com um maior ângulo, por reduzir a probabilidade de interferência entre as arestas quando se dá a aproximação da luva à engrenagem. Foi considerado um ângulo de *crabot* (θ_r - ângulo de *crabot* da roda e θ_a - ângulo de *crabot* do anel) de 16° por ser uma geometria comum que garante resistência e espaçamento para o engrenamento.

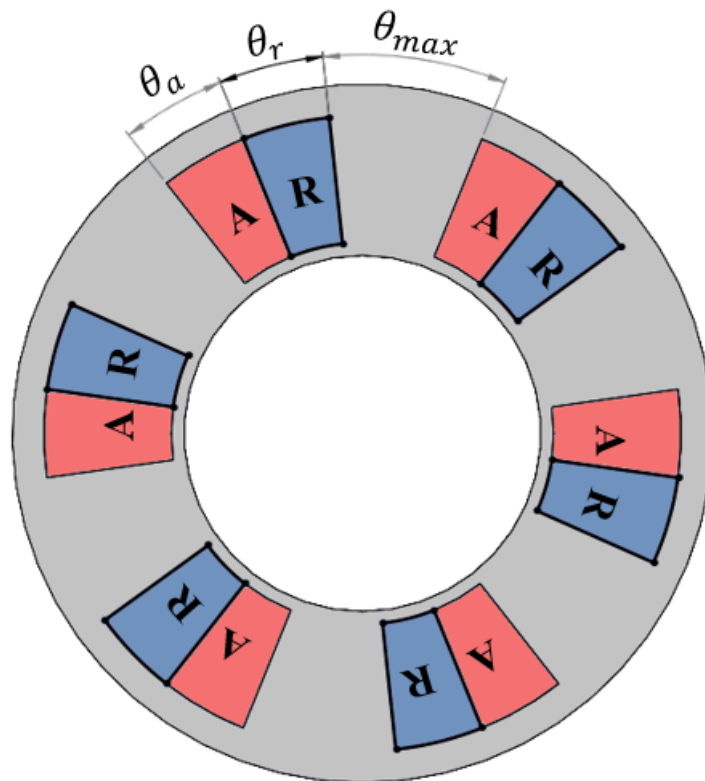


Figura 6.2 - Interferência máxima entre anel e roda e respectivos ângulos

Na Figura 6.3 é apresentado um gráfico com a variação do tempo máximo de engrenamento em função do regime do motor elétrico.

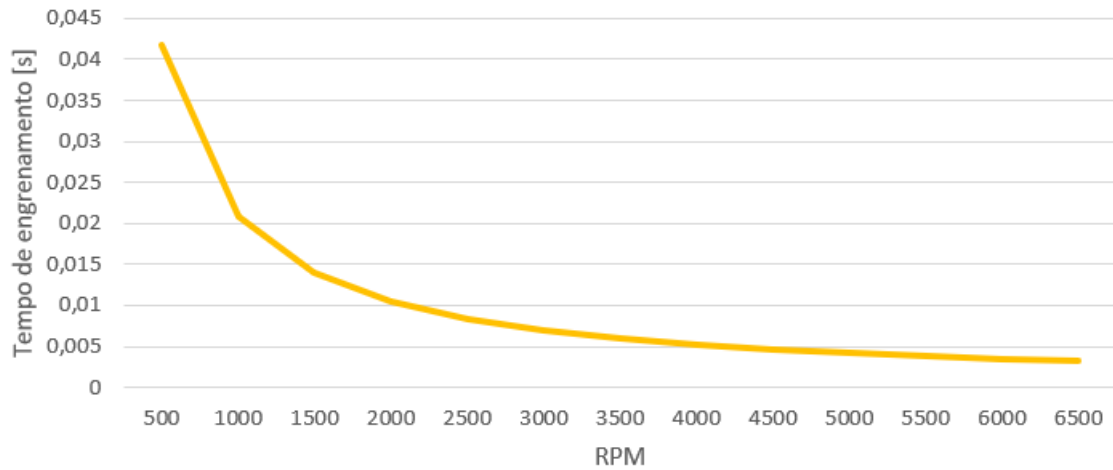


Figura 6.3 - Tempo máximo de engrenamento em função das RPM

6.1.3. Tempo de sincronização

O tempo de sincronização diz respeito ao intervalo de tempo que é preciso para que as velocidades angulares da roda a ser engrenada e o anel de sincronização sejam as mesmas. Os tempos de sincronização podem ser resumidos à seguinte equação [56]:

$$\Delta t = \frac{J_{red}}{M} \cdot W_{ve} \cdot (R_{t_{i+1}} - R_{t_i}) \quad (6.4)$$

Onde apenas basta conhecer o momento aplicado para cada regime, as inércias reduzidas e as relações de transmissão.

Para o caso em estudo existem duas hipóteses, a passagem de primeira para segunda (Hipótese 1) e vice-versa (Hipótese 2). Para ambos os casos, as curvas dos tempos de sincronização variam da seguinte forma (Figura 6.4):

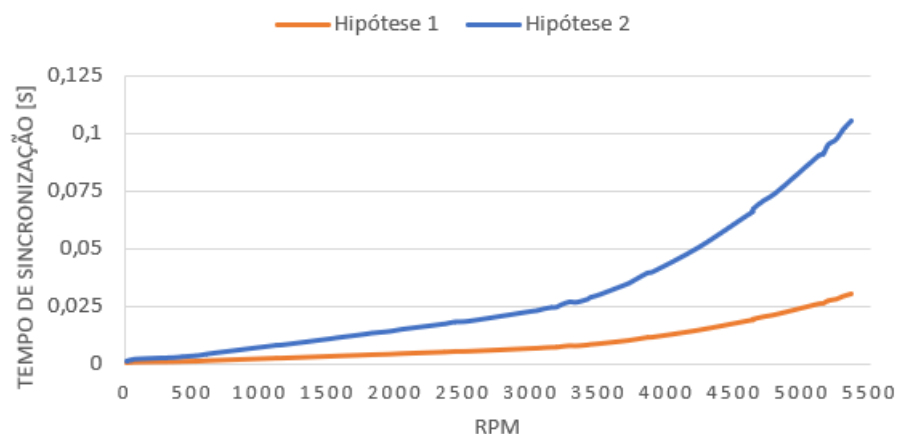


Figura 6.4 - Tempos de sincronização em função das RPM

É esperado este comportamento dos tempos de sincronização porque, à medida que aumenta a rotação, é mais morosa a sincronização da engrenagem a ser mandada. Como as relações de transmissão são relativamente próximas, os tempos de sincronização são baixos.

6.1.4. Tempo máximo de engrenamento

Considerando o tempo máximo de engrenamento como a soma entre o tempo de engrenamento e o tempo de sincronização, obtemos os seguintes valores (Figura 6.5):

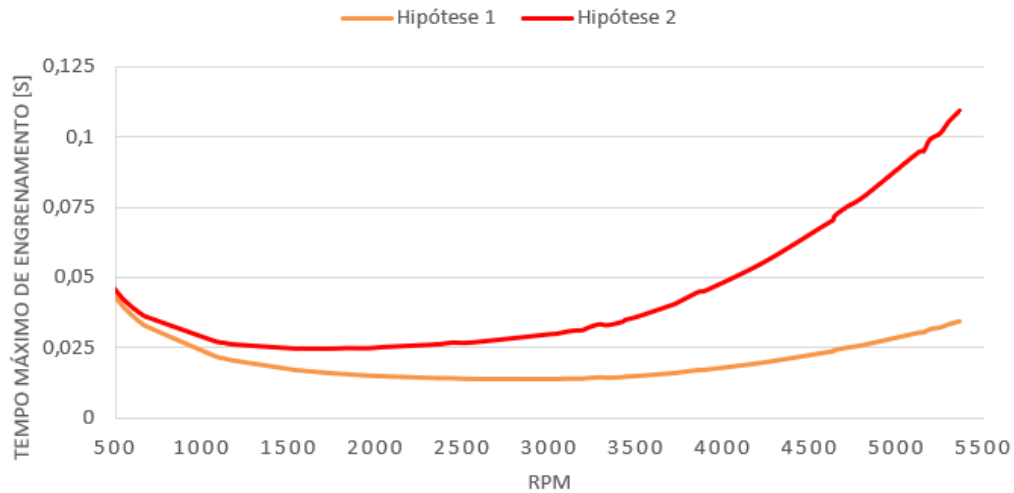


Figura 6.5 - Tempo máximo de engrenamento em função das RPM

É de salientar que estes valores são obtidos para um tempo máximo que leva a percorrer θ_{max} (Figura 6.2).

6.1.5. Estudo geométrico

A geometria de um *crabot* é obtida através da consideração de vários parâmetros, é possível observar na Figura 6.6 os dados em questão.

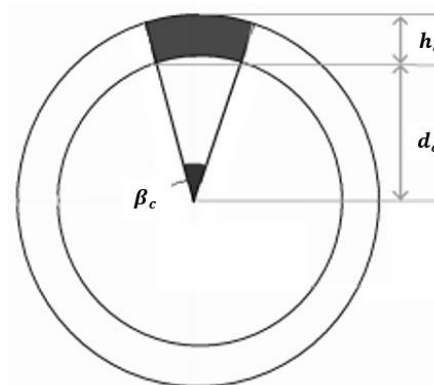


Figura 6.6 - Parâmetros do *crabot*

Onde β_c é o ângulo do *crabot*, h_c é a altura e d_c a distância do *crabot*.

Outro parâmetro a considerar é o ângulo medido na vertical do *crabot* que previne o desengrenamento espontâneo e, segundo a referência [58] este valor varia entre 5 e 10°. Na Tabela 6.2 estão os valores considerados.

