



Estudo e Projeto de Diferencial para funcionamento Torque Vectoring

Mestrado em Engenharia Automóvel

Hugo Ricardo Oliveira Lopes

Leiria, fevereiro de 2022



Estudo e Projeto de Diferencial para funcionamento Torque Vectoring

Mestrado em Engenharia Automóvel

Hugo Ricardo Oliveira Lopes

Projeto de Mestrado realizado sob a orientação do Doutor Fernando da Conceição Batista e do Engenheiro Carlos Manuel Costa e Sousa da Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto Politécnico de Leiria.

Leiria, fevereiro de 2022

Originalidade e Direitos de Autor

O presente relatório de projeto é original, elaborado 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 2021/2022, 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.

Agradecimentos

Gostaria de expressar a minha gratidão ao Engenheiro Carlos Manuel Costa e Sousa e ao Doutor Fernando da Conceição Batista pela orientação e importantes contribuições para o desenvolvimento deste projeto. Agradeço humildemente ao Coordenador do Mestrado em Engenharia Automóvel, Professor Doutor Hélder Santos e aos restantes Professores pelo apoio e simpatia durante o meu percurso académico em Leiria e no Instituto Superior de Engenharia do Porto.

À equipa de *Formula Student* pela ajuda com os dados e informações necessárias.

À AMSPORT pelos conhecimentos técnicos e experiência ao longo destes anos.

E em especial aos meus pais, ao meu irmão, à minha namorada e aos meus amigos pelo apoio incondicional em todos os momentos, pelo encorajamento e por tornarem tudo mais fácil.

Um enorme Obrigado.

Resumo

O presente projeto tem como objetivo o estudo e desenvolvimento de um novo sistema de diferencial para um veículo de *Formula Student* com vista a melhorar a sua dinâmica em curva, tornando-o mais competitivo. Este projeto centra-se essencialmente no desenvolvimento da componente mecânica.

Após o estudo de diferenciais e diferenciais com função de *Torque Vectoring*, são definidas as restrições e principais objetivos para o projeto. Foi realizada uma análise à dinâmica do veículo e os resultados permitem obter parâmetros essenciais para o controlo e estrutura do diferencial.

O dimensionamento e modelação do conjunto foi realizada com recurso a softwares como Matlab[®], KISSsoft[®], Ansys[®] e Autodesk Inventor[®]. Sendo concluída com uma otimização do conjunto e propostas para trabalhos futuros de melhoria e implementação real do sistema.

Palavras-chave: Diferenciais, *Torque Vectoring*, *Formula Student*, Binário, Dinâmica do Veículo.

Abstract

The present project aims to study and develop a new differential system for a Formula Student vehicle to improve its dynamics during corners, making it more competitive. This project essentially focuses on the development of the mechanical component.

After studying differentials and differentials with the Torque Vectoring function, the constraints and main objectives for the project are defined. An analysis of the vehicle dynamics was carried out and the results allow obtaining essential parameters for the control and structure of the differential.

The sizing and design of the system was performed using software such as Matlab[®], KISSsoft[®], Ansys[®] and Autodesk Inventor[®]. Being concluded with an optimization of the set and proposals for future work of improvement and real implementation of the system.

Keywords: Differentials, Torque Vectoring, Formula Student, Torque, Vehicle Dynamics.

Índice

Originalidade e Direitos de Autor	iii
Agradecimentos	iv
Resumo	v
Abstract	vii
Lista de Figuras	xiii
Lista de Tabelas	xviii
Lista de siglas e acrónimos.....	xx
1. Introdução	1
2. Revisão Bibliográfica.....	4
2.1. Tipos de Diferenciais	4
2.1.1. Diferencial Aberto	5
2.1.2. Diferencial com Bloqueio.....	7
2.1.3. Diferencial Autoblocante – <i>LSD</i>	8
2.1.4. Diferencial Autoblocante – <i>Torsen</i>	9
2.2. Princípio de Funcionamento.....	11
2.3. Controlo de Estabilidade Eletrónico.....	13
2.4. <i>Differential Steering</i>	14
2.5. Sistemas existentes no mercado.....	15
2.5.1. Sistema de referência.....	16
2.5.2. Audi® - <i>Active Sport Differential</i>	20
2.5.3. Mitsubishi® <i>AYC</i> e <i>S-AYC</i>	22
2.5.4. Honda <i>SH-AWD</i> ®	25
2.5.5. Lexus®	26
2.5.6. GKN e-Twinster®	27
3. Introdução ao Projeto	29

3.1. Restrições no veículo utilizado	29
3.2. Modelo do Veículo.....	32
3.3. Provas FSAE®	33
3.3.1. Skidpad event.....	33
3.3.2. Acceleration event	33
3.3.3. Autocross event	33
3.3.4. Endurance and Efficiency event	34
3.3.5. Espectro de carga e Tempo de vida requerido	34
3.4. Dinâmica do Veículo	36
3.4.1. Controlo de Estabilidade - <i>Yaw</i>	37
3.4.2. Cálculo do binário máximo em função de <i>Torque Vectoring</i> - ΔT	38
3.4.3. Diferença de velocidade máxima entre as rodas - $S_{m\acute{a}x}$	45
3.5. Circuito Hidráulico	51
3.6. Sensores.....	52
3.6.1. Sensor de ângulo de direção.....	53
3.6.2. Sensor de rotação das rodas	54
3.6.3. Células de carga na suspensão	54
3.6.4. Binário nos semi-eixos	54
3.6.5. Sensor de inércia	55
3.6.6. Posição do acelerador e do travão	55
3.6.7. GPS.....	55
4. Dimensionamento	56
4.1. Diferencial.....	56
4.1.1. Cálculo da relação de transmissão	56
4.1.2. Simulação em KISSsoft®	58
4.1.3. Resultados	60
4.1.4. Comentários	62
4.1.5. Desenho em Autodesk Inventor®	63
4.2. Mecanismo Aumento/Redução Velocidade.....	64

4.2.1.	Simulação em KISSsoft® e KISSsys®	65
4.2.2.	Resultados.....	72
4.2.3.	Comentários.....	74
4.2.4.	Desenho em Autodesk Inventor®	76
4.3.	Embraiagens	76
4.3.1.	Propriedades discos de fricção	77
4.3.2.	Capacidade transmissão de binário.....	78
4.3.3.	Perdas de energia e binário.....	80
4.3.4.	Desenho em Autodesk Inventor®	82
4.4.	Otimização do conjunto	82
4.4.1.	Rolamentos, Retentores e O-Rings.....	82
4.4.2.	Tampas	87
4.4.3.	Engrenagens	95
4.4.4.	Veios.....	102
4.4.5.	Estriados	104
4.4.6.	Circuito hidráulico embraiagens.....	104
4.4.7.	Lubrificação.....	106
4.5.	Conjunto final	111
5.	Trabalhos Futuros	118
5.1.	Simulação dinâmica.....	118
5.2.	Componentes Circuito Hidráulico e Elétrico.....	118
5.3.	Redução de massa e dimensões	119
5.4.	Produção do sistema.....	120
6.	Conclusões	121
	Referências Bibliográficas	123
	Anexos.....	128
	Anexo A- Código DSM Matlab®	128

Anexo B - KISSsoft® Report – Diferencial – Binário Máximo.....	133
Anexo C – KISSsoft® Report – Diferencial – Espectro de carga	134
Anexo D – Excerto de dados recolhidos durante uma corrida do Fórmula T-14	135
Anexo E – Cálculos para Espectro de carga	136
Anexo F – Cálculos <i>Speed Ratio</i> - Maple®	137
Anexo G - Ansys® Report – Versão Inicial e Final Conjunto Total Tampas.....	142
Anexo H - KISSsys® Report – Conjunto Planetários.....	143
Anexo I – Cálculo Reações Rolamentos Suportes	144
Anexo J – Desenho 2D Conjunto	145

Lista de Figuras

Figura 1 – Diferenças de velocidade durante uma curva [3]	5
Figura 2 – Funcionamento de um diferencial aberto [4].....	6
Figura 3 - Condições de atrito diferentes [6].....	7
Figura 4 – Diferencial com Bloqueio [8].....	8
Figura 5 – Componentes do Diferencial de discos - Escorregamento Limitado [4].....	9
Figura 6 – Diferencial <i>Torsen</i> [10].....	10
Figura 7 – Torque Vectoring provocando um momento de yaw [13]	12
Figura 8 – <i>Torque Vectoring</i> vs Controlo de Travagem Lateral [14]	13
Figura 9 – Força desigual entre lagartas de um Tanque [18].....	14
Figura 10 - Exemplo de Tanque de Guerra que utiliza <i>Differential Steering</i> [19].....	15
Figura 11 - Variações de sistemas <i>Torque Vectoring</i> (2) [20].....	17
Figura 12 - Diagramas Sistema OH-O [20]	18
Figura 13 – Diagramas Sistema O-OL [20].....	18
Figura 14 - Diagrama de velocidade S-AYC [21].....	19
Figura 15 –Audi® Active Sport Differential [22].....	20
Figura 16 –Componentes Sistema Audi® Active Sport Differential [23]	21
Figura 17 – <i>Superimposition unit</i> - Audi® Active Sport Differential [23].....	21
Figura 18 – AYC [25] e S-AYC [26]	22
Figura 19 - Comparação transferência de binário AYC vs S-AYC [27].....	23
Figura 20 – <i>SH-AWD</i> [29]	25
Figura 21 – Esquema - <i>SH-AWD</i> [31]	26
Figura 22 – Entrada em curva, Meio da curva e Saída da Curva com <i>TVD</i> [32]	27
Figura 23 – <i>Torque Vectoring</i> Lexus® [34].....	27
Figura 24 – <i>RDM</i> - GKN e-Twinster® [35]	28
Figura 25 - Fórmula T-14 da equipa FSIPLeiria [36]	29
Figura 26 – Modelo 3D e Modelo Real - Espaço disponível Chassis T-14	30
Figura 27 - Modelo 3D - Diferencial T-14	30

Figura 28 - Gráfico binário motor GSXR 600	31
Figura 29 - Motor Suzuki® GSXR 600 2004 [37].....	31
Figura 30 – Dimensões do Fórmula T-14.....	32
Figura 31 - <i>Skidpad Track Layout</i> [38].....	33
Figura 32 - Binário (motor) durante 2 voltas.....	35
Figura 33 - Percentagem Regimes Binário.....	35
Figura 34 – Funcionamento do sistema de controlo de <i>yaw</i> [41].....	37
Figura 35 – Estrutura do sistema de controlo de estabilidade [2].....	38
Figura 36 - Círculo de tração [44].....	39
Figura 37 - Modelo de Forças - Sistema <i>Torque Vectoring</i> [42]	39
Figura 38 - Capacidade de Curva, Com e Sem <i>Torque Vectoring</i> [42]	40
Figura 39 - <i>Bicycle model</i> , sem (A) e com (B) <i>Torque Vectoring</i> [42]	41
Figura 40 - Forças e Momentos em Situação de Curva [42].....	42
Figura 41 - Gráfico <i>Torque Vectoring</i> (G_x) – FS-T14	44
Figura 42 - Gráfico <i>Torque Vectoring</i> (G_x) – Veículo Exemplo	45
Figura 43 - Gráfico <i>Torque Vectoring</i> (G_x) – Veículo Exemplo RWD [42].....	45
Figura 44 - Diagrama de velocidade [46]	46
Figura 45 - Eixo Motriz de um veículo em situação de curva [46].....	47
Figura 46 - Gráfico $S_c(r)$	47
Figura 47 - Gráfico $S_{tv}(G_y)$	49
Figura 48 - Gráfico S_{tv} (Coef. Atrito)	50
Figura 49 - Circuito Hidráulico Festo FluidSIM®.....	52
Figura 50 - Diagrama Sensores - veículo <i>Formula Student</i> [48]	53
Figura 51 – Sensor rotação das rodas – Sensor de efeito de Hall [49]	54
Figura 52 – Células de carga na suspensão [50]	54
Figura 53 – Binário nos semi-eixos [49]	55
Figura 54 – Sensor de inércia [49]	55
Figura 55 – Potenciómetro rotativo [49]	55
Figura 56 - Potenciómetro linear [49]	55
Figura 57 - Diferencial de Engrenagens Planetárias - Simples e Duplo [52].....	56

Figura 58 – Modelo 3D Diferencial em KISSsoft®	61
Figura 59 – Interior Diferencial	63
Figura 60 – Tampa Diferencial / Coroa.....	64
Figura 61 – Diferencial completo	64
Figura 62 - Árvore de componentes KISSsys® - Conjunto Planetários	67
Figura 63 – Modelo 3D KISSsys® - Conjunto Planetários	67
Figura 64 – Diagrama Cinemático KISSsys® - Conjunto Planetários	70
Figura 65 – Modelo 2D S-AYC [47].....	71
Figura 66 – Conjunto Planetários Inventor®	76
Figura 67 – Embraiagem Multi-Disco em banho de óleo [56]	76
Figura 68 – Diferentes tipos de discos de fricção [58]	77
Figura 69 – Dimensões Discos Embraiagem Suzuki GSXR600 [60]	80
Figura 70 – Gráfico Perdas Binário em função de $S_{máx}$ – Embraiagem Esquerda	81
Figura 71 – Gráfico Perdas Binário em função de $S_{máx}$ – Embraiagem Direita.....	81
Figura 72 – Vista em Corte Embraiagens	82
Figura 73 – Forças na roda de corrente.....	83
Figura 74 – Representação do diferencial e rolamentos.....	84
Figura 75 – Reações Rolamentos (Eixo YY).....	84
Figura 76 – Reações Rolamentos (Eixo XX).....	84
Figura 77 – Espectro de carga – Rolamento SKF® 6010 – 2RS1 [62]	85
Figura 78 – Espectro de carga – Rolamento SKF® 61912 – 2RS1 [62]	85
Figura 79 – Dimensões <i>O-Ring</i> Parker® 2-254 [63].....	87
Figura 80 – Retentor Borracha reforçado com metal [61].....	87
Figura 81 – Definição material das tampas em KISSsoft®	87
Figura 82 – Tampa embraiagens.....	88
Figura 83 – Tampa separação Embraiagens e Planetários.....	88
Figura 84 – Tampa Conjunto Planetários.....	88
Figura 85 – Suporte Conjunto Planetários – Diferencial.....	89
Figura 86 - Suporte Diferencial.....	89
Figura 87 – Sinoblocos de borracha-metal [65]	89

Figura 88 – Forças aplicadas Versão Inicial – ANSYS®	90
Figura 89 – Suportes Versão Inicial – ANSYS®	90
Figura 90 – Deformação total Versão Inicial – ANSYS®	91
Figura 91 – Tensão Equivalente von-Misses Versão Inicial ANSYS®	91
Figura 92 – Coeficiente de segurança Versão Inicial ANSYS®	92
Figura 93 – Suporte Conjunto Planetários – Diferencial e Suporte Diferencial - Versão Final.....	93
Figura 94 – Deformação total Versão Final – ANSYS®	93
Figura 95 – Tensão Equivalente von-Misses Versão Final ANSYS®	94
Figura 96 – Coeficiente de segurança Versão Final ANSYS®	94
Figura 97 – Alhetas Tampa Embraiagens.....	95
Figura 98 – Redução massa – Tambores Embraiagens	95
Figura 99 – Forças e Suportes – Tambores Embraiagens	96
Figura 100 – Tensão de von Misses máxima – Tambor Embraiagem	96
Figura 101 – Dentado <i>Ring Gear</i> e <i>Cloche</i>	97
Figura 102 – Forças aplicadas no Dentado <i>Ring Gear</i>	98
Figura 103 – Suportes na <i>Cloche</i>	99
Figura 104 – Faces de contacto Dentado <i>Ring Gear</i> e <i>Cloche</i>	99
Figura 105 – FEA Versão Final – Tensão von Misses Máxima.....	100
Figura 106 – Esquema Ajustamento [68].....	101
Figura 107 – Engrenagens Conjunto de Planetários.....	102
Figura 108 – Veio Entrada	102
Figura 109 – Veio Redução de Velocidade.....	103
Figura 110 – Veio Aumento de Velocidade	103
Figura 111 – Planetário Diferencial.....	103
Figura 112 – Furos Veios Mecanismo Aumento/Redução Velocidade	103
Figura 113 – Estriado KISSsoft® Veio Entrada	104
Figura 114 - Passagem fluido nas 2 tampas	105
Figura 115 - Vista Explodida Componentes Pistão Embraiagens	105
Figura 116 - Tubos de entrada de óleo no circuito.....	106
Figura 117 - Purgadores circuito embraiagens	106

Figura 118 – Escolha lubrificante no KISSsoft®	108
Figura 119 – Bujões Entrada e Saída óleo – Cloche Planetários	109
Figura 120 – Bujões Entrada e Saída óleo - Diferencial.....	109
Figura 121 – Bujões Entrada e Saída óleo - Embraiagens.....	109
Figura 122 – Conjunto Final	111
Figura 123 – Vista em Corte - Conjunto Final.....	111
Figura 124 – Vista Explodida Diferencial	112
Figura 125 – Vista Explodida Conjunto Planetários.....	113
Figura 126 – Vista Explodida Embraiagens.....	114

Lista de Tabelas

Tabela 1 – Sistemas existentes no mercado [14]	15
Tabela 2 – Veículos que incorporam sistemas de <i>Torque Vectoring</i> [14].....	16
Tabela 3 - Variações de sistemas <i>Torque Vectoring</i> [20].....	17
Tabela 4 – Equações Sistemas <i>Torque Vectoring</i> [20]	17
Tabela 5 – Comparação entre sistemas de <i>Torque Vectoring</i> existentes [21]	19
Tabela 6 - Controlo das embraiagens em diferentes casos [2].....	20
Tabela 7 - Peso do diferencial atual [5]	30
Tabela 8 - Dimensões Fórmula T-14.....	32
Tabela 9 - Horas de utilização do sistema durante 2 épocas	36
Tabela 10 - Espectro de carga <i>Ring Gear</i> Diferencial	60
Tabela 11 - Propriedades Mecânicas Aço 18CrNiMo 7-6.....	60
Tabela 12 – Parâmetros Engrenagens Diferencial KISSsoft®	61
Tabela 13 – Resultados Engrenagens Diferencial KISSsoft®	62
Tabela 14 – Resultados Engrenagens – Espectro de carga	62
Tabela 15 – Espectro de carga Veio Entrada.....	66
Tabela 16 - Parâmetros Engrenagens Conjunto Planetários KISSsoft®	72
Tabela 17 – Resultados Engrenagens Conjunto Planetários KISSsoft®	73
Tabela 18 – Resultados Engrenagens Conjunto Planetários KISSsoft® - Espectro de carga	73
Tabela 19 – Resultados Veios Conjunto Planetários KISSsoft.....	74
Tabela 20 – Rolamentos Conjunto Planetários KISSsoft®	74
Tabela 21 – Propriedades Materiais de fricção [59].....	78
Tabela 22 – Características Rolamentos Diferencial [61].....	83
Tabela 23 – Referências Rolamentos Conjunto [61]	86
Tabela 24 – Dimensões Retentores	87
Tabela 25 – Resultados Análise Estrutural Versão Inicial	92
Tabela 26 – Resultados Análise Estrutural Versão Final vs Inicial.....	94
Tabela 27 – Resultados Análise Estrutural Tambor Embraiagem Versão Final	96

Tabela 28 - Propriedades Mecânicas AlSi1MgMn T4.....	97
Tabela 29 - Resultados KISSsoft Ring Gear AlSi1MgMn T4.....	97
Tabela 30 – Diferenças entre Massas das duas versões da <i>Ring Gear</i>	98
Tabela 31 – Resultados Análise Estrutural Versão Final	100
Tabela 32 – Coeficientes de expansão térmica [54] [64].....	100
Tabela 33 – Diâmetros após expansão térmica	101
Tabela 34 - Designação Conexões KISSsoft®	104
Tabela 35 - Norma SAE J306 [69].....	107
Tabela 36 – Propriedades Klübersynth® GE4 75W90 (API GL5) [71].....	108
Tabela 37 – Propriedades MOTUL Multi ATF [73]	110
Tabela 38 - Massa do conjunto	115
Tabela 39 - Massa por Secções	117

Lista de siglas e acrónimos

μ	Coeficiente de atrito pneu – piso
μ_{clutch}	Coeficiente de atrito embraiaagens
a	Relação de transmissão – Pinhão e Coroa Diferencial
ABS	Anti-Lock Braking System
ACD	Active Center Differential
$A_{\text{lomba (tampas)}}$	Aceleração correspondente a situação de lomba nas tampas do conjunto do diferencial
ATF	Automatic Transmission Fluid
ATTS	Active Torque Transfer System
AYC	Active Yaw Control
C	Capacidade de carga
CAD	Computer-aided Design
CEE	Comunidade Económica Europeia
CG	Centro de Gravidade
C_{mi}	Força lateral máxima disponível para curva
D_l	Força longitudinal roda trás esquerda
D_r	Força longitudinal roda trás direita
DSM	Dynamic Square Method
ECE	Economic Commission for Europe
E_{LOSS}	Perdas de energia
EP	Extrema Pressão
ESP	Electronic Stability Program
ESTG	Escola Superior de Tecnologia e Gestão
FEA	Finite Element Analysis
FR	Força resultante
FSAE	Formula Society of Automotive Engineers
FSIPLeia	Veículo de Formula Student do Instituto Politécnico de Leiria
F_{zi}	Carga vertical nas rodas
g	Aceleração da gravidade
GPS	Global Positioning System

G_x	Aceleração longitudinal
G_y	Aceleração lateral
G_{Yfmax}	Aceleração lateral frente máxima
G_{Yrmax}	Aceleração lateral trás máxima
H_f	Altura Centro de rotação – frente
H_g	Altura Centro de gravidade
H_r	Altura Centro de rotação – trás
H_s	Diferença entre altura de centro de gravidade e eixo de rotação do veículo
$HS1$	Incremento de velocidade
i	FL – Roda frente esquerda; FR – Roda frente direita; RL – Roda trás esquerda; RR – Roda trás direita
i relação final	Relação de transmissão – Pinhão e Roda de Corrente
i relação primária	Relação de transmissão – Cambota e Embraiagem
$i1^{\text{a}}\text{velocidade}$	Relação de transmissão – 1ª velocidade
K_f	Coefficiente de rigidez em curva – frente
K_r	Coefficiente de rigidez em curva – trás
K_{US}	Gradiente de subviragem do veículo
L	Distância entre eixos
L_{10mh}	Vida útil do rolamento em horas (90% de fiabilidade)
L_f	Distância eixo da frente – centro de gravidade
L_r	Distância eixo de trás – centro de gravidade
LSD	Limited Slip Differential
m	Massa total veículo
m_f	Massa eixo frente
M_g	Momento total de yaw
m_r	Massa eixo trás
$M_{\text{total conjunto}}$	Massa total do conjunto do diferencial
n_{coroa}	Número de rotações da coroa do diferencial
$N_{\text{faces atrito}}$	Número faces de atrito discos de embraiagem
N_L	Velocidade roda trás esquerda
n_{motor}	Número de rotações do motor (cambota)
$n_{\text{porta-satélites}}$	Número de rotações do porta-satélites do diferencial

N_R	Velocidade roda trás direita
N_t	Velocidade de rotação da roda
P	Carga exercida
p_0	Pressão exercida nos discos de embraiagem
PTU	Power Transfer Unit
R	Raio do pneu
r	Raio da curva
R_{atual}	Yaw rate atual
R_{des}	Yaw rate desejável
RDM	Rear Drive Module
RDU	Rear Drive Unit
R_i	Raio círculo de atrito de cada roda
r_i	Raio interior da curva
R_{mi}	Raio máximo círculo de atrito
r_o	Raio exterior da curva
Rpm	Rotações por minuto
S	Relação do diferencial
S-AWC	Super - All Wheel Control
S-AYC	Super - Active Yaw Control
S_C	Relação entre velocidades provocada pelo raio de curva
SH-AWD	Super Handling – All Wheel Drive
$S_{máx}$	Relação entre velocidades máxima do diferencial TV
S_t	Tyre slip ratio
S_{tv}	Relação entre velocidades provocada pela parte de TV
T_{C1}	Binário transmitido pelas embraiagens
T_{cl}	Binário transmitido pela embraiagem esquerda
T_{coroa}	Binário
T_{cr}	Binário transmitido pela embraiagem direita
T_e	Binário entrada eixo de trás
T_i	Binário nas rodas
TL_l	Perda de binário quando a embraiagem esquerda é acionada
TL_r	Perda de binário quando a embraiagem direita é acionada
$T_{máx}$	Binário máximo

t_r	Largura de vias
T_{rl}	Binário roda trás esquerda
T_{rr}	Binário roda trás direita
TV	Torque Vectoring
T_v	Binário resultante de Torque Vectoring
TVD	Torque Vectoring Differential
V	Velocidade do veículo
V_x	Velocidade longitudinal do veículo
W_f	Largura de vias frente
W_r	Largura de vias trás
Z_{ring}	Número de dentes coroa diferencial
Z_{sun}	Número de dentes pinhão diferencial
δ	Ângulo de direção
ΔD	Diferença entre força longitudinal das rodas de trás
Δ Diâmetro	Variação diâmetro após expansão térmica
ΔF_x	Diferença entre força longitudinal das rodas de trás
ΔF_{yf}	Diferença entre força vertical das rodas da frente
ΔF_{yr}	Diferença entre força vertical das rodas de trás
ΔS_{C1}	Diferença de velocidade nas embraiagens (adimensional)
ΔT	Diferença de binário entre a roda direita e roda esquerda (Nm)
$\Delta Temp.$	Variação de temperatura
ρ_L	Relação transmissão par de engrenagens – Embraiagem esquerda
ρ_R	Relação transmissão par de engrenagens – Embraiagem direita
$\omega_{carrier}$	Velocidade angular do porta satélites do diferencial de planetários
ω_{ring}	Velocidade angular coroa de dentado interior do diferencial de planetários
ω_{sun}	Velocidade angular pinhão do diferencial de planetários

1. Introdução

a. Contexto e Motivação

Ao longo das últimas décadas a segurança nos veículos tem vindo a ser constantemente aumentada através da implementação de inúmeros sistemas, tanto de segurança ativa como de segurança passiva. O *Electronic Stability Program* (ESP) passou a ser obrigatório em todos os veículos novos vendidos nos países da União Europeia desde 1 de novembro de 2014 [1] e é o sistema mais utilizado e eficaz em aplicações de segurança ativa, como controlo de tração, controlo de estabilidade de *yaw* e prevenção de *rollover*. Porém o seu modo de funcionamento recorre à aplicação do sistema de ABS (*Anti-lock Brake System*), que apesar de ter um impacto significativo na segurança dos veículos e dos passageiros, reduz e compromete a velocidade longitudinal e a resposta do veículo durante uma curva em resultado da aplicação de travagem. [2]

O desenvolvimento de sistemas de *Torque Vectoring* tem vindo a crescer como alternativa para superar as limitações dos sistemas que utilizam os travões como forma de controlar perdas de estabilidade. Os sistemas de *Active Driveline Torque-Management* ou por outras palavras, *Torque Vectoring*, utilizam diferenciais ou outro tipo de dispositivos, que controlados eletronicamente fazem a transferência de binário do motor para cada roda conforme a necessidade, prevenindo a perda de estabilidade sem comprometer a dinâmica longitudinal do veículo.

A aplicabilidade destes sistemas tem sido feita em carros desportivos onde o foco se prende, acima de tudo, em questões de *performance* do veículo. Com controlo eletrónico, este tipo de sistemas é ainda mais benéfico durante uma curva onde a capacidade de curvar é aproveitada através do conhecimento das condições do piso e dinâmica do veículo.

Em qualquer competição automóvel, a busca recorrente por melhorar a dinâmica do veículo e desenvolver veículos mais rápidos são os principais objetivos das equipas. Utilizando um sistema de *Torque Vectoring* a performance do veículo é melhorada, através da distribuição de binário para a roda exterior em curva, que em condições normais dispõe de maior carga vertical e capacidade de transmitir a força para o piso.

b. Objetivos

O presente trabalho consiste no estudo do funcionamento de diferencial com *Torque Vectoring* e o projeto de um sistema para aplicar no veículo de competição de *Formula Student* da equipa do IPLeiria. O projeto focar-se-á na parte mecânica, recorrendo a um estudo de dinâmica do veículo numa primeira fase para conhecer as necessidades normalmente requeridas durante as provas para em seguida ser feito o dimensionamento de todas as peças do sistema.

Os objetivos principais para este trabalho são:

- Desenvolvimento do conhecimento acerca deste sistema;
- Aumentar a performance lateral do veículo;
- Tornar o veículo mais rápido e eficaz;
- Experiência no dimensionamento de um sistema desde o início, seguindo várias etapas de desenvolvimento.

Para cumprir estes objetivos os seguintes métodos e técnicas serão utilizados:

- Pesquisa bibliográfica de diferentes sistemas existentes para um melhor conhecimento dos seus princípios de funcionamento;
- Apresentação do veículo a utilizar e restrições impostas;
- Escolha do sistema de referência;
- Estudo da dinâmica do veículo e das necessidades de binário e velocidade para o aumento de performance em curva;
- Dimensionamento dos diversos componentes, seguido de simulação e modelação 3D;
- Análise de elementos finitos para comprovar a resistência dos componentes e se obter uma versão otimizada;
- Adição de outros parâmetros que valorizem e otimizem o projeto.

c. Organização do trabalho

O projeto presente está organizado em diversos capítulos. A ordem de apresentação dos capítulos reflete a ordem em que o trabalho foi realizado.

Capítulo 1 apresenta o contexto e motivação do trabalho, assim como os principais objetivos do projeto. Neste capítulo são ainda indicadas as várias etapas do projeto com a apresentação dos diversos capítulos.

Capítulo 2 contém a revisão bibliográfica, onde são explicados em detalhe os tipos de diferenciais mais comuns existentes nos veículos, assim como uma explicação detalhada do princípio de funcionamento de um diferencial com *Torque Vectoring* e as suas semelhanças ao controlo de estabilidade eletrónico e ao *differential steering*. Por último serão apresentadas algumas soluções de sistemas *Torque Vectoring* existentes no mercado automóvel e será definido o sistema de referência para o projeto.

Capítulo 3 serve como introdução ao projeto, com referência ao veículo utilizado e ao tipo de provas onde compete. Com recurso a dados obtidos durante uma prova é realizada uma representação dos esforços ocorridos e definido o tempo de vida de útil desejável para o sistema. Este capítulo apresenta duas abordagens para o estudo de dinâmica do veículo e possibilidade de controlo do sistema, sendo calculados parâmetros importantes para o desenvolvimento e controlo do sistema. Por fim é apresentado o circuito hidráulico e são apresentadas possibilidades de sensores a utilizar.

Capítulo 4 é o capítulo mais extenso e pode ser considerado como o mais importante do projeto. Uma análise intensiva e o dimensionamento dos diversos componentes do sistema, são, posteriormente, complementados com uma otimização dos componentes. No final do capítulo o conjunto final é apresentado.

Capítulo 5 e Capítulo 6 contém as conclusões finais, retiradas após cada capítulo e cada passo dado durante o desenvolvimento deste projeto. Alguns dos trabalhos futuros a ter em consideração com vista a melhorar o projeto e/ou a sua aplicação prática são também referidos.

2. Revisão Bibliográfica

Na procura de melhorar a performance, segurança e emissões de gases poluentes dos veículos, surgiram novos sistemas de controlo de velocidade e binário. Os sistemas de *Torque Vectoring* permitem melhorar a capacidade de um veículo descrever uma curva, ultrapassar adversidades no piso resultantes de diferenças de atrito entre rodas, e ainda atenuar derrapagens e desequilíbrios, prevenindo acidentes.

Neste capítulo serão apresentados os diferentes tipos de diferenciais existentes e em seguida serão explicados os princípios de funcionamento dos diferenciais *Torque Vectoring* e a sua semelhança ao Controlo de Estabilidade Eletrónico e *Differential Steering*. Por fim, são apresentados alguns dos sistemas existentes no mercado e o sistema de referência para o projeto é escolhido.

2.1. Tipos de Diferenciais

Em situação de curva as rodas exteriores à curva têm de percorrer uma distância superior à das rodas interiores, logo é necessário que as rodas exteriores tenham uma maior velocidade. Para isso, através de um conjunto de engrenagens, denominado diferencial, é possível obter velocidades diferentes entre rodas do mesmo eixo.

Esta solução surgiu após várias tentativas de melhorar a transmissão de potência nos veículos. Se numa primeira fase, apenas uma das duas rodas de um eixo era motriz, havia problemas em situações em que essa mesma roda ficava presa num buraco e não conseguia sair (por exemplo), por isso, posteriormente conectaram-se as duas rodas do mesmo eixo. Contudo, esta solução originava, em curva, derrapagem e um momento torsor elevado no eixo, resultando em desgaste excessivo ou quebra do eixo.

Neste subcapítulo são apresentados alguns dos tipos de diferenciais mais utilizados nos veículos comuns do dia-a-dia e na competição FSAE[®], assim como os seus princípios de funcionamento. O projeto de um diferencial *Torque Vectoring* será uma novidade e uma inovação neste tipo de veículos, elevando o valor deste trabalho.