Tabela 6.2 - Parâmetros do *crabot*

Altura do <i>crabot</i> - h_c [mm]	10
Distância do <i>crabot</i> - d_c [mm]	15
Ângulo do <i>crabot</i> - β_c	16°
Espessura do <i>crabot</i> - S [mm]	5
Ângulo de retenção do <i>crabot</i> - α_c	7°

De forma a garantir a integridade estrutural dos *crabots*, estes têm de ser capazes de suportar as solicitações impostas sem sofrerem deformação. Para isso, deve ser calculada a tensão máxima durante o funcionamento e compará-la à tensão limite de elasticidade do material, que será considerado o mesmo aço de cementação das engrenagens, o 18CrNiMo7-6. Através da definição de momento, é possível descobrir a força que atua em cada *crabot*, a Figura 6.7 mostra esta relação.

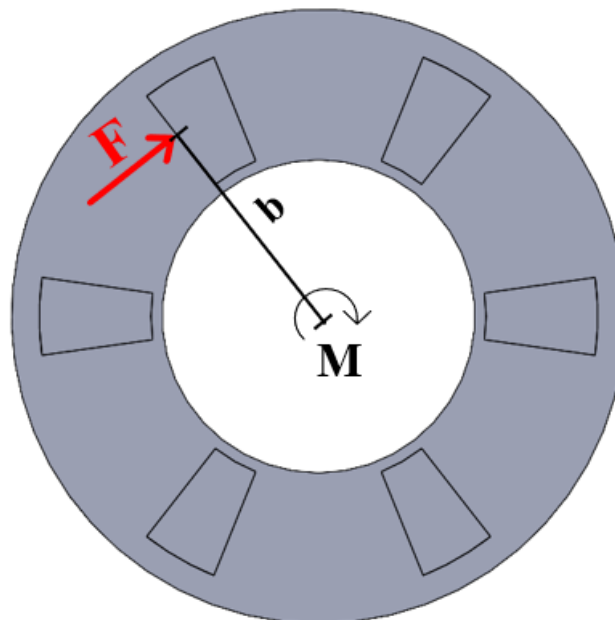


Figura 6.7 - Solicitações impostas aos *crabots*

O binário máximo do motor é 81,35 Nm, no entanto, fez-se um sobredimensionamento do momento torsor para 100 Nm. A força aplicada em cada *crabot* rege-se pela seguinte fórmula (6.5):

$$F = \frac{M}{6b} \quad (6.5)$$

Recorrendo ao *software* SolidWorks, é feita uma análise das tensões aplicadas e são obtidos os seguintes resultados (Figura 6.8):

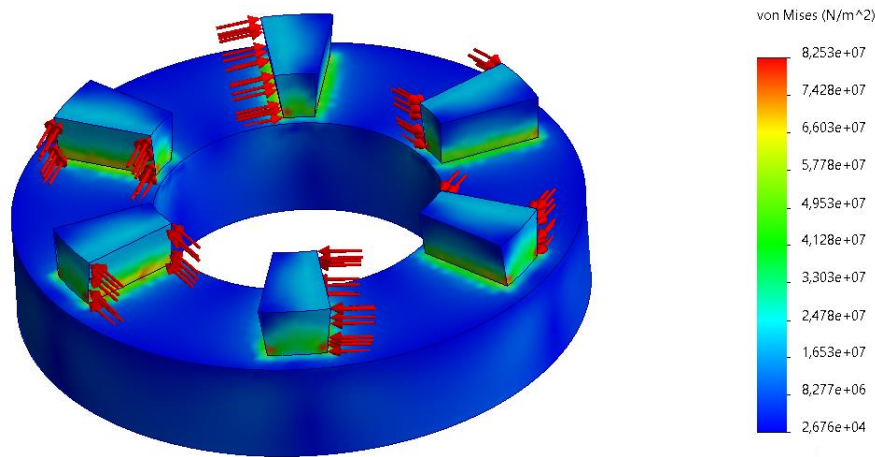


Figura 6.8 - Análise das tensões aos crabots

Segundo a norma DIN EN 10084:2008 [34], a tensão limite de elasticidade do aço de cementação 18CrNiMo7-6 é de 785 MPa, o que demonstra que o material e a forma do *crabot* resistem na perfeição às solicitações impostas.

6.2. Atuador

Um atuador automático de mudança de engrenagem é um componente utilizado em sistemas de transmissão automáticos e é responsável por controlar o movimento do conjunto de sincronização de forma a alcançar um equilíbrio entre desempenho e eficiência sem que seja necessário a interferência do condutor. Este componente pode utilizar mecanismos elétricos ou hidráulicos e desta forma contribuir para mudanças de engrenagem suaves e sem esforço. Dentro do tipo de atuadores, o que é controlado eletronicamente é mais simples, rápido e fácil de controlar.

Para o trabalho é considerado um atuador que seja compacto e que cumpra os seguintes requisitos (Tabela 6.3):

Tabela 6.3 - Requisitos para o atuador

Deslocamento mínimo	15mm
Força	≤ 300N
Tempo de acionamento	<1s

6.3.Componentes

Para o sistema de mudança de engrenagem são necessários vários componentes, na Figura 6.9 é possível observá-los.



Figura 6.9 - Componentes para mudança de velocidade

A luva sincronizadora vai deslizar ao longo do estriado do veio A por meio da ação do garfo seletor e vai engrenar nas rodas dentadas através de anéis postiços acoplados por interferência de diâmetros aos carretos. Na Figura 6.10 observa-se mais facilmente o descrito.

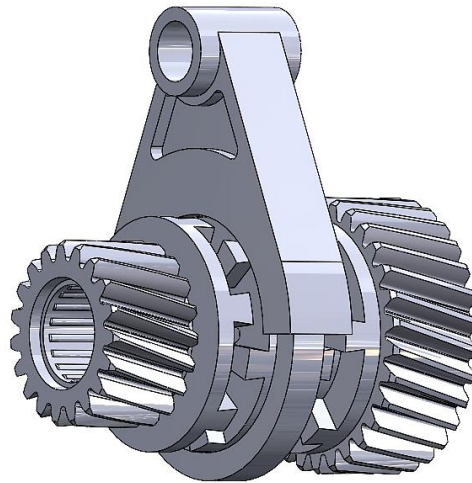


Figura 6.10 - União de componentes para seleção de velocidade

7. Cárter

O cárter de uma caixa de velocidades é um componente fundamental que desempenha várias funções essenciais para o adequado funcionamento do sistema. Esta estrutura metálica tem como principal objetivo proteger e garantir a lubrificação dos componentes no seu interior. Muitas das vezes, o cárter possui nervuras ao longo da sua carcaça para poder dissipar melhor o calor e aumentar a rigidez, mantendo uma temperatura operacional ideal e prolongando a vida útil dos componentes.

Para além da proteção, o cárter fornece rigidez e suporte estrutural aos componentes internos e, para que essa proteção seja feita adequadamente, a escolha correta do material é essencial.

Existem três tipos de cárter como mostra a Figura 7.1, no entanto, devido ao carácter assimétrico da caixa de velocidades, é optada pela solução ao meio (*End-loaded housing*).

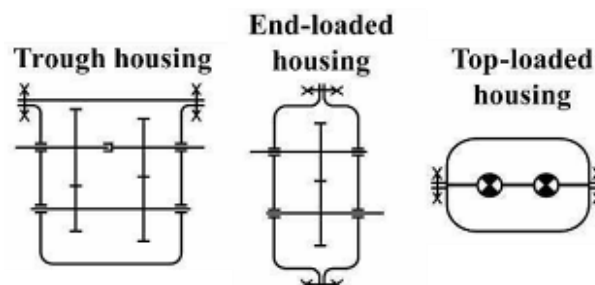


Figura 7.1 - Tipos de cárter

Como é uma caixa exclusiva, a obtenção da mesma será feita através de processos de corte por arranque de apara, o que torna os custos mais baixos, mas tem de se sacrificar o design elaborado por um mais simplista e funcional. Tipicamente os cárter são feitos em alumínio fundido por combinarem leveza, resistência e boa capacidade de dissipação de calor, por essas características, é escolhido este material.

A espessura do cárter varia dependendo das zonas, no entanto, é intencionado deixar uma espessura mínima entre 6 a 10 mm.

Apresenta-se na Figura 7.2 uma das metades do cárter.

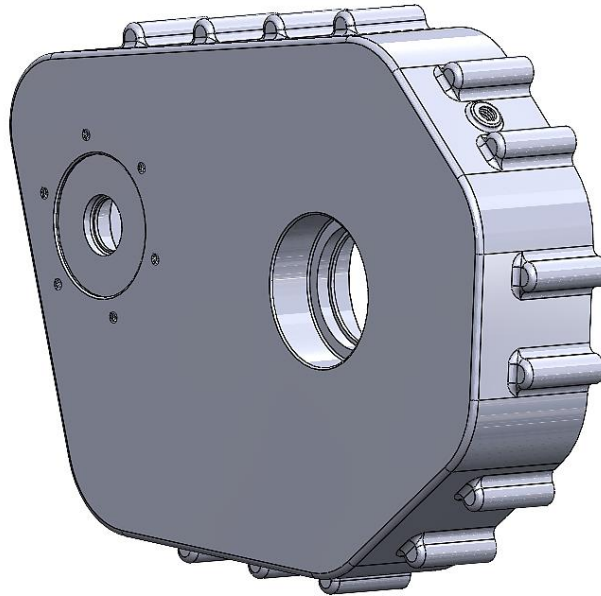


Figura 7.2 – Metade exterior esquerda do cárter

Na metade exterior esquerda do cárter observa-se o furo associado a uma das pontas do veio de entrada e um furo de um dos veios de saída. Em ambos os furos são feitos caixas para retentores uma vez que a utilização desta caixa de velocidades será maioritariamente em todo-o-terreno. Os retentores do diferencial serão de lábio duplo graças à exposição aos elementos e o do veio de entrada será de lábio simples devido à sua proteção por uma flange. Na Figura 7.2 é ainda possível observar na parede lateral um furo M10 para injeção de óleo.