2.1.1. Diferencial Aberto

O diferencial mais simples e mais utilizado nos veículos de uso diário atuais continua a ser o diferencial aberto, base de funcionamento de praticamente todos os diferenciais. A primeira parte do sistema de diferencial *Torque Vectoring* incorpora um diferencial que deve funcionar como um diferencial normal (aberto) quando nenhuma embraiagem está ativada.

O objetivo principal é criar diferentes velocidades nas rodas em situação de curva devido à distância que as rodas têm de percorrer ser diferente (Ver Figura 1) e transmitir binário igual para cada uma das rodas.

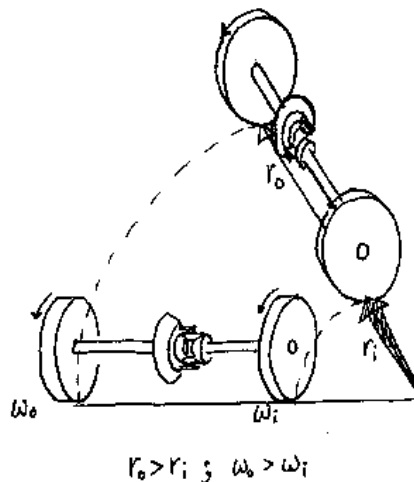


Figura 1 – Diferenças de velocidade durante uma curva [3]

A entrada de binário e velocidade proveniente do motor e da caixa de velocidades é feita através de uma engrenagem, estando solidária com a *cloche* do diferencial. No interior do diferencial, existem 4 satélites (*bevel gear*) e 2 planetários (*side gear*), estando estes 2 conectados aos semi-eixos.

No interior dos satélites há veios (*bevel shafts*) que rodam com a mesma velocidade da *cloche* do diferencial. Quando o veículo segue em linha reta os satélites não rodam e os planetários, bem como os semi-eixos esquerdo e direito, rodam com a mesma velocidade da *cloche* do diferencial. Em situação de curva, por exemplo numa curva à esquerda, como representado na Figura 2, o planetário direito irá ter uma maior velocidade e a velocidade do planetário esquerdo irá diminuir na mesma razão do aumento de velocidade do planetário direito comparativamente à velocidade da *cloche* do diferencial. [4]

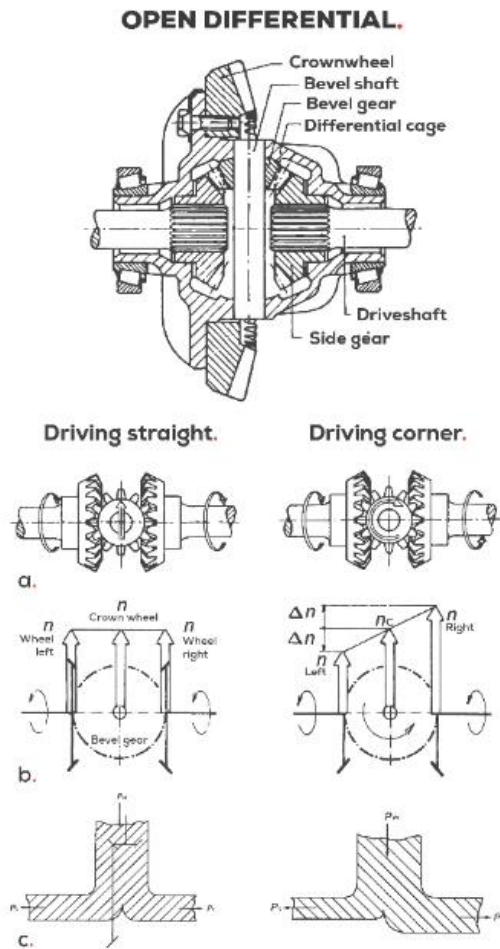


Figura 2 – Funcionamento de um diferencial aberto [4]

Este fenômeno ocorre da seguinte forma:

Em situações que as duas rodas têm resistência ao piso igual, os satélites empurram os planetários de forma igual, sem rodar sobre o seu próprio eixo, permitindo que as duas rodas rodarem com a mesma velocidade da *cloche* do diferencial.

Porém em situação de curva, por exemplo, a roda interior irá criar maior resistência ao movimento, dificultando a rotação do planetário correspondente. Os satélites que rodam com a *cloche* do diferencial e transmitem movimento aos planetários começam a rodar sobre o próprio eixo. Conseqüentemente, de forma a equilibrar as forças nos dentados dos dois planetários, os satélites irão empurrar mais o planetário conectado à roda com menor resistência no sentido de rotação da *cloche* do diferencial, enquanto a reação no planetário com maior resistência é de sentido oposto. Este fenômeno irá aumentar a velocidade do planetário com menor resistência (exterior à curva) e diminuir a velocidade do planetário com maior resistência (interior à curva).

O problema nestes diferenciais é a transmissão de binário, pois ambas as rodas recebem a mesma quantidade de binário e esse valor é determinado pela roda de menor tração. Quando, por exemplo, uma roda está no ar (ou numa superfície com atrito reduzido como na Figura 3) não precisa praticamente de binário para rodar, sendo esse o binário determinante e que é transmitido para ambas as rodas, ou seja a roda que tem tração não consegue receber o binário necessário para rodar e mover o veículo. [5]

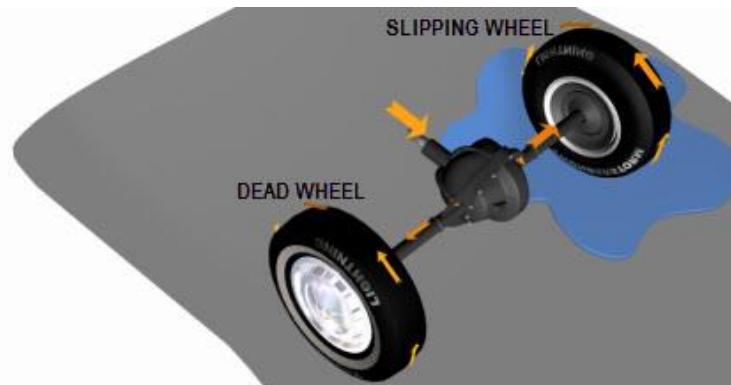


Figura 3 - Condições de atrito diferentes [6]

Este é o inconveniente que ocorre nos diferenciais abertos, que deve ser combatido com o uso de *Limited Slip Differentials* ou sistemas de controlo de tração.

2.1.2. Diferencial com Bloqueio

Para compensar as desvantagens de um diferencial aberto em situações de resistências ao piso baixas e irregulares, surgem os diferenciais com opção de bloquear, ou seja, cancelar a função de diferenciar velocidades e tornar um eixo comum em que as duas rodas rodam solidárias. A transmissão de binário quando o diferencial está bloqueado é agora máxima, ou seja, igual ao binário proveniente do motor.

Estes sistemas são comuns em veículos *Off-road* em que a necessidade de tração é essencial, tendo em conta a irregularidade do piso com várias situações em que uma roda está no ar ou tem menor resistência ao piso.

De atuação manual ou automática, existem várias versões. Os bloqueios manuais quando ativados ligam um motor elétrico ou um diafragma de vácuo, que engrena um mecanismo, fazendo os dois semi-eixos rodarem solidários. Os bloqueios podem ser ativados por um interruptor elétrico, uma alavanca e cabos, ou ainda com recurso a um circuito hidráulico ou pneumático, como o da Figura 4.

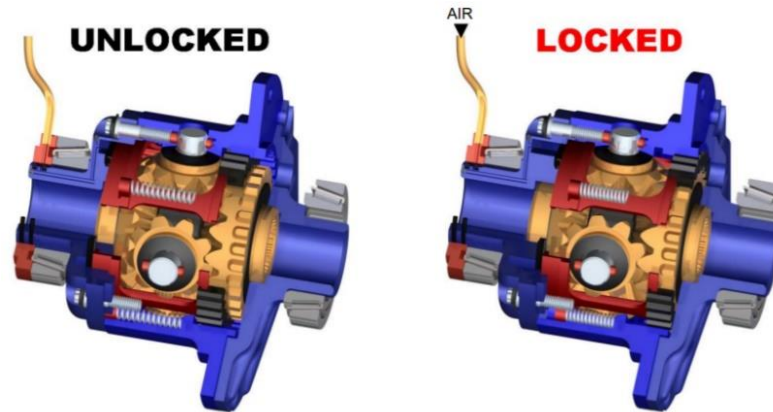


Figura 4 – Diferencial com Bloqueio [8]

Os bloqueios automáticos apesar de terem o mesmo propósito têm princípios diferentes. Estes são ativados quando o veículo segue em linha reta e desativados quando se descreve uma curva em estradas com boa aderência, pois em estradas com menor aderência o sistema permanece ativado. [7]

2.1.3. Diferencial Autoblocante – LSD

O diferencial mais comum em veículos de competição é o diferencial de discos múltiplos de escorregamento limitado (*LSD – Limited Slip Differential*), como o da Figura 5.

Para compensar as perdas de binário ou a falta de binário transmitido para as rodas pelos inconvenientes de um diferencial aberto, os diferenciais *LSD* ou, também denominados por *Salisbury*, conseguem transmitir o binário de entrada através da *cloche* do diferencial para os planetários (conectados aos semi-eixos), através do conjunto de discos. O conjunto de discos é constituído por discos conectados à *cloche* do diferencial através de dentado exterior e discos conectados aos planetários através de dentado interior. Os discos devem ser de material abrasivo para uma maior fricção e consequentemente transmissão de binário. [4]

A transmissão de binário depende essencialmente da pressão exercida nos discos e essa pressão depende de:

1. Pré-carga

A pré-carga é a pressão exercida nos discos quando nenhum ou praticamente nenhum binário é transmitido. Significando que em qualquer situação existirá um valor de binário transmitido. Uma das formas de provocar pré-carga é através de uma anilha côncava *Belleville*.

2. Força de separação das engrenagens

Quando uma roda tende a ter escorregamento, os satélites exercem força nos planetários, fazendo com que estes, por sua vez, se afastem. Ao afastarem-se a pressão é transmitida aos *pressure rings* que irão comprimir os discos.

3. Ângulos de contacto nos *pressure rings*

Quando o binário aumenta, os veios dos satélites tendem a contrariar o movimento, criando uma reação oposta, provocando forças nas zonas de contacto com os *pressure rings*. Essas forças irão afastar os *pressure rings* e consequentemente irão comprimir os discos.

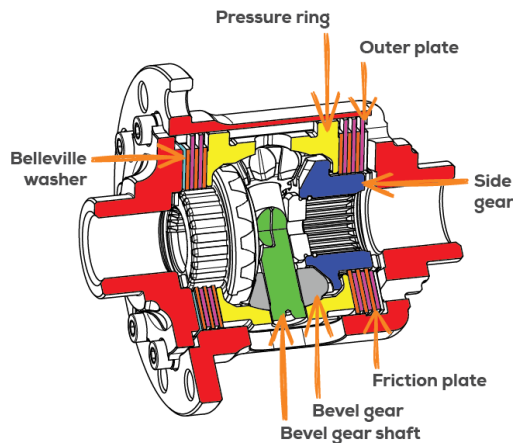


Figura 5 – Componentes do Diferencial de discos - Escorregamento Limitado [4]

Apesar de um diferencial *LSD* ter a vantagem de permitir vários parâmetros de afinação, pré-carga, material dos discos de fricção, número de discos de fricção e ângulos de pressão, encontrar a afinação ideal é bastante complicado, dependendo do veículo, circuito e as suas condições, assim como das preferências do piloto. A alteração das características de fricção do conjunto, ângulos de pressão e em alguns casos também a pré-carga, requer a desmontagem do sistema, sendo um aspeto negativo durante o desenvolvimento e procura da melhor afinação em corrida.

2.1.4. Diferencial Autoblocante – *Torsen*

O propósito do diferencial do tipo *Torsen* é o mesmo dos diferenciais de discos de escorregamento limitado, transmitir o máximo binário para as rodas em qualquer situação e permitir a descrição de curvas de forma suave e controlada.

A construção de um diferencial *Torsen*, como mostra a Figura 6, é diferente dos diferenciais vistos anteriormente, sendo apenas utilizadas engrenagens mecânicas e o atrito entre essas engrenagens para produzir o efeito de autoblocante. O diferencial é constituído por três pares de engrenagens do tipo parafuso sem-fim (*worm wheel*) e por duas engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais (*worm gear*). Na extremidade de cada engrenagem parafuso sem-fim existe uma roda dentada de dentes retos (*spur gear*). [9]

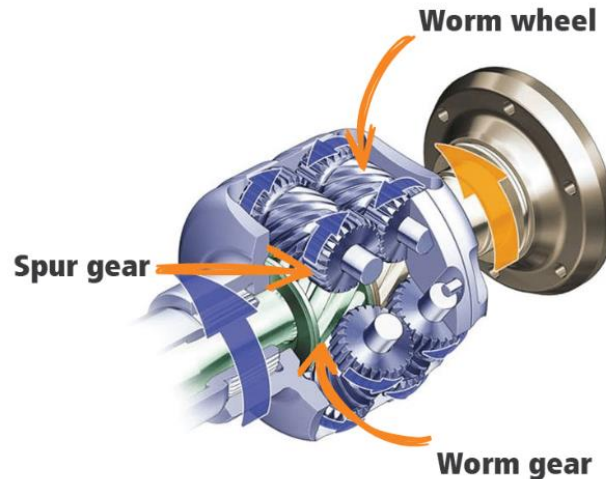


Figura 6 – Diferencial *Torsen* [10]

As *worm wheels* estão fixas à *cloche* do diferencial e três engrenagens rodam à volta de uma *worm gear*, enquanto outras três rodam à volta da outra *worm gear*, estando cada par de *worm wheels* ligado através das *spur gears*. Cada *worm gear* está ligada aos semi-eixos esquerdo e direito do veículo, ou no caso de um diferencial central, ao eixo da frente e ao eixo de trás.

Uma nota importante a ter em conta é que devido ao dimensionamento dos ângulos de passo das engrenagens, no diferencial *Torsen*, a *worm gear* consegue rodar uma *worm wheel*, porém uma *worm wheel* não consegue fazer rodar uma *worm gear*.

Numa situação em que o veículo se desloca numa linha reta, as *worm wheels* rodam juntamente com a *cloche* do diferencial, sem sofrer rotação sobre o seu próprio eixo, e estas fazem rodar as *worm gears* com a mesma velocidade.

Numa curva à direita, por exemplo, a *worm gear* do lado esquerdo fará com que a *worm wheel* rode em torno do seu próprio eixo, por outro lado a *worm wheel* do lado direito estará a rodar no sentido oposto. As *spur gears* garantem que as *worm wheels* rodam com a mesma velocidade, apesar de sentidos opostos. Consequentemente é possível descrever uma curva

de forma suave, garantindo um aumento de velocidade numa roda igual à redução de velocidade na outra.

Para ultrapassar os problemas impostos pela falta de tração, assim que uma roda tem menos tração, a velocidade é transferida para as *worm wheels* correspondentes. Essas mesmas *worm wheels* ao estarem conectadas às *worm wheels* da outra roda irão transferir essa mesma diferença de velocidade. Porém como referido anteriormente, uma *worm wheel* não é capaz de rodar uma *worm gear*, fazendo com que todo o mecanismo fique bloqueado passando a rodar como unidade única, rodando as rodas esquerdas e direitas juntas. Isto permite que uma grande quantidade de binário seja transferida para a roda do veículo com maior tração e o problema seja superado.

A quantidade de binário transferido ou relação entre binário das duas rodas (*Torque Bias Ratio*) é definido pelos ângulos das engrenagens helicoidais e pelas características de fricção dos vários componentes. A maior desvantagem deste sistema é mesmo a baixa ajustabilidade.

2.2.Princípio de Funcionamento

A essência do sistema *Torque Vectoring* é aumentar a capacidade e eficiência em curva de um veículo. Isto consegue-se providenciando um maior binário para a roda exterior, pois esta possui maior capacidade de o receber sem que ocorra escorregamento devido à carga vertical superior.

A ideia e a implementação deste sistema são ambas complexas. Ao contrário dos diferenciais convencionais, geralmente constituídos apenas por componentes mecânicos, este sistema requer, ainda, um sistema de monitorização elétrico que controla a quantidade de variação de binário e em que momento deve ocorrer.

Os diferenciais com capacidade de *Torque Vectoring* podem estar situados no eixo da frente ou de trás, fazendo o controlo da distribuição de binário entre as rodas do mesmo eixo, ou entre o eixo da frente e o eixo de trás, promovendo um maior controlo entre o eixo da frente e o eixo de trás. Aliando dois diferenciais deste tipo, um diferencial central e um diferencial traseiro, é obtida uma melhor tração em condições de fraca aderência, melhor controlo do *yaw* (estabilidade e agilidade controlada) e aumento da performance do veículo em curva.

[11]

Apesar de o objetivo final ser o mesmo, os sistemas de *Torque Vectoring* existentes utilizam abordagens diferentes. A distribuição de binário, na maioria dos diferenciais *Torque Vectoring*, é obtida através da atuação de embraiagens em banho de óleo, porém existem sistemas eletromagnéticos, entre outros. Como representado na Figura 7, durante a descrição de uma curva à esquerda, o sistema de *Torque Vectoring* é acionado permitindo a transferência de mais binário para a roda exterior à curva em relação à roda interior, criando um momento de *yaw* que facilita a descrição da curva sem que ocorra escorregamento.

Alguns sistemas têm ainda a particularidade de utilizar conjuntos de engrenagens planetárias para aumentar a velocidade da roda exterior (ou reduzir a velocidade da roda interior à curva) permitindo ainda maior diferença durante a descrição de uma curva. [12]

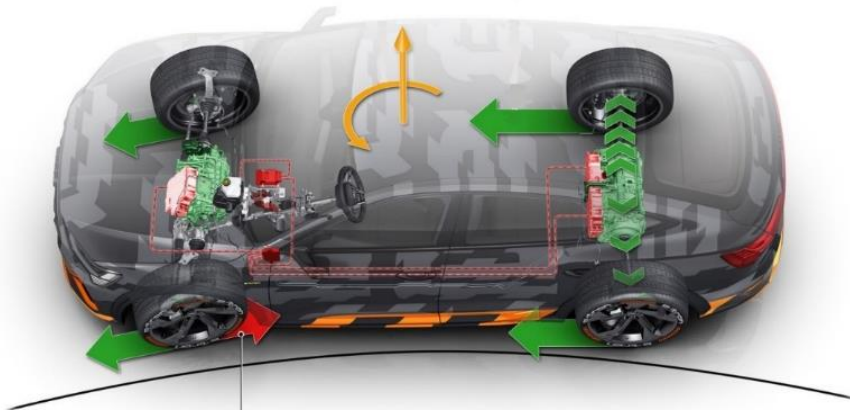


Figura 7 – *Torque Vectoring* provocando um momento de *yaw* [13]

Outra opção para o controle da distribuição de binário é através da utilização dos travões do veículo. Da mesma forma que os sistemas de diferenciais *Torque Vectoring* têm como objetivo a criação de um momento de *yaw* adequado para a descrição de uma curva ao transmitir maior binário para a roda exterior, os sistemas que utilizam o travão, aplicam pressão de travagem no travão da roda interior à curva, diminuindo assim a velocidade dessa roda. Como a velocidade da roda interior diminui, a velocidade da roda exterior aumentará permitindo que o veículo curve melhor. Apesar de este sistema não necessitar de componentes adicionais para o seu acionamento que contribuem para o aumento da massa e custo total do veículo, apresentam desvantagens para a utilização em veículos de competição ou desportivos, onde a condução é agressiva, pois, se o sistema for constantemente acionado, a temperatura dos travões irá aumentar demasiado, levando à diminuição da eficiência de travagem e controlo deste sistema. Além, de que a aplicação do travão, simultaneamente com a tentativa de aplicar o acelerador poderá não ser a forma mais rápida de descrever uma

curva. Na Figura 8 estão apresentados os dois sistemas de controlo e são referidos alguns dos sistemas existentes no mercado automóvel. [12]



Figura 8 – *Torque Vectoring* vs Controlo de Travagem Lateral [14]

2.3. Controlo de Estabilidade Eletrónico

Desde 1995, data em que o controlo de estabilidade eletrónico foi introduzido como um sistema de segurança ativa nos veículos, que os acidentes rodoviários diminuíram bastante, sendo considerado um dos maiores avanços em termos de segurança desde a implementação do cinto de segurança. Os sistemas *Torque Vectoring* não surgem com o objetivo de substituir o controlo de estabilidade eletrónico, pois em situações de maior desequilíbrio e emergência, a distribuição de binário, *Torque Vectoring*, deixa de estar em funcionamento para ser acionado o controlo de estabilidade eletrónico através do uso de travão (e alguns veículos, corte na ignição ou injeção) para assim reduzir a velocidade e minimizar a probabilidade de perda de controlo do veículo em situações de escorregamento [15].

Este sistema apesar de trazer enormes benefícios para a segurança rodoviária, tem uma influência negativa na performance longitudinal do veículo, assim como no consumo de combustível [16].

O desenvolvimento de sistemas de controlo de distribuição de binário através de diferenciais serve como alternativa para compensar as limitações dos sistemas que têm como base de funcionamento o travão. Os objetivos de controlar a estabilidade, prevenir capotamento e controlar a tração são atingidos sem comprometer a performance longitudinal, sendo ainda otimizada a capacidade de curva do veículo. [2]

2.4. Differential Steering

Muitas vezes a chave do sucesso e da evolução para o futuro está em inovações do passado, e este princípio de funcionamento é mais um exemplo desta afirmação.

Differential steering é o termo utilizado para descrever os sistemas que permitem ao veículo mudar de direção ao aplicar mais binário a uma das lagartas ou a uma das rodas.

Tal como nos diferenciais com *Torque Vectoring* a diferença de binário ou de forças entre os dois lados permite alterar a dinâmica do veículo em curva ou como nos veículos com *differential steering* até mesmo alterar a direção. [17] [18] A equação (2.1) demonstra o momento criado no centro do veículo da Figura 9 devido às forças aplicadas na roda direita, F_R , e roda esquerda, F_L , serem desiguais. Considerando que distância entre a aplicação das forças é igual a dois lados e metade da largura de vias, tr .

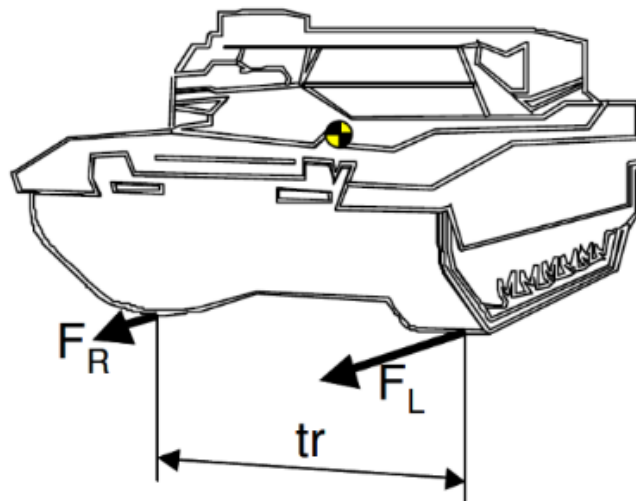


Figura 9 – Força desigual entre lagartas de um Tanque [18]

$$\sum M = \frac{tr}{2} * (F_L - F_R) \quad (2.1)$$

A 2ª Guerra Mundial trouxe enormes avanços relativamente aos sistemas de direção utilizados em tanques como o da Figura 10, porém a introdução destes sistemas surge antes da 1ª Guerra Mundial em veículos de trabalho de agricultura que utilizam lagartas [19].



Figura 10 - Exemplo de Tanque de Guerra que utiliza *Diferential Steering* [19]

Os mecanismos utilizados podem funcionar através de embraiagens, aplicação de travão, diferenciais com engrenagens, sistemas hidráulicos, elétricos ou até manuais, como a cadeira de rodas.

2.5. Sistemas existentes no mercado

Os fabricantes de sistemas de diferenciais com *Torque Vectoring* mais reconhecidos no mercado são a Mitsubishi®, a Audi®, a Lexus®, a Honda®, entre outros. Apesar do objetivo e princípio de funcionamento ser o mesmo, existem diferentes abordagens adotadas pelos fabricantes.









Na Tabela 1 são apresentados alguns dos sistemas existentes no mercado com referência aos seus fabricantes e aos veículos equipados com os mesmos sistemas.

Tabela 1 – Sistemas existentes no mercado [14]

Brand Name	Active Differential	Active Braking	Year	AWD Vendor	Cars
AYC (Active Yaw Control)	✓		1994	Mitsubishi	Evolution 2 modified, Evolution 4 – Evolution 7, Galant VR4, Legnum
S-AYC	✓	✓	2003	Mitsubishi	Evolution 8, Evolution 9
SH-AWD	✓		2005	Honda / Borg Warner	Acura RL and other Acuras
S-AWC	✓	✓	2006	Mitsubishi	Evolution X, 2010 Outlander GT
Torque Vectoring	✓		2007	Ricardo (UK)	Audi B8 S4 (single prototype / technology demonstrator)
ZF Vector Drive	✓		2008	ZF (Germany) / GKN Driveline (UK) ⓘ	<ul style="list-style-type: none"> • Audi A4, A5, A6, Q5 • BMW X3M, X5, X5M • Not confirmed: Cayenne, VW Phaeton, Touareg, Bentley Continental
PTV		✓	2009		Porsche 997, 911

Na Tabela 2 são apresentados alguns dos veículos que incorporam sistemas de *Torque Vectoring*, sejam do tipo *Active Differential* ou *Active Braking* e aplicados no eixo da frente, no eixo de trás ou nos dois em simultâneo.

Tabela 2 – Veículos que incorporam sistemas de *Torque Vectoring* [14]

	Year	Supplier	Brand	Front Axle		Active Center Differential	Rear Axle	
				Active Differential	Active Braking		Active Differential	Active Braking
Mitsubishi EVO II, modified for WRC	1994	Mitsubishi	Mitsubishi				✓	
Mitsubishi EVO IVX  	1996	Mitsubishi	Super-All Wheel Control		✓	✓	✓	✓
Acura RL, MDX, RDX	2005	Honda	SH-AWD				✓	
Audi A4, A5, S4, S5, Q5  	2008	ZF	Active Sport Differential				✓	
BMW X5, X6M, X5M 	2008	ZF	Vector Drive				✓	
M-Benz S63, S65 	2009	M-Benz	Torque Vectoring Brake system		✓			✓
Mitsubishi Outlander GT	2009	Mitsubishi	Super-All Wheel Control	✓		✓		✓
Porsche 911 Turbo 	2009	Porsche	Porsche Torque Vectoring					✓
Porsche Cayenne (not confirmed)	2009	ZF	Vector Drive				✓	
Range Rover Sport HSE 	2009	ZF	Permanent 4WD			✓	✓	

Neste subcapítulo são apresentados alguns sistemas existentes no mercado e os seus princípios de funcionamento. Após a análise dos diversos sistemas, será escolhido o sistema de referência para o projeto.

2.5.1. Sistema de referência

Segundo Jaafari, [16], o sistema da Audi[®] e da Mitsubishi[®] AYC apresentam resultados de performance semelhantes. Porém o estudo de sistemas *Torque Vectoring* é aprofundado por Sawase [20], através da análise de diagramas de velocidade, conforme os utilizados no estudo das caixas de velocidades automáticas onde é possível visualizar as velocidades de rotação de cada elemento (eixo vertical) e facilita a dedução das relações entre os elementos e os seus binários (eixo horizontal).

Considerando um sistema de *Torque Vectoring* de uma via, ou seja, que apenas transfere binário de uma roda para a outra (neste caso, da roda esquerda para a roda direita) através de embraiagens, são definidos 4 elementos do sistema: “L” (*Left* – Roda esquerda), “I” (*Input* – Entrada de movimento), “R” (*Right* – Roda direita) e “HS1” (incremento de velocidade). O número de variações possíveis para o sistema de *Torque Vectoring*, considerando 3 opções para o elemento que transfere binário (“L”, “I” ou “R”), 2 opções para o elemento que recebe binário (um dos 2 elementos que sobram), 2 opções para a velocidade de “HS1” (aumento ou redução) e que a velocidade do elemento “L” tem de ser superior à do elemento “R” para que exista transferência de binário, é de 6, conforme indicado na Tabela 3 e Figura 11. O incremento de velocidade “HS1” ocorre através do acionamento da embraiagem “C1”, que serve como elemento de ligação entre o elemento que transfere e o elemento que recebe movimento. Representado com a letra “C”, o porta-satélites do conjunto de planetários está fixo na estrutura do diferencial e tem velocidade nula, servindo como elemento de ligação

entre os planetários do mecanismo de incremento de velocidade “HS1” e o elemento que recebe movimento.

Tabela 3 - Variações de sistemas *Torque Vectoring* [20]

Type	Transceiver element	Receiver element	Speed increase or decrease
IH-O	Input of differential (point I)	Output of differential (point R)	High (speed increase)
OH-I	Output of differential (point L)	Input of differential (point I)	High (speed increase)
OH-O	Output of differential (point L)	Output of differential (point R)	High (speed increase)
O-IL	Output of differential (point L)	Input of differential (point I)	Low (speed decrease)
I-OL	Input of differential (point I)	Output of differential (point R)	Low (speed decrease)
O-OL	Output of differential (point L)	Output of differential (point R)	Low (speed decrease)

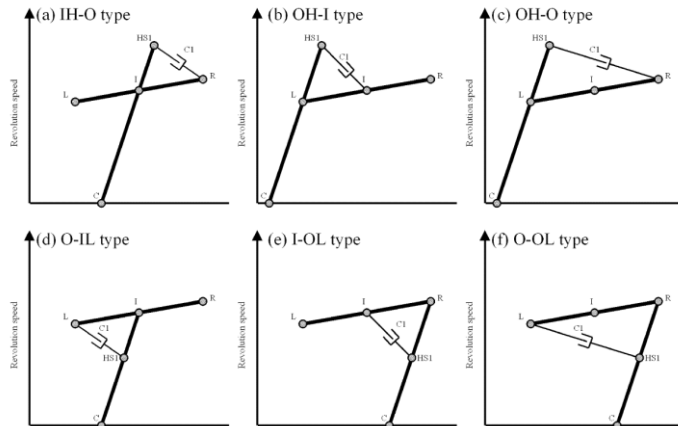


Figura 11 - Variações de sistemas *Torque Vectoring* (2) [20]

Conforme Sawase [20] refere, os sistemas dos tipos OH-O e O-OL têm as menores perdas de energia e esses valores são obtidos através das equações apresentadas na Tabela 4 e dependem da diferença da velocidade entre rodas, S , diferença máxima de velocidade entre rodas, S_{\max} , e diferença de binário entre rodas, ΔT . A equação de perdas de energia, E_{LOSS} é igual para todos os sistemas, sendo a eficiência teoricamente igual em todos os sistemas, porém na prática depende da estrutura dos mecanismos utilizados, mais especificamente, da capacidade de binário transmitido pelas embraiagens, T_{C1} , e diferença de velocidades entre os discos de embraiagem (escorregamento na fase transiente), ΔS_{C1} . [20]

Tabela 4 – Equações Sistemas *Torque Vectoring* [20]

Type	T_{C1}	ΔS_{C1}	E_{LOSS}
IH-O	ΔT	$S_{\max} - S$	$(S_{\max} - S) \Delta T$
OH-I	$(1 - S_{\max}) \Delta T$	$\frac{S_{\max} - S}{1 - S_{\max}}$	$(S_{\max} - S) \Delta T$
OH-O	$\frac{1 - S_{\max}}{2} \Delta T$	$\frac{2(S_{\max} - S)}{1 - S_{\max}}$	$(S_{\max} - S) \Delta T$
O-IL	ΔT	$S_{\max} - S$	$(S_{\max} - S) \Delta T$
I-OL	$(1 + S_{\max}) \Delta T$	$\frac{S_{\max} - S}{1 + S_{\max}}$	$(S_{\max} - S) \Delta T$
O-OL	$\frac{1 + S_{\max}}{2} \Delta T$	$\frac{2(S_{\max} - S)}{1 + S_{\max}}$	$(S_{\max} - S) \Delta T$
Brake	$S_{\max} \Delta T$	$\frac{S_{\max} - S}{S_{\max}}$	$(S_{\max} - S) \Delta T$

Na Figura 12 e Figura 13 estão representados os diagramas esquemáticos e de velocidade do sistema OH-O e O-OL, respetivamente. Nestes diagramas é ainda possível visualizar a variação de binário que ocorre nos elementos quando “C1” é acionada.

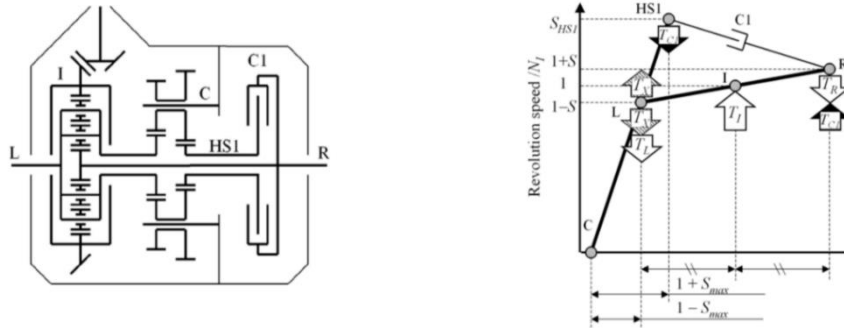


Figura 12 - Diagramas Sistema OH-O [20]

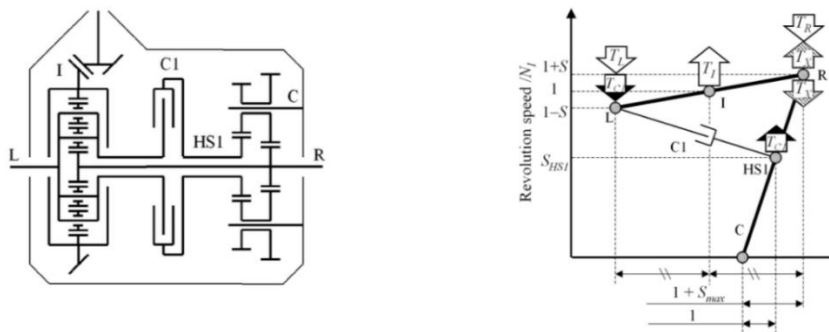


Figura 13 – Diagramas Sistema O-OL [20]

Outro estudo realizado por Sawase [21], apresenta alguns dos sistemas existentes e compara-os na Tabela 5, onde os sistemas da Mitsubishi® apresentam os melhores resultados. Os dois sistemas da marca japonesa apresentam resultados excelentes em termos de controlabilidade e energia dissipada. O sistema S-AYC (do tipo O-OH) é uma evolução do sistema AYC (do tipo IH-O), e as alterações no diferencial e conjunto de planetários (mecanismo de aumento/redução de velocidade) permitiram, para a mesma transmissão de binário de *torque vectoring* requerida e sem alterar as características das embraiagens, diminuir a necessidade de valores elevados de T_{C1} , ou seja, capacidade da embraiagem. [21]

Tabela 5 – Comparação entre sistemas de *Torque Vectoring* existentes [21]

System	① MITSUBISHI AYC	② MITSUBISHI Super AYC TM	③ HONDA ATTS TM	④ MAGNA MDT-II SM	④ RICARDO Torque Vectoring Differential SM
Schematic					
	CL: Controlled for torque vectoring to left shaft CR: Controlled for torque vectoring to right shaft	CL: Controlled for torque vectoring to left shaft CR: Controlled for torque vectoring to right shaft	BL: Controlled for torque vectoring to right shaft BR: Controlled for torque vectoring to left shaft	BL: Controlled for torque vectoring to right shaft BR: Controlled for torque vectoring to left shaft	CL: Engaged for torque vectoring to left shaft CR: Engaged for torque vectoring to right shaft B: Controls vectored torque
Velocity diagram					
Clutch capacity	Large	Medium	Small	Small	Small
Clutch speed difference	Small	Medium	Large	Large	Large
Energy losses	Small	Small	Small	Small	Small
Controllability	High	High	Middle	Middle	Low

Mediante o exposto, o sistema S-AYC da Mitsubishi[®] do tipo OH-O apresenta as melhores características e resultados para um diferencial com *Torque Vectoring*, por conseguinte servirá como referência para o desenvolvimento de um diferencial para o veículo de *Formula Student*.

De forma a explicar melhor o sistema S-AYC é utilizado o diagrama de velocidade da Figura 14. A letra “I” representa a entrada de movimento no diferencial, ou seja, a *cloche*. “R” e “L” são as saídas para a roda direita e esquerda, respetivamente, e têm igual relação, o que significa que rodam com a mesma velocidade mas em direções opostas. O mecanismo de aumento/redução de velocidade, constituído por um conjunto de planetários, é representado pela linha de “B” a “A”. “B” é a relação de redução de velocidade e “A” é a relação de aumento de velocidade, estando este mecanismo conectado à saída para a roda esquerda. A embraiagem “CR” está conectada a “A” e “R” e a embraiagem “CL” está conectada a “B” e “R”.

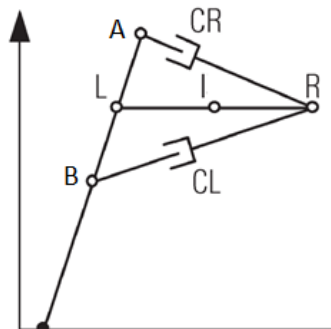


Figura 14 - Diagrama de velocidade S-AYC [21]

Durante uma curva as velocidades das duas rodas variam, porém, quando uma das embraiagens é acionada a velocidade das rodas irão sofrer maior alteração. Se a velocidade da roda direita “R” é inferior a “A” (e superior a “B”) e o objetivo é a transferência de binário da roda “L” para a roda “R” é acionada a embraiagem “CR”. Do mesmo modo que se o objetivo é a transferência de binário da roda “R” para a roda “L” é acionada a embraiagem “CL”.

Porém nos casos em que a roda “R” tem velocidade igual ou superior a “A” ou velocidade igual ou inferior a “B”, acionar qualquer uma das embraiagens irá reduzir ou aumentar a velocidade da roda direita “R”, respetivamente, podendo não ocorrer transferência de binário no sentido desejado, conforme descrito na Tabela 6.

Tabela 6 - Controlo das embraiagens em diferentes casos [2]

Sentido Transferência de binário desejado	Estado das Velocidades das Rodas				
	“R” < “B”	“R” = “B”	Normal “R” > “B” e “R” < “A”	“R” = “A”	“R” > “A”
“L” para “R”	Embraiagem Esquerda	Embraiagem Direita	Embraiagem Direita	Nenhuma	Nenhuma
“R” para “L”	Nenhuma	Nenhuma	Embraiagem Esquerda	Embraiagem Esquerda	Embraiagem Direita

2.5.2. Audi® - Active Sport Differential

A Audi® elevou a performance dinâmica dos seus veículos com o sistema *Active Sport Differential* da Figura 15, melhorando a agilidade, prazer de condução e segurança ativa.

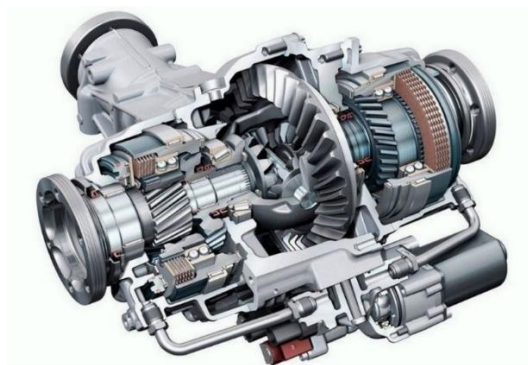


Figura 15 –Audi® Active Sport Differential [22]

O funcionamento do sistema é obtido através do uso de duas unidades simétricas, disposta uma em cada lado do diferencial traseiro. As unidades representadas na Figura 16, têm o nome de *superimposition unit*, e se o seu atuador não for ativado, o sistema funciona da mesma forma que um diferencial aberto.

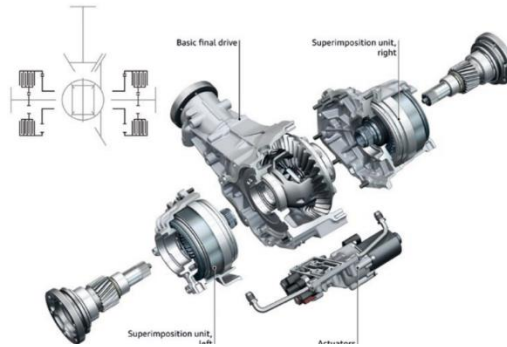


Figura 16 –Componentes Sistema Audi® Active Sport Differential [23]

O sistema de engrenagens existente nesta unidade é uma novidade neste tipo de aplicações. Cada unidade é constituída por 2 pares de engrenagens, criando uma relação final entre elas que permite um aumento de velocidade e binário quando é ativado. Na Figura 17 está representada em detalhe a unidade, em que a *sunwheel* é a entrada de movimento pois está conectada à *cloche* do diferencial e a saída de movimento para as rodas é feita através da *flange shaft*. Numa primeira relação, o movimento é transmitido para a *ring gear*, sendo em seguida, através dos discos de embraiagens pressionados, quando o sistema é acionado, transmitido da engrenagem *hub* para a *flange shaft*.

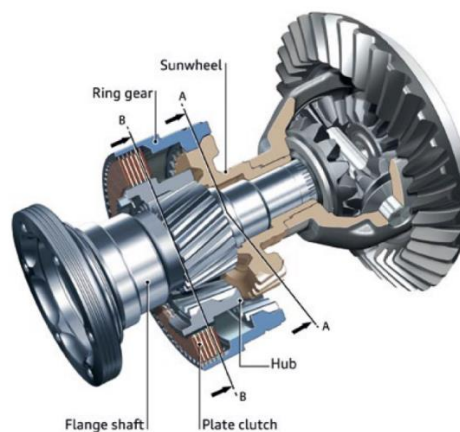


Figura 17 –*Superimposition unit* - Audi® Active Sport Differential [23]

O binário que não é desviado na *cloche* do diferencial é transmitido de forma semelhante para as duas rodas traseiras, como num diferencial convencional. O lado do atuador ativo garante, assim, mais binário, mas também maior velocidade da roda em relação ao outro lado, permitindo realizar a função de *Torque Vectoring*. [23]

2.5.3. Mitsubishi® AYC e S-AYC

A Mitsubishi® foi dos primeiros fabricantes a desenvolver um sistema de *Torque Vectoring*, que consegue controlar as forças de aceleração e travagem entre as rodas do lado esquerdo e as do lado direito, para posteriormente, através de um diferencial sofisticado, direcionar o binário para cada roda de acordo com o valor necessário e as circunstâncias.

Este sistema foi introduzido nos veículos de competição de ralis da marca japonesa e além do diferencial traseiro que permite a distribuição de binário entre rodas do mesmo eixo, os veículos são equipados com um diferencial central ativo (ACD) que permite a distribuição de binário entre o eixo da frente e o eixo de trás, promovendo um balanço melhor entre tração e resposta ao ângulo de direção imposto pelo condutor, garantindo maior segurança e eficácia. Este sistema utilizado em veículos de tração nas 4 rodas é o *S-AWC (Super All Wheel Control)*. [24]

O sistema *AYC* é constituído por um diferencial de engrenagens cónicas, que funciona como um diferencial normal quando o sistema não é acionado, permitindo diferenciar as rotações das rodas durante a descrição de uma curva. Um conjunto de embraiagens sujeitas a pressão hidráulica quando o sistema é acionado permite o aumento ou redução de binário numa determinada roda em relação à outra, ao contrário do sistema enunciado anteriormente (*Audi® Active Sport Differential*) e outros, em que a distribuição de binário é realizada através do aumento de binário no lado pretendido. Este aumento/redução de binário é realizado através de um conjunto de planetários com diferentes relações que permite aumentar ou reduzir o binário, resultando ainda num aumento ou redução de velocidade numa roda em relação à outra.

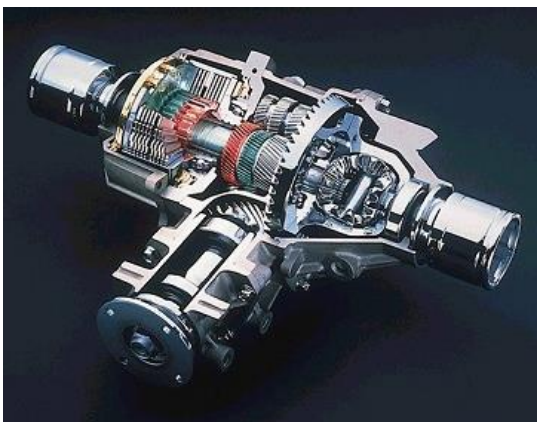


Figura 18 – AYC [25] e S-AYC [26]

O sistema *S-AYC* é uma evolução do sistema *AYC*, com a passagem do diferencial de engrenagens cônicas para um de engrenagens paralelas, ou de planetários (Ver Figura 18). A decisão de substituir o sistema anterior (*AYC*) de *bevel gears*, por o novo sistema de planetários (*Super AYC*) permitiu além de reduzir peso, trazer alterações significativas em termos de transferência de binário (Figura 19) [27]:

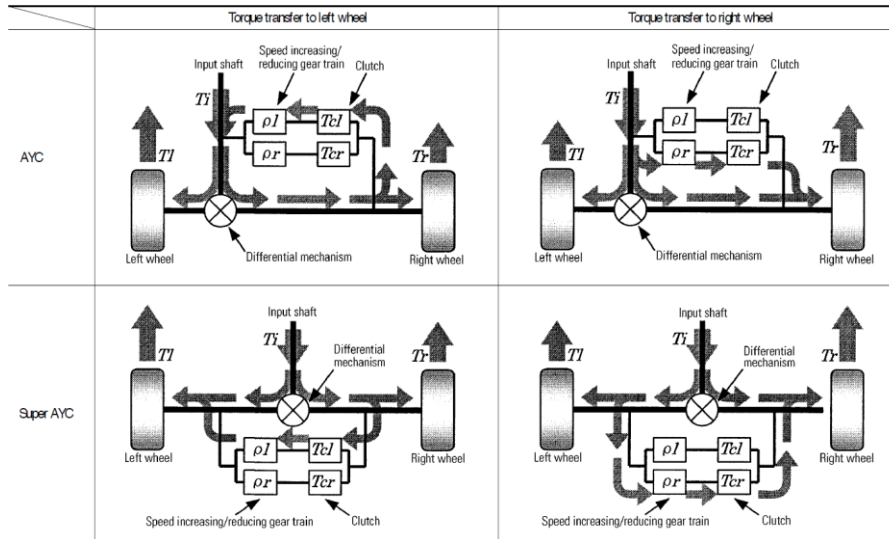


Figura 19 - Comparação transferência de binário *AYC* vs *S-AYC* [27]

A evolução do sistema da Mitsubishi® teve como objetivo principal o aumento da quantidade de binário transferido quando o sistema é acionado, sem alterar a secção das embraiagens e a maior parte dos componentes do conjunto de planetários para não aumentar as suas dimensões ou a necessidade de fabricar novos componentes. O sistema anterior (*AYC*) é do tipo *case-to-shaft*, estando a engrenagem de entrada no conjunto de planetários conectada à entrada do diferencial, ao contrário do sistema *S-AYC*, do tipo *shaft-to-shaft* que engrena a engrenagem de entrada no conjunto de planetários à mesma engrenagem do semi-eixo esquerdo.

Essa diferença altera a forma como o binário é transmitido e o relacionamento entre o binário do semi-eixo direito, T_{rr} , e esquerdo, T_{rl} , quando uma das embraiagens é acionada.

As equações de binário do sistema *AYC* quando a embraiagem esquerda, T_{cl} , é ativada são:

$$T_{rl} = \frac{1}{2} * (T_e + \rho_L * T_{cl}) \quad (2.2)$$

$$T_{rr} = \frac{1}{2} * (T_e + \rho_L * T_{cl}) - T_{cl} \quad (2.3)$$

$$\Delta T = T_{rl} - T_{rr} = T_{cl} \quad (2.4)$$

Quando a embraiagem direita, T_{cr} , é ativada:

$$T_{rl} = \frac{1}{2} * (T_e - \rho_R * T_{cr}) \quad (2.5)$$

$$T_{rr} = \frac{1}{2} * (T_e - \rho_R * T_{cr}) + T_{cr} \quad (2.6)$$

$$\Delta T = T_{rr} - T_{rl} = T_{cr} \quad (2.7)$$

A diferença entre binários nas rodas, ΔT , é dada pelo binário transmitido pelas embraiagens.

As equações de binário do sistema *S-AYC* quando a embraiagem esquerda, T_{cl} , é ativada são:

$$T_{rl} = \frac{1}{2} * T_e + \rho_L * T_{cl} \quad (2.8)$$

$$T_{rr} = \frac{1}{2} * T_e - T_{cl} \quad (2.9)$$

$$\Delta T = T_{rl} - T_{rr} = (\rho_L + 1) * T_{cl} \quad (2.10)$$

Quando a embraiagem direita, T_{cr} , é ativada:

$$T_{rl} = \frac{1}{2} * T_e - \rho_R * T_{cr} \quad (2.11)$$

$$T_{rr} = \frac{1}{2} * T_e + T_{cr} \quad (2.12)$$

$$\Delta T = T_{rl} - T_{rr} = (\rho_R + 1) * T_{cr} \quad (2.13)$$

Em ambos os casos a diferença entre binários das rodas, ΔT , não é influenciada pelo binário de entrada no diferencial, T_e , porém, neste sistema é influenciada pela relação do conjunto de planetários do mecanismo de aumento, ρ_R , ou redução, ρ_L , de velocidade, permitindo uma diferença maior e uma quantidade de binário transferido maior.

Esta é mais uma das razões pela qual o sistema *S-AYC* é tido como referência e o sistema de engrenagens paralelas é utilizado para o diferencial.

Nos dois sistemas a embraiagem esquerda, T_{cl} , é conectada à relação de redução de velocidade, ρ_L , do conjunto de planetários e quando acionada fará com que a roda direita rode com menos velocidade em relação à roda esquerda. A embraiagem direita, T_{cr} , é conectada à relação de aumento de velocidade, ρ_R , do conjunto de planetários e quando acionada fará com que a roda direita rode com mais velocidade em relação à roda esquerda.

2.5.4. Honda SH-AWD®

Pode-se afirmar que o sistema da Honda® SH-AWD (Figura 20) é uma versão atualizada do sistema ATTS, desenvolvido pela Honda® nos anos 90 para corrigir os problemas de subviragem que aconteciam nos carros de tração dianteira da marca japonesa. [28]



Figura 20 –SH-AWD [29]

Desenvolvido para veículos de tração nas 4 rodas, o SH-AWD utiliza um conjunto de planetários e embraiagens controladas electromagneticamente para cada roda traseira. (Ver Figura 21)

O conjunto de planetários permite diferentes relações de velocidade entre a entrada de movimento e a saída, ou seja, dependendo das engrenagens existentes e da relação entre elas, a saída de movimento poderá rodar com uma velocidade superior à entrada. No SH-AWD, se a embraiagem estiver totalmente acionada, a roda traseira irá rodar 1.7% mais rápido que a entrada de movimento, o eixo da frente. O tamanho das embraiagens necessário e o esforço a que estão sujeitas também são mais reduzidos, pois o binário que as embraiagens conseguem transmitir é multiplicado pela relação de transmissão do conjunto de planetários, conseguindo atingir o valor de binário de saída para as rodas de trás requerido. [29]

Como existe um conjunto de planetários e uma embraiagem controlada separadamente para cada roda traseira, a função de *Torque Vectoring* é possível.

A unidade RDU do sistema inclui ainda um acelerador, que funciona como um diferencial central, constituído por um conjunto de planetários que permite aumentar a percentagem de velocidade das rodas traseiras em relação às da frente, melhorando as características

dinâmicas do veículo em curva. Este aumento permite que maior percentagem de binário seja transferida para o eixo de trás. [30]

Nos sistemas mais recentes é incorporada mais uma relação de transmissão para permitir um aumento superior da diferença de velocidades e facilitar o comportamento do veículo em situações de curvas mais apertadas. [31]

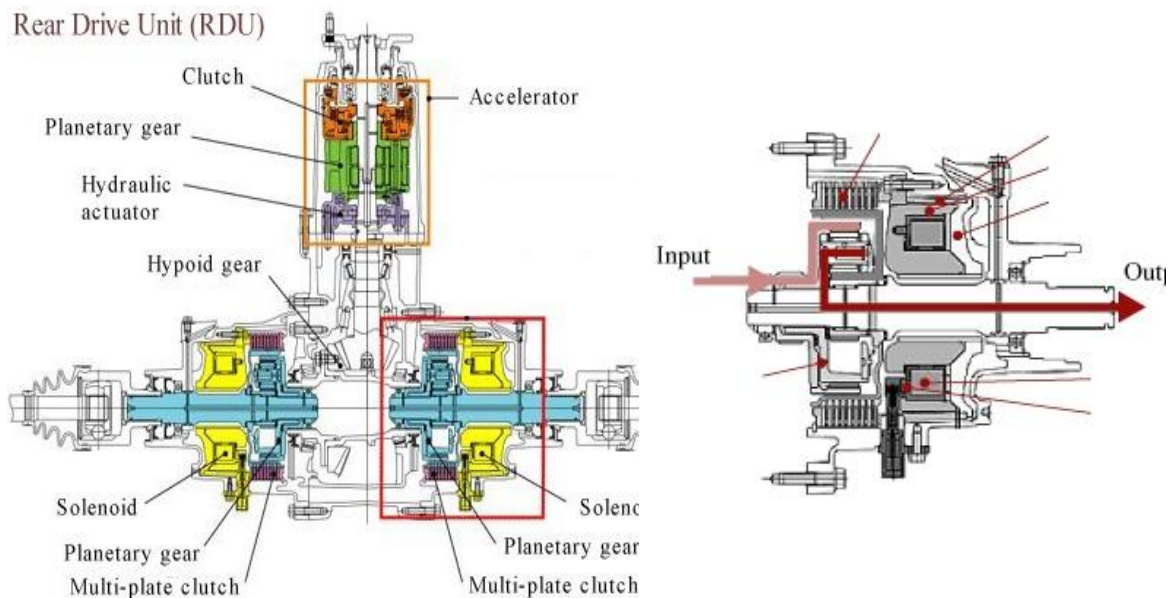


Figura 21 – Esquema - SH-AWD [31]

2.5.5. Lexus®

O objetivo do Sistema *Torque Vectoring* desenvolvido pela Lexus® é semelhante aos restantes apresentados e na Figura 22 estão representadas as diferentes fases de atuação do sistema: [32]

- **Entrada em curva:** Durante uma desaceleração em entrada em curva, devido ao sentido de o binário ser inverso ao do movimento do veículo, a embraiagem da roda interior à curva é acionada, transferindo assim maior binário da roda exterior para a interior, criando um momento de *yaw* que permite uma melhor entrada em curva.
- **Durante a curva:** A embraiagem do lado interior é desativada e a embraiagem do exterior é ativada. O aumento de binário na roda exterior pode fazer com que as forças que atuam nos pneus tenham sentidos opostos, aumentando ainda mais o *yaw*, mesmo que rodem no mesmo sentido.

- **Saída da curva:** Durante aceleração, até que o veículo esteja em linha reta e o binário volte a ser distribuído de igual forma, a embraiagem do lado exterior à curva continua ativa, de forma a manter o valor de *yaw* desejado.

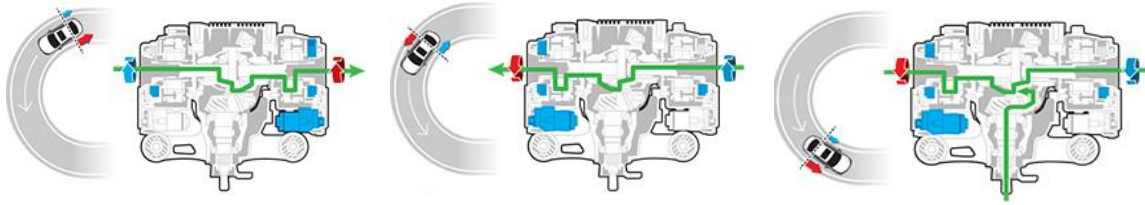


Figura 22 – Entrada em curva, Meio da curva e Saída da Curva com TVD [32]

Apesar do princípio do diferencial da Lexus®, apresentado na Figura 23, ser o mesmo de outros fabricantes com a Audi® e a Honda®, ao utilizar embraiagens de discos múltiplos e conjunto de planetários para o aumento de binário e velocidade em cada um dos lados do diferencial, a ativação das embraiagens é feita com recurso a um motor elétrico. O motor elétrico roda um conjunto de engrenagens até um atuador com *comes*, que por sua vez irá controlar a pressão aplicada nas embraiagens conforme a posição da *came*. [33]



Figura 23 – Torque Vectoring Lexus® [34]

2.5.6. GKN e-Twinster®

Com um sistema de *Torque Vectoring*, os veículos elétricos e híbridos podem usufruir das mesmas vantagens dos veículos de combustão interna em termos de performance dinâmica.

A empresa GKN Automotive® foi pioneira no desenvolvimento de sistemas *Torque Vectoring* para veículos elétricos, melhorando a performance dos veículos em estrada e situações de fora-de-estrada (*Offroad*) através do aproveitamento da tração existente em curva e em condições de pouca aderência.

O e-Twinster® é constituído por duas partes: *Power Transfer Unit* (PTU) e *Rear Drive Module* (RDM). PTU situa-se no eixo e a sua função é a de transmitir a potência para o veio de transmissão central. O RDM, representado na Figura 24, consiste em duas embraiagens de discos múltiplos, uma para cada roda do eixo traseiro. A pressão a que as embraiagens estarão sujeitas influenciará a quantidade de binário transmitido para o eixo traseiro, neste sistema, se as embraiagens forem totalmente comprimidas, 70% do binário irá para as rodas traseiras. Desconetando completamente as duas embraiagens, o veículo reverte totalmente para um veículo de tração à frente para otimizar os consumos de energia, mas também para não sobreaquecer e desgastar em demasia os discos de embraiagem.

A função de *Torque Vectoring* é conseguida com uma maior pressão de aperto de uma embraiagem em relação à outra. Se uma embraiagem for totalmente acionada e a outra estiver completamente livre, o binário disponível para o eixo de trás irá apenas para uma das rodas, permitindo um efeito de *Torque Vectoring* bastante significativo.[31]



Figura 24 – RDM - GKN e-Twinster® [35]

3. Introdução ao Projeto

Neste capítulo de acordo com o veículo utilizado e tipo de provas onde compete, serão analisados os requisitos e as restrições impostas pelo espaço disponível. Um estudo de dinâmica do veículo é realizado para a determinação de vários parâmetros importantes para o desenvolvimento e controlo do sistema. O capítulo é finalizado com a apresentação de possíveis soluções para os componentes elétricos e hidráulicos que complementam o sistema.

3.1. Restrições no veículo utilizado

Como referido anteriormente, a implementação deste projeto será feita num veículo de *Formula Student*, em que os principais requisitos são a necessidade de um veículo de dimensões reduzidas, nomeadamente distância entre eixos e largura entre vias, e tendo em conta o tipo de provas disputadas, reduzir a massa total do veículo deve ser o maior foco, sem afetar os requisitos mecânicos. Consequentemente os requisitos para o diferencial são os mesmos, massa e dimensões mínimas, sem comprometer a resistência mecânica.

O veículo é o T-14, apresentado na Figura 25, preparado para a competição de *Formula Student* da equipa FSIPLEiria.



Figura 25 - Fórmula T-14 da equipa FSIPLEiria [36]

A principal restrição imposta é espaço disponível no chassis do Fórmula T-14 da equipa do FSIPLEiria para a aplicação do diferencial, representado na Figura 26. Conforme o diferencial utilizado pela equipa (Figura 27), o novo diferencial deverá ser dimensionado

para ficar compreendido na secção mais atrás do chassis e com fixação ao mesmo através de apoios soldados.

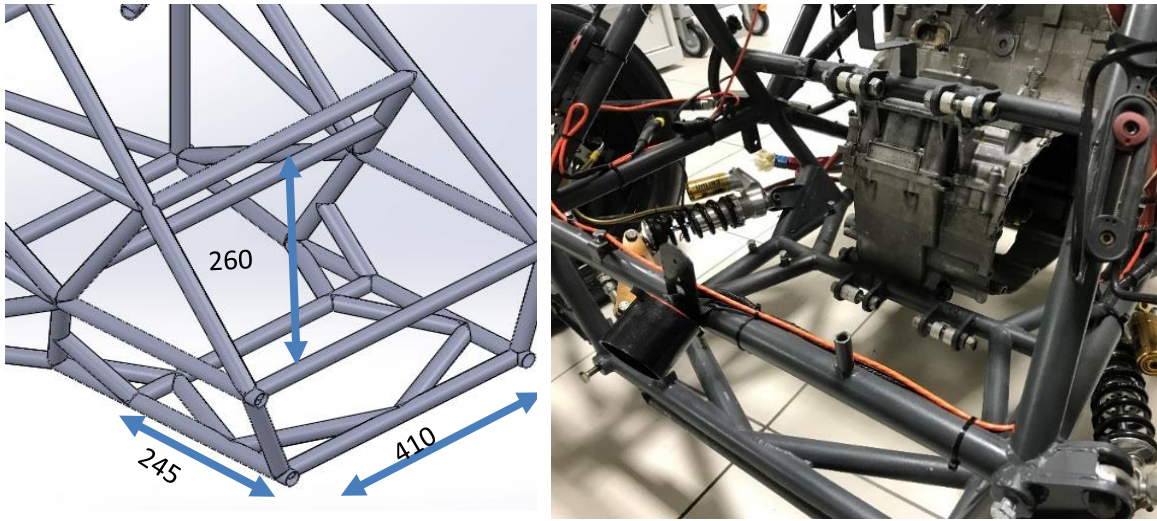


Figura 26 – Modelo 3D e Modelo Real - Espaço disponível Chassis T-14

O peso do diferencial utilizado atualmente é de 5,324 kg, incluindo o seu interior e *cloche*, descritos na Tabela 7. [5]

Tabela 7 - Peso do diferencial atual [5]

Weight (kg) of differential system (DT 3000)		
DT 3100	Large Casing Cover	1,910
DT 3110	Large Cover – Hub Att.	1,190
DT 3111	Large Cover (star)	1,088
DT 3112	O-ring	0,001
DT 3120	Sprocket – Hub Att.	0,720
DT 3121	Sprocket Hub	0,534
DT 3200	Casing	0,872
DT 3210	Casing Body	0,862
DT 3300	Inside	1,962
DT 3310	Clutch Pack	0,239
DT 3311	Clutch Plate (x6)	0,045
DT 3312	Clutch Disc (x4)	0,052
DT 3320	Gear system	1,484
DT 3321	Pressure Ring A	0,318
DT 3322	Pressure Ring B	0,318
DT 3323	Pinion Cross Shaft	0,196
DT 3324	Side Gear (x2)	0,194
DT 3325	Pinion Gear (x4)	0,066
DT 3400	Small Casing Cover	0,580
DT 3410	Small Cover	0,458
DT 3000	Total:	5,324

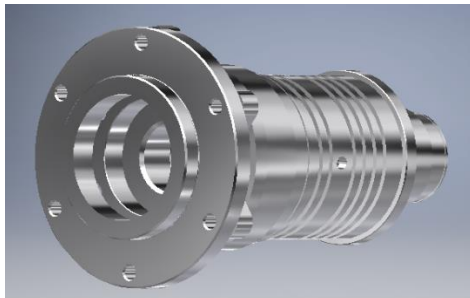


Figura 27 - Modelo 3D - Diferencial T-14

O motor utilizado (Figura 29) é de uma Suzuki® GSXR 600 com diversas alterações necessárias para o cumprimento do regulamento, assim como para a obtenção de mais performance, permitindo obter a curva de binário da Figura 28 e um binário máximo de 61,2 N.m às 9000 rpm e potência máxima de 95,3 Hp às 12000 rpm.

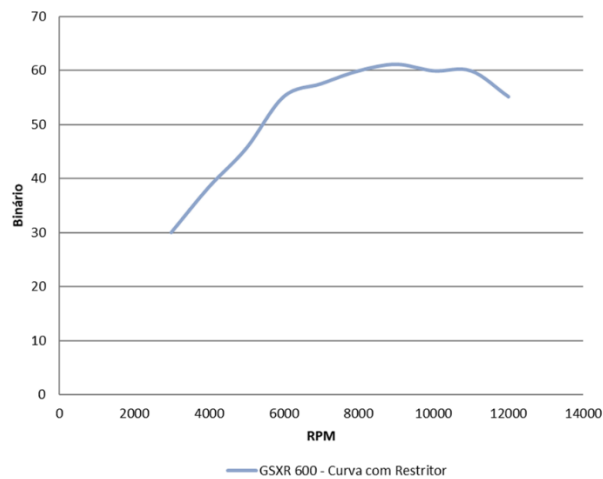


Figura 28 - Gráfico binário motor GSXR 600



Figura 29 - Motor Suzuki® GSXR 600 2004 [37]

A transmissão de binário e rotação para o diferencial é feita através de uma corrente que conecta o pinhão (saída de binário do motor) à roda de corrente (entrada de binário no diferencial). O pinhão dista 155 mm do plano médio longitudinal do motor. Considerando que o motor está situado ao centro do chassi do veículo, o conjunto pinhão-roda de corrente dista a mesma distância transversal de 155 mm, ao centro do veículo. Este valor servirá como referência para a posição do diferencial.

A implementação de um sistema como o S-AYC, em a entrada de binário no diferencial é feita por um lado e os restantes componentes do diferencial (mecanismo de aumento e redução e embraiagens) se situarem no outro lado, permite uma distribuição de massa mais eficaz, o que seria mais complicado de obter com o sistema da Audi®, por exemplo, pois o sistema é simétrico para ambos os lados do diferencial, e poderia ser bastante dificultado pelo espaço disponível.