O interior da metade esquerda pode ser observado na Figura 7.3.

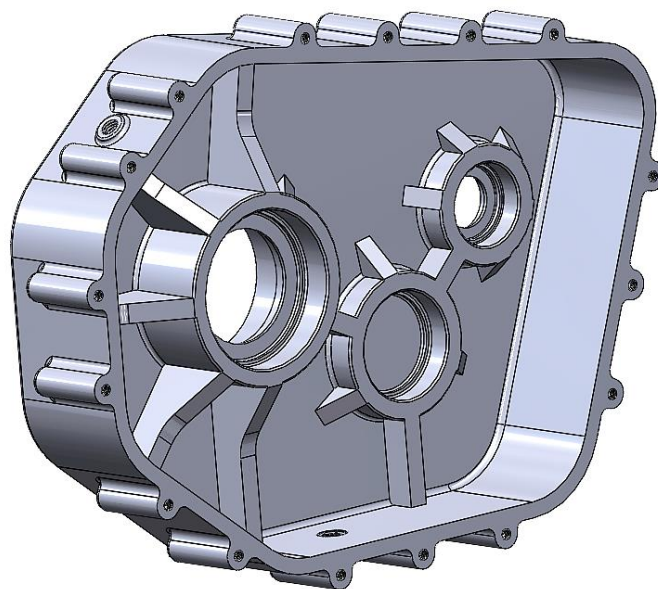


Figura 7.3 - Metade interior esquerda do cárter

Desenvolvimento de uma caixa de velocidades com duas relações para um veículo elétrico de todo-o-terreno

No interior do cárter observam-se os apoios destinados aos rolamentos para cada veio. Na imagem anterior verifica-se também um furo M16 na base do cárter destinado ao escoamento do óleo.

Para que a caixa de velocidades não interfira com nenhum componente estrutural do Polaris, a metade direita do cárter, como mostra a Figura 7.4, é assimétrica.

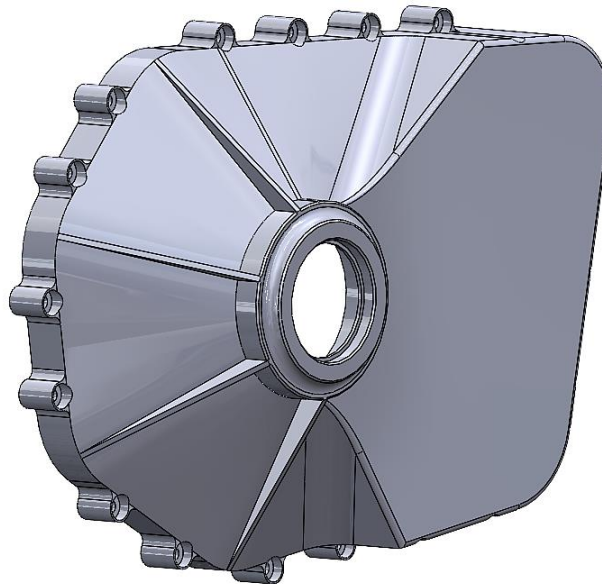


Figura 7.4 - Metade exterior direita do cárter

Nesta metade do cárter, os furos destinados à junção são passantes enquanto na metade esquerda são furos roscados. Na metade direita apenas existe o furo destinado ao veio do diferencial, todos os outros apoios são tapados como mostra a Figura 7.5.

Em anexo encontram-se os desenhos técnicos de ambas as metades do cárter.

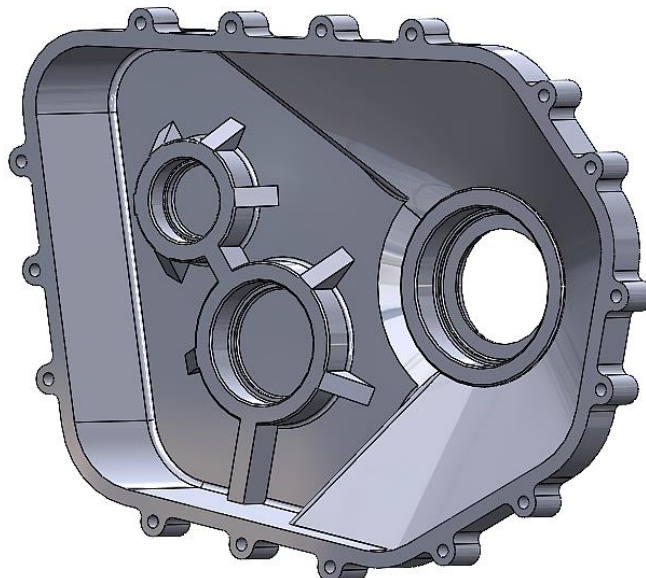


Figura 7.5 - Metade interior direita do cárter

8. Montagem

Este capítulo tem como intenção apresentar uma possível sequência de montagem da caixa de velocidades. Cada veio tem uma linha de montagem independente e as metades do cárter são unidas no final.

As figuras que se seguem mostram uma sequência idealizada da montagem dos componentes. De salientar que a montagem feita no *software* SOLIDWORKS não inclui parafusos de modo a não sobrecarregar a imagem.

Em primeiro lugar é preciso acoplar os anéis de *crabots* às engrenagens como mostra a Figura 8.1 e Figura 8.2.

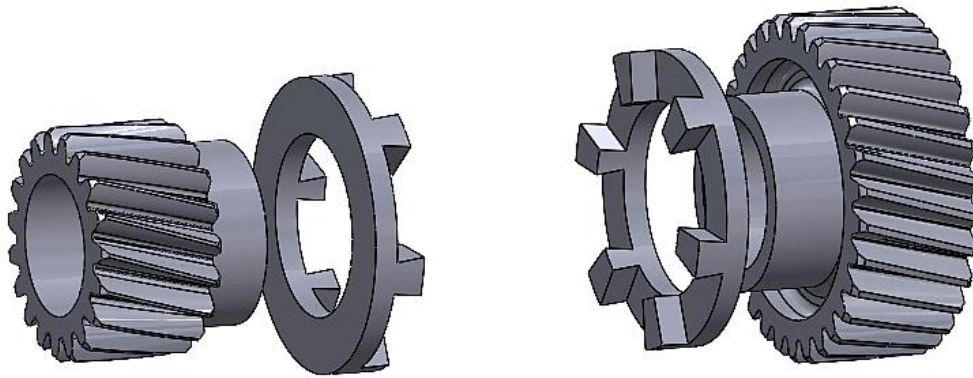


Figura 8.1 - Montagem dos anéis

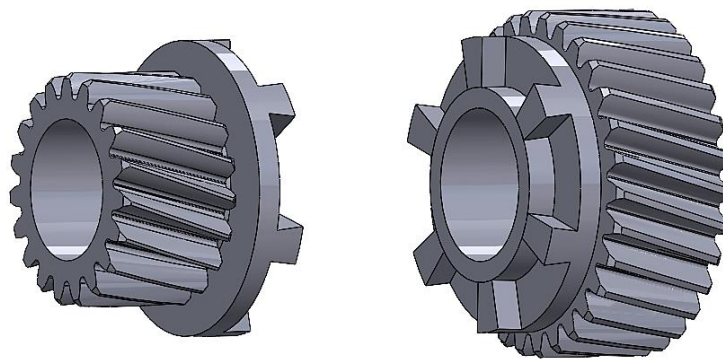


Figura 8.2 - Montagem dos anéis concluída

Para o restante do veio de entrada, o veio A, são unidos a luva sincronizadora, os rolamentos de agulhas, as engrenagens Z1 e Z3, o garfo seletor e os rolamentos rígidos de esferas, o esquema de montagem é sintetizado na Figura 8.3 e Figura 8.4.

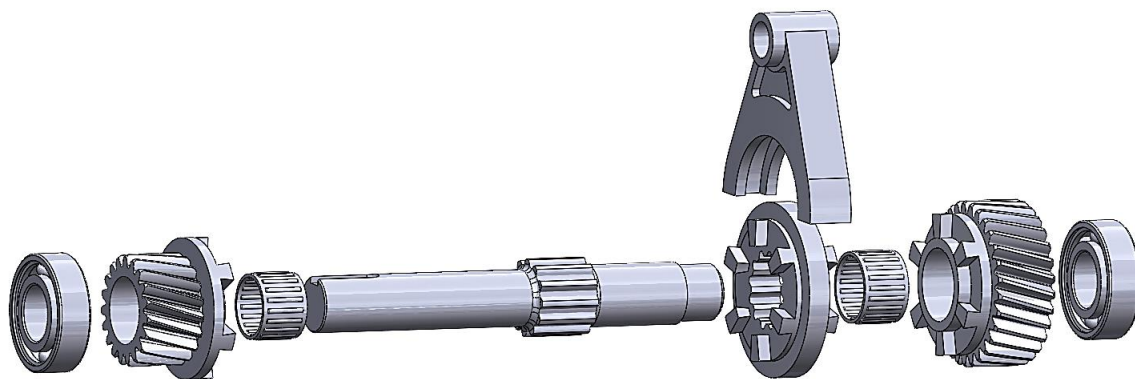


Figura 8.3 - Montagem do Veio A

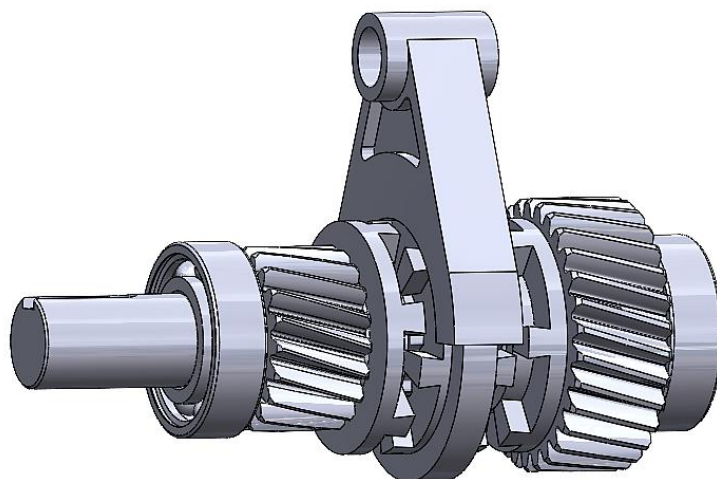


Figura 8.4 - Montagem do Veio A concluída

De seguida segue a montagem do veio intermédio, veio B, neste são montadas as engrenagens Z2 e Z4 através das chavetas e os rolamentos nos apoios (Figura 8.5 e Figura 8.6).