3.2. Modelo do Veículo

Os cálculos para a simulação dinâmica do veículo e transferência de carga requerem valores de diversas dimensões e massas como as indicadas na Figura 30. Esses e outros dados necessários do veículo Fórmula T-14 encontram-se na Tabela 8.

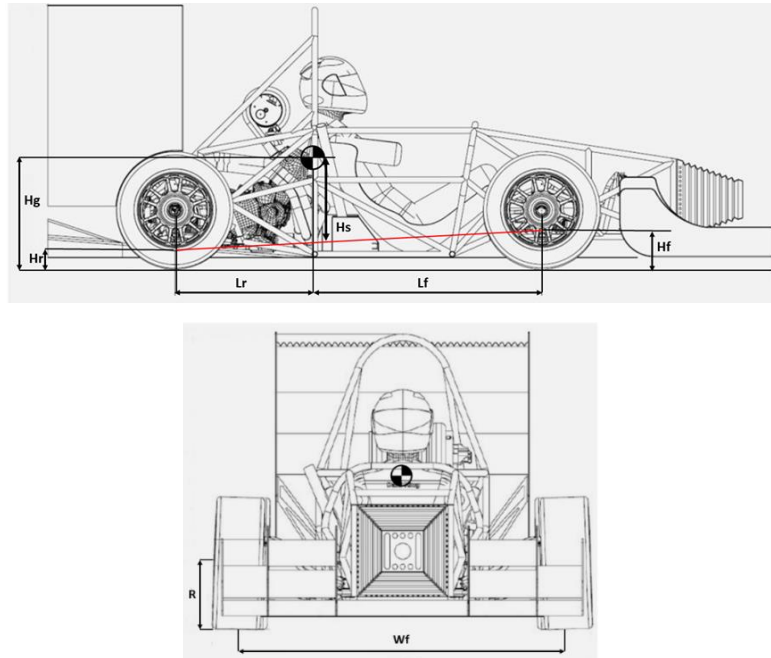


Figura 30 – Dimensões do Fórmula T-14

Tabela 8 - Dimensões Fórmula T-14

Designação	Símbolo	Valor	Unidades
Massa eixo frente	m_f	165	[kg]
Massa eixo trás	m_r	181	[kg]
Distância eixo frente – Centro gravidade	L_f	0.834	[m]
Distância eixo trás – Centro gravidade	L_r	0.760	[m]
Altura do Centro gravidade	H_g	0.2198	[m]
Largura de vias - Frente	W_f	1.276	[m]
Largura de vias - Trás	W_r	1.240	[m]
Rigidez em curva - Frente	K_f	15714	[N.m/rad]
Rigidez em curva - Trás	K_r	21429	[N.m/rad]
Altura Centro de Rotação – Frente	H_f	0.0868	[m]
Altura Centro de Rotação – Trás	H_r	0.0260	[m]
Diferença entre Altura Centro de Gravidade e Eixo de Rotação do Veículo	H_s	0.1648	[m]
Raio do pneu	R	0.255	[m]
Coefficiente de atrito Pneu – piso	μ	1	[-]

3.3.Provas FSAE®

Antes de dar início ao estudo da dinâmica do veículo e as influências que qualquer sistema pode ter no veículo, é necessário conhecer o tipo de provas que irá estar sujeito durante a competição. Para isso são apresentadas as provas dinâmicas realizadas na competição FSAE® [38] e será realizada uma análise aos dados obtidos durante uma prova do veículo de *Formula Student T-14* do IPLeiria.

3.3.1. Skidpad event

Este evento serve para medir a capacidade de curva do veículo em *steady state*. A pista, com as características da Figura 31, tem a forma de um “8” e é composta por dois círculos com os centros distanciados por 18.25 metros. O círculo interior tem 15.25 metros de diâmetro e a largura da via é de 3 metros em todo o percurso.

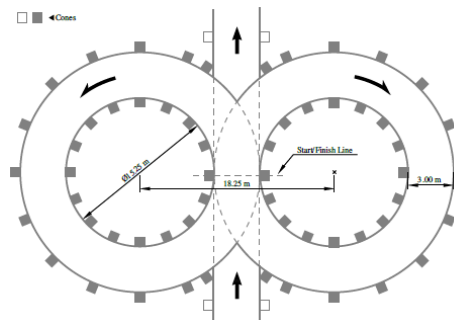


Figura 31 - Skidpad Track Layout [38]

3.3.2. Acceleration event

O percurso do evento de aceleração é uma linha reta com 75 metros de comprimento desde a linha de partida até à linha de chegada. A largura é no mínimo de 5 metros. Este evento destina-se a avaliar a capacidade de aceleração longitudinal. Deve se ter em conta as características dos pneus utilizados, potência efetiva nas rodas, velocidade utilizada e deve ser feito um controlo do *slip ratio*, de forma a manter a tração máxima.

3.3.3. Autocross event

O evento de *Autocross* testa a performance dinâmica do veículo durante o percurso de vários obstáculos. O percurso pode ter vários *layouts*, porém são respeitados os seguintes pontos:

- Retas: Menores que 80 metros;
- Curvas de raio constante: Até 50 metros de diâmetro;
- *Hairpin Turns*: Mínimo de 9 metros de diâmetro exterior;

- *Slaloms*: Cones numa linha reta espaçados entre 7.5 a 12 metros;
- Outros: Chicanes, curvas seguidas, curvas com raio variável, etc.;
- Largura mínima da pista é de 3 metros;
- O percurso deve ter menos de 1.5 km.

De acordo com Jabs, [39], a pista tem geralmente 805 metros de comprimento e as velocidades médias são de 40 a 48 km/h.

3.3.4. Endurance and Efficiency event

O *layout* de uma pista de endurance é uma volta a um circuito fechado com as seguintes características:

- Retas: Menores que 80 metros;
- Curvas de raio constante: Até 50 metros de diâmetro;
- *Hairpin Turns*: Mínimo de 9 metros de diâmetro exterior;
- *Slaloms*: Cones numa linha reta espaçados entre 9 a 15 metros;
- Outros: Chicanes, curvas seguidas, curvas com raio variável, etc.;
- Largura mínima da pista é de 3 metros;
- A distância de uma volta tem aproximadamente 1 km;
- A distância total da prova de endurance tem 22 km.

As velocidades médias são de 48 a 57 km/h e pode chegar a atingir velocidades da ordem de 105 km/h. [39]

3.3.5. Espectro de carga e Tempo de vida requerido

No dimensionamento do conjunto, tendo em conta a presença de diversos veios e rolamentos, é aconselhado o cálculo da resistência à fadiga para resultados realistas conforme os esforços que o diferencial está sujeito durante uma corrida. Para isso, através de dados reais adquiridos em situação de prova, retiram-se as informações acerca dos regimes de rotação para calcular o binário de saída do motor nas várias fases da corrida, considerando a curva de binário do motor da Figura 28. A Figura 32 representa o binário motor durante 2 voltas de uma prova.

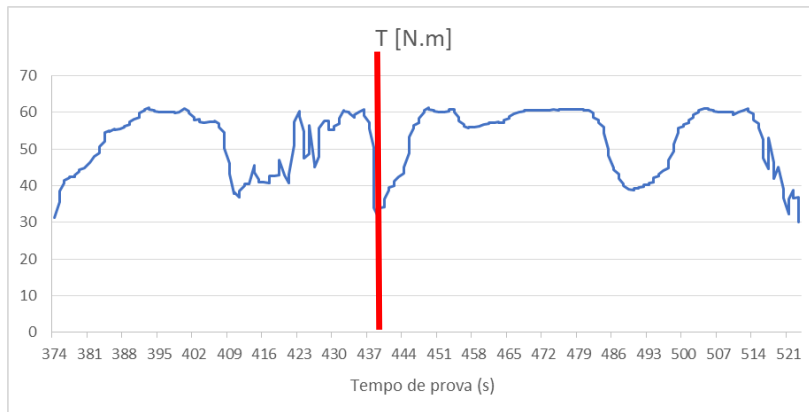


Figura 32 - Binário (motor) durante 2 voltas

Na definição dos esforços considerando espectro de carga é necessário saber a percentagem de tempo ou ciclos de cada regime, para isso são utilizados os valores obtidos durante a realização de 2 voltas a um determinado circuito. As situações consideradas são “Regime Muito Alto”, binário superior a 60 N.m, “Regime Alto”, binário entre 55 e 60 N.m, “Regime Intermédio”, binário entre 45 e 55 N.m e “Baixo Regime”, com valores de binário inferiores a 45 N.m. As percentagens correspondentes a cada regime são indicadas no gráfico da Figura 33.

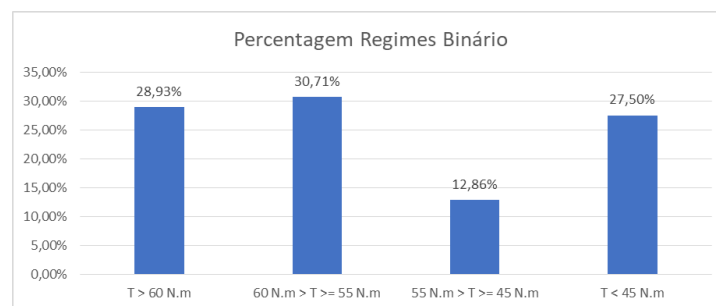


Figura 33 - Percentagem Regimes Binário

Contudo, o valor de binário que é relevante para os cálculos é o que chega à roda de corrente depois de transmitido pela relação de transmissão da velocidade engrenada, sendo necessário determinar qual a velocidade engrenada durante as várias fases. O resultado obtido, determinado pela média de valores de velocidade engrenada em cada regime, é que a 3ª velocidade é a mais utilizada durante qualquer um dos 4 regimes considerados. A relação de transmissão entre o motor e a roda de corrente é de 12.68, considerando a relação existente na cambota, a relação da 3ª velocidade e a relação do pinhão e roda de corrente.

A rotação também é um parâmetro requerido e é determinado pela média de valores obtidos durante cada regime. Os valores obtidos foram de 9102.68 rpm, 7024.01 rpm, 5433.58 rpm e 4270.39 rpm, para o “Regime Muito Alto”, “Regime Alto”, “Regime Intermédio” e “Baixo

Regime”, respetivamente. A estes valores é necessário dividir a relação de transmissão de 12.68 para obter a rotação à entrada do diferencial.

O tempo de vida atribuído é de 200 horas de utilização para os diversos componentes a dimensionar, considerando que o sistema será utilizado durante 2 épocas e serão disputadas 3 provas em cada uma das épocas. Para a preparação das provas é considerado 1 teste pré-época antes de cada época, 1 teste antes de cada prova e são, ainda, considerados testes em banco de ensaio. A quantidade de eventos e o número de horas de cada evento, que resultam num total de 200 horas, são apresentados na Tabela 9.

Tabela 9 - Horas de utilização do sistema durante 2 épocas

	Quantidade	Horas/Unidade	Total Horas
Provas	6	15	90
Testes pré-época	2	30	60
Testes antes da prova	6	5	30
Testes em banco de ensaio	2	10	20

3.4. Dinâmica do Veículo

O controlo de estabilidade é baseado no *feedback* do estado da dinâmica do veículo, por isso o seu estudo é indispensável. Para o seu estudo é necessário recorrer a um modelo que descreva o comportamento do veículo em qualquer situação. O modelo a utilizar depende da necessidade do utilizador, pois existem várias abordagens e métodos desde sistemas complexos com mais de 20 graus de liberdade a simples sistemas de 2 graus de liberdade. [40]

A prevenção de capotamento num veículo é uma tarefa mais difícil, porém a perda de contacto das rodas com o piso pode influenciar a eficácia dinâmica de um veículo. Para contrariar este fenómeno mantendo as intenções do condutor deve-se reduzir a aceleração lateral. Uma forma simples, mas indesejável para veículos de competição é reduzir a aceleração longitudinal através de menor aceleração proveniente do motor ou utilizar mesmo o travão.

Apesar destes sistemas serem utilizados em carros de performance elevada, a prevenção de capotamento nestes veículos é a prioridade em relação ao controlo do *yaw rate* o que diminui as capacidades que um veículo pode ter para curvar (mesmo se levantar a roda interior durante uma curva). Por este motivo e tendo em conta que o âmbito da aplicação seja um

carro de competição, onde é desejável obter a performance máxima em curva será apenas estudado o controlo do *yaw rate* e aumento da *performance* em curva através do controlo da transferência de binário para a roda que apresenta mais capacidade, mais carga vertical ou aderência ao piso. Por último será calculada a relação máxima de velocidades entre as rodas durante uma curva, dependente das características do veículo e estratégia de controlo do sistema de *torque vectoring*.

3.4.1. Controlo de Estabilidade - *Yaw*

Os principais requisitos para o sistema é o controlo do *yaw*. O objetivo do controlo da estabilidade do *yaw* é influenciar os 3 graus de liberdade relacionados com o veículo, de forma a manter consistente a condução do veículo após as exigências do condutor em diversas situações. Por outras palavras, mantendo a velocidade longitudinal desejada, o veículo deve minimizar o erro do *yaw rate* e o erro do *body slip-angle* para determinado ângulo de viragem. O *feedback* do erro do *yaw rate* é usado posteriormente para calcular a variação de binário necessário entre as duas rodas motrizes, para minimizar o erro.

A Figura 34 mostra a função do sistema de controlo de estabilidade. A curva mais a baixo mostra a trajetória que um veículo descreve perfeitamente em resposta ao ângulo de direção imposto pelo condutor numa estrada com elevado coeficiente de atrito entre o pneu e o piso. Se o coeficiente de atrito fosse menor ou a velocidade do veículo demasiado elevada, o veículo não seguiria a trajetória esperada pelo condutor, descreveria uma curva com um raio maior como na curva mais a cima da figura. A função do sistema de controlo é aproximar a trajetória do veículo à trajetória esperada pelo condutor, diminuindo o *slip angle*. Em situações extremas poderá não ser possível corrigir totalmente a trajetória, porém o sistema tenta aproximar o máximo possível as duas trajetórias, como representado na curva do meio.

[41]

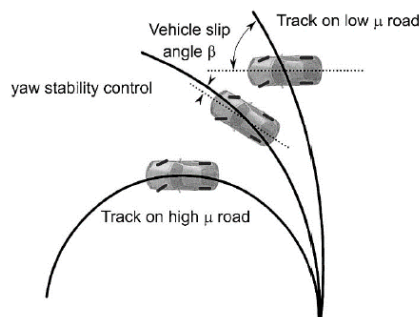


Figura 34 – Funcionamento do sistema de controlo de *yaw* [41]

O sistema é constituído por dois controladores como representado na Figura 35. Um controlador superior recebe informação dos sensores de velocidade das rodas, aceleração lateral, *yaw rate* e ângulo de direção determinando o valor de *yaw rate* desejável. O controlador seguinte é responsável por comandar o sistema de controlo de estabilidade existente, de forma a obter o valor de *yaw rate* desejado.

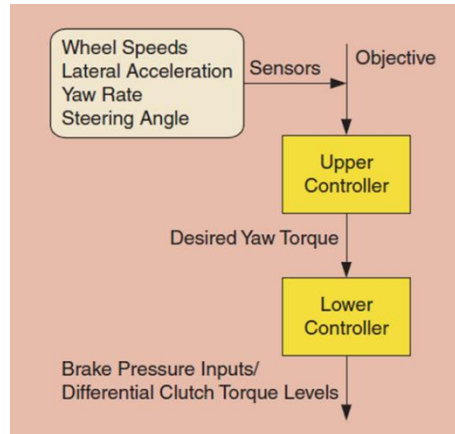


Figura 35 – Estrutura do sistema de controlo de estabilidade [2]

Um método para o cálculo do *yaw rate* desejável é:

$$r_{des} = \frac{V_x}{L(1 + \frac{K_{US} * V_x^2}{g * L})} * \delta \quad (3.1)$$

Onde V_x é a velocidade longitudinal do veículo, δ o ângulo de direção, L a distância entre eixos, g a aceleração da gravidade e K_{US} é o gradiente de subviragem do veículo.

O erro do *yaw rate* é calculado através da diferença entre o *yaw rate* atual, r_{atual} , e o *yaw rate* desejável, r_{des} :

$$\Delta r = r_{atual} - r_{des} \quad (3.2)$$

Aliando ao método do subcapítulo 3.4.2, este poderia ser uma das opções para o método de controlo a utilizar no sistema deste projeto em situações que a trajetória descrita não corresponde à desejável.

3.4.2. Cálculo do binário máximo em função de *Torque Vectoring* - ΔT

Para o aumento da performance do veículo em curva, através do aproveitamento da capacidade do pneu, seja por maior carga vertical ou melhor adesão ao piso, é necessário conhecer as forças máximas que podem ser aplicadas nos pneus em qualquer condição de piso e curva descrita. [42]

O método utilizado para visualizar as forças máximas que um veículo pode suportar em situação de aceleração, travagem e curva é através do diagrama G-G, ou círculo de tração, como o da Figura 36.

O diagrama G-G é um círculo com raio definido pelo coeficiente de atrito entre o pneu e o piso multiplicado pela carga vertical na roda. Esse círculo é o limite da força horizontal máxima que o pneu consegue produzir e é independente da direção, ou seja, pode ter componente graças a uma aceleração longitudinal ou lateral ou ambas em simultâneo. [43]

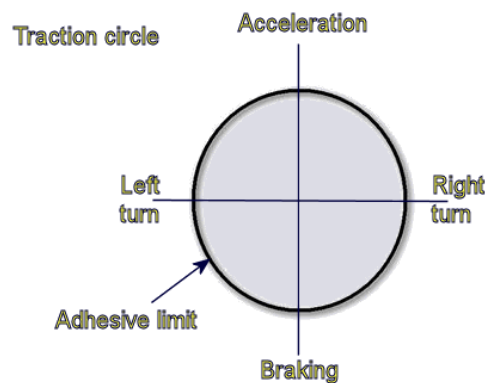


Figura 36 - Círculo de tração [44]

No entanto para determinar essas condições fronteira relativamente às acelerações máximas recorre-se ao *Dynamic Square Method*, que permite determinar as forças longitudinais máximas (aceleração ou travagem) nos pneus, dependendo da aceleração lateral e longitudinal do veículo. O nome do método deve-se à forma que as linhas de aceleração lateral dependem em função das forças de tração ou travagem. [45]

Na Figura 37 está representado o modelo de um sistema *Torque Vectoring*, que consiste numa distribuição de forças longitudinais desigual para cada lado resultando num *yaw moment* em torno do centro de gravidade do veículo.

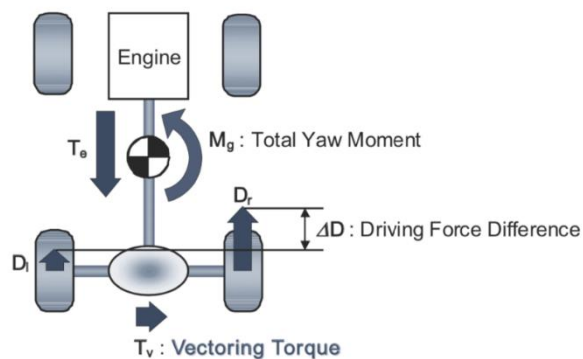


Figura 37 - Modelo de Forças - Sistema *Torque Vectoring* [42]

$$D_r = \frac{\frac{T_e}{2} + T_v}{R} \quad (3.3)$$

$$D_l = \frac{\frac{T_e}{2} - T_v}{R} \quad (3.4)$$

$$\Delta D = D_r - D_l = \frac{2T_v}{R} \quad (3.5)$$

$$M_g = W * \frac{T_v}{R} \quad (3.6)$$

Com W sendo a largura de vias, R o raio do pneu, D_r a força longitudinal aplicada na roda traseira direita, D_l a força longitudinal aplicada na roda traseira esquerda, ΔD a diferença entre as forças longitudinais, T_e o binário resistente nas rodas (proveniente do motor), T_v o binário provocado em função de *torque vectoring* e M_g o momento de *yaw* que ocorre.

Como referido anteriormente a força de atrito máxima do pneu depende da força vertical aplicada sobre este e o coeficiente de atrito entre o pneu e o piso. Na Figura 38 vemos a relação entre essa força de atrito e as forças longitudinais e laterais aplicadas durante uma curva à esquerda. A aceleração lateral causada quando o veículo descreve a curva à esquerda provoca transferência de carga para as rodas exteriores à curva, aumentando assim o raio da força de atrito máxima do pneu direito e diminuindo o raio da força de atrito máxima do pneu esquerdo. Na Figura 38 (A), situação sem *torque vectoring*, as forças longitudinais são iguais para cada eixo. Consequentemente, apenas o pneu direito tem capacidade para gerar força lateral, ou seja, capacidade de curvar sem que ocorra escorregamento.

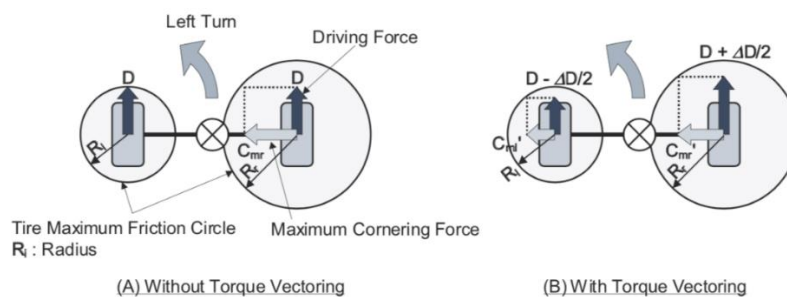


Figura 38 - Capacidade de Curva, Com e Sem *Torque Vectoring* [42]

A solução imposta pelo sistema *torque vectoring* permite aumentar a força lateral máxima do veículo. Diminuindo a força longitudinal do lado esquerdo e aumentando a mesma quantidade no lado direito, permite obter uma componente de força lateral em ambos os eixos, obtendo mesmo assim uma força resultante máxima (=força de atrito máxima).

Conhecido por *bicycle model*, é um dos modelos mais conhecidos no estudo da dinâmica lateral do veículo e consiste em representar ambas as rodas de cada eixo em apenas uma. Assume que a roda direita e esquerda de cada eixo geram a mesma força lateral.

Este modelo, representado na Figura 38, permite analisar a diferença entre um veículo sem *torque vectoring* e outro com *torque vectoring*. Quando o momento de yaw causado pelo *torque vectoring* é positivo (mesma direção da curva), este permite diminuir a força lateral de curva na frente e aumentar a capacidade de força lateral na traseira. Consequentemente aumentar a capacidade total de o veículo descrever uma determinada curva com aceleração G_y , sem que ocorra escorregamento.

As equações (3.7) e (3.8) são obtidas através da dinâmica do veículo da Figura 39 e permitem calcular a força lateral na frente e na traseira de um veículo com *torque vectoring*, influenciadas pela força lateral sem *torque vectoring*, C_f e C_r , o momento de yaw e as distâncias dos eixos da frente e trás ao centro de gravidade do veículo, L_f e L_r , respetivamente.

$$C'_f = C_f - M_g / (L_f + L_r) \quad (3.7)$$

$$C'_r = C_r + M_g / (L_f + L_r) \quad (3.8)$$

A fim de analisar numericamente a melhoria causada pelo *torque vectoring* é utilizado o modelo de quatro rodas, *Dynamic Square Method*. O cálculo permite determinar o limite de capacidade de curva do veículo durante aceleração e desaceleração.

O modelo do veículo está representado na Figura 40.

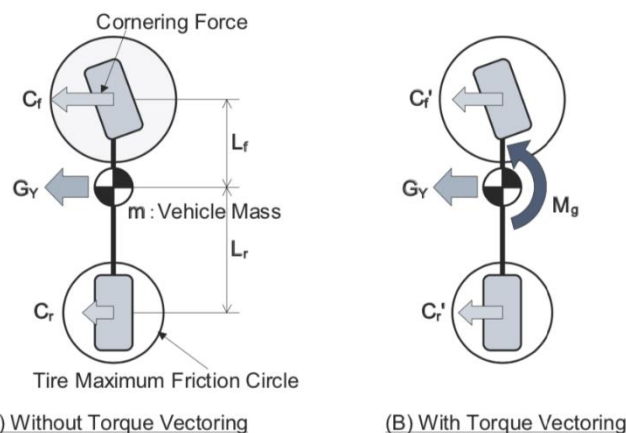


Figura 39 - *Bicycle model*, sem (A) e com (B) *Torque Vectoring* [42]

Numa primeira fase é necessário determinar a carga em cada uma das quatro rodas para uma determinada aceleração longitudinal e aceleração lateral. Conhecendo a massa do veículo, a posição do centro de gravidade e a distância entre eixos calcula-se a distribuição de carga no caso estático. Para o cálculo em situação dinâmica é necessário ter em conta alguns conceitos de transferência de carga.

Durante aceleração/desaceleração, existe transferência de carga entre o eixo da frente e o eixo de trás. O valor da transferência de carga, ΔF_x , depende da aceleração longitudinal, G_x , massa do veículo, m , altura do centro de gravidade, H_g , e distância entre eixos, L .

$$\Delta F_x = \frac{m * G_x * H_g}{L} \quad (3.9)$$

Numa situação de curva, ocorre transferência de carga lateral entre a roda esquerda e a roda direita de cada eixo. O valor da variação de carga em cada uma das rodas, ΔF_y , depende da massa total do veículo, m , aceleração lateral, G_y , *roll stiffness* à frente, K_f e atrás, K_r , centro de rolamento do eixo da frente, H_f , e do eixo de trás, H_r , largura de vias na frente, W_f , e na traseira, W_r , diferença entre a altura do centro de gravidade e o eixo de rotação do veículo, H_s e da distância entre eixos ao centro de gravidade.

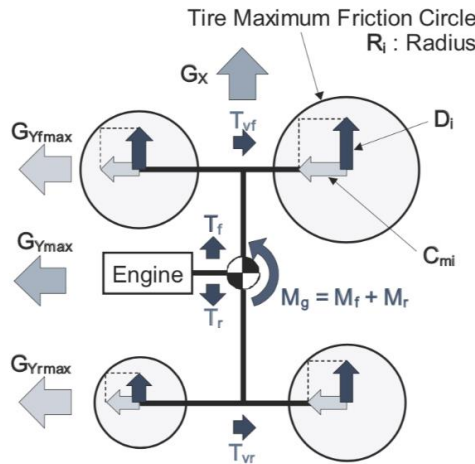


Figura 40 - Forças e Momentos em Situação de Curva [42]

$$\Delta F_{yf} = m * G_y * \left(\frac{H_s}{1 + \frac{K_r}{K_f} - m * \frac{H_s}{K_f}} + \frac{L_r H_f}{L} \right) / W_f \quad (3.10)$$

$$\Delta F_{yr} = m * G_y * \left(\frac{H_s}{1 + \frac{K_f}{K_r} - m * \frac{H_s}{K_r}} + \frac{L_f H_r}{L} \right) / W_r \quad (3.11)$$

O valor de força longitudinal no caso de aceleração, calculado através das equações (3.3) e (3.4), depende do binário resistente nas rodas (proveniente do motor) influenciado, por sua vez, pela aceleração longitudinal, G_x . O valor de T_e é calculado através da equação (3.12).

$$T_e = m * G_x * R \quad (3.12)$$

Consequentemente é determinado o valor da carga vertical, F_z , em cada uma das quatro rodas para a situação de uma curva à esquerda.

$$F_{zfl} = \frac{m_f * 9.81}{2} - \frac{\Delta F_x}{4} - \frac{\Delta F_{yf}}{2} \quad (3.13)$$

$$F_{zfr} = \frac{m_f * 9.81}{2} - \frac{\Delta F_x}{4} + \frac{\Delta F_{yf}}{2} \quad (3.14)$$

$$F_{zrl} = \frac{m_r * 9.81}{2} + \frac{\Delta F_x}{4} - \frac{\Delta F_{yr}}{2} \quad (3.15)$$

$$F_{zrr} = \frac{m_r * 9.81}{2} + \frac{\Delta F_x}{4} + \frac{\Delta F_{yr}}{2} \quad (3.16)$$

Portanto, como visto anteriormente, o limite da força máxima de atrito do pneu é dado pela multiplicação da carga vertical e o coeficiente de atrito entre o pneu e o piso, μ . Esse valor é denominado pelo raio do círculo de tração (diagrama G-G), R_i .

$$R_i = F_{zi} * \mu \quad (3.17)$$

O valor da força longitudinal D_i , comprometerá o valor disponível para a força lateral máxima para curva, C_{mi} .

$$C_{mi} = \sqrt{(R_i^2 - D_i^2)} \quad (3.18)$$

Considerando o momento de *yaw*, a aceleração lateral máxima que pode ser gerada no eixo da frente, G_{Yfmax} , e no eixo de trás, G_{Yrmax} , é:

$$G_{Yfmax} = (C_{fl} + C_{fr} + \frac{M_g}{L})/m_f \quad (3.19)$$

$$G_{Yrmax} = (C_{rl} + C_{rr} - \frac{M_g}{L})/m_r \quad (3.20)$$

Estes valores permitirão determinar o limite de aderência, significando que o veículo conseguirá curvar se o valor de aceleração lateral imposta, G_y , for inferior à aceleração lateral máxima em ambos os eixos. Se ultrapassar este valor, o veículo não conseguirá curvar sem escorregamento. Deste modo serão realizadas várias iterações do valor de G_y até ser determinado o seu valor máximo que delimita a capacidade de o veículo curvar.

$$G_{yfmax} \geq G_y \quad (3.21)$$

$$G_{yrmax} \geq G_y \quad (3.22)$$

Os valores das dimensões do veículo necessários para os cálculos encontram-se na Tabela 8.

Recorrendo ao *software* de cálculo computacional Matlab®, é possível obter os resultados pretendidos para os valores de *torque vectoring*. O objetivo é determinar o valor de *torque vectoring* máximo para cada valor de G_x , sem comprometer a capacidade lateral de o veículo curvar.

O código utilizado e os resultados provenientes do cálculo encontram-se no Anexo A- Código *DSM* Matlab®.

O gráfico da Figura 41 representa os valores obtidos de *torque vectoring* aplicado no eixo motriz em função de G_x onde o valor máximo obtido de *torque vectoring* é aproximadamente 125 Nm aos 3 m/s² de aceleração longitudinal e 5 m/s² de aceleração lateral. Em situação de desaceleração o máximo de *torque vectoring* aplicado é de aproximadamente 110 Nm.

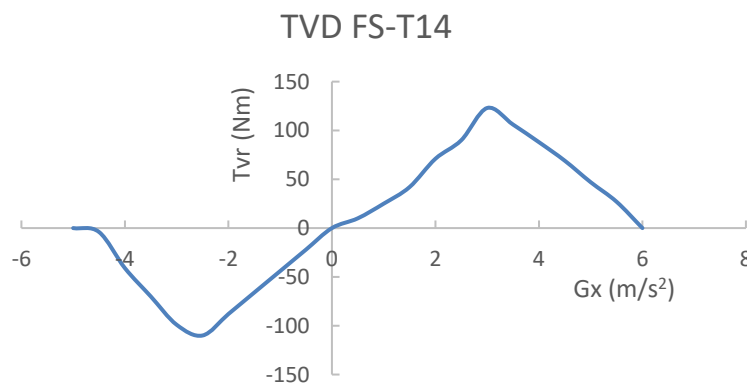


Figura 41 - Gráfico *Torque Vectoring* (G_x) – FS-T14

Para confirmar a viabilidade do código desenvolvido foram utilizados as dimensões do veículo referido em [42] e comparado com os resultados obtidos pelo autor. Analisando os

gráficos da Figura 42 e da Figura 43 comprova-se que os resultados são muito idênticos para *steps* de 0.5 m/s^2 no valor de G_x . No valor de 1 m/s^2 existe alguma discrepância, porém por se tratar de um valor em que o valor de binário em situação de *Torque Vectoring* é pouco significativo, deve ser realizada uma iteração para obter um valor médio entre 0.5 e 1.5 m/s^2 .