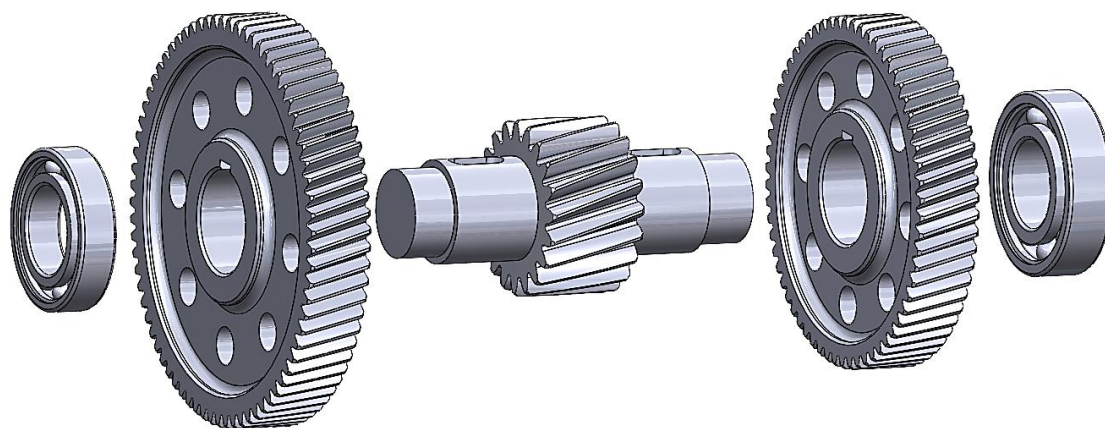


Figura 8.5 - Montagem do Veio B

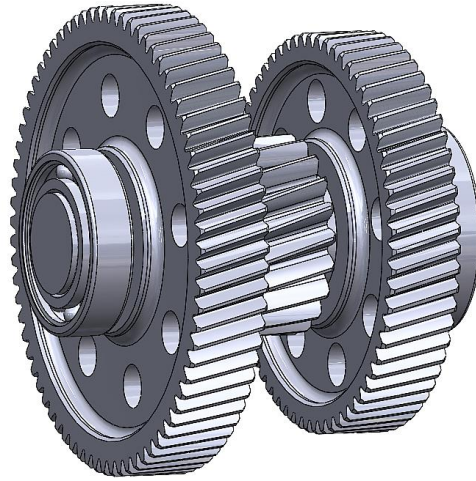


Figura 8.6 - Montagem do Veio B concluída

Como o diferencial é reutilizado, a montagem do mesmo apenas implica o posicionamento na roda Z6 e os rolamentos nos apoios (Figura 8.7 e Figura 8.8).

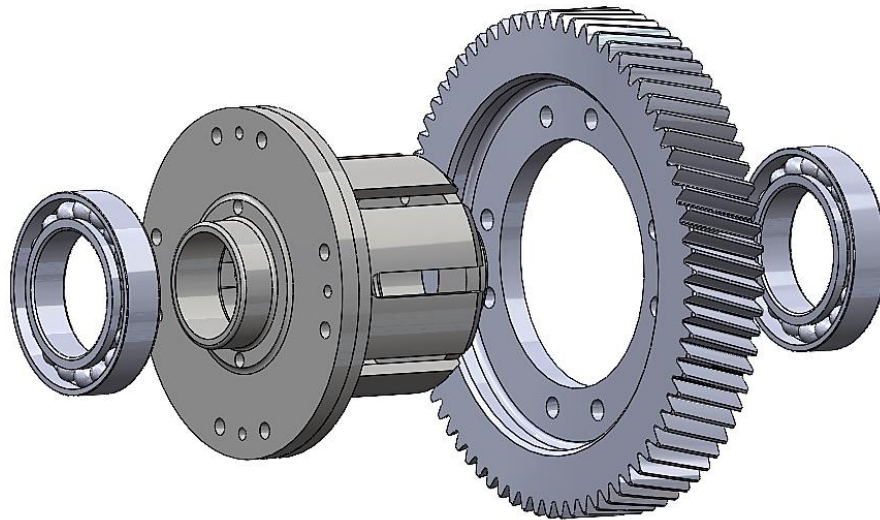


Figura 8.7 - Montagem do diferencial



Figura 8.8 - Montagem do diferencial concluída

A montagem final ocorre quando se agrupam os veios nos próprios alojamentos e os respetivos retentores (Figura 8.9 e Figura 8.10).

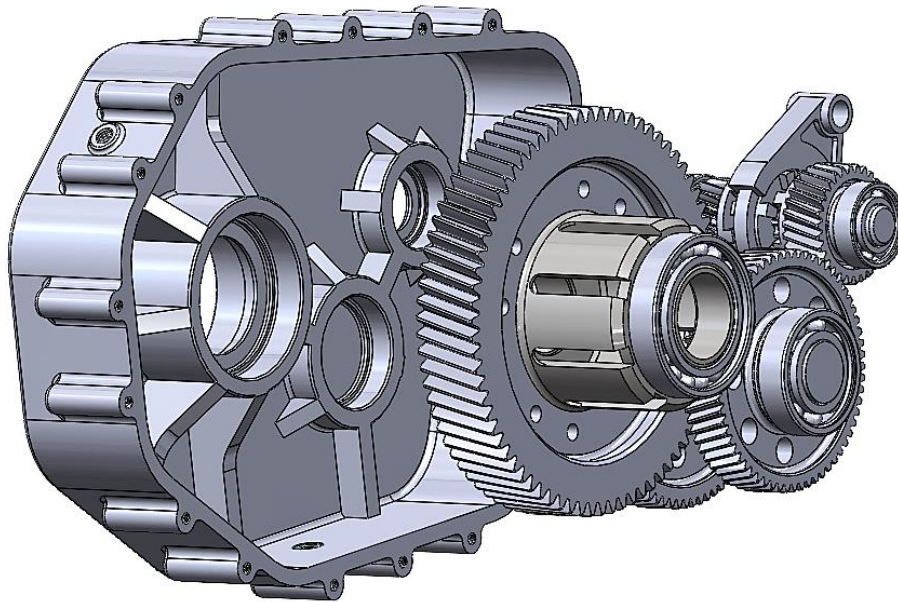


Figura 8.9 - Alinhamento do cárter esquerdo

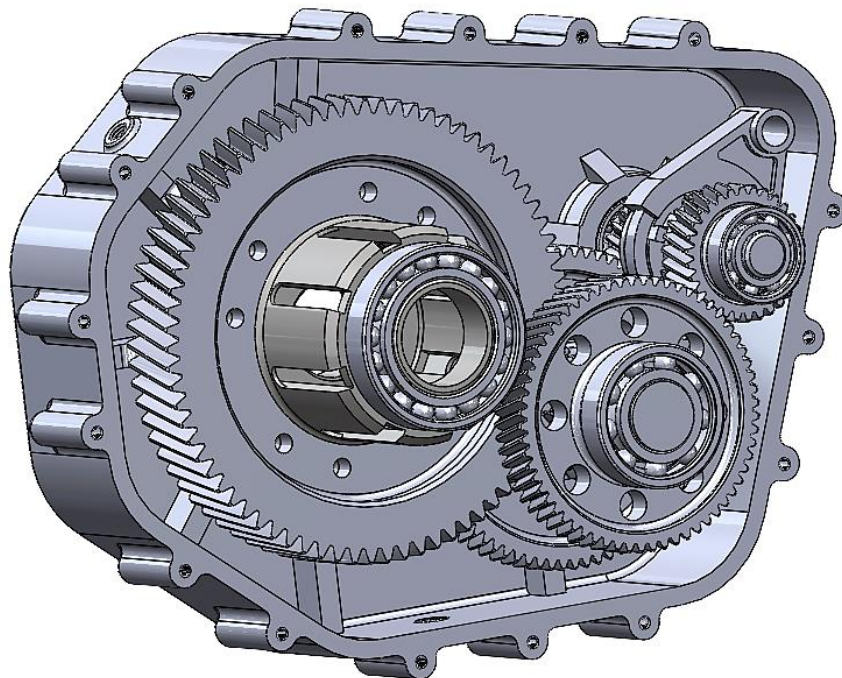


Figura 8.10 - Montagem dos veios ao cárter

Seguindo o mesmo processo, segue a união da outra metade do cárter que dará o aspeto e dimensões finais à caixa de velocidades (Figura 8.11).

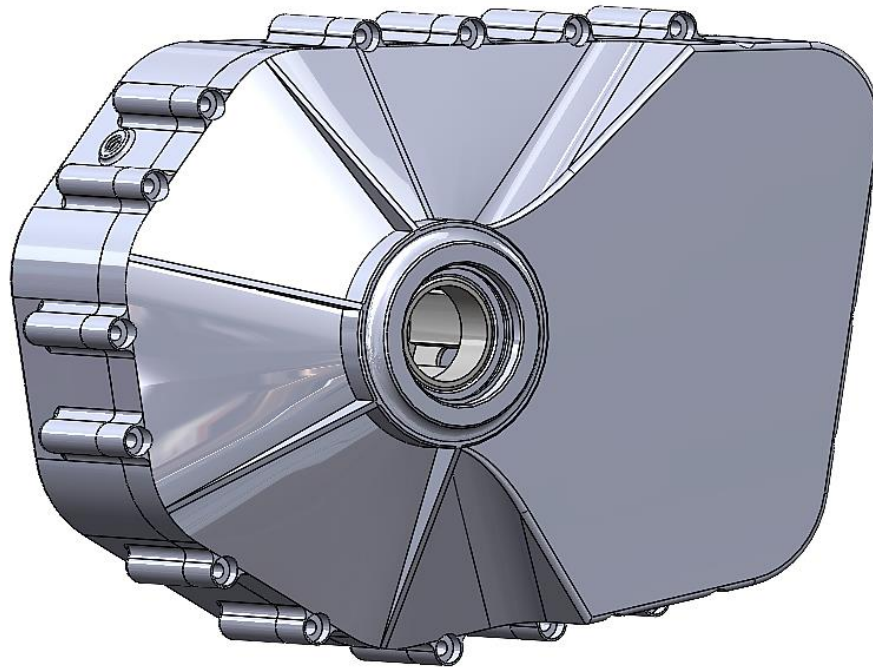


Figura 8.11 - Montagem global concluída

As dimensões finais da caixa podem ser vistas na Figura 8.12.

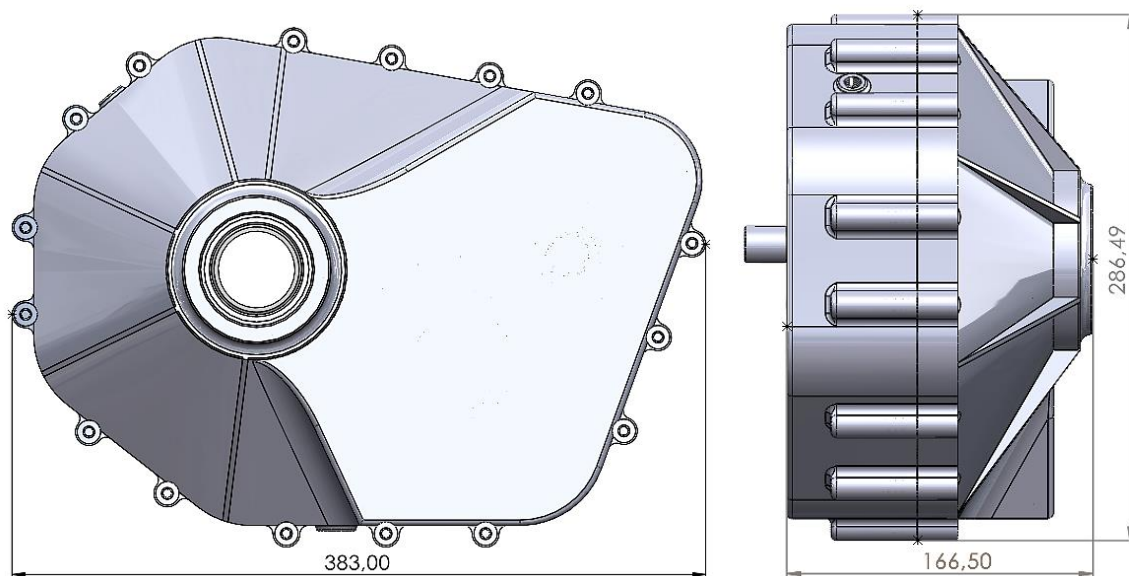


Figura 8.12 - Dimensões globais da caixa de velocidades

9. Conclusão

O presente trabalho teve como objetivo principal o desenvolvimento de uma caixa de velocidades com duas relações destinado a um veículo todo-o-terreno, de modo a otimizar a sua banda de funcionamento.

Inicialmente foram mostradas as características do projeto onde se apresentou o veículo e o motor utilizado. Através destes dados foi definida a razão de transmissão para cada relação ponderando requisitos específicos, como ângulos de inclinação e velocidade máxima. A primeira mudança foi otimizada de modo a superar terrenos com uma inclinação de 50%, deste modo garantimos uma relação capaz de vencer terrenos sinuosos e inclinados. A segunda mudança foi desenvolvida para alcançar uma velocidade máxima de 110km/h, com vista em igualar o valor de velocidade máxima do veículo com a unidade motriz a combustão.

De seguida foi realizado o dimensionamento das engrenagens com base em parâmetros específicos utilizados na indústria. Optou-se por uma configuração de estágio único de forma a reduzir as dimensões e o peso da transmissão. Cada etapa do dimensionamento é crucial para garantir a eficiência, durabilidade e desempenho do sistema, para isso, foi fundamental a utilização do *software* KISSsoft uma vez que facilita o processo de análise e otimização de parâmetros.

Posteriormente, foi feita a configuração dos veios e o seu dimensionamento. Para cada veio foram escolhidos rolamentos o mais económicos quanto possível, capazes de suportar as solicitações impostas, e seguiu-se uma verificação estática à fadiga e deslocamento máximo. Todas as variáveis foram manipuladas para garantir fatores de segurança elevados.

A mudança de velocidade foi tida em conta de seguida. Apesar de ser uma opção mais ruidosa, optou-se pelo uso de *crabots* uma vez que é uma abordagem eficiente, económica e fácil. A geometria dos *crabots* é fundamental no momento da sincronização, influenciando diretamente o tempo necessário para a mudança de velocidade. Para garantir a integridade dos elementos sincronizadores foi feita uma análise das tensões aplicadas perante um cenário extremo.

De modo a garantir um correto apoio e proteção do sistema de transmissão, seguiu-se o dimensionamento do cárter. Decidiu-se partir de um bloco maciço de alumínio por garantir uma boa maquinabilidade, baixa densidade, alta resistência mecânica e boa resistência à corrosão.

Por último, foi feita a montagem dos componentes onde é mostrada uma possível sequência para a preparação da caixa de velocidades.

No geral, considera-se que a dissertação de desenvolvimento de uma caixa de velocidades com duas relações foi bem sucedido, ainda que, como intenção futura, seria ponderada uma análise estrutural ao cárter, um estudo das ligações aparafusadas, a realização de novas configurações dos veios, o nível de lubrificação, a escolha concreta do mecanismo de atuação da luva sincronizadora e o desenvolvimento na prática da caixa de velocidades com vista à confirmação de resultados.

Referências Bibliográficas

- [1] European Environment Agency., “European Environment Agency. Electric Vehicles in Europe. European Environmental Agency Report No 20/2016. 20. 2016.isbn: 9789292138042.doi:10.2800/100230.” p. 74.
- [2] I. Husain, *Electric and hybrid vehicles : design fundamentals*. 2021.
- [3] AMRIT, “TYPES OF ELECTRIC VEHICLES.” <https://e-amrit.niti.gov.in/types-of-electric-vehicles> (accessed Sep. 01, 2023).
- [4] C. Fundamentais, “Mestrado em Engenharia Automóvel-POLITÉCNICO DE LEIRIA Propulsão Elétrica e Híbrida,” Accessed: Aug. 04, 2023. [Online]. Available: <https://clickpetroleogas.com.br/en/electric-vehicles-manufacture-operation-and-advantages/>.
- [5] H.-K. Kim and V. Srinivasan, “Status and Targets for Polymer-Based Solid-State Batteries for Electric Vehicle Applications,” *J. Electrochem. Soc.*, vol. 167, no. 13, p. 130520, Jan. 2020, doi: 10.1149/1945-7111/ABB70B.
- [6] “What is a Hybrid Electric Vehicle (HEV) ? – x-engineer.org.” <https://x-engineer.org/hybrid-electric-vehicle-hev/> (accessed Aug. 04, 2023).
- [7] T. Denton, *Electric and hybrid vehicles*. .
- [8] E. H. Wakefield, *History of the electric automobile : hybrid electric vehicles*. Society of Automotive Engineers, 1998.
- [9] M. Ehsani, Y. Gao, S. Longo, and K. Ebrahimi, *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles*. CRC Press, 2018.
- [10] European Environment Agency, “Average carbon dioxide emissions from new cars registered in Europe decreased by 12% in 2020, final data shows — European Environment Agency.” <https://www.eea.europa.eu/highlights/average-carbon-dioxide-emissions-from> (accessed Aug. 10, 2023).
- [11] Eurostat, “Trade in electric cars steadily increasing - Products Eurostat News - Eurostat.” <https://ec.europa.eu/eurostat/en/web/products-eurostat-news/w/ddn->

- 20221202-1 (accessed Aug. 09, 2023).
- [12] H. Sánchez, “Estado da arte da Mobilidade Elétrica em Portugal - Fleet Magazine,” Jul. 10, 2023.
- [13] ACAP, “ACAP | Estatísticas.” <https://acap.pt/pt/estatisticas/dados> (accessed Aug. 10, 2023).
- [14] M. Dias, “Governo quer acabar com incentivos à compra de carros elétricos,” *RAZÃO AUTOMÓVEL*, May 2023, Accessed: Aug. 10, 2023. [Online]. Available: <https://www.razaoautomovel.com/noticias/incentivo-compra-carros-eletricos-estado/>.
- [15] A. Razmjoo *et al.*, “A Comprehensive Study on the Expansion of Electric Vehicles in Europe,” *Appl. Sci.* 2022, Vol. 12, Page 11656, vol. 12, no. 22, p. 11656, Nov. 2022, doi: 10.3390/APP122211656.
- [16] Automotive News Europe, “Tesla Model Y first EV to be Europe’s No. 1 seller ,” *Automot. News Eur.*, Jan. 2024, Accessed: Jan. 25, 2024. [Online]. Available: <https://europe.autonews.com/automakers/tesla-model-y-first-ev-be-europes-no-1-seller>.
- [17] F. Joaquim Carlos Novais de, “Projeto e análise ao funcionamento de carros elétricos,” 2012.
- [18] D. Kumar, R. K. Nema, and S. Gupta, “A comparative review on power conversion topologies and energy storage system for electric vehicles,” *Int. J. Energy Res.*, vol. 44, no. 10, pp. 7863–7885, Aug. 2020, doi: 10.1002/ER.5353.
- [19] “Máquina Síncrona de Ímanes Permanentes,” *Unidade curricular: Propulsão Elétrica e Híbrida*. <https://ead.ipleiria.pt/2022-23/course/view.php?id=8120> (accessed Aug. 17, 2023).
- [20] F. Hoeft, “Internal combustion engine to electric vehicle retrofitting: Potential customer’s needs, public perception and business model implications,” *Transp. Res. Interdiscip. Perspect.*, vol. 9, p. 100330, Mar. 2021, doi: 10.1016/J.TRIP.2021.100330.
- [21] Renault Group, “How to convert a car with a combustion engine into an electric

vehicle – Easy Electric Life - Renault Group.”