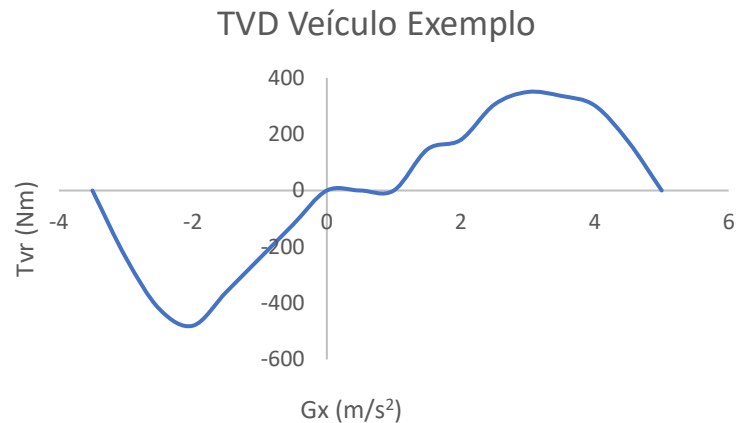


Figura 42 - Gráfico *Torque Vectoring* (G_x) – Veículo Exemplo

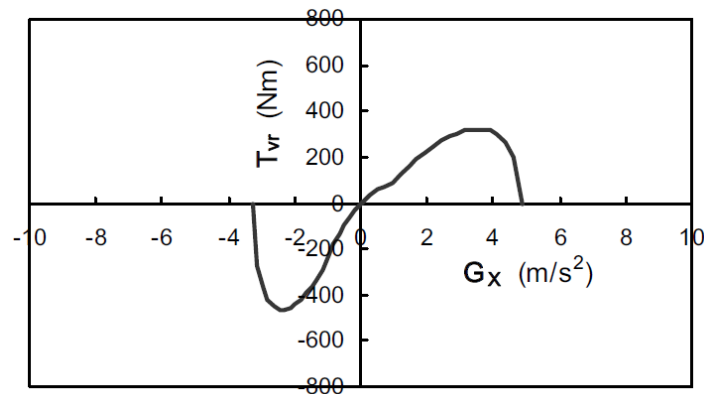


Figura 43 - Gráfico *Torque Vectoring* (G_x) – Veículo Exemplo RWD [42]

3.4.3. Diferença de velocidade máxima entre as rodas - $S_{m\acute{a}x}$

A próxima característica do diferencial *Torque Vectoring* a analisar é a relação de velocidade máxima aceitável do diferencial, $S_{m\acute{a}x}$. Neste subcapítulo será apresentado e calculado este novo parâmetro de acordo com as necessidades propostas. A diferença de velocidade máxima ocorre quando a diferença de velocidade entre os discos de embraiagens acionados é zero, ou seja, a embraiagem está completamente acionada. [46]

Esse valor corresponde à diferença máxima entre rodas e o seu valor influenciará o controlo das embraiagens como referido anteriormente no subcapítulo 2.5.1. Na Figura 44, o

diagrama de velocidade permite visualizar uma situação de *Torque Vectoring* onde a embraiagem direita é acionada e a velocidade da roda direita aumenta, provocando um diferencial de velocidades entre rodas igual a $2 \cdot S_{m\acute{a}x}$.

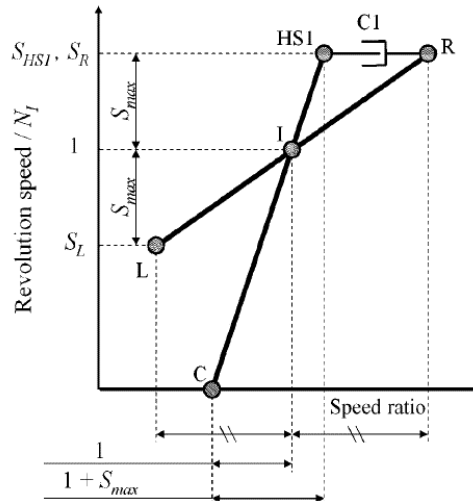


Figura 44 - Diagrama de velocidade [46]

Os parâmetros que influenciam $S_{m\acute{a}x}$ são naturalmente as dimensões do veículo, como a largura entre vias do veículo, a aceleração lateral do veículo, o raio de curva, a diferença entre raio dinâmico da roda direita e roda esquerda, o valor de *torque vectoring* lateral e o coeficiente de atrito entre o piso e os pneus do veículo. De acordo com Sawase, [46], quando é atribuído um valor elevado a $S_{m\acute{a}x}$ o problema de aquecimento por fricção nas embraiagens aumenta. Isto deve-se ao facto de as embraiagens estarem em escorregamento durante a fase transiente até ser atingida a fase de total conexão, que neste caso ocorre para uma maior diferença de velocidades entre a roda direita e a roda esquerda. Em contrapartida, para valores de $S_{m\acute{a}x}$ menores, a função de *Torque Vectoring*, ou seja, transferir torque para a roda desejada, pode não ocorrer em curvas de menor raio.

Como visto anteriormente, $S_{m\acute{a}x}$ deve ser dimensionado tendo em conta as perdas de energia e a capacidade de o diferencial executar a sua função. Para isso será calculado o valor de diferença de velocidades entre rodas que ocorre quando o diferencial *Torque Vectoring* deve ser ativado, S , e a seguinte condição tem de ser respeitada, para que a transferência de binário ocorra no sentido desejado [2]:

$$S_{m\acute{a}x} > S \tag{3.23}$$

Conforme Sawase, [46], menciona, a diferença de velocidades entre rodas ocorre durante a execução de uma curva, S_c e devido ao *torque vectoring*, S_{tv} .

$$S = S_c + S_{tv} \quad (3.24)$$

Na Figura 45 está representado um eixo de um veículo com largura entre vias W , raio dinâmico do pneu direito, R_{tR} , e esquerdo, R_{tL} , a descrever uma curva de raio r , para a esquerda com velocidade de rotação, N_L , na roda esquerda, N_R , na roda direita e, N_I , no diferencial.

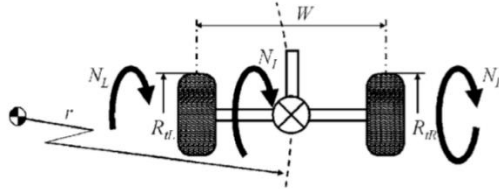


Figura 45 - Eixo Motriz de um veículo em situação de curva [46]

Tendo em conta as equações seguintes e desprezando a deformação do pneu, considerando o raio da roda direita igual ao raio da roda esquerda, obtém-se o valor de diferença de velocidades em situação de curva:

$$\frac{r - \frac{W}{2}}{R_{tL}N_L} = \frac{r + \frac{W}{2}}{R_{tR}N_R} \quad (3.25)$$

$$S_c = \frac{W}{2r} \quad (3.26)$$

$$N_I = \frac{N_R + N_L}{2} \quad (3.27)$$

O valor de S_c depende apenas do raio de curva, tendo em conta que a largura entre vias é constante. Considerando o valor de largura entre vias do Fórmula T-14, obtém-se o seguinte gráfico da Figura 46 em função do raio de curva.

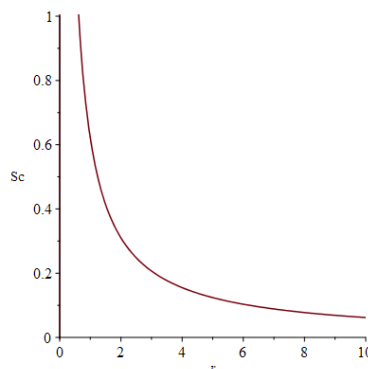


Figura 46 - Gráfico $S_c(r)$

Considerando um raio de curva de 10 metros, o valor de S_c é de 0.062, ou seja 6.2 %.

Para o cálculo do valor de S_{tv} é necessário ter em conta vários parâmetros, como a relação de escorregamento do pneu, *tyre slip ratio*, que é a relação entre a velocidade do pneu e o veículo, V . Pode ser definido pela seguinte expressão:

$$S_t = \frac{R * N - V}{R * N} \quad (3.28)$$

Por uma questão de simplicidade e tendo em conta que estamos apenas a dimensionar para uma situação em que o binário de entrada no diferencial é máximo, será atribuído um valor a s_t de 0.1. Este é um valor de referência que normalmente é obtido neste tipo de veículos. No futuro, para o controlo do diferencial, através de sensores de rotação em cada uma das rodas motrizes e um sensor de velocidade linear incorporado no veículo, deve-se ter em conta estes valores para um controlo mais preciso.

Mais uma vez é necessário saber a diferença da carga vertical no eixo traseiro em função da aceleração lateral. Como referido anteriormente no subcapítulo 3.4.2, essa diferença é dada pela equação (3.11).

Determinando os valores da carga vertical em cada roda motriz e desprezando a deformação do pneu, S_{tv} é definido da seguinte forma:

$$S_{tv} = \frac{-S_t * (F_{zrr} * T_{rl} - T_{rr} * F_{zrl})}{2 * \mu * F_{zrr} * F_{zrl} * R - S_t * (F_{zrr} * T_{rl} + T_{rr} * F_{zrl})} \quad (3.29)$$

Em que T_{rl} e T_r representam o binário na roda traseira esquerda e direita, respetivamente.

Com recurso ao *software* computacional *Maple*[®], são analisadas as influências que o valor de binário de entrada e o valor do coeficiente de atrito entre o pneu e o piso provocam no valor de S_{tv} .

Para o cálculo do binário em cada roda motriz são necessários valores de binário de entrada no diferencial proveniente do motor, T_e , e diferença entre o binário da roda direita e o binário da roda esquerda, ΔT .

$$\begin{cases} T_e = T_{rr} + T_{rl} \\ \Delta T = T_{rr} - T_{rl} \end{cases} \quad (3.30)$$

Numa primeira análise varia-se os valores de binário de entrada para visualizar o seu efeito. O valor de diferença de binários, ou seja, o valor de *torque vectoring* provocado pelo sistema

será de 125 N.m, como calculado anteriormente. Os valores de binário de entrada utilizados são 0 N.m, 275 N.m e 550 N.m.

As funções representadas na Figura 47 permitem concluir que a influência do binário de entrada no valor máximo de S_{TV} é mínima.

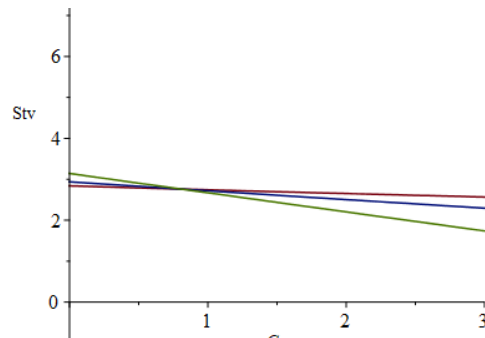


Figura 47 - Gráfico S_{TV} (G_y)

Numa segunda análise o valor do coeficiente de atrito entre o pneu e o piso será alterado, de forma a simular diversas condições climáticas ou superfícies de piso.

A necessidade de uma diferença de velocidades, S_{TV} , é naturalmente superior em condições de aderência menor, como representado no gráfico da Figura 48. Neste caso, com um coeficiente de atrito de 0.3, que equivale a uma situação de neve e gelo, o valor máximo de S_{TV} é de 12.4%.

Em caso de estrada molhada o valor de coeficiente de atrito é de aproximadamente 0.7, reduzindo o valor necessário de S_{TV} para 5.3%.

Os pneus utilizados por um veículo do tipo Fórmula podem ter performances ao nível de coeficiente de atrito de cerca de 1.5. Porém neste caso será considerado um valor de 1, valor que foi utilizado anteriormente e que serve como base para este dimensionamento, tendo em conta ser um valor mediano considerando as situações de prova a que estará sujeito. O valor máximo de S_{TV} para esta condição é de 3.4%. No entanto, no controlo deste sistema é importante existir vários modos de programação que permitam uma atuação do sistema diferente conforme as condições de piso, tendo como referência o valor de coeficiente de atrito.

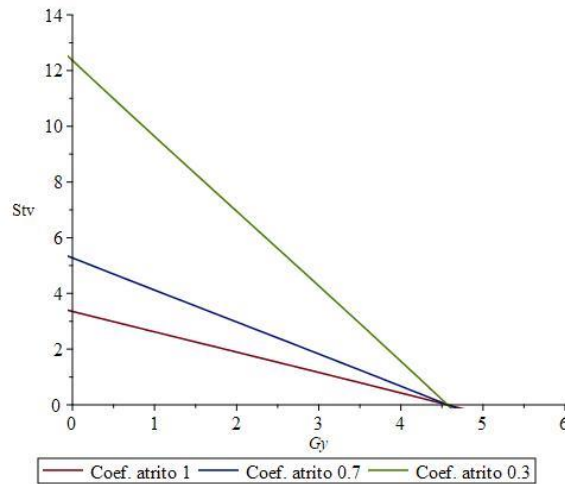


Figura 48 - Gráfico S_{tv} (Coef. Atrito)

A relação de velocidades que será implementada no conjunto de planetários é então definida pela soma da relação provocada pela descrição de uma curva com 10 metros de raio e influência do sistema *torque vectoring*, ou seja:

$$S_{m\acute{a}x} = 9.6\%$$

Por uma questão de simplicidade será utilizado um valor de 10%.

As escolhas realizadas permitem obter um valor de S_{máx} para o qual o sistema é capaz de atuar em curvas de raio menor, sem comprometer a eficiência do sistema que como foi referido anteriormente e será analisado posteriormente, as perdas de energia por fricção nas embraiagens são superiores no caso de S_{máx} elevados. Em suma, o sistema terá a capacidade de atuar em praticamente todas as condições de corrida.

O cálculo do valor da diferença de velocidades máxima aceitável, S_{máx}, é utilizado em seguida para determinar a relação necessária no conjunto de planetários deste sistema. Em que através das equações enunciadas por Sawase [47] é determinada a relação entre S_{máx} e a relação de aumento de velocidade, ρ_R , e S_{máx} e a relação de redução de velocidade, ρ_L .

Sabendo que, quando a embraiagem esquerda, T_{cl}, é ativada [47]:

$$\Delta T = T_{rl} - T_{rr} = (\rho_L + 1) * T_{cl} \quad (3.31)$$

$$\Delta T = T_{rl} - T_{rr} = \frac{2}{(1 + S_{m\acute{a}x})} * T_{cl} \quad (3.32)$$

E quando a embraiagem direita, T_{cr} , é ativada:

$$\Delta T = T_{rr} - T_{rl} = (\rho_R + 1) * T_{cr} \quad (3.33)$$

$$\Delta T = T_{rr} - T_{rl} = \frac{2}{(1 - S_{m\acute{a}x})} * T_{cr} \quad (3.34)$$

A relação entre $S_{m\acute{a}x}$ e ρ_R e $S_{m\acute{a}x}$ e ρ_L é obtida:

$$\rho_L = \frac{2}{(1 + S_{m\acute{a}x})} - 1 \quad (3.35)$$

$$\rho_R = \frac{2}{(1 - S_{m\acute{a}x})} - 1 \quad (3.36)$$

Consequentemente para o valor de $S_{m\acute{a}x}$ de 10%, os valores das relações são:

$$\rho_R = 1.22$$

$$\rho_L = 0.82$$

3.5. Circuito Hidráulico

A Figura 49 representa uma possibilidade para o sistema hidráulico do conjunto e  constituído por:

- **Bomba elétrica** responsável por gerar pressão no fluido e fornecer um fluxo de volume constante para o circuito. A pressão é limitada por uma válvula interna reguladora de pressão;
- **Válvula anti-retorno**, que controla a passagem do fluido. Se a pressão em “A”  maior que em “B”, a válvula deixa o fluxo de fluido passar, ao contrário bloqueia o fluxo;
- **Filtro** para limitar a contaminação do fluido e assim reduzir o risco de danos nos componentes do sistema;
- **Acumulador** que é um reservatório que permite receber e armazenar um fluido sob pressão e libert-lo com o mínimo de perdas. O reservatório pode ser constituído por uma membrana ou pistão que separa um gás comprimido do fluido;

- **Válvula redutora de pressão proporcional** que em função do sinal recebido reduz a pressão distribuída para a válvula direcional proporcional e posteriormente para as embraiagens. A atuação desta válvula irá influenciará o valor de binário transferido durante a função de *Torque Vectoring*;
- **Sensor de pressão** para monitorizar a pressão do circuito após a válvula reguladora de pressão. A informação do sensor permite regular a válvula e determinar o sinal que é necessário enviar para o seu controlo;
- **Válvula direcional** é do tipo 4/3 vias, ou seja, 4 canais e 3 posições possíveis. A válvula transforma o sinal elétrico recebido na abertura da válvula para o circuito da embraiagem direita ou embraiagem esquerda, conforme o sinal recebido correspondente a esse valor. Quando nenhum sinal é recebido, os circuitos encontram-se ligados ao retorno e as embraiagens não estão sob pressão. Este método permite certificar que as duas embraiagens não são acionadas em simultâneo com pressão hidráulica.

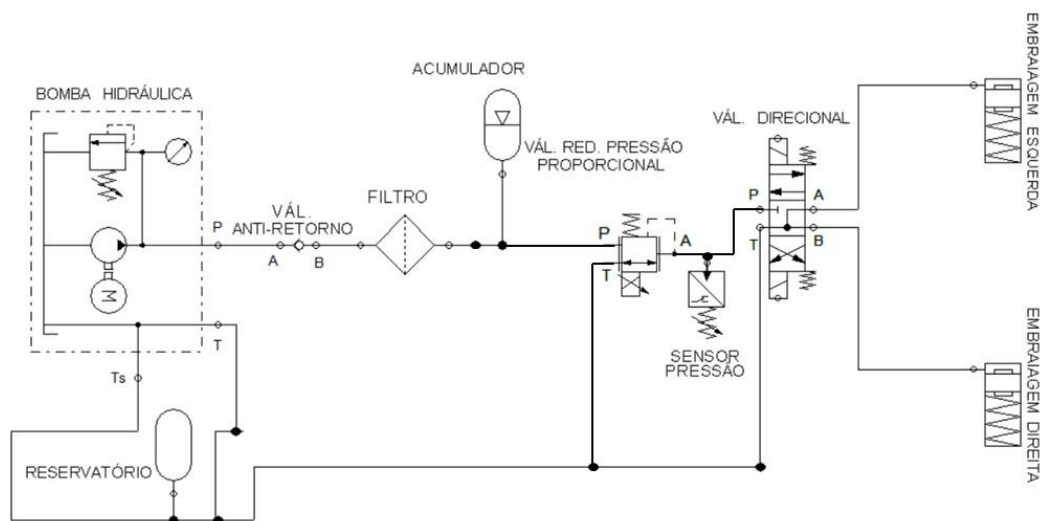


Figura 49 - Circuito Hidráulico Festo FluidSIM®

3.6.Sensores

Para o controlo e acionamento correto do sistema *Torque Vectoring* é necessária informação proveniente de vários sensores colocados no veículo (Figura 50). O sistema pode ser controlado através de vários tipos de abordagens e podem ser utilizados inúmeros sensores para um controlo mais eficaz, se assim o tipo de competição o exigir.

Alguns dos sensores podem ser desprezados e a sua utilização apenas promove um controlo mais eficaz e fiável, porém neste projeto, os sensores considerados são:

- Ângulo direção;
- Rotação das rodas;
- Células de carga na suspensão;
- Binário nos semi-eixos;
- Inércia;
- Posição do pedal de acelerador e travão;
- GPS;
- Rotação do motor;
- Mudança engrenada.

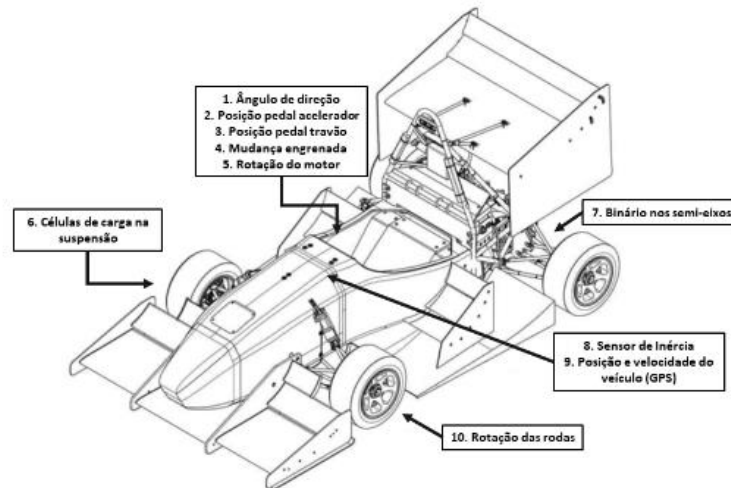


Figura 50 - Diagrama Sensores - veículo *Formula Student* [48]

O sensor de rotação do motor e o potenciômetro que indica a mudança engrenada estão presentes no motor e caixa de velocidades do veículo, por isso não existe necessidade de alterar esses componentes. Os restantes sensores são apresentados nos seguintes subcapítulos.

3.6.1. Sensor de ângulo de direção

O sensor de ângulo de direção pode ser um potenciômetro rotativo da marca *Texense*[®], modelo RPS (Figura 55). [49]

3.6.2. Sensor de rotação das rodas

O sensor de rotação das rodas permite além de monitorizar a rotação de cada uma das rodas, importante para o controlo do diferencial, serve também como alternativa ao GPS, ao ser possível determinar a velocidade do veículo com base nos valores de rotação das rodas.

Uma possibilidade é o sensor de efeito de Hall VR09-B da Texense® (Figura 51). [49]



Figura 51 – Sensor rotação das rodas – Sensor de efeito de Hall [49]

3.6.3. Células de carga na suspensão

Instaladas na suspensão, mais concretamente no amortecedor com a mola incorporada, uma célula de carga permite saber a carga que é exercida em cada uma das quatro suspensões, possibilitando posteriormente o cálculo da carga vertical em cada pneu. Uma possibilidade para a seleção da célula de carga é o componente desenvolvido e criado pela marca RAETECH® (Figura 52). [50]



Figura 52 – Células de carga na suspensão [50]

3.6.4. Binário nos semi-eixos

Um sensor que eleva a qualidade do sistema e que poderá proporcionar um controlo ainda mais eficaz, é o sensor que determina o binário nos semi-eixos.

O módulo deste sensor é constituído por uma célula de carga, um amplificador, um transmissor e uma bateria. No veículo deve ser instalado um recetor que recebe os dados através de comunicação *Wireless*.

Um exemplo deste tipo de sensores é o WTS (*Wireless Torque Sensor*) da Texense® (Figura 53). [49]



Figura 53 – Binário nos semi-eixos [49]

3.6.5. Sensor de inércia

As acelerações laterais e longitudinais são variáveis e é imperativo conhecer o seu valor. Com a utilização de sensor de inércia de 6 eixos, é possível conhecer também o valor de aceleração vertical e de rotação em torno dos eixos xx , yy e zz . O sensor de inércia IB-6 CAN da marca Texense® [49] (Figura 54) é uma possibilidade, sendo que este incorpora, ainda, um acelerómetro e um giroscópio. As rotações em tornos dos eixos são conhecidas como *pitch*, *roll* e *yaw*.



Figura 54 – Sensor de inércia [49]

3.6.6. Posição do acelerador e do travão

No caso de o veículo estar equipado com cabo de acelerador a utilização de um potenciómetro linear poderá ser a melhor opção para a recolha de dados da posição do pedal do acelerador. Se o sistema do veículo for alterado e melhorado para o sistema de *fly-by-wire*, então a existência de um potenciómetro rotativo é indispensável. Consequentemente a informação desse sensor poderá ser utilizada, em simultâneo para a gestão de controlo do motor e gestão do sistema *Torque Vectoring*. (Figura 55)

O acionamento do travão também poderá ser determinado com recurso a um potenciómetro linear, como o da Figura 56, ou sensores de pressão no circuito de travagem.



Figura 55 – Potenciómetro rotativo [49]



Figura 56 - Potenciómetro linear [49]

3.6.7. GPS

Para a determinação da posição e velocidade do veículo deve ser utilizado um recetor de sinal GPS. Uma opção de recetor é o modelo S1216F8 da Skytraq®. [51]

4. Dimensionamento

Neste capítulo serão apresentados os pontos mais importantes do projeto, com o dimensionamento dos diversos componentes, iniciando, por exemplo, através do cálculo de relações e sistema de embraiagens necessárias, seguindo-se a simulação em KISSsoft® e KISSsys® de veios e engrenagens e a modelação 3D dos diversos componentes formando o conjunto total. Uma otimização do conjunto através de análise de elementos finitos ou adição de parâmetros, também será considerada.

4.1. Diferencial

Neste subcapítulo será feito o dimensionamento e modelação do diferencial de acordo com os esforços aplicados e requisitos do projeto, iniciando-se pelo cálculo da relação de transmissão necessária para a função de diferencial de velocidades no eixo motriz durante a execução de uma curva.

4.1.1. Cálculo da relação de transmissão

O diferencial composto por engrenagens planetárias pode ser do tipo simples com apenas um planetário entre o pinhão e a coroa de dentado interior, ou do tipo duplo com dois planetários entre o pinhão e a coroa de dentado interior, como os da Figura 57. [52]

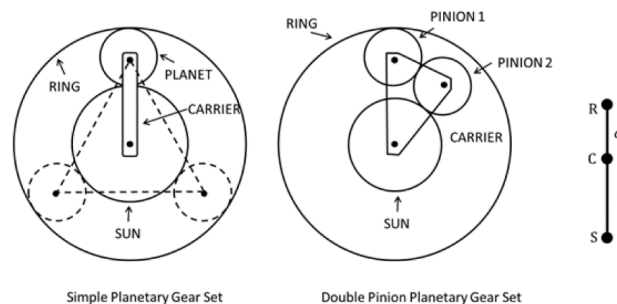


Figura 57 - Diferencial de Engrenagens Planetárias - Simples e Duplo [52]

No diferencial deste projeto é considerada a entrada pela coroa e de modo que as duas saídas, neste caso o pinhão e o porta-satélites, tenham o mesmo sentido de rotação é necessário utilizar um diferencial de duplos satélites.

No caso do diferencial de engrenagens planetárias duplas a equação de velocidade é dada por:

$$\omega_{sun} = \left(1 - \frac{1}{a}\right) * \omega_{carrier} + \frac{1}{a} * \omega_{ring} \quad (4.1)$$

Com:

$$a = \frac{Z_{sun}}{Z_{ring}} \quad (4.2)$$

Em que ω_{sun} corresponde ao valor de rotação do pinhão, $\omega_{carrier}$ ao valor de rotação do porta-satélites, ω_{ring} ao valor de rotação da coroa, Z_{sun} e Z_{ring} ao número de dentes do pinhão e da coroa, respetivamente.

No caso de um diferencial entre rodas do mesmo eixo é necessário considerar duas situações críticas, durante uma curva para a direita e outra durante uma curva para a esquerda, em que em ambos os casos a roda interior tenha velocidade igual a zero. No caso de a roda conectada ao porta-satélites estar parada numa situação de curva, é obtida a seguinte relação:

$$\omega_{sun} = \frac{1}{a} * \omega_{ring} \quad (4.3)$$

Na situação contrária, obtém-se a seguinte relação:

$$\omega_{carrier} = \frac{\frac{1}{a}}{\frac{1}{a} - 1} * \omega_{ring} \quad (4.4)$$

Como $a < 1$, porque o número de dentes da entrada no diferencial (coroa) é sempre superior ao número de dentes do pinhão, confirma-se que:

$$\frac{\frac{1}{a}}{\frac{1}{a} - 1} > 0 \quad (4.5)$$

$$\frac{1}{a} > 0 \quad (4.6)$$

Ou seja, em ambas as situações as saídas do diferencial rodam no mesmo sentido de rotação da coroa de dentado interior.

A soma das velocidades angulares nas saídas do diferencial é igual à entrada no diferencial, ou seja, por exemplo numa situação de linha reta em que a distribuição é simétrica e as perdas de energia são desprezadas [53]:

$$\omega_{ring} = \frac{\omega_{carrier} + \omega_{sun}}{2} \quad (4.7)$$

Ou seja, nas situações limite as seguintes condições devem ser verdadeiras, significando que quando um semi-eixo tem velocidade zero, o outro semi-eixo roda com o dobro da velocidade de entrada no diferencial:

$$\begin{cases} \frac{1}{a} \\ \frac{1}{a} - 1 \\ \frac{1}{a} = 2 \end{cases} = 2 \quad (4.8)$$

Logo:

$$a = 1/2$$

$$Z_{sun} = \frac{Z_{ring}}{2} \quad (4.9)$$

Ou seja, a relação necessária para o dimensionamento do diferencial é apenas imposta pelo número de dentes do pinhão e da coroa de raio interior.

Neste projeto, à semelhança do sistema *S-AYC* o semi-eixo esquerdo estará conectado ao porta-satélites e o semi-eixo direito ao pinhão. A entrada de movimento no diferencial proveniente da roda de corrente será realizada através da coroa de dentado interior.

4.1.2. Simulação em KISSsoft®

O *software* KISSsoft® permite dimensionar o diferencial, através da definição de diversos parâmetros e variáveis, obtendo um sistema de engrenagens, veios e rolamentos dimensionados segundo as necessidades e exigências a que terá de ser submetido.

No dimensionamento das engrenagens do diferencial é utilizado o módulo de *four gears train*, selecionando a opção de engrenagens planetárias duplas. O número de planetários duplos é de 4, sendo o valor máximo possível, tendo em conta o tamanho do conjunto não permitir mais pares de planetários. Quanto maior o número de planetários maior será a distribuição de forças no dentado da coroa e do pinhão.

A definição de esforços no diferencial provenientes do binário motor, é feita na coroa (entrada de binário), T_{coroa} , atribuindo o valor máximo de binário que o motor produz, $T_{m\acute{a}x}$, multiplicado pelas relações de transmissão existentes até à roda de corrente. O valor de binário máximo considerado é na situação do motor sem restritor, permitindo performance máxima. Através da rotação do motor, n_{motor} , correspondente ao binário máximo do motor e

das relações existentes é também determinada a rotação na entrada do diferencial, n_{coroa} . Esta análise permite o dimensionamento para o caso de falha por rotura.

$$T_{coroa} = T_{m\acute{a}x.} * i_{1^{a}velocidade} * i_{rela\c{c}\tilde{a}o\ prim\acute{a}ria} * i_{rela\c{c}\tilde{a}o\ final} \quad (4.10)$$

$$n_{coroa} = \frac{n_{motor}}{i_{1^{a}velocidade} * i_{rela\c{c}\tilde{a}o\ prim\acute{a}ria} * i_{rela\c{c}\tilde{a}o\ final}} \quad (4.11)$$

Com:

$$T_{m\acute{a}x.} = 67.5 \text{ N.m}$$

$$i_{1^{a}velocidade} = 2.625$$

$$i_{rela\c{c}\tilde{a}o\ prim\acute{a}ria} = 1.927$$

$$i_{rela\c{c}\tilde{a}o\ final} = 4.7$$

$$n_{motor} = 9000 \text{ rpm}$$

Os valores obtidos são:

$$T_{m\acute{a}x.} = 1604 \text{ N.m}$$

$$n_{coroa} = 378 \text{ rpm}$$

Por questões de simplicidade, atribui-se o valor de 500 rpm ao número de rotações na coroa e assume-se 1600 N.m, como binário máximo.

O estudo através da utilização de várias fases de funcionamento do diferencial durante uma corrida permite um dimensionamento das engrenagens do diferencial à fadiga. Neste caso, para a obtenção dos valores da Tabela 10 é utilizada a relação da 3ª velocidade para obter o binário e a rotação respetiva, considerando as fases do espectro de carga do subcapítulo 3.3.5.

Tabela 10 - Espectro de carga *Ring Gear* Diferencial

	Frequency [%]	Torque [Nm]	Speed [1/min]
1	27.000000	570.5000	336.80
2	13.000000	633.9000	428.60
3	31.000000	729.0000	554.00
4	29.000000	760.7000	718.00

Após consulta do catálogo Ramada Aços® [54], o material escolhido para as engrenagens é o aço de cementação G15 *Special*, com a norma 18CrNiMo 7-6 da *Euronorm*. Aço indicado para todo o tipo de engrenagens e com boas propriedades mecânicas como apresentado na Tabela 11.

Tabela 11 - Propriedades Mecânicas Aço 18CrNiMo 7-6

	Limite Elástico	Tensão de Ruptura	Dureza - Core	Dureza - Surface
18CrNiMo 7-6	850 MPa	1200 MPa	325 HBW	61 HRC

No parâmetro da lubrificação é mantida a mesma opção de banho de óleo a 70°C e é escolhido o óleo Klübersynth® GE4 75W90 (API GL5), explicado em pormenor no subcapítulo 4.4.7. [55]

Para esta análise, a correção de dentado e os seus coeficientes são determinados para uma situação de deslizamento específico ótimo.

Os fatores de segurança mínimos são definidos conforme o KISSsoft® tem programado, ou seja, 1.2 para *root safety*, 0.9 para *flank safety*, 1.8 para *safety against scuffing (integral temperature)* e 2 para *safety against scuffing (flash temperature)*. Em relação aos métodos de cálculo de *safety against scuffing*, KISSsoft® avisa que são controversos e não se deve dar muita importância a esses resultados, especialmente se os valores entre *flash e integral temperatures* forem muito diferentes. Posto isto, os fatores de referência para o dimensionamento serão o *root and flank safeties*.

4.1.3. Resultados

De forma a obter dimensões das engrenagens é necessário utilizar a ferramenta de dimensionamento fino, em que após várias simulações se obtém os valores da Tabela 12 e o modelo 3D da Figura 58.