- [22] Electric Classic Cars, “Welcome to Electric Classic Cars.”
<https://www.electricclassiccars.co.uk/> (accessed Aug. 17, 2023).
- [23] G. Costa, “Baterias de estado sólido. Como funcionam e quais as vantagens?,” May 31, 2023.
- [24] M. Cirrincione, M. Pucci, G. Vitale, A. Khaligh, and O. C. Onar, *Advanced Electric Drive Vehicles*. CRC Press, 2014.
- [25] P. Joshi and A. S. Ugale, “Overview of transmission system for the electric vehicle,” *Int. Res. J. Eng. Technol.*, 2020, Accessed: Aug. 22, 2023. [Online]. Available: www.irjet.net.
- [26] Mayk Wienkötter, “The powertrain: Pure performance - Porsche Newsroom.”
- [27] Rivian, “R1T - Rivian.” <https://rivian.com/r1t> (accessed Aug. 23, 2023).
- [28] “(850) A Multitude of Motors | Rivian R1T Electric Drive Unit - YouTube.”
https://www.youtube.com/watch?v=Ldw5w3x5kUc&t=44s&ab_channel=MunroLive (accessed Aug. 23, 2023).
- [29] J. Mendes and T. Vinha, “RZR900 XP – Conversão de sistema de transmissão para veículo elétrico,” Instituto Politécnico de Leiria, 2022.
- [30] “motenergy.com.” <http://www.motenergy.com/> (accessed Aug. 31, 2023).
- [31] EVEA, “Motenergy motor, ME1302 Brushless, Water-Cooled.” <https://evea-kartmasters.fr/en/synchronous-motors/1840-me1302-pmsm-brushless-enclosed-motor.html> (accessed Aug. 31, 2023).
- [32] “DIN EN 1846-2:2009 Veículos de socorro e de combate a incêndio - Parte 2: Requisitos comuns - Segurança e desempenho,” 2013. <https://www.en-standard.eu/din-en-1846-1-fire-fighting-and-rescue-service-vehicles-part-1-nomenclature-and-designation/>.
- [33] H. Dinner, “Changes in ISO 6336:2019 - Parts 1, 2, 3, 5 and 6 | Gear Technology Magazine,” *technical*, 2021, Accessed: Nov. 17, 2023. [Online]. Available: <https://www.geartechnology.com/articles/29195-changes-in-iso-6336-2019-parts-1->

2-3-5-and-6.

- [34] BS EN 10084:2008, “Case hardening steels-Technical delivery conditions,” 2008.
- [35] T. Viegas Vidinha, “Concepção de um Sistema de Transmissão de Alta Velocidade para um Veículo Eléctrico com 50 kW de Potência,” Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2017.
- [36] J. Pires, “High-speed Automatic/Manual Gearbox for an Electrical Vehicle,” Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2021.
- [37] “DIN 780-1 : Series of Modules for Gears; Modules for Spur Gears.” [https://global.ihs.com/doc_detail.cfm?document_name=DIN 780-1&item_s_key=00101085](https://global.ihs.com/doc_detail.cfm?document_name=DIN%20780-1&item_s_key=00101085) (accessed Mar. 08, 2024).
- [38] S. Ali, *DUDLEYs HANDBOOK OF PRACTICAL GEAR DESIGN and MANUFACTURE*. .
- [39] M. Bozca, “Helix Angle Effect on the Helical Gear Load Carrying Capacity,” *World J. Eng. Technol.*, vol. 06, no. 04, pp. 825–838, Nov. 2018, doi: 10.4236/WJET.2018.64055.
- [40] C. Rodrigues, “Design of a High-Speed Transmission for an Electric Vehicle,” Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2018.
- [41] “DIN 3990-11:1989-02 CALCULATION OF LOAD CAPACITY OF CYLINDRICAL G.” https://infostore.saiglobal.com/en-gb/standards/din-3990-11-1989-02-373184_saig_din_din_849258/ (accessed Nov. 17, 2023).
- [42] J. Almacinha and J. Seabra, “A correcção de dentado em rodas cilíndricas de engrenagens exteriores redutoras e multiplicadoras,” 1992, Accessed: Nov. 17, 2023. [Online]. Available: <https://repositorio-aberto.up.pt/handle/10216/9228>.
- [43] “DIN 3961 : Tolerances for Cylindrical Gear Teeth; Bases.” [https://global.ihs.com/doc_detail.cfm?document_name=DIN 3961&item_s_key=00028248](https://global.ihs.com/doc_detail.cfm?document_name=DIN%203961&item_s_key=00028248) (accessed Mar. 08, 2024).
- [44] “ISO 1328-1:2013 - Cylindrical gears — ISO system of flank tolerance classification — Part 1: Definitions and allowable values of deviations relevant to

- flanks of gear teeth.” <https://www.iso.org/standard/45309.html> (accessed Mar. 08, 2024).
- [45] “MOTUL MOTYLGEAR 75W-85 - Motul.” <https://new.motul.com/pt-PT/products/44901?product=MOTUL+MOTYLGEAR+75W-85> (accessed Jan. 17, 2024).
- [46] H. Naunheimer, B. Bertsche, J. Ryborz, W. Novak, and P. Fietkau, *Automotive transmissions: Fundamentals, selection, design and application*. Springer Berlin Heidelberg, 2011.
- [47] “KISSsoft AG.” <https://www.kisssoft.com/pt> (accessed Dec. 27, 2023).
- [48] “Chaveta DIN 6885.” <https://pt.scribd.com/doc/37848547/Chaveta-DIN-6885> (accessed Mar. 08, 2024).
- [49] “DIN 5480-1 Splined connections with involute splines based on reference diameters-Part 1: Principles,” 2006.
- [50] “DIN 509 Forms and dimensions of undercuts,” 1998.
- [51] “ISO 281:2007 - Rolling bearings — Dynamic load ratings and rating life.” <https://www.iso.org/standard/38102.html> (accessed Mar. 08, 2024).
- [52] x-engineer, “Automated Manual Transmission (AMT) .”
- [53] C. H. Yu and C. Y. Tseng, “Research on gear-change control technology for the clutchless automatic–manual transmission of an electric vehicle,” <http://dx.doi.org/10.1177/0954407013482676>, vol. 227, no. 10, pp. 1446–1458, May 2013, doi: 10.1177/0954407013482676.
- [54] “H-PATTERN GEARSETS | Pfitzner - PPG.” <https://www.ppgearbox.com/h-pattern-gearsets> (accessed Jan. 24, 2024).
- [55] B. M. T. P. Lucena, “Estudo da sincronização de engrenamento em caixas de velocidades por Crabots,” 2009.
- [56] L. A. Gomes, “Projecto de uma caixa de velocidades close ratio para um automóvel de competição,” 2012.

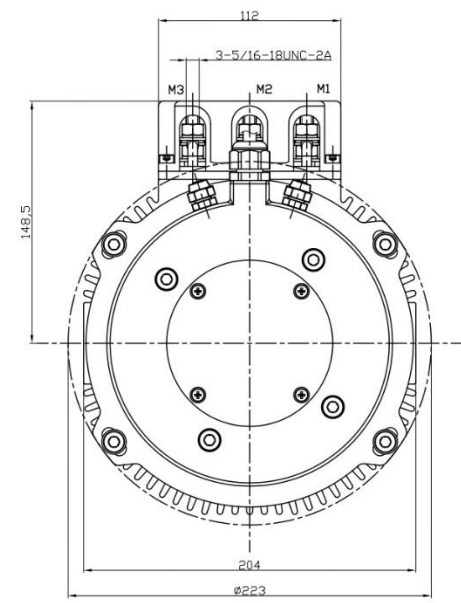
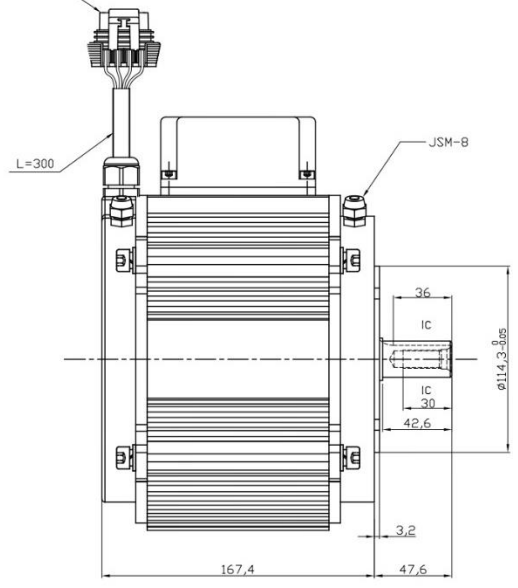
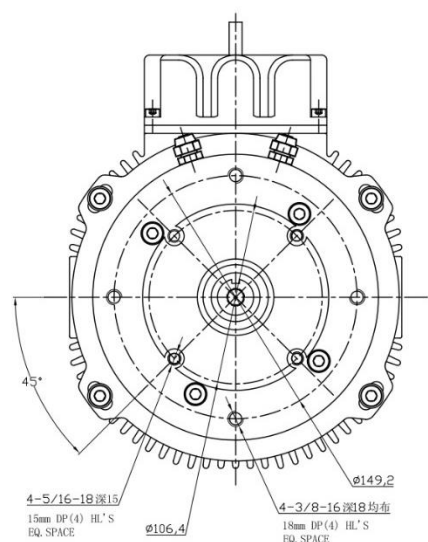
- [57] M. G. C. G. Pereira, “Caixa de velocidades com engrenamento em ‘crabots’ para competição automóvel,” 2008.
- [58] A. Stokes, *Manual gearbox design*. Butterworth-Heinemann, 1992.

Anexos

Anexo A – Desenho técnico do motor elétrico

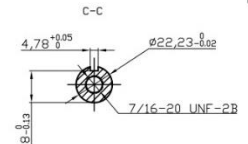
0/JWT. 302. 078 THE SIZES INDICATED ARE METRIC SIZE(mm).

8 pin Metri-pack 150 series:
 Connector:12047937
 Terminal Position Assurance:15324525
 Terminal:12084200
 Cable Seal:15324973
 Seal:12059168-B



- NOTES:
 1. CW(from shaft)
 2. TURNS IS 28 PER PHASE
 3. Front bearing: NTN6006 LLUC3/5K (Made in Japan)
 4. USE RLS(www.rls.ai) ENCODER sine/cosine encoder:RMB29AC01SS1 magnetic actuator:RMH06A3A02
 5. Product to be shipped in plain white box, styrofoam packaging Include Dyno Plot in box.
 6. Box to be marked: Part Number: ME1302 Made in China
 7. Magnets:150 °C
 8. Sensor Timing:with BEMF oscilloscope probe attached to M1 and ground probe attached to M2,the BEMF rising edge zero cross should lead the sine wave(sensor pin A to sensor pin C gnd)zero cross by 20 electrical degrees of the BEMF waveform. Alternatively if timing the sensor using a Sevcon controller,the encoder position should be within +/-3 degrees of 0.
 9. Motor Phase Resistance is 0.0128Ω
 10. Motor inductance at 1KHz is 0.14mH
 11. Sensor magnet is to be 2.5mm to 3mm from the sensor mounting face. The minimum amplitude for the sensor is 2 volts AC,peak to peak.
 12. Class H insulation system.

NAMECARD DATA
 PART # ME1302
 DATE CODE XXXXXX
 SERIAL #:XX.XX.XXXX
 Motenergy, Inc.
 Slinger, WI USA

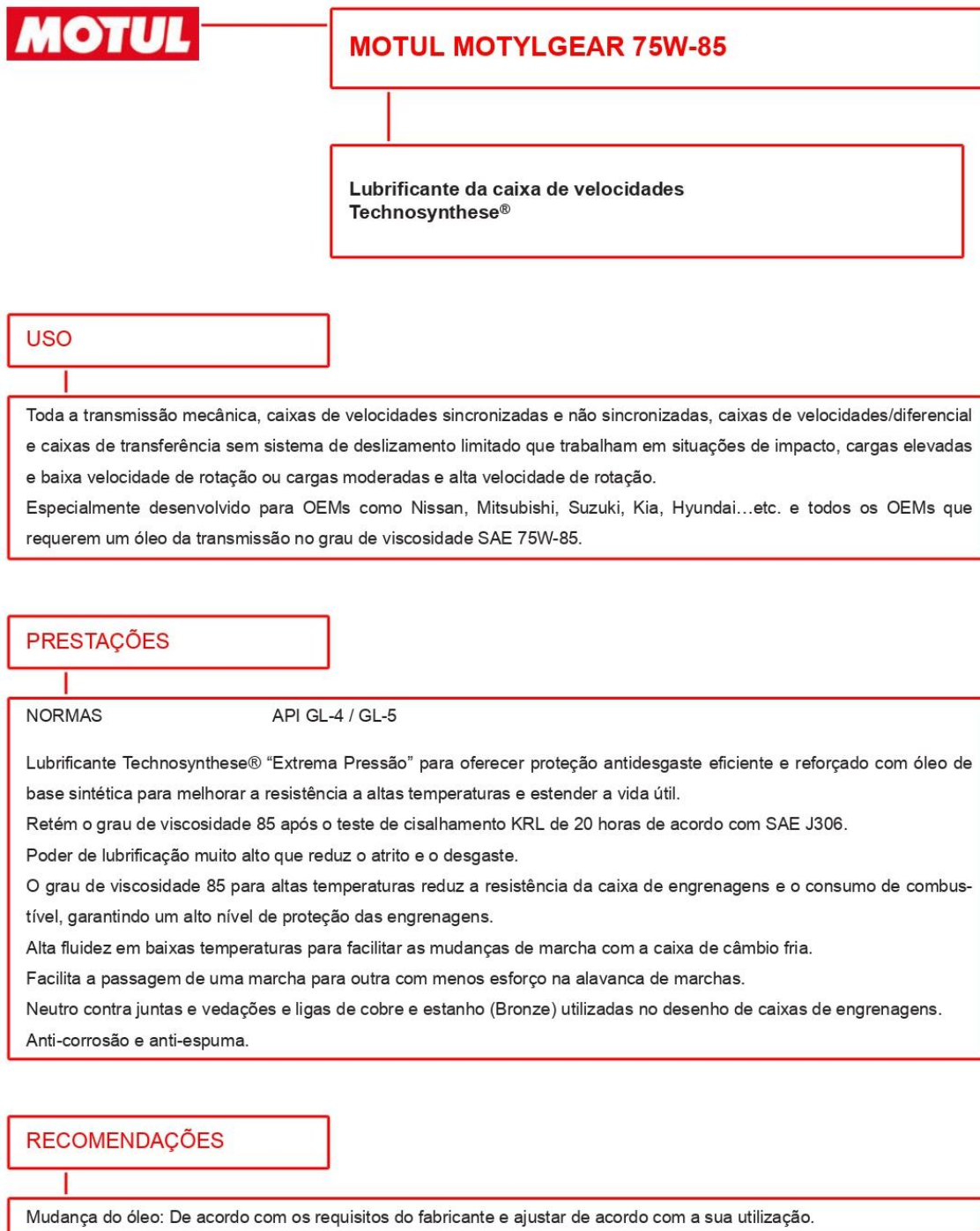


1. sine/cosine encoder

PIN LOCATION 插孔点	WIRE DESIGNATION 导线标记	WIRE COLOR 导线颜色
A	Sine (正弦)	BLUE 蓝
B	Cosine (余弦)	WHITE 白
C	Ground (0)	BLACK 黑
D	N/C	
E	V _{cc} (-5V)	RED 红
F	Shield (保护)	GREEN 绿
G	Temp1	WHITE (-) 白
H	Temp2	WHITE (+) 白

REV.	CHANGES	BY	ECO NO.	DATE	DO NOT SCALE DRAWING THIS DRAWING IS PROPRIETARY PROPERTY OF MOTENERGY INC. WHICH MAY NOT BE USED OR DISCLOSED WITHOUT PERMISSION RETURN PROMPTLY AFTER USE.	DIMENSIONING AND TOLERANCING PER ANSI Y14.5M-1994	CLASSIFICATION OF CHARACTERISTICS	MATERIAL	TITLE
-	-	-	-	-	-	-	-	-	OUTLINE
-	-	-	-	-	-	-	-	-	Motenergy, Inc Slinger, WI, USA
-	-	-	-	-	-	-	-	-	DRAWN: ksp 13.03.25
-	-	-	-	-	-	-	-	-	APPR: DEPT: SCALE: -
-	-	-	-	-	-	-	-	-	DESIGN VENDOR: 0/JWT. 302. 078

Anexo B – Propriedades do lubrificante



Nós nos reservamos o direito de modificar as características gerais de nossos produtos para oferecer aos nossos clientes o benefício dos mais recentes avanços tecnológicos. As especificações serão definitivas a partir da data da encomenda, sujeitas às nossas condições gerais de venda e garantia. 11/21

Motul Ibérica, S.A. - Diputació, 303 - 4º 4ª - 08009 - Barcelona - +34932081130 - sat@es.motul.com -