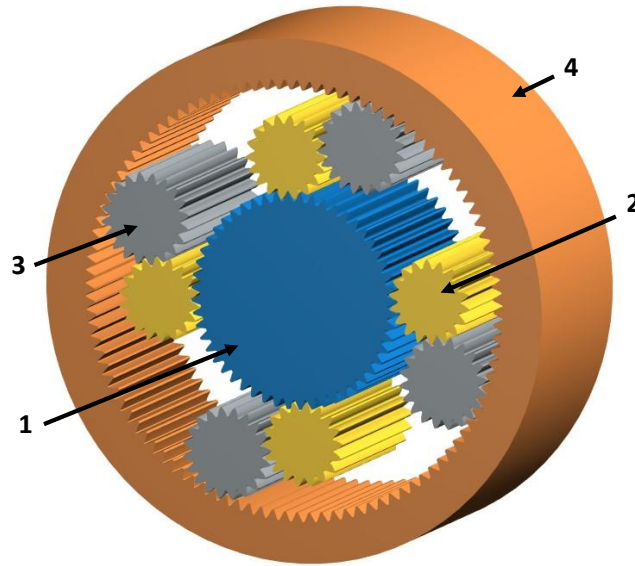


Figura 58 – Modelo 3D Diferencial em KISSsoft®

Tabela 12 – Parâmetros Engrenagens Diferencial KISSsoft®

	1	2	3	4
Engrenagem	Pinhão	Planetário	Planetário	Coroa
Módulo (m) [mm]	1	1	1	1
Nº de dentes (z)	52	18	20	104
Ângulo de pressão (α) [°]	25	25	25	25
Distância entre eixos (a) [mm]	34.8 (1-2)	19.7 (2-3)	-42.0 (3-4)	----
Largura (b) [mm]	45	45	45	45
Correção de dentado (x) [mm]	-0.5431	0.3457	0.4087	-0.4087

Os resultados mais importantes e relevantes obtidos no dimensionamento das engrenagens no caso de binário máximo estão na Tabela 13. Os resultados do mesmo conjunto de engrenagens quando verificado quanto à sua eficácia e fiabilidade quando sujeito a um espectro de carga encontram-se na Tabela 14.

Tabela 13 – Resultados Engrenagens Diferencial KISSsoft®

		1	2	3	4
Engrenagem		Pinhão	Planetário	Planetário	Coroa
Diâmetro primitivo [mm]		51.703	17.897	18.663	104.00
Massa [kg]		0.710	0.094	0.116	0.499
Eficiência [%]		95.9			
Root Safety		2.506	1.698	4.497	7.389
Flank Safety		1.136	1.020	1.892	2.719
Scuffing Safety	Flash	9.202 (1-2)	11.046 (2-3)	4.491 (3-4)	----
	Integral	3.434 (1-2)	3.261 (2-3)	inf (3-4)	----
Contact ratio		1.391 (1-2)	1.240 (2-3)	1.428 (3-4)	----

Tabela 14 – Resultados Engrenagens – Espectro de carga

		1	2	3	4
Engrenagem		Pinhão	Planetário	Planetário	Coroa
Eficiência [%]		95.8			
Root Safety		3.847	2.991	2.917	3.879
Flank Safety		1.510	1.441	1.804	2.709
Scuffing Safety	Flash	3.814 (1-2)	3.855 (2-3)	4.790 (3-4)	----
	Integral	12.213 (1-2)	17.128 (2-3)	83.326 (3-4)	----
Contact ratio		1.380 (1-2)	1.239 (2-3)	1.445 (3-4)	----

4.1.4. Comentários

Após o dimensionamento das engrenagens, é possível afirmar:

- O fator mais importante e determinante na escolha da melhor solução é o tamanho do conjunto, diâmetro e largura das engrenagens. A coroa, neste caso, define o diâmetro exterior mínimo necessário e o objetivo principal é reduzir este valor e obter um conjunto mais compacto, sem comprometer as resistências mecânicas;
- A massa das engrenagens também é um fator importante, porém o material escolhido e as dimensões determinam este valor. A utilização de um material com menor densidade e que cumpra os requisitos mecânicos é aconselhado para uma redução de massa. A única liga de alumínio existente no *software* KISSsoft® não cumpre os

requisitos e a opção de uma liga de titânio ou outra deve ser considerada, caso o orçamento permita;

Se possível, a redução de massa através de abertura de furos nas engrenagens é aconselhada;

- Fatores limitantes:
 1. Semi-eixos: Previamente dimensionado com um diâmetro de 28mm. O diâmetro do pinhão tem necessariamente de ser superior a este valor [5];
 2. Veios de suporte dos planetários: Os planetários estarão conectados ao porta-satélites através de veios inseridos no seu interior. Esses veios não devem ter menos de 15mm;
- Nos dois estudos efetuados é alcançado um rendimento elevado, fatores de segurança superiores a 1 e tempo de vida útil esperado de 2520h, concluindo-se que o sistema cumpre os principais requisitos.

4.1.5. Desenho em Autodesk Inventor®

Após a exportação do dentado para o *software* Autodesk Inventor® é iniciada a construção dos componentes envolventes e que constituem o restante diferencial, incluindo o porta-satélites, tampas, rolamentos, retentores, etc. (Figura 59)

Os planetários que fazem a ligação entre o pinhão e a coroa estão conectados através de um porta-satélites. Com base nas dimensões e na disposição entre si, o porta-satélites é criado no *software*. Neste componente destaca-se a necessidade de ligação através de estriado a um semi-eixo e na outra ponta a ligação ao veio de entrada no conjunto de planetários. A montagem dos planetários é possível pois o porta-satélites está dividido em duas partes, conectando-se posteriormente através de 2 parafusos.

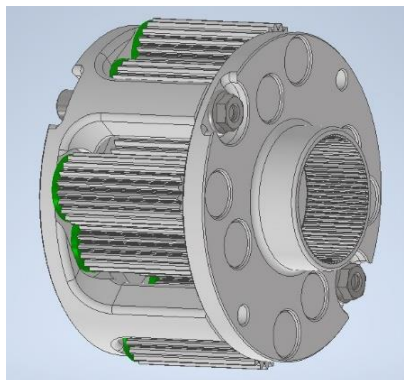


Figura 59 – Interior Diferencial

O dentado da coroa serve como base para a construção da tampa do diferencial representada na Figura 60, que por sua vez é a entrada de movimento no conjunto, isto por estar conectado à roda de corrente.

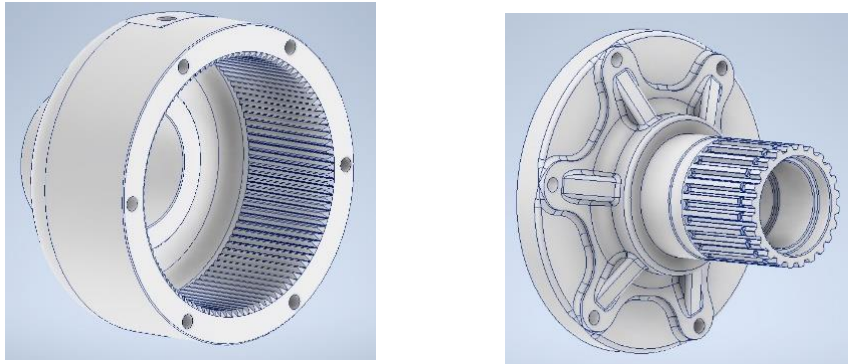


Figura 60 – Tampa Diferencial / Coroa

Na Figura 61 está representado o diferencial completo.

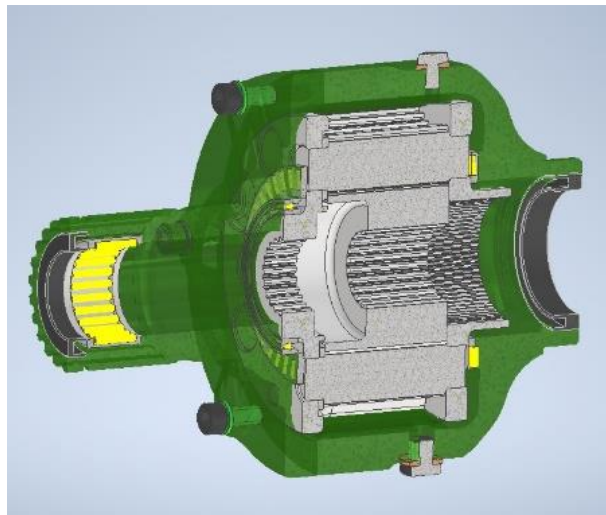


Figura 61 – Diferencial completo

4.2. Mecanismo Aumento/Redução Velocidade

O mecanismo de aumento/redução de velocidade constituído por um conjunto de planetários tem a função de aumentar ou diminuir a velocidade de um dos semi-eixos, assim como influenciar o binário que as embraiagens precisam de transmitir para cada valor de *torque vectoring*, no caso do diferencial *S-AYC* este mecanismo está conectado ao lado direito do diferencial. A embraiagem direita está conectada ao mecanismo de aumento de velocidade, enquanto a embraiagem esquerda está conectada ao mecanismo de redução de velocidade. Neste sistema, as embraiagens são conectadas ao semi-eixo direito, provocando um aumento ou redução de binário nesse semi-eixo, enquanto do lado esquerdo como está conectado ao

mecanismo de aumento/redução de velocidade/binário (ou conjunto de planetários) a variação de velocidade e binário depende das relações existentes no conjunto de planetários, como demonstrado no subcapítulo 2.5.1.

Neste subcapítulo com recurso às capacidades do *software* KISSsoft® e KISSsys® serão dimensionadas as engrenagens, veios e rolamentos a utilizar nesta seção do sistema. Por fim o sistema é modelado em *software* de CAD.

4.2.1. Simulação em KISSsoft® e KISSsys®

Para a simulação do conjunto de planetários que irá permitir a alteração das relações de velocidade quando as embraiagens forem ativadas, utiliza-se o *software* KISSsys® que é um módulo do KISSsoft® e que permite a modulação de sistemas mais complexos, sendo os cálculos de veios e engrenagens efetuados no KISSsoft®. No KISSsys® são diretamente adicionadas engrenagens, veios, rolamentos, ligações para escolha de direção de movimento, entre outros componentes.

Na definição das condições para entrada de movimento é considerada mais uma vez a rotação para binário máximo, como atribuído no subcapítulo 4.1.2:

$$n_{\text{coroa}}=500 \text{ rpm}$$

Pela equação (4.4), é calculada a rotação do porta-satélites, que é o elemento de ligação ao veio de entrada no conjunto de planetários:

$$n_{\text{porta-satélites}}=1000 \text{ rpm}$$

O binário a utilizar deve ser o valor de binário máximo aplicado nas embraiagens, que corresponde ao valor de *torque vectoring* de 125 N.m, calculado no subcapítulo 3.4.2. O valor do binário correspondente será calculado posteriormente neste relatório, porém para o dimensionamento desta seção será utilizado o valor de 125 N.m. A utilização de vários planetários permite a distribuição de esforços pelo conjunto, significando que quanto maior o número de planetários, menor será o esforço que cada engrenagem terá de suportar. Neste caso, devido ao espaço disponível o número de planetários é de 3. Em termos de esforços, a engrenagem de entrada terá 3 dentes seus em contacto com os planetários, implicando um valor de binário máximo que cada dente tem de suportar de 42 N.m.

Para dimensionar o conjunto à fadiga, será utilizada outra abordagem, sendo neste caso considerado o binário proveniente do motor ao longo de um espectro de carga e não o binário aplicado nas embraiaagens.

Como definido anteriormente no subcapítulo 3.3.5, os valores de binário para cada regime foram 60 N.m, 57.5 N.m, 50 N.m e 45 N.m, para o “Regime Muito Alto”, “Regime Alto”, “Regime Intermédio” e “Baixo Regime”, respetivamente.

No estudo considerando espectro de carga o binário considerado é de 50% em relação à entrada no diferencial. Por exemplo, para o caso dos 60 N.m de binário proveniente do motor, esse valor é multiplicado pela relação de transmissão 12.68 e como o binário para cada um dos lados é metade do binário de entrada, o valor de binário para o veio de entrada (acoplado ao porta-satélites) é metade. Sendo que no modelo real serão utilizados 3 planetários para uma maior distribuição de binário, o valor a utilizar no *software* deverá ser dividido por 3.

O valor de rotação é determinado pela curva que o veículo descreve, neste caso é considerada uma curva à direita, em que a roda esquerda e consequentemente o semi-eixo esquerdo e o porta-satélites que também estão conectados entre si, terão um aumento de velocidade. Neste caso o aumento considerado é de 20% em relação à velocidade de entrada no diferencial ($2 \cdot S_{\text{máx}}$).

O espectro de carga do veio de entrada é o definido na Tabela 15.

Tabela 15 – Espectro de carga Veio Entrada

	Frequency [%]	Torque [Nm]	Speed [1/min]
1	27.000000	95.1000	404.1000
2	13.000000	105.7000	514.2000
3	31.000000	121.5000	664.7000
4	29.000000	126.8000	861.5000

Como representado na Figura 63, por questões de simplicidade a simulação foi feita apenas com um planetário para cada relação.

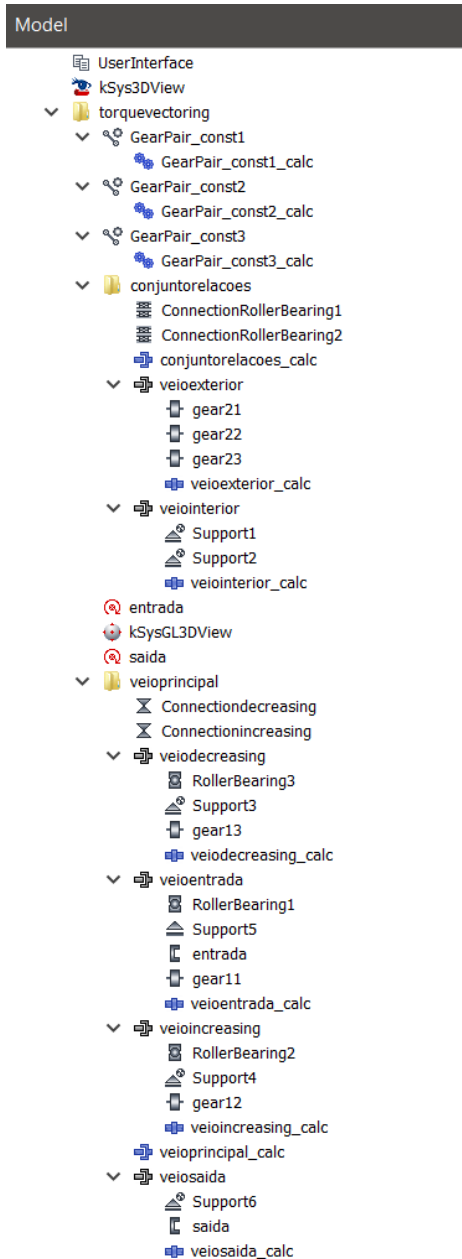


Figura 62 - Árvore de componentes KISSsys®
- Conjunto Planetários

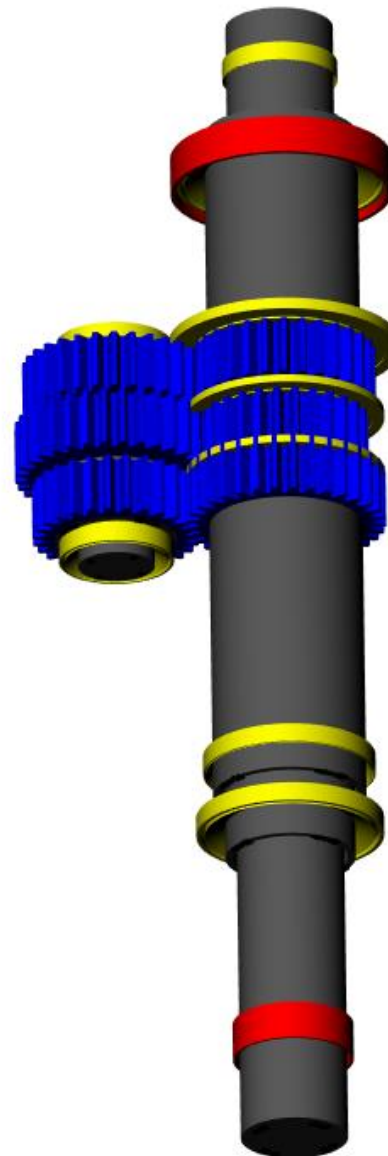


Figura 63 – Modelo 3D KISSsys® - Conjunto Planetários

A Figura 62 representa a árvore de elementos definidos no KISSsys®. Na seção seguinte os elementos são descritos em detalhe:

- **Helical Gear:** engrenagem (mas não do tipo cônica);
“Gear11”, “Gear12”, “Gear13”, “Gear21”, “Gear22” e Gear23”.
- **Gear Pair Calculation module:** módulo no KISSsoft® que permite o dimensionamento de pares de engrenagens;

“GearPair_const1_calc”: dimensionamento do par de engrenagens “Gear11” e “Gear21”.

“GearPair_const2_calc”: dimensionamento do par de engrenagens “Gear12” e “Gear22”.

“GearPair_const3_calc”: dimensionamento do par de engrenagens “Gear13” e “Gear23”.

- **Coxial Shafts:** conjunto de veios que partilham o mesmo eixo de rotação;

“Veioexterior”: Veio formado pelas engrenagens dos planetários “Gear21”, “Gear22” e “Gear23”.

“Veiointerior”: Veio interior dos planetários “Gear21”, “Gear22” e “Gear23”.

“Veiodecreasing”: Veio formado pela engrenagem “Gear13” e que é conectado a uma das embraiagens.

“Veioentrada”: Veio de entrada no mecanismo de aumento/redução de velocidades, formado pela “Gear11” e ao porta-satélites do diferencial.

“Veioincreasing”: Veio formado pela engrenagem “Gear12” e que é conectado a uma das embraiagens.

“Veiosaida”: Veio de saída para o semi-eixo direito, conectado ao conjunto de embraiagens.

- **Connection Roller Bearing:** ligação entre dois elementos por meio de um rolamento, dois parâmetros devem ser especificados, o elemento que é conectado no interior do rolamento e o elemento conectado na pista exterior do rolamento;

“ConnectionRollerBearing1” e “ConnectionRollerBearing2”: Rolamentos de rolos entre o “Veiointerior” e o “Veioexterior”. (SKF® NK 20/16)

- **Coxial Shaft Calculation module:** módulo no KISSsoft® que permite o dimensionamento de veios concêntricos em termos de resistência, deformação, etc.;

“Conjuntorelacoes_calc”: dimensionamento do conjunto de relações incluindo veios, rolamentos e engrenagens.

“Veioprincipal_calc”: dimensionamento do veio principal que inclui os restantes veios, engrenagens, rolamentos, etc.

- **Shaft Calculation module:** módulo no KISSsoft® que permite o dimensionamento de veios em termos de resistência, deformação, etc.;

“Veioexterior_calc”: dimensionamento do veio exterior do conjunto de relações.

“Veiointerior_calc”: dimensionamento do veio interior do conjunto de relações.

“Veiodecreasing_calc”: dimensionamento do veio de redução de velocidade.

“Veioentrada_calc”: dimensionamento do veio de entrada.

“Veioincreasing_calc”: dimensionamento do veio de aumento de velocidade.

“Veiosaida_calc”: dimensionamento do veio de saída.

- **Support:** apoios nos veios, restringindo em 1 ou mais graus de liberdade;

“Support1” e “Support2”: suportes no veio interior a simular o veio acoplado na *cloche*, apenas a rotação em torno do seu próprio eixo é livre.

“Support3”: suporte no “Veiodecreasing” a simular o acoplamento na embraiagem, apenas a rotação em torno do seu próprio eixo é livre.

“Support4”: suporte no “Veioincreasing” a simular o acoplamento na embraiagem, apenas a rotação em torno do seu próprio eixo é livre.

“Support5”: suporte no veio de entrada a simular o acoplamento no porta-satélites do diferencial, apenas a rotação em torno do seu próprio eixo é livre.

“Support6”: suporte no veio de saída a simular o acoplamento no pinhão do diferencial, apenas a rotação em torno do seu próprio eixo é livre.

- **Speed or force constraints:** restringe a velocidade, o binário ou os dois de um elemento;

“Entrada”: velocidade e binário no veio de entrada é restringido a 1000 rpm e 1600 Nm.

“Saída”: velocidade e binário no veio de saída do semi-eixo direito não é restringido em velocidade nem em binário.

- **Connection Element:** permite conectar dois veios conforme o constrangimento;

“Connectiondecreasing”: Constrangimento entre “Veiosaida” e “Veioincreasing”, sendo a rotação fixa se a embraiagem de redução de velocidade e binário for acionada.

“Connectionincreasing”: Constrangimento entre “Veiosaida” e “Veioincreasing”, sendo a rotação fixa se a embraiagem de aumento de velocidade e binário for acionada.

- **Roller Bearing:** rolamento;

“RollerBearing1”: Rolamento axial de agulhas entre o veio de entrada (“Gear11”) e *cloche* (SKF® AXK 4060)

“RollerBearing2”: Rolamento axial de agulhas entre “Gear11” e “Gear12” (SKF® AXK 3552)

“RollerBearing3”: Rolamento axial de agulhas entre “Gear12” e “Gear13” (SKF® AXK 3552)

- **Coupling:** ligação entre elementos;

“Entrada”: função utilizada para definir o elemento que transmite movimento e também para posteriormente se aplicar os constrangimentos de velocidade e binário no veio de entrada.

“Saida”: função utilizada para definir o elemento que recebe movimento e também para posteriormente se aplicar os constrangimentos de velocidade e binário no “Veiosaida”.

Na Figura 64 é mostrado o diagrama do modelo, com os elementos e ligações descritos anteriormente.

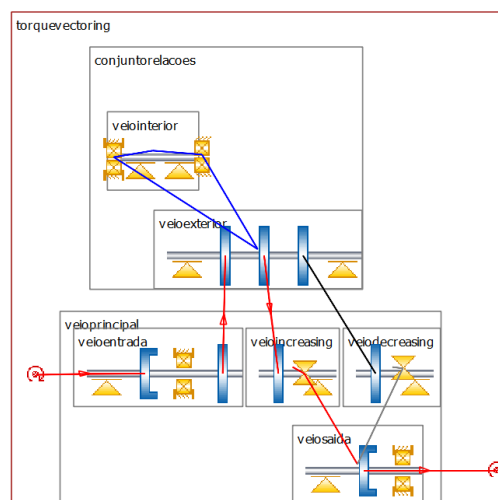


Figura 64 – Diagrama Cinemático KISSsys® - Conjunto Planetários

Com base nos pares de engrenagens, indicados na Figura 65, “1-4”, “2-5” e “3-6”, e nas relações do mecanismo de aumento e redução de velocidade, ρ_R e ρ_L , determinadas anteriormente no subcapítulo 3.4.3, obtém-se as relações entre os pares de engrenagens existentes no conjunto.

$$\rho_R = \frac{Z_1}{Z_4} * \frac{Z_5}{Z_2} = 1.22 \quad (4.12)$$

$$\rho_L = \frac{Z_1}{Z_4} * \frac{Z_6}{Z_3} = 0.82 \quad (4.13)$$

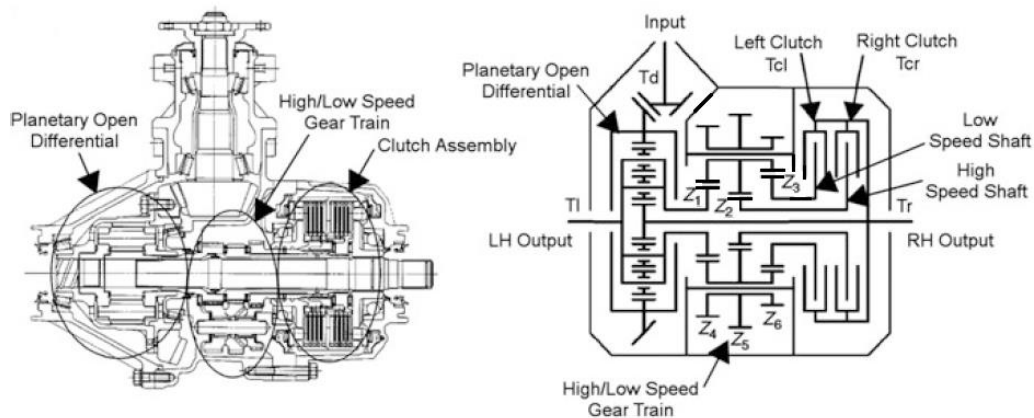


Figura 65 – Modelo 2D S-AYC [47]

Por questão de simplicidade atribui-se à relação entre as engrenagens “1” e “4” o valor de 1, significando assim que a relação entre as engrenagens “2” e “5” é de 1.22 e entre as engrenagens “3” e “6”, a relação é de 0.82.

Estes valores são utilizados no *software* KISSsoft® durante a atribuição das condições de cálculo, alcançando posteriormente o valor do número de dentes de cada engrenagem.

Para o dimensionamento de veios e engrenagens são tidas em conta dimensões de rolamentos necessários e a, claro, sua disponibilidade, sendo evidente que o principal objetivo além da fiabilidade do sistema é a utilização de elementos de dimensões reduzidas. Considerando um semi-eixo com 28 mm de diâmetro, os restantes componentes são dimensionados em torno deste.

Tanto para os veios, como para as engrenagens o aço escolhido é o aço de cementação G15 *Special*, com a norma 18CrNiMo 7-6 da *Euronorm*, com as características da Tabela 11.

Para esta análise, a correção de dentado e os seus coeficientes são determinados para uma situação de deslizamento específico ótimo.

4.2.2. Resultados

O dimensionamento das engrenagens inicia-se considerando uma distância entre eixos igual para todos os pares de engrenagens, um ângulo de pressão de 20°, uma largura de dentado de 15 mm e a relação de transmissão desejada, e após vários ciclos e tentativas são determinados os pares de engrenagens que satisfazem os requisitos mecânicos e que apresentam menor distância entre eixos e massa. (Tabela 16)

Tabela 16 - Parâmetros Engrenagens Conjunto Planetários KISSsoft®

Engrenagem	Par Engrenagens 1		Par Engrenagens 2		Par Engrenagens 3	
	Entrada “Gear11”	Planetário 1 “Gear21”	Planetário 2 “Gear22”	Saída – Aumento de velocidade “Gear12”	Planetário 3 “Gear23”	Saída – Redução de velocidade “Gear13”
Módulo (m) [mm]	1.5		1.5		1.5	
Nº de dentes (z) [-]	30	30	33	27	27	33
Ângulo de pressão (α) [°]	20		20		20	
Distância entre eixos (a) [mm]	45		45		45	
Largura (b) [mm]	15	15	15	15	15	15
Correção de dentado (x) [mm]	0	0	-0.0706	0.0706	0.0706	-0.0706

Os resultados mais importantes e relevantes obtidos no dimensionamento das engrenagens para o caso em que uma embraiagem é acionada com um binário de 125 Nm estão na Tabela 17. Os resultados, quando o mesmo conjunto de engrenagens é verificado quanto à sua eficácia e fiabilidade quando sujeito a um espectro de carga, encontram-se na Tabela 18.

Tabela 17 – Resultados Engrenagens Conjunto Planetários KISSsoft®

		Par Engrenagens 1		Par Engrenagens 2		Par Engrenagens 3	
Engrenagem	Entrada	Planetário	Planetário	Saída –	Planetário	Saída –	
		1	2	Aumento de velocidade	3	Redução de velocidade	
<i>Actual tip circle</i> [mm]		48.0	48.0	52.288	43.712	43.712	52.288
Massa [kg]		0.089	0.089	0.126	0.056	0.056	0.126
Eficiência [%]		98.552		98.463		98.463	
<i>Root Safety</i>		2.792	2.792	2.937	2.996	2.595	2.543
<i>Flank Safety</i>		1.294	1.294	1.332	1.291	1.230	1.270
<i>Scuffing Safety</i>	<i>Flash</i>	10.939		10.769		9.859	
	<i>Integral</i>	4.436		4.531		4.410	
<i>Contact ratio</i>		1.654		1.649		1.649	

Tabela 18 – Resultados Engrenagens Conjunto Planetários KISSsoft® - Espectro de carga

		Par Engrenagens 1		Par Engrenagens 2		Par Engrenagens 3	
Engrenagem	Entrada	Planetário	Planetário	Saída –	Planetário	Saída –	
		1	2	Aumento de velocidade	3	Redução de velocidade	
<i>Actual tip circle</i> [mm]		48.0	48.0	52.288	43.712	43.712	52.288
Massa [kg]		0.089	0.089	0.126	0.056	0.056	0.126
Eficiência [%]		97.075		97.073		98.463	
<i>Root Safety</i>		1.071	1.071	1.155	1.179	0.827	0.853
<i>Flank Safety</i>		0.879	0.879	0.917	0.889	0.979	0.981
<i>Scuffing Safety</i>	<i>Flash</i>	4.014		4.090		3.479	
	<i>Integral</i>	3.000		3.156		2.937	
<i>Contact ratio</i>		1.654		1.649		1.649	

Os veios e rolamentos do sistema são também verificados quanto à sua resistência à fadiga. (Tabela 19 e Tabela 20)

Tabela 19 – Resultados Veios Conjunto Planetários KISSsoft

Veio	Entrada	Aumento de velocidade	Redução de velocidade	Conjunto Relações	Saída (Semi-eixo direito)
Diâmetro [mm]	40	34	42	32	28
Comprimento [mm]	76	130	75	64.2	313.3
Massa [kg]	0.230	0.205	0.148	0.230	1.511
Deflexão máxima [mm]	0.0264	0.562	0.097	0.0312	0
F. Segurança Fadiga	10.97	1.17	2.93	6.70	18.13
F. Segurança Estático	9.23	1.11	2.96	5.19	10.67

Como não são consideradas forças axiais, apenas os rolamentos de rolos de agulhas são sujeitos a esforços, sendo os fatores de segurança obtidos satisfatórios, o que também se traduzirá numa vida útil superior. (Tabela 20)

Tabela 20 – Rolamentos Conjunto Planetários KISSsoft®

Rolamento	1	2
Veio	Veio conjunto relações	Veio conjunto relações
Modelo	SKF® NK 20/16	SKF® NK 20/16
Tipo	Rolamento de rolos de agulhas	Rolamento de rolos de agulhas
Dimensões (D.I./D.E./L.) [mm]	20/28/16	20/28/16
Vida útil [h]	1314.6	30683
F. Segurança Estático	5.42	13.95

4.2.3. Comentários

A atribuição de esforços de entrada no mecanismo de aumento e redução de velocidade não é evidente, porém após dois tipos de abordagens no dimensionamento, é possível afirmar:

- O fator mais importante e determinante na escolha da melhor solução é o tamanho do conjunto, diâmetro e largura das engrenagens. A distância ao centro define o diâmetro exterior mínimo necessário e o objetivo principal é reduzir este valor e obter um conjunto mais compacto, sem comprometer as resistências mecânicas;
- A massa das engrenagens também é um fator importante, porém o material escolhido e as dimensões determinam este valor. A utilização de um material com menor densidade e que cumpra os requisitos mecânicos é aconselhado para uma redução de massa. A única liga de alumínio existente no *software* KISSsoft® não cumpre os requisitos e a opção de uma liga de titânio ou outra deve ser considerada, caso o orçamento permita. A utilização de apenas 1 par de engrenagens para cada relação também poderia ser considerada, se existir a possibilidade de utilizar um material com melhores características mecânicas;

Se possível, a redução de massa através de abertura de furos ou redução de espessura nas engrenagens também é aconselhada;

- Fatores limitantes:
 1. Semi-eixos: Previamente dimensionado com um diâmetro de 28mm. O diâmetro das engrenagens no veio principal têm necessariamente de ser superior a este valor [5];
 2. Veios de suporte dos planetários: Os planetários estarão conectados à *cloche* através de veios inseridos no seu interior. Esses veios foram considerados com um diâmetro de 20 mm;
 3. Diâmetro exterior: é desejável que seja menor ou igual ao diâmetro exterior do diferencial e das embraiagens;
- Em condições de utilização normais, não haverá necessidade de substituir os rolamentos, devido à sua longa vida útil;
- Na condição de binário transmitido pelas embraiagens, as engrenagens cumprem os requisitos com fatores de segurança superior a 1, porém considerando espectro de carga apenas os veios atingem valores de segurança superior a 1, enquanto as engrenagens não atingem esse valor em todos os parâmetros de *Flank e Root Safety*. Apesar disso é considerado seguro utilizar estas engrenagens, pois as engrenagens de redução e aumento de velocidade não são constantemente solicitadas.

4.2.4. Desenho em Autodesk Inventor®

A Figura 66 representa o conjunto de planetários formado por 3 pares de engrenagens para cada relação de transmissão, sendo a sua montagem realizada entre ângulos de 60°, distanciando-se de igual forma ao veio principal. Através do definido no KISSsys®, os rolamentos são montados nas posições definidas e os estriados de ligação de cada veio são criados.

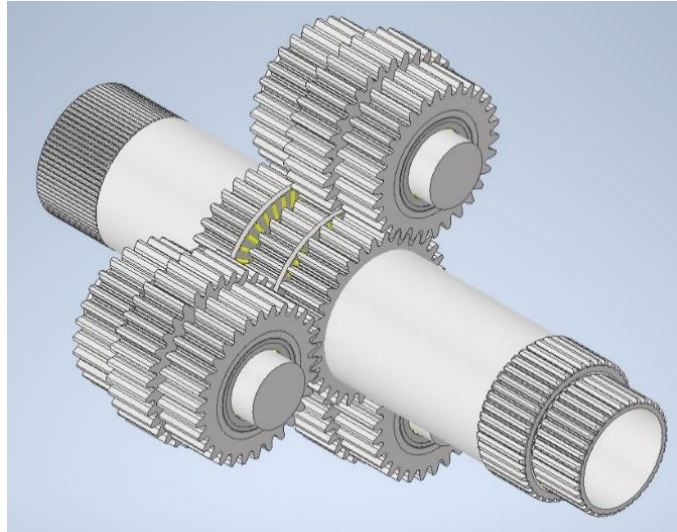


Figura 66 – Conjunto Planetários Inventor®

4.3. Embraiagens

Neste subcapítulo serão dimensionadas as embraiagens e componentes associados. As embraiagens serão responsáveis pela transmissão de binário necessário para a função do sistema *Torque Vectoring*. De acordo com o projeto, o tipo de embraiagem utilizado é de discos múltiplos em banho de óleo, como o exemplo da Figura 67.



Figura 67 – Embraiagem Multi-Disco em banho de óleo [56]

A primeira análise ao sistema das embraiagens será às propriedades dos discos de fricção para posteriormente serem realizados cálculos para o seu dimensionamento e modelação de acordo com os diversos componentes.

4.3.1. Propriedades discos de fricção

As características de fricção e o seu comportamento são dependentes do material de fricção, da superfície de contacto com o material de fricção, do lubrificante utilizado e das condições de operação, tais como temperatura, velocidade de escorregamento entre discos e força aplicada. [57]

O material de fricção tem a maior influência nas características de fricção da embraiagem e os materiais mais comuns são papel, bronze sinterizado, aço, fibra de carbono, cortiça, amianto e fibra de aramida, como os exemplos da Figura 68. As propriedades mais importantes do material são o nível de fricção, qualidade e estabilidade, durabilidade, resistência ao calor e a compatibilidade com óleos e aditivos.



Figura 68 – Diferentes tipos de discos de fricção [58]

Idealmente os materiais de fricção devem ser porosos para distribuir melhor o óleo pela zona de contacto e melhorar a transferência de calor. Maior porosidade geralmente também é sinónimo de maior coeficiente de atrito, no entanto a porosidade promove cavitação entre os discos em contacto.

Existem diversos parâmetros que influenciam a qualidade do material de fricção e podem ser afetados pelo processo de fabrico e técnicas usadas durante o seu fabrico. Assim como diversos tratamentos à superfície ou alterações na composição química dos materiais, que promovem performances melhores ao nível da embraiagem.

De acordo com os dados da Tabela 21, retiram-se dados importantes para o dimensionamento no próximo subcapítulo conforme o tipo de material dos discos a utilizar.

Tabela 21 – Propriedades Materiais de fricção [59]

Combinação de Materiais		Coeficiente de Atrito		Temp _{max} °C	Pressão _{max} MPa
		Húmido	Seco		
Cast Iron/Cast Iron	Ferro Fundido/Ferro Fundido	0,05	0,15-0,20	300	0,8
Cast Iron/Steel	Ferro Fundido /Aço	0,06	0,15-0,20	300	0,8-1,3
Hard Steel/Hard Steel	Aço Tratado/ Aço Tratado	0,05	0,15-0,20	300	0,7
Wood/Cast Iron-steel	Madeira/Ferro Fundido - Aço	0,16	0,2-0,35	150	0,6
Leather/Cast Iron-steel	Couro/Ferro Fundido - Aço	0,12-0,15	0,3-0,5	100	0,25
Cork/Cast Iron- Steel	Cartão/Ferro Fundido - Aço	0,15-0,25	0,3-0,5	100	0,1
Felt/Cast Iron- Steel	Feltro/Ferro Fundido - Aço	0,18	0,22	140	0,06
Woven Asbestos/Cast Iron-Steel	Tecido de Amianto/ Ferro Fundido - Aço	0,1-0,2	0,3-0,6	250	0,7
Moulded Asbestos/Cast Iron- Steel	Amianto Moldado/ Ferro Fundido - Aço	0,08-0,12	0,2-0,5	250	1,0
Impregnated Asbestos/Cast Iron-Steel	Amianto Impregnado/ Ferro Fundido - Aço	0,12	0,32	350	1,0
Carbon-graphite/Cast Iron-Steel	Grafite/ Ferro Fundido - Aço	0,05-0,1	0,25	500	2,1
Kevlar/Cast Iron- Steel	Kevlar/Ferro Fundido - Aço	0,05-0,1	0,35	325	3,0

4.3.2. Capacidade transmissão de binário

O binário, T, que é necessário nas embraiagens para a transferência de um determinado valor de *torque vectoring* (ΔT), depende da relação entre engrenagens do conjunto de planetários e é dado pelas seguintes equações:

$$T_{cr} = \frac{1 - S_{m\acute{a}x}}{2} * \Delta T \tag{4.14}$$

$$T_{cl} = \frac{1 + S_{m\acute{a}x}}{2} * (-\Delta T) \tag{4.15}$$

$$T = \frac{2 * \pi * \mu_{clutch} * p_0 * (r_o^3 - r_i^3)}{3} \tag{4.16}$$

Do valor de $S_{m\acute{a}x} = 0,1$ (calculado no subcapítulo 3.4.3) e $\Delta T = 125$ N.m (calculado no subcapítulo 3.4.2), resulta:

$$T_{cr} = 56,25 \text{ N.m}$$

$$T_{cl} = -68,75 \text{ N.m}$$

O valor de referência para o cálculo do binário T será o de T_{cl} , por ser o conjunto que requer uma transmissão de binário superior. Tratando-se de um sistema que irá apresentar um desgaste superior aos restantes componentes devido à fricção entre discos, deve se ter em conta um coeficiente de segurança elevado, assim como ter em conta perdas de binário que existem nestes sistemas.

De forma a saber as dimensões e quantidade de discos necessários são feitas algumas iterações com valores conhecidos e outros arbitrados tendo em conta as necessidades.

O coeficiente de atrito entre as superfícies dos discos, μ_{clutch} , depende do material dos mesmos, porém numa primeira análise assume-se que as embraiagens são de discos de cortiça e ferro fundido em banho de óleo, resultando um valor de 0.15.

A pressão hidráulica, p_0 , arbitrada será de 10 bar (0.1 MPa), valor máximo para embraiagens deste tipo como indicado na Tabela 21.

O número de discos atribuído é de 3 por embraiagem, ou seja, o número de faces de atrito, $N_{faces\ atrito}$, é 6.

Desta forma é possível determinar o valor do raio exterior do contacto entre discos, r_o . Para condições de desgaste uniforme da área de contacto entre discos, e de forma a determinar o raio interior, r_i , ótimo, tendo em conta os efeitos contrários na transmissão de binário, pois, quando o valor de raio interior é menor, a transmissão de binário é menor devido ao braço de atuação e a área de contacto aumenta, assume-se que:

$$r_i = 0,58 * r_o \quad (4.17)$$

$$r_o = \sqrt[3]{\left(\frac{T}{2 * N_{faces\ atrito} * \pi * \mu_{clutch} * p_0 * 0,3253}\right)} \quad (4.18)$$

Os resultados obtidos são:

$$R_o = 42.1 \text{ mm}$$

$$R_i = 24.4 \text{ mm}$$

Estes valores servem como referência, porém devido a questões de dimensões dos semi-eixos previamente dimensionados, veios e tambores, não é possível incorporar discos tão pequenos. Tendo em conta o existente no mercado e o facto dos motores de mota, neste caso o de uma Suzuki[®] GSXR600, utilizado no Fórmula T-14, ter embraiagem de discos múltiplos em banho de óleo opta-se pela utilização de uma embraiagem do mesmo modelo. Esta iniciativa permitirá reduzir custos e, pelo facto de os discos da embraiagem e do diferencial serem iguais, garantir menor quantidade de material suplente e de substituição no *stock* de peças e material a levar para as provas. As dimensões dos discos encontram-se na Figura 69.

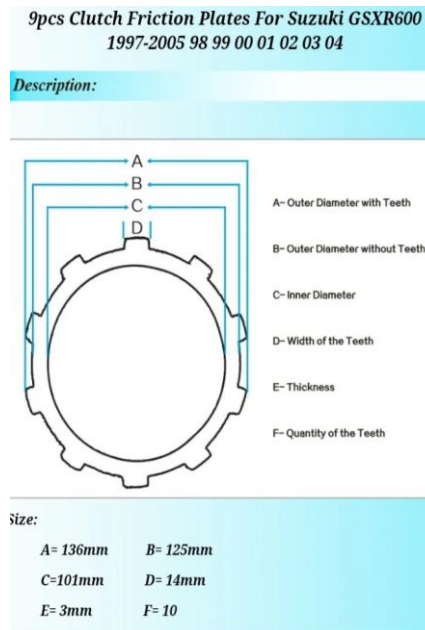


Figura 69 – Dimensões Discos Embraiagem Suzuki GSXR600 [60]

Tendo em conta o facto de os discos da embraiagem serem do mesmo tipo que anteriormente fora definido, as condições anteriores não se alteram, resultando um valor de binário transmitido de 217.4 N.m, com um coeficiente de segurança de 3.16.

A determinação das dimensões dos discos de embraiagens serviu, também, como ponto de partida para a definição do diâmetro do conjunto.

4.3.3. Perdas de energia e binário

Como referido por Sawase [20] e apresentado no subcapítulo 2.5.1, as perdas de energia e binário no sistema S-AYC, do tipo OH-O, são mínimas. Os valores para o sistema deste projeto são calculados neste subcapítulo e devem ser considerados no controlo do sistema para que o valor de binário aplicado nas embraiagens corresponda ao valor de *torque vectoring* desejável.

Durante o regime transiente em que a embraiagem não está completamente embraiada, ou seja, existe escorregamento entre os discos, ocorre perda de energia por fricção, E_{LOSS} . [20]

Esta perda de energia refere-se apenas às embraiagens e é dada pela seguinte equação:

$$E_{LOSS} = \Delta S_{C1} * T_{C1} = (S_{m\acute{a}x} - S) * \Delta T \quad (4.19)$$

Em que ΔS_{C1} é a diferença de velocidade entre o tambor interior das embraiagens que está conectado aos discos e a peça que está conectada ao dentado exterior dos discos. Esta diferença de velocidade provoca as perdas quando multiplicada pelo binário transmitido

pelas embraiações, T_{cl} . A fórmula também pode ser dada pela diferença de $S_{m\acute{a}x}$ e a diferença de velocidade entre rodas existente, multiplicada pelo valor de *torque vectoring*, ou diferença de binário.

Neste caso o valor de perda de energia máximo, E_{LOSS} , será de 12.5 N.m, considerando $S_{m\acute{a}x}$ igual a 0.1, S igual a 0 e ΔT igual a 125 N.m.

Conseqüentemente as perdas de binário em relação ao binário de entrada após a atuação de uma das embraiações também podem ser significativas e dependem do valor de $S_{m\acute{a}x}$ e do valor de binário requerido nos discos de embraiagem através da pressão hidráulica. Quando a embraiagem do lado direito é acionada o valor de perda de binário, TL_r , calcula-se através da equação:

$$TL_r = T_e - (T_{rr} + T_{rl}) = \left[\frac{1 + S_{m\acute{a}x}}{1 - S_{m\acute{a}x}} - 1 \right] * T_{cr} \quad (4.20)$$

Quando a embraiagem do lado esquerdo é acionada, TL_l , é:

$$TL_l = T_e - (T_{rr} + T_{rl}) = \left[1 - \frac{1 - S_{m\acute{a}x}}{1 + S_{m\acute{a}x}} \right] * T_{cl} \quad (4.21)$$

De forma a analisar a influência do valor de $S_{m\acute{a}x}$, atribui-se, em ambos os casos, valores de T_{cr} e T_{cl} de 100 N.m, obtendo como seria de esperar perdas de binário superiores para valores superiores de $S_{m\acute{a}x}$, como representado na Figura 70 e Figura 71.

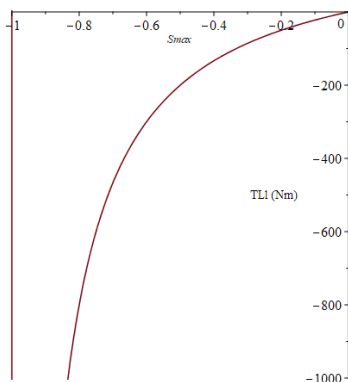


Figura 70 – Gráfico Perdas Binário em função de $S_{m\acute{a}x}$ – Embraiagem Esquerda

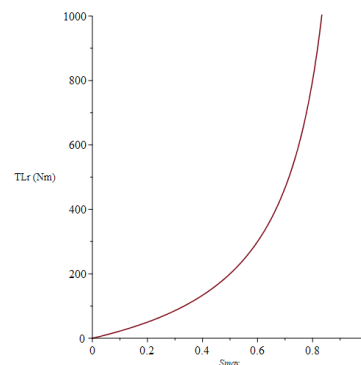


Figura 71 – Gráfico Perdas Binário em função de $S_{m\acute{a}x}$ – Embraiagem Direita

As perdas de binário para os valores determinados para o sistema são:

$$TL_l = -12,5 \text{ N.m}$$

$$TL_r = 11,1 \text{ N.m}$$

4.3.4. Desenho em Autodesk Inventor®

Considerando as dimensões dos discos da Figura 69 é construído o restante conjunto em *software* CAD, como representado na Figura 72. A ligação dos discos de embraiagem aos veios é feita através de tambores com estriado no interior dos furos. O dentado exterior dos discos é conectado a um prato exterior, que por sua vez é conectado a uma peça que faz a ligação ao semi-eixo direito. Entre tambores são implementados rolamentos axiais de agulha, tendo em conta o movimento relativo entre si.

A análise do sistema completo de acionamento das embraiagens é aprofundada no subcapítulo 4.4.6.

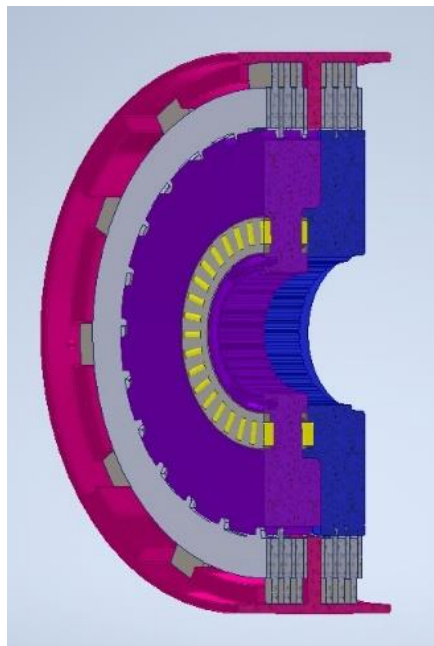


Figura 72 – Vista em Corte Embraiagens

4.4. Otimização do conjunto

A essência deste subcapítulo é a otimização do conjunto com a adição de componentes relevantes para o bom funcionamento do sistema, assim como a otimização de alguns componentes anteriormente dimensionados.

4.4.1. Rolamentos, Retentores e O-Rings

O diferencial, ao invés dos restantes componentes que estão fixos ao chassis e não têm movimento, roda solidário com a roda de corrente, por isso são necessários rolamentos nas zonas comuns aos componentes que têm rotações diferentes.

De acordo com o catálogo da SKF® [61], são escolhidos os rolamentos que apresentam dimensões adequadas aos componentes e posteriormente é verificada a sua resistência a uma solicitação estática e dinâmica. As características dos rolamentos escolhidos encontram-se na Tabela 22, em que estes são rígidos de esferas e com vedação dos dois lados.

Tabela 22 – Características Rolamentos Diferencial [61]

	SKF® 6010 – 2RS1	SKF® 61912 – 2RS1
Diâmetro interior [mm]	50	60
Diâmetro exterior [mm]	80	85
Largura [mm]	16	13
Massa [kg]	0.27	0.21
Capacidade carga estática [kN]	15.6	12.0
Capacidade carga dinâmica [kN]	22.9	16.5

O rolamento SKF® 6010 – 2RS1 é montado no suporte do diferencial que está situado mais próximo da roda de corrente e o rolamento SKF® 61912 – 2RS1 é montado na *cloche* do conjunto de planetários.

Numa primeira fase, através do binário proveniente do motor são calculadas as reações na roda de corrente afetadas pelo seu raio e pelo ângulo que a corrente faz quando está tensionada. (Figura 73)

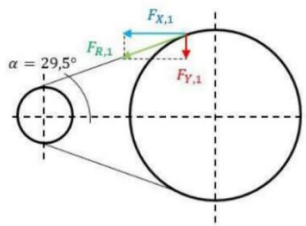


Figura 73 – Forças na roda de corrente

Na Figura 74 estão representados os rolamentos, o diferencial e a roda de corrente. O rolamento “2” é o SKF 6010 -2RS1, o rolamento “4” é o SKF 61912 2RS1, o número “1” da figura é a roda de corrente e o número “3” da figura é o corpo do diferencial. No ponto “3” será considerada a força provocada pela massa do diferencial e a aceleração da gravidade, considerando-se que o seu centro de gravidade se situa entre os dois rolamentos.

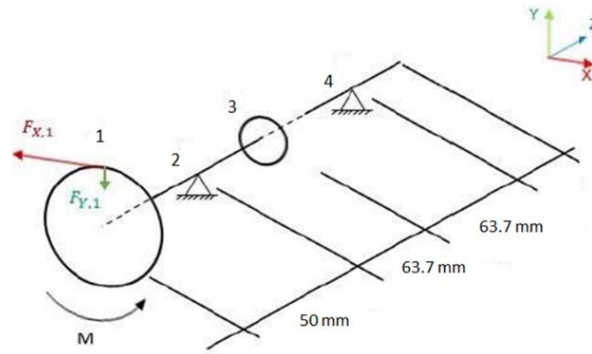


Figura 74 – Representação do diferencial e rolamentos

Na Figura 75 e Figura 76 estão representadas as reações nos rolamentos em relação ao eixo dos yy e em relação ao eixo dos xx, respectivamente.

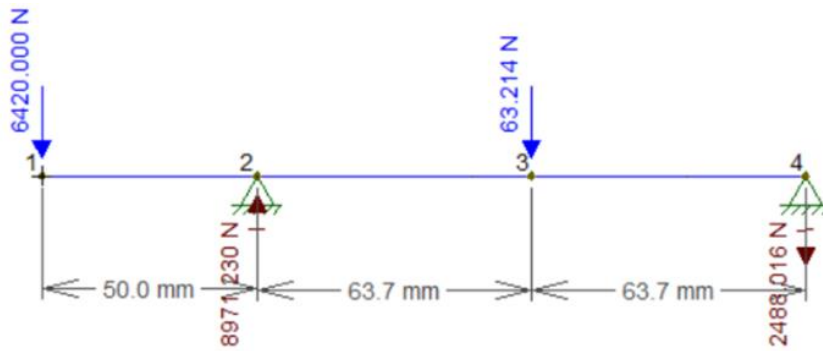


Figura 75 – Reações Rolamentos (Eixo YY)

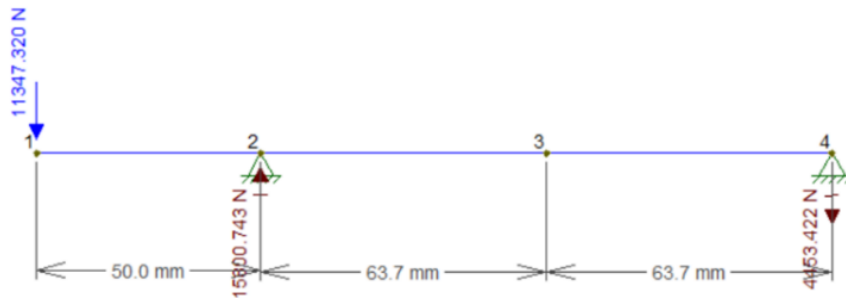


Figura 76 – Reações Rolamentos (Eixo XX)

As forças radiais resultantes nos rolamentos são:

$$FR(2) = \sqrt{8971,23^2 + 15800,743^2} = 18170 \text{ N} \quad (4.22)$$

$$FR(4) = \sqrt{2488,017^2 + 4453,421^2} = 5101 \text{ N} \quad (4.23)$$

Nesta análise não são consideradas cargas axiais.

A solicitação estática dos rolamentos é desprezável, pois apenas o valor do peso do diferencial contribui, durante a situação de repouso.

Em condição dinâmica, os rolamentos apresentam valores de coeficientes de segurança satisfatórios para o projeto, em que C é a capacidade de carga dinâmica do rolamento e P a força aplicada:

- Rolamento SKF® 6010 – 2RS1

$$\frac{C}{P} = \frac{22.9}{18.2} = 1.26 \tag{4.24}$$

- Rolamento SKF® 61912 – 2RS1

$$\frac{C}{P} = \frac{16.5}{5.1} = 3.24 \tag{4.25}$$

Recorrendo à ferramenta *Bearing Select* da SKF® determinou-se a vida nominal dos rolamentos, L_{10mh} , considerando-se os valores de binário e rotações do espectro de carga da coroa do diferencial (igual à roda de corrente), utilizado no subcapítulo 4.2.1, para o cálculo das reações nos rolamentos. A utilização do espectro de carga permite resultados mais realistas pois representam os vários esforços que os rolamentos estarão sujeitos durante a sua vida. Uma temperatura de 20°C é definida e a Figura 77 e Figura 78 mostram os espectros de carga obtidos.



Figura 77 – Espectro de carga – Rolamento SKF® 6010 – 2RS1 [62]

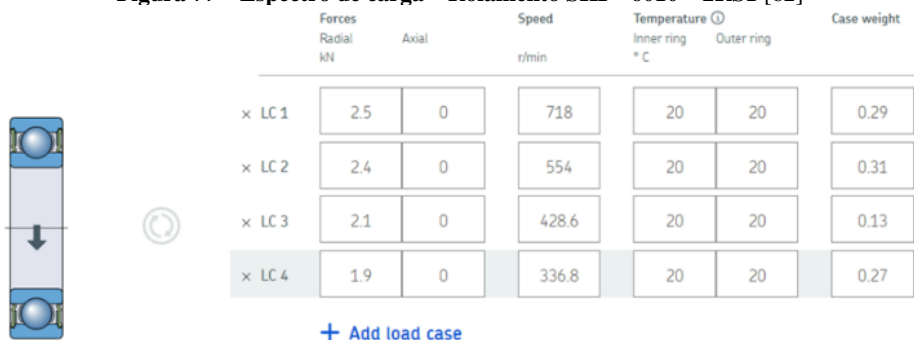


Figura 78 – Espectro de carga – Rolamento SKF® 61912 – 2RS1 [62]

A vida nominal obtida para os rolamentos é:

- Rolamento SKF® 6010 – 2RS1

$L_{10mh} = 3320$ h

- Rolamento SKF® 61912 – 2RS1

$L_{10mh} = 2 \times 10^5$ h

Os rolamentos do conjunto de planetários são definidos no KISSsoft®, porém, tal como esses rolamentos, os restantes não sofrem esforços relevantes. Os restantes rolamentos que fazem parte do conjunto total do diferencial são determinados a partir das dimensões dos componentes a que estão associados, sendo realizadas várias iterações até os componentes e os rolamentos terem as dimensões e tolerâncias corretas.

Os rolamentos escolhidos são da marca SKF® e têm as referências indicadas na Tabela 23.

Tabela 23 – Referências Rolamentos Conjunto [61]

Referência	Qtd.	Tipo
SKF® 16009	2	Rígido de esferas
SKF® AXK 3552	2	Axiais de rolos de agulhas
SKF® AXK 4565	3	Axiais de rolos de agulhas
SKF® AXK 4060	1	Axiais de rolos de agulhas
SKF® AXK 100135	2	Axiais de rolos de agulhas
SKF® AXK 5070	2	Axiais de rolos de agulhas
SKF® HK 2820	2	Agulhas com capa estampada
SKF® W 61708	1	Rígido de esferas
SKF® NK 20/16	6	Rolos de agulhas

Na seção do pistão da embraiagem, de forma a garantir o máximo de vedação do fluido sob pressão que irá atuar nos discos de embraiagem, é colocado um *O-Ring*. Após a consulta do catálogo da empresa Parker® é escolhido o *O-Ring* com a referência 2-254 e são retiradas as dimensões, da Figura 79, necessárias para a caixa do *O-Ring* recomendadas para casos em pistão que se move. [63]

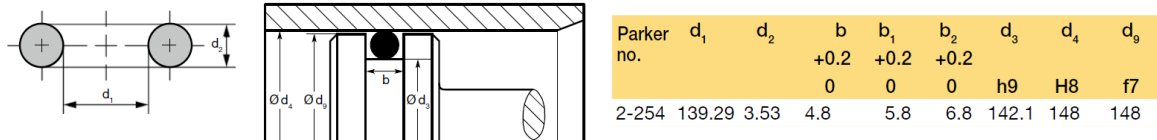


Figura 79 – Dimensões O-Ring Parker® 2-254 [63]

Os retentores servem igualmente para vedar o fluido e situam-se entre componentes parados e em movimento, ou componentes com movimento relativo entre si. Os retentores utilizados devem ser de borracha reforçados com metal, como os da Figura 80 e têm as dimensões indicadas na Tabela 24.

Tabela 24 – Dimensões Retentores

Dimensões [mm]	Qtd.
28x35x10	2
28x40x7	2
28x70x10	1
30x44x8	1
40x50x10	2



Figura 80 – Retentor Borracha reforçado com metal [61]

4.4.2. Tampas

No *software* Autodesk Inventor®, Ansys® e KISSsoft®, como representado na Figura 81, é definido o material das tampas que constituem o diferencial, considerando-se a liga de Alumínio 7075-T6 devido às propriedades mecânicas satisfatórias em termos de resistência e peso. [64]

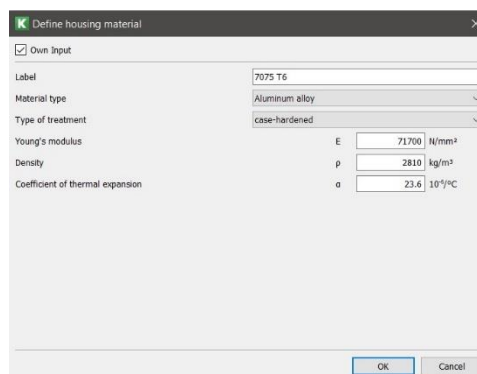


Figura 81 – Definição material das tampas em KISSsoft®

Para o desenho das tampas, Figura 82 a Figura 86, é utilizado o *software* Autodesk Inventor®, onde numa primeira fase são consideradas as dimensões de engrenagens e veios, definindo assim os limites para as tampas e suporte desses mesmo veios. Os rolamentos, retentores e outros componentes com medidas *standard* ou de um determinado fabricante, também são

determinantes para as dimensões das tampas e ligações, pois é aconselhado o dimensionamento do conjunto com componentes que existam no mercado.

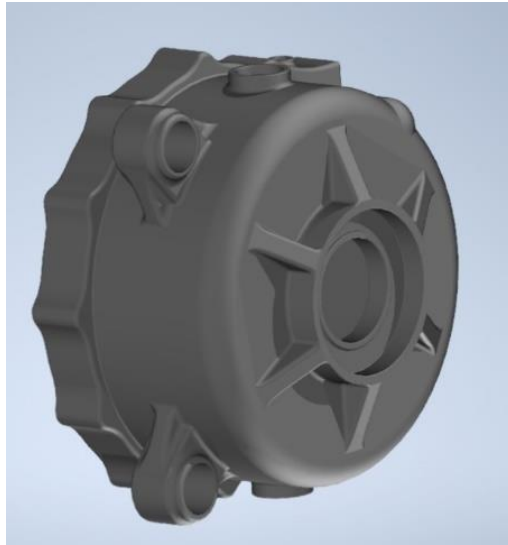


Figura 82 – Tapa embraiações

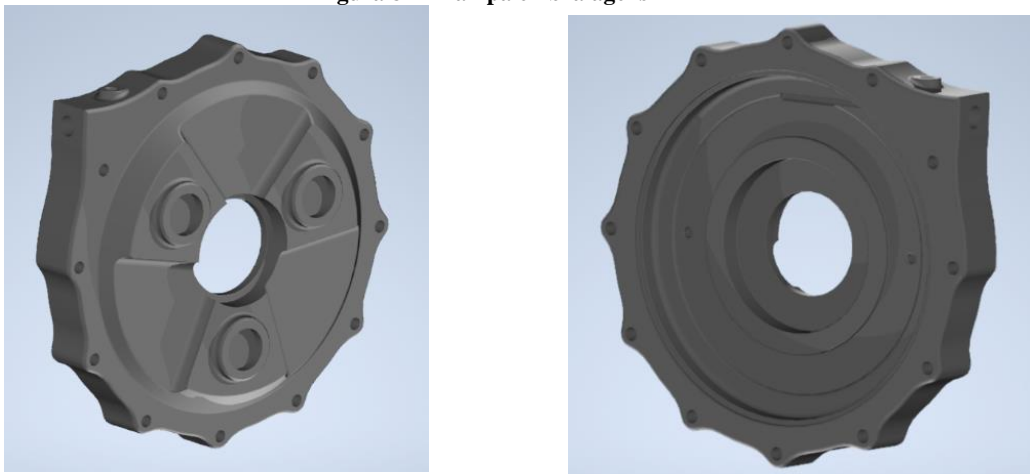


Figura 83 – Tapa separação Embraiações e Planetários

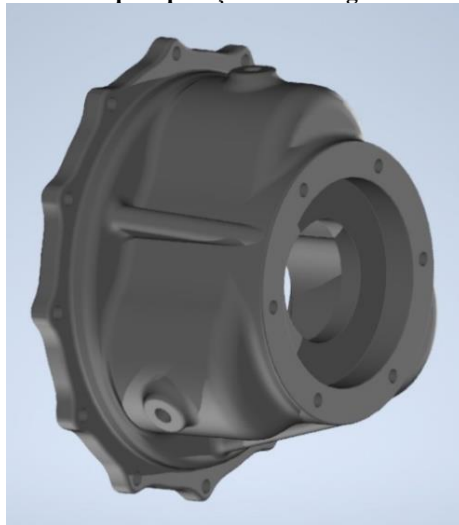


Figura 84 – Tapa Conjunto Planetários

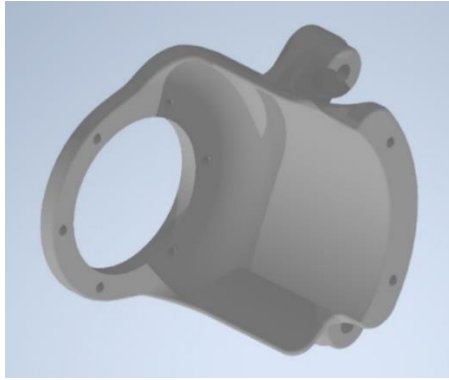


Figura 85 – Suporte Conjunto Planetários – Diferencial

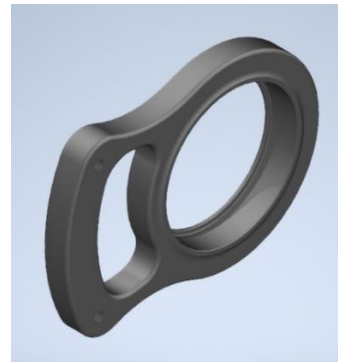


Figura 86 - Suporte Diferencial

O processo revela-se moroso e é necessário várias iterações e alterações para que tudo seja compatível e funcional. Nas seguintes imagens estão representadas as últimas versões das tampas e suportes do sistema antes da análise estrutural, com destaque para a adição de *ribs* e pontos de reforço estrutural. A fixação ao chassis é feita com recurso a apoios de sinoblocos, como os da Figura 87, que permitem algum deslocamento radial, axial ou tangencial para que o sistema não esteja completamente constringido, permitindo assim algum grau de liberdade e absorver vibrações e esforços elevados.



Figura 87 – Sinoblocos de borracha-metal [65]

O ponto seguinte do projeto em relação às tampas é verificar a sua resistência mecânica quando solicitadas pelo esforço causado pela força de tração na roda de corrente. Essa força causará reações na zona dos rolamentos, visto o diferencial ser o único componente não estático e que está conectado à roda de corrente e às restantes tampas que estão estáticas e fixas ao chassis. As forças calculadas encontram-se nas equações (4.23) e (4.24).

Tendo em conta que o diferencial está conectado ao chassis e este por sua vez sofre esforços durante acelerações elevadas provocadas durante uma curva ou lomba, nesta análise é também considerado um caso de lomba. Considerando uma aceleração de 3g e que as tampas e rolamentos utilizados na análise representam 50% da massa total do conjunto, a aceleração que corresponde à mesma força exercida, no caso de o conjunto total estar representado é:

$$m_{total\ conjunto} * 3 * 9.81 = 0.5 * m_{total\ conjunto} * a_{lomba(tampas)} \quad (4.26)$$

Resultando numa aceleração equivalente de 58.86 m/s^2 .

A análise estrutural é realizada com recurso ao *software* ANSYS®, onde é possível simular os esforços existentes e obter resultados com elevada confiabilidade.

Os modelos realizados em Inventor® são importados para o *software* e após a atribuição do material respetivo e a realização das ligações entre os diversos componentes é dado o início da simulação com a definição dos constrangimentos necessários, criação de malha adequada e a aplicação das forças existentes, como representado na Figura 88.

O material definido para os rolamentos é o Aço ASTM 52100. [66]

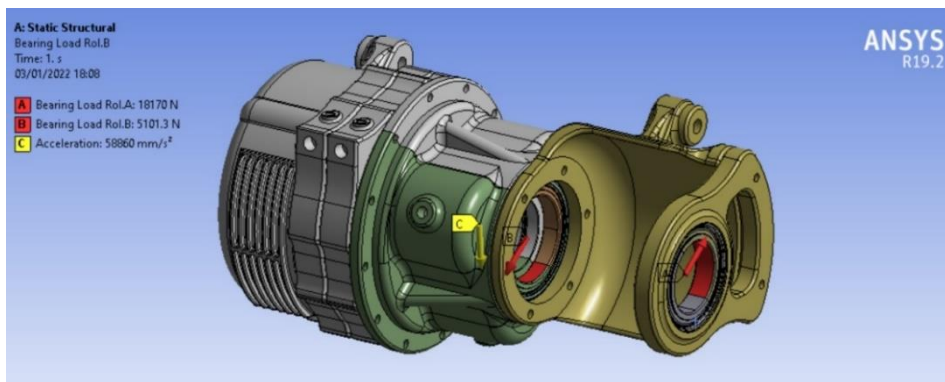


Figura 88 – Forças aplicadas Versão Inicial – ANSYS®

Os suportes definidos são do tipo *Cylindrical Support* para simular os sinoblocos escolhidos, em que os 4 apoios são constrangidos radialmente, sendo um desses 4 apoios constrangido também axialmente para não permitir o sistema mover-se (Figura 89). As faces das tampas fixas com parafusos são definidas como “*Bonded*”.

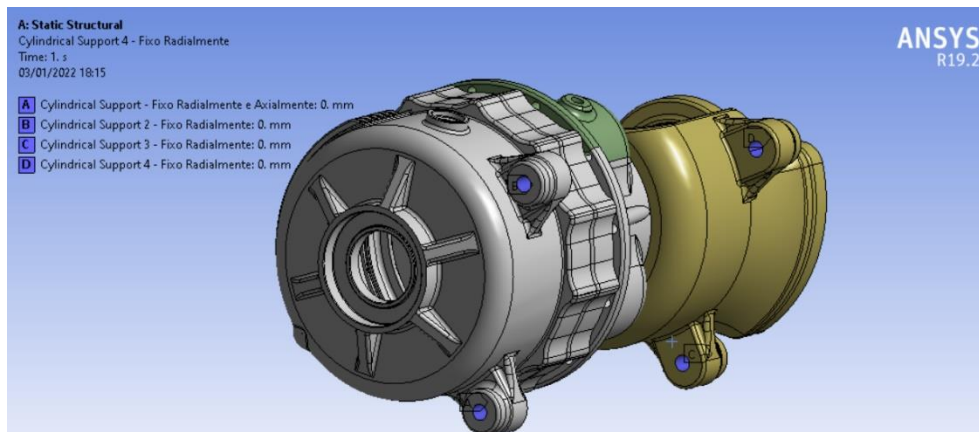


Figura 89 – Suportes Versão Inicial – ANSYS®

O parâmetro utilizado para a malha das peças é “*Use Geometry Setting*”, sendo o tamanho dos elementos definido automaticamente pelo *software* conforme a geometria das peças. Em

termos de resolução, utilizou-se a maior resolução para permitir um maior número de elementos existentes. Na eventualidade de ocorrerem demasiadas concentrações de tensões em determinados locais, a malha deve ser refinada, pelo menos nesses pontos, para uma análise mais cuidada.

Na primeira análise, representada na Figura 90, Figura 91, Figura 92 e Tabela 25, os resultados obtidos demonstram que é necessário um alto nível de atenção na zona dos suportes do diferencial, onde o suporte que incorpora o rolamento e o suporte que é acoplado a este e faz a ligação ao chassis sofrem elevadas deformações e tensões em diversos pontos. Estes resultados demonstram a necessidade de desenvolver uma solução muito melhor de forma que as tensões sejam atenuadas e seja atingida uma solução final fiável.

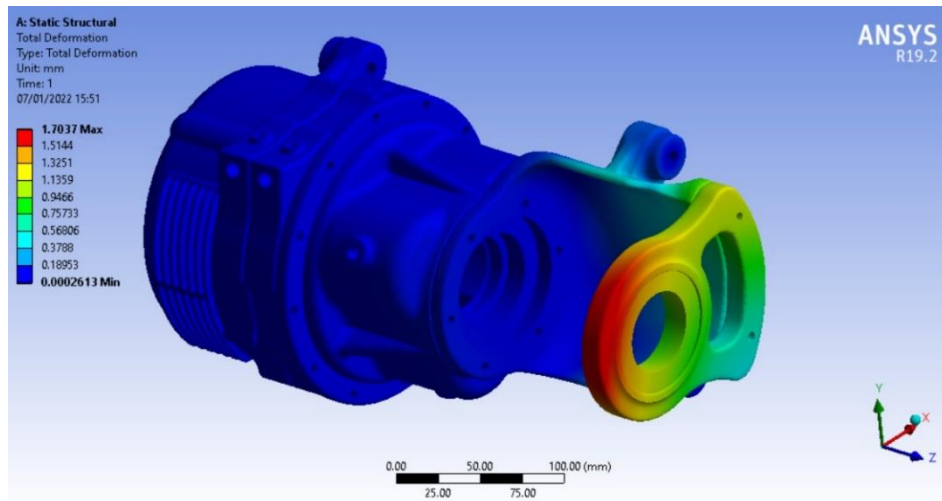


Figura 90 – Deformação total Versão Inicial – ANSYS®

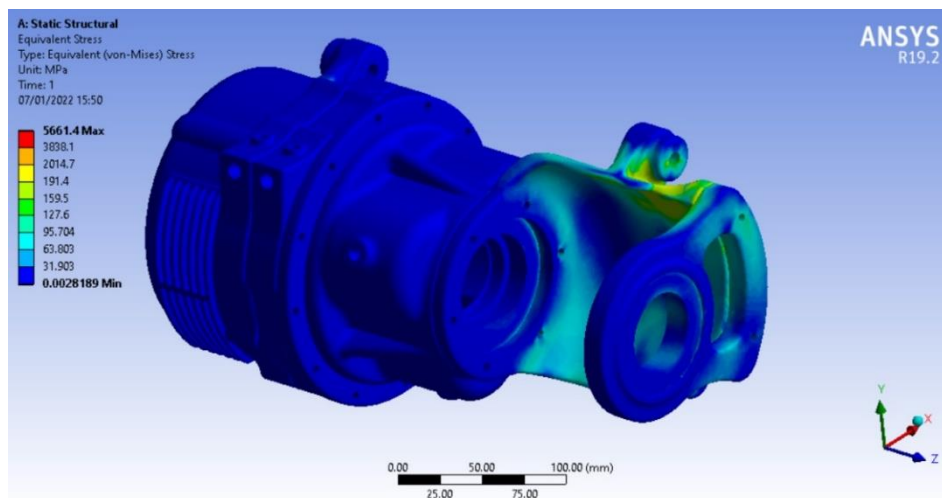


Figura 91 – Tensão Equivalente von-Misses Versão Inicial ANSYS®

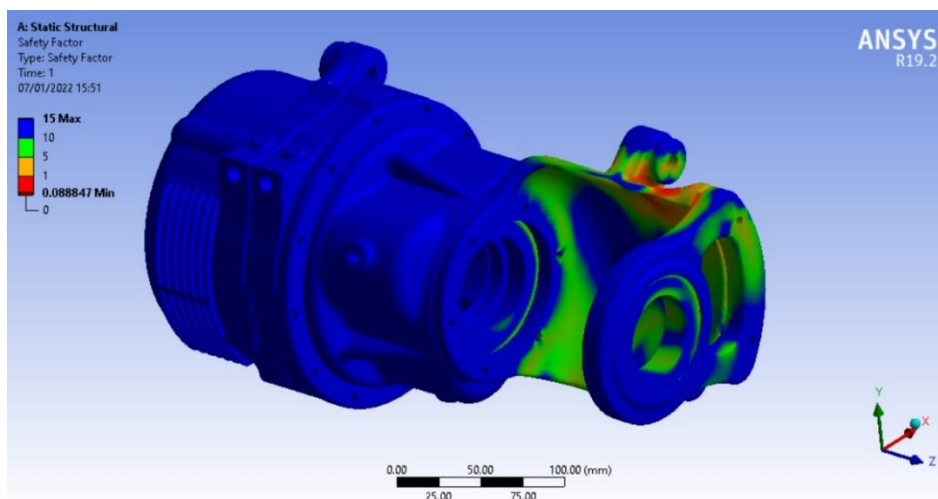


Figura 92 – Coeficiente de segurança Versão Inicial ANSYS®

Tabela 25 – Resultados Análise Estrutural Versão Inicial

Tensão limite de cedência (Alumínio 7075 – T6) [MPa]	503
Deformação Total máxima [mm]	1.70
Tensão von Mises máxima [MPa]	5561.4
Coeficiente de segurança	0.09

Surge então a necessidade de alterar os suportes do diferencial e que fazem a ligação ao chassis para suportar o conjunto.

Após várias tentativas de encontrar a melhor solução foi obtida uma versão final, representada na Figura 93, para os dois componentes onde existia maior concentração de tensões e risco de rotura. A solução consiste em fazer a ligação ao chassis no suporte mais próximo da roda de corrente e que incorpora o rolamento que está sujeito a forças maiores, fazendo com que não ocorra flexão nos apoios, pois os apoios ao chassis encontram-se no mesmo plano da força exercida no rolamento. Além disso, a zona de contacto entre os dois suportes é aumentada e são realizados reforços estruturais em diversos pontos dos suportes. Estas alterações permitiram que a espessura do suporte que é conectado à *cloche* dos planetários fosse reduzida, sem comprometer a sua resistência.

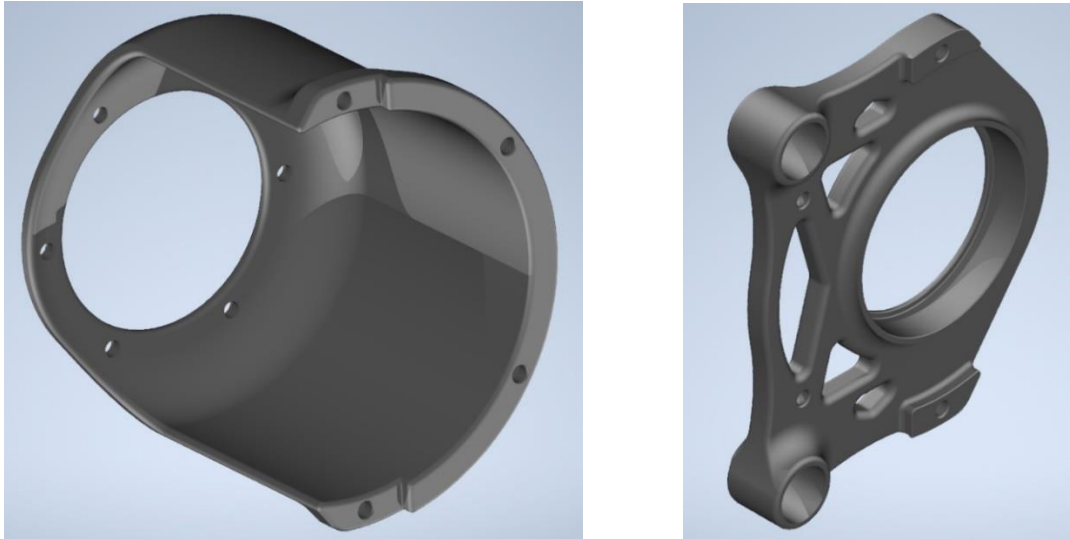


Figura 93 – Suporte Conjunto Planetários – Diferencial e Suporte Diferencial - Versão Final

As alterações demonstram resultados substancialmente melhores comparativamente com a versão inicial (Tabela 26), em que a deformação é praticamente nula (Figura 94), as tensões máximas são da ordem dos 190 MPa (Figura 95), resultando num coeficiente de segurança de aproximadamente igual a 2.59 (Figura 96). Este valor pode ser considerado bastante satisfatório tendo em conta os valores utilizados nas reações nos rolamentos serem para a situação de binário máximo que o motor consegue produzir, porém, como visto anteriormente (subcapítulo 3.4.2), a tração existente e a carga vertical nas rodas influenciam o binário máximo que as rodas conseguem utilizar. Esse valor é o binário resistente transmitido pelo diferencial e que o conjunto irá suportar em condições reais. Sendo que esse binário, em aceleração, será sempre inferior ao valor do binário máximo proveniente do motor. Posto isto, pode-se considerar que o conjunto das tampas está dimensionado com um coeficiente de segurança que permite elevado grau de confiança.

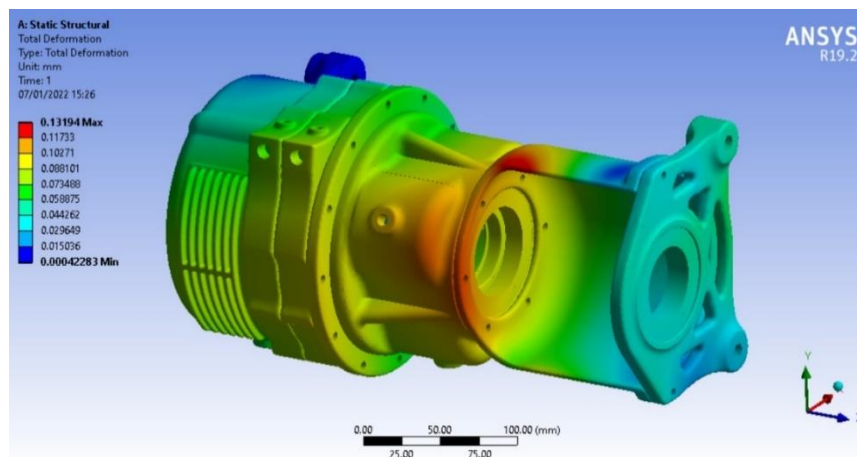


Figura 94 – Deformação total Versão Final – ANSYS®

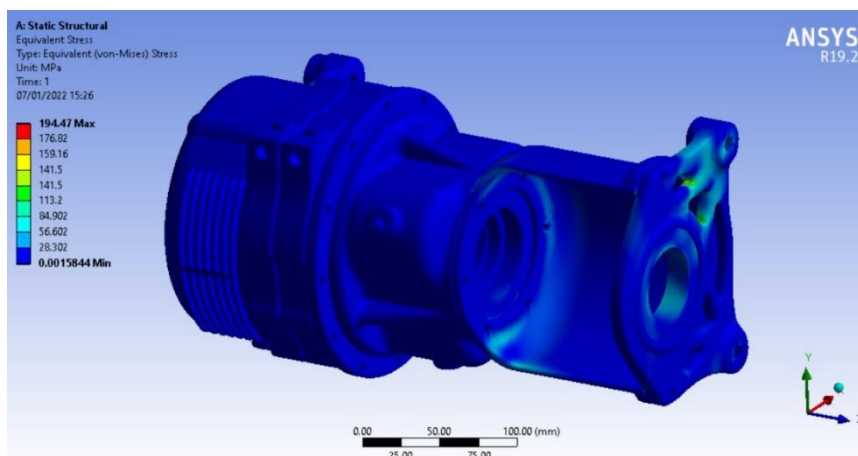


Figura 95 – Tensão Equivalente von-Mises Versão Final ANSYS®

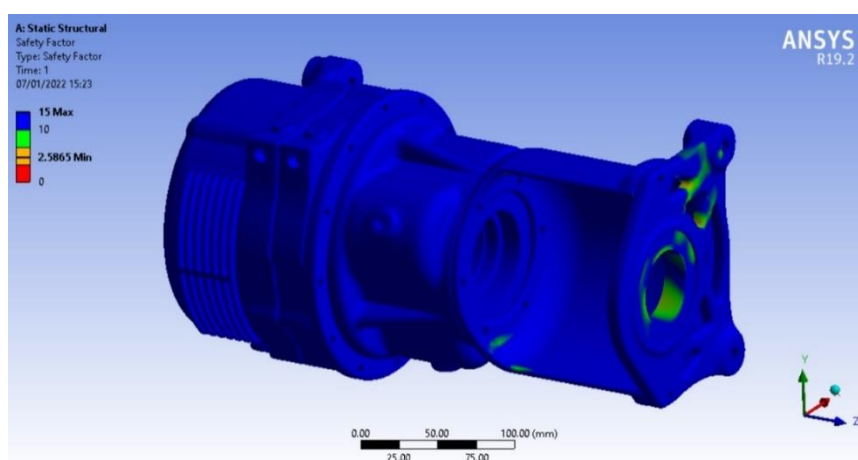


Figura 96 – Coeficiente de segurança Versão Final ANSYS®

Tabela 26 – Resultados Análise Estrutural Versão Final vs Inicial

	Final	Inicial
Tensão limite de cedência (Alumínio 7075 – T6) [MPa]	503	
Deformação Total máxima [mm]	0.13	1.70
Tensão von Mises máxima [MPa]	194.5	5561.4
Coeficiente de segurança	2.59	0.09

Para um controlo mais eficaz e correto funcionamento do sistema em casos de extrema solicitação, ou até mesmo em condições inversas, em que é necessário um temperatura superior para as embraiagens serem atuadas corretamente e não haver escorregamento, surge a necessidade de direcionar o ar através de condutas de refrigeração para a região das embraiagens. Além da existência de condutas de refrigeração, que podem servir para transmitir ar frio ou ar quente, adicionam-se alhetas na tampa das embraiagens para permitir uma melhor refrigeração, como representado na Figura 97.

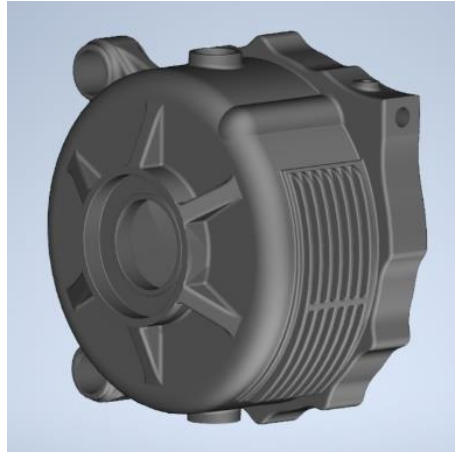


Figura 97 – Alhetas Tampa Embraiagens

4.4.3. Engrenagens

Uma das soluções para a redução de peso nas engrenagens é a redução de espessura nas faces das engrenagens entre o dentado e o furo interior ou a realização de furos, sem que comprometa a resistência do dentado das engrenagens, como representado na Figura 98. Porém este método não é possível de realizar nas engrenagens deste projeto, devido à distância reduzida entre o dentado e o furo interior. A única possibilidade é nos tambores das embraiagens, onde a redução de massa é da ordem das 226 gramas num tambor (Aumento de velocidade) e 175 gramas no outro tambor (Redução de velocidade).

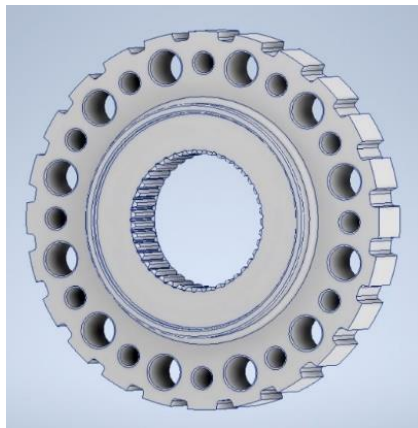


Figura 98 – Redução massa – Tambores Embraiagens

O furo interior do tambor é o local de aplicação do binário que simula o acionamento das embraiagens. O valor atribuído para o momento é de 125 N.m. Os suportes considerados são as faces de encosto dos discos de embraiagem, como uma das faces representadas na Figura 99.

A análise FEA permite comprovar que as alterações não revelam consequências negativas na resistência dos tambores, obtendo valores de tensão e deformações insignificantes, como demonstrado na Figura 100 e Tabela 27. O material escolhido é o Alumínio 7075 T-6.

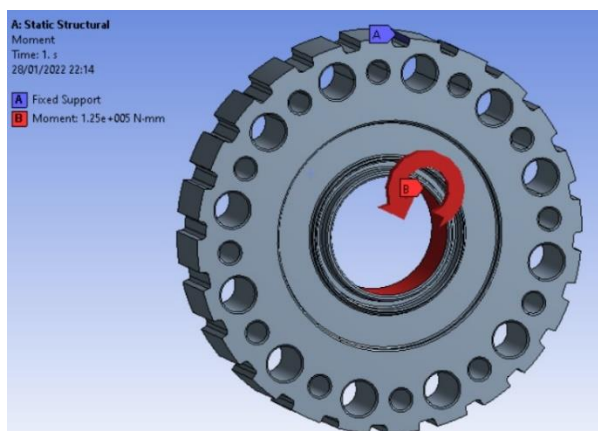


Figura 99 – Forças e Suportes – Tambores Embraiagens

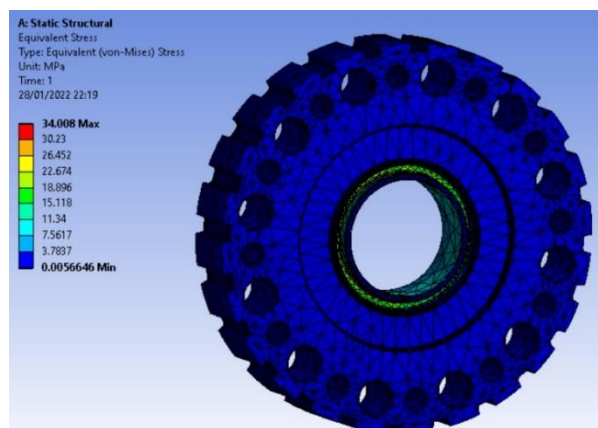


Figura 100 – Tensão de von Mises máxima – Tambor Embraiagem

Tabela 27 – Resultados Análise Estrutural Tambor Embraiagem Versão Final

Tensão limite de cedência (Alumínio 7075 – T6) [Mpa]	503
Deformação Total máxima [mm]	0.003
Tensão von Mises máxima [MPa]	34.008
Coefficiente de segurança	14.8

Tendo em conta que a *Ring Gear* do diferencial roda solidária com a roda de corrente e o seu dentado forma uma única peça com a *cloche*, o material para a *cloche* completa deve ser do mesmo tipo do que foi definido no KISSsoft® para o dentado da *Ring Gear*. Através do *software* Autodesk Inventor® determinou-se que com o mesmo material, a *cloche* e a

tampa que faz a ligação à roda de corrente pesam 2922g e 1571g, respetivamente. Um valor bastante significativo.

O ideal seria definir no KISSsoft® outro material para o dentado da *Ring Gear*, como uma liga de alumínio ou titânio. Por questões práticas, utilizou-se a única liga de alumínio existente no KISSsoft® para novo cálculo. As propriedades dessa liga de alumínio encontram-se na Tabela 28.

Tabela 28 - Propriedades Mecânicas AlSi1MgMn T4

	Limite Elástico	Tensão de Rotura	Dureza Core	Dureza Surface
AlSi1MgMn T4	110 MPa	205 MPa	65 HBW	65 HBW

Após novo cálculo os resultados obtidos para o dentado da *Ring Gear* encontram-se na Tabela 29, porém são inferiores a 1 e podiam comprometer a fiabilidade do sistema, sendo esta solução descartada.

Tabela 29 - Resultados KISSsoft Ring Gear AlSi1MgMn T4

Root Safety	1.745
Flank Safety	0.625

A solução final para a *cloche* e o dentado da *Ring Gear* é fazer o dentado do mesmo aço definido anteriormente no KISSsoft®, e fazer a *cloche* e tampa na liga de alumínio 7075 – T6. O *design* escolhido encontra-se na Figura 101 com a utilização de dentados para a introdução da *Ring Gear* na *cloche*, permitindo que as duas peças rodem em conjunto, sendo a *Ring Gear* fixa axialmente através da montagem da tampa que faz a ligação à roda de corrente.

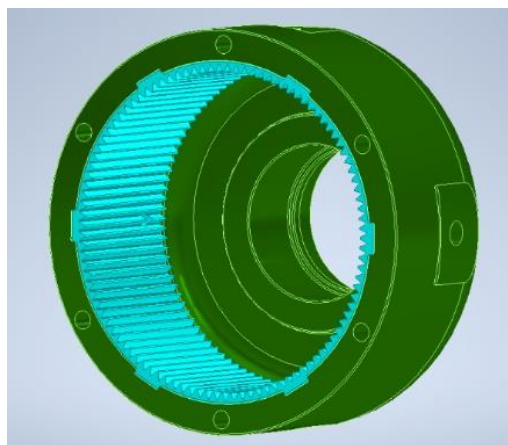


Figura 101 – Dentado Ring Gear e Cloche

Esta alteração permite diminuir o peso dos diversos componentes em cerca de 2.642 kg, como indicado na Tabela 30.

Tabela 30 – Diferenças entre Massas das duas versões da *Ring Gear*

	Massa Versão Inicial [g]	Massa Versão Final [g]
<i>Cloche Ring Gear</i>	2922	915
<i>Dentado Ring Gear</i>		372
Tampa	1571	564
Total	4493	1851

Uma análise de elementos finitos é efetuada para ser possível confiar na solução proposta.

As forças aplicadas no dentado correspondem ao binário máximo de 1600 N.m distribuído por 4 planetários. (Figura 102)

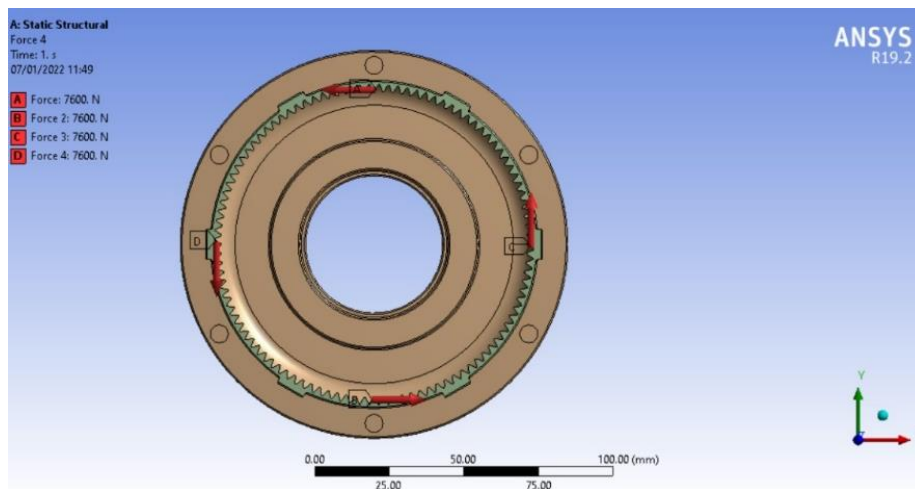


Figura 102 – Forças aplicadas no *Dentado Ring Gear*

A face de encosto da tampa e *cloche* é fixa, assim como a face onde assenta o rolamento (Figura 103).

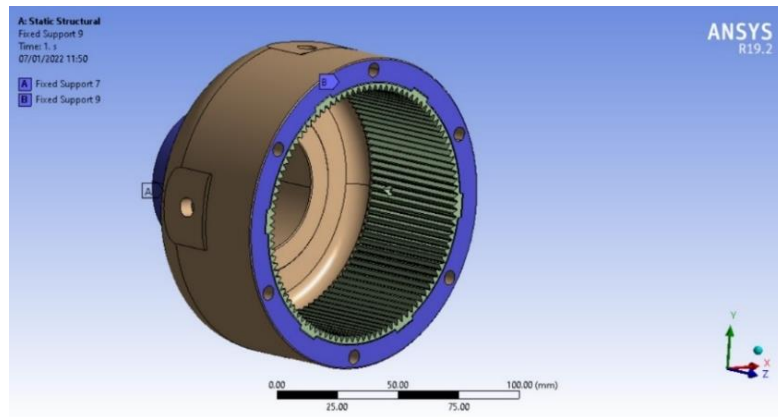


Figura 103 – Suportes na *Cloche*

As faces de contacto entre a *cloche* e o dentado são consideradas do tipo “*Bonded*” (Figura 104).

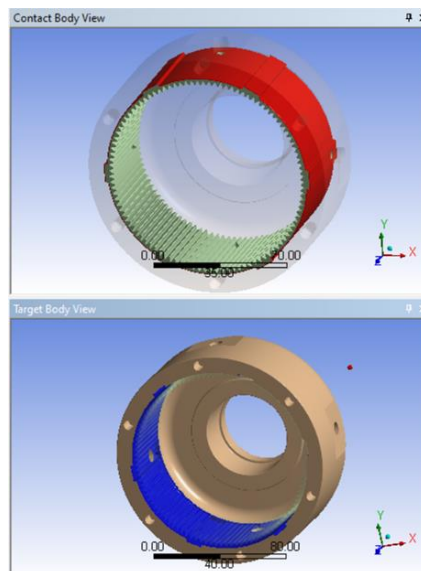


Figura 104 – Faces de contacto Dentado *Ring Gear* e *Cloche*

Tendo em conta a tensão máxima ser no dentado da *Ring Gear* e ter o valor de 311.51 MPa como representado na Figura 105, e considerando os resultados da Tabela 31, a solução é aceite.

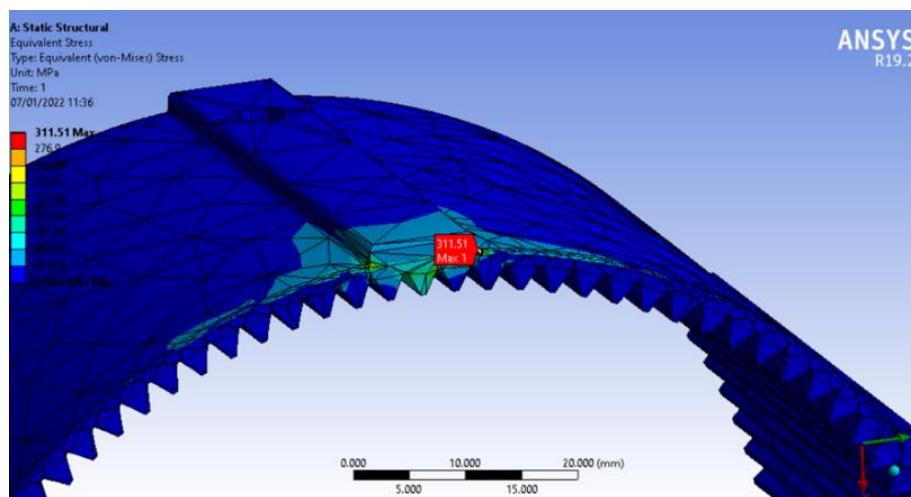


Figura 105 – FEA Versão Final – Tensão von Misses Máxima

Tabela 31 – Resultados Análise Estrutural Versão Final

	Versão Final
Tensão limite de cedência (Alumínio 7075 – T6) [MPa]	503
Tensão limite de cedência (Aço 18CrNiMo7-6) [MPa]	850
Deformação Total máxima [mm]	0.013
Tensão von Misses máxima [MPa]	311.51
Coefficiente de segurança	2.73

Esta solução requer especial atenção ao nível do ajustamento entre os dois componentes, devido à diferença em termos de expansão térmica dos materiais (Tabela 32). [54] [64]

Tabela 32 – Coeficientes de expansão térmica [54] [64]

	Coefficiente de expansão térmica [$10^{-6} (^\circ\text{C})^{-1}$]
Alumínio 7075 – T6	23.2
Aço 18CrNiMo7-6	11.5

A variação que ocorre no diâmetro dos componentes, $\Delta\text{Diâmetro}$, devido ao aumento ou redução de temperatura, $\Delta\text{Temp.}$, é dada pela equação (4.27).

$$\Delta\text{Diâmetro} = \text{Coef. expansão térmica} * \text{Diâmetro inicial} * \Delta\text{Temp.} \quad (4.27)$$

Neste caso é considerado um aumento de temperatura de 60°C e uma diminuição de temperatura de 20°C , para que o regime de temperaturas se situe entre os 0°C e os 80°C , considerando a temperatura ambiente de 20°C . Com base no diâmetro nominal na zona de

encosto dos dois componentes de 110 mm, são obtidos os diâmetros resultantes da variação de temperatura.

O acoplamento destas peças é aconselhado que seja efetuado com um ajustamento com aperto, sendo desejável que não ocorra folga em nenhum momento.

A tolerância definida para este caso é: Furo H8 e Veio u7. [67] Esta escolha permite ajuste mínimo de 0.090 mm, ou seja, na situação de aquecimento aos 80°C, continuará a existir um aperto de 0.020 mm. À temperatura de 0°C haverá um aperto mínimo de 0.110 mm. No caso extremo haverá um ajuste máximo de 0.179 mm, implicando um aperto de 0.109 mm aos 80°C e um aperto de 0.199 mm aos 0°C. Os valores mencionados e a representação do ajustamento encontram-se na Tabela 33 e na Figura 106.

Tabela 33 – Diâmetros após expansão térmica

	0°C	20°C	80°C
Cloche (Alumínio 7075 – T6) [mm]	109.950	110	110.150
Dentado (Aço 18CrNiMo7-6) [mm]	109.970	110	110.080
Diferença Diâmetros [mm]	-0.02	0	+0.07
Aperto mínimo [mm]	0.110	0.090	0.020
Aperto máximo [mm]	0.199	0.179	0.109