motul.com



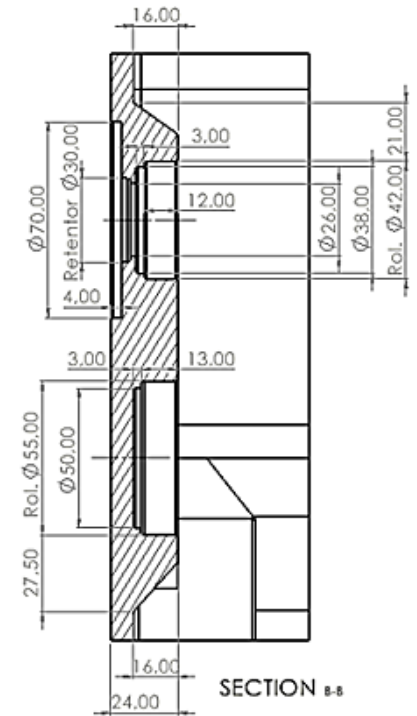
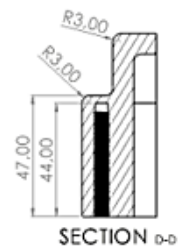
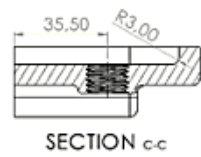
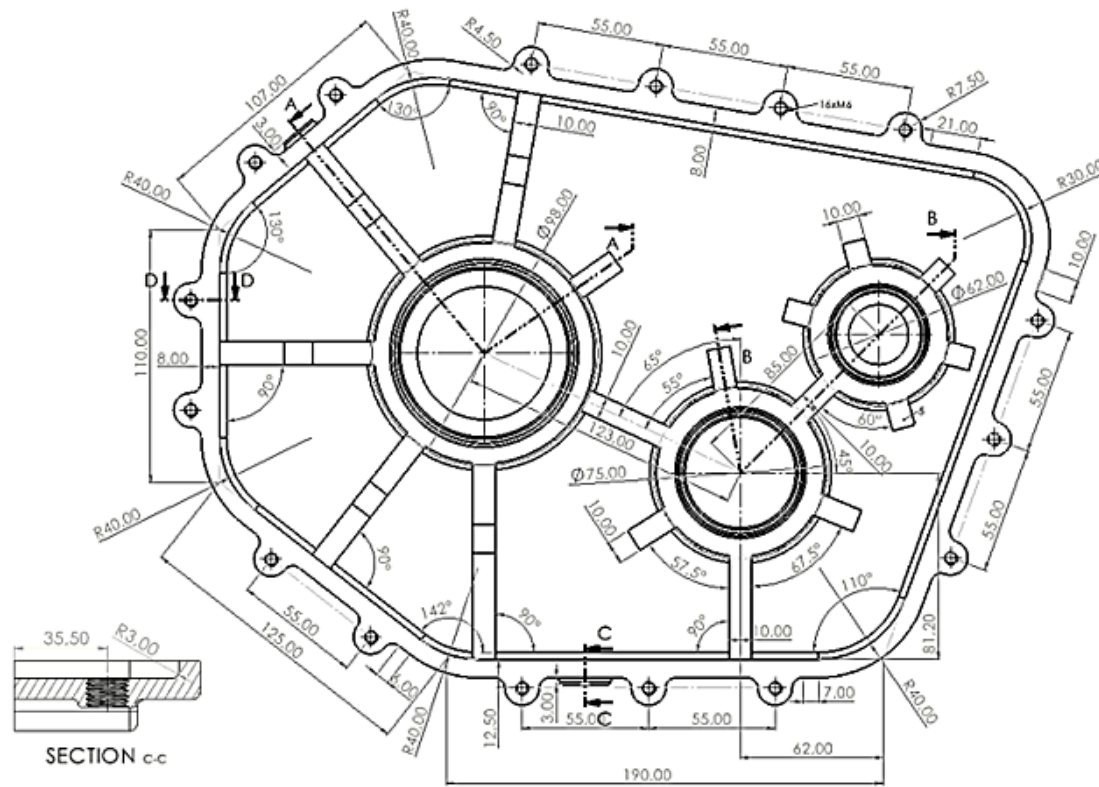
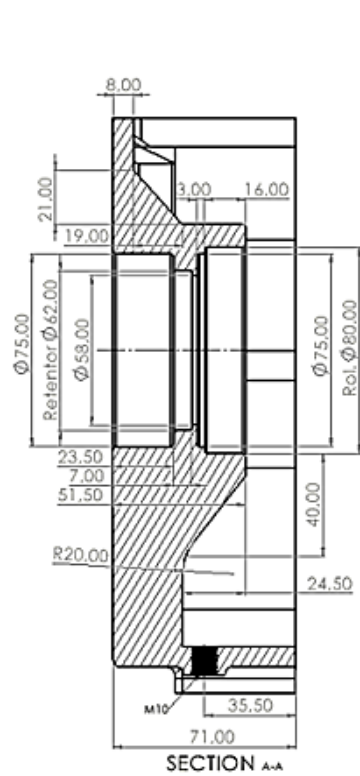
MOTUL MOTYLGEAR 75W-85

Lubrificante da caixa de velocidades
Technosynthese®

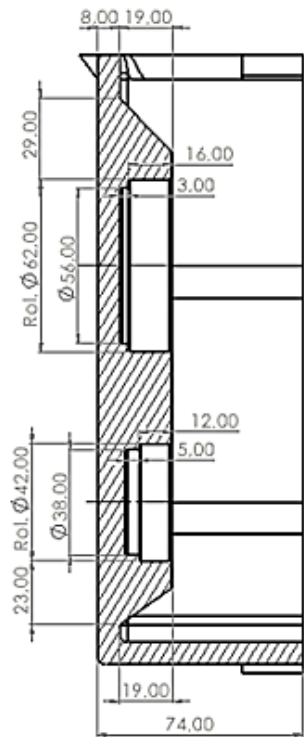
PROPRIEDADS

Grau de viscosidade	SAE J 306	75W-85
Densidade a 20°C (68°F)	ASTM D1298	0.857
Viscosidade a 40°C (104°F)	ASTM D445	82.6 mm ² /s
Viscosidade a 100°C (212°F)	ASTM D445	12.6 mm ² /s
Índice de Viscosidade	ASTM D2270	150.0
Ponto de fluidez	ASTM D97	-45.0 ° C / -49.0 ° F
Punto de inflamación	ASTM D92	216.0 ° C / 421.0 ° F

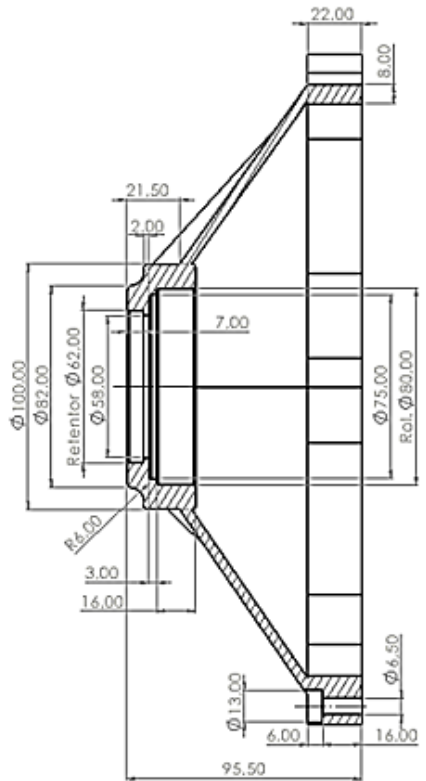
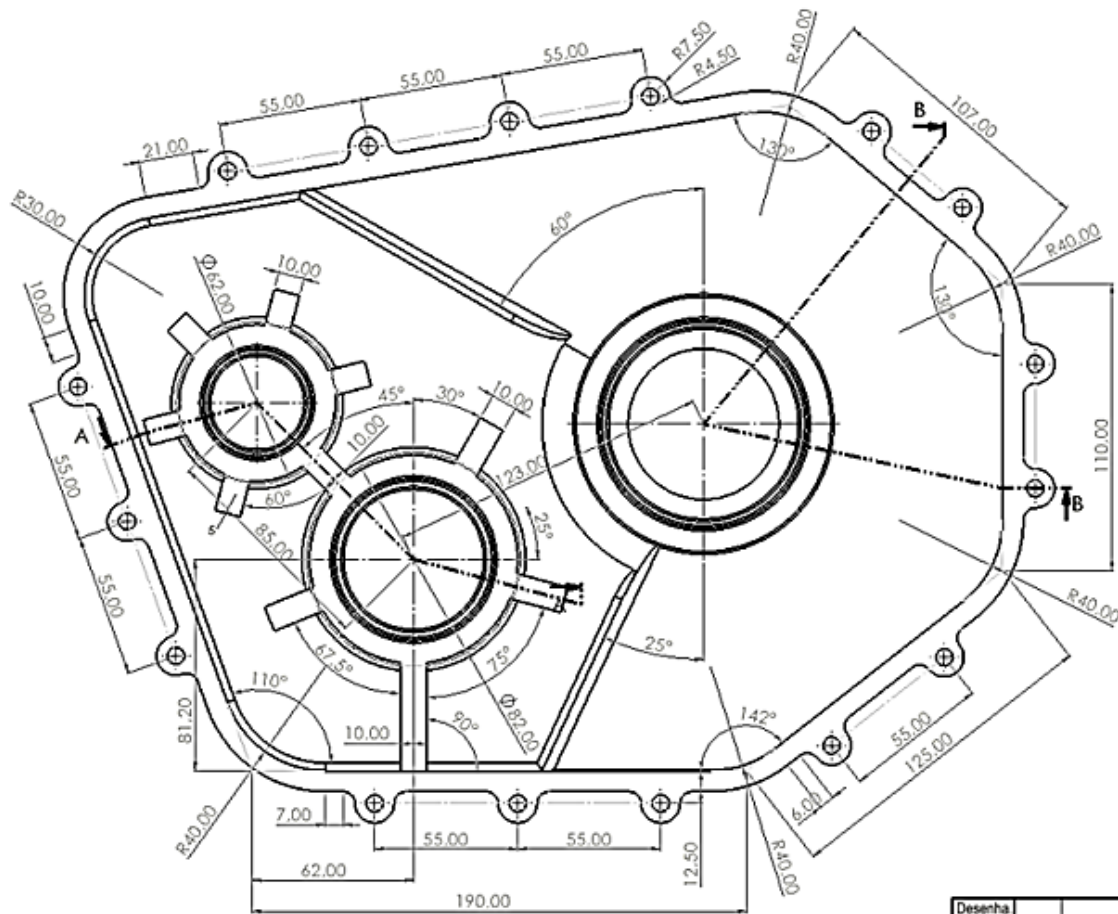
Anexo C – Desenhos técnicos do cárter



Desenha		Miguel Alexandre	ESTG IPEiria
Copiado			
Verific.			
Visto			
Escala	1 : 2		Carter Esquerdo
Toleran.			
			Substitui o des. n.º
			Substituído por:



SECTION A-A



SECTION B-B

Desenha		Miguel Alexandre	ESTG IPLeia
Copiado			
Verific.			
Visto			
Escala	1:2		Carter Direito
Toleran.			
			Substitui o des. n.º
			Substituído por: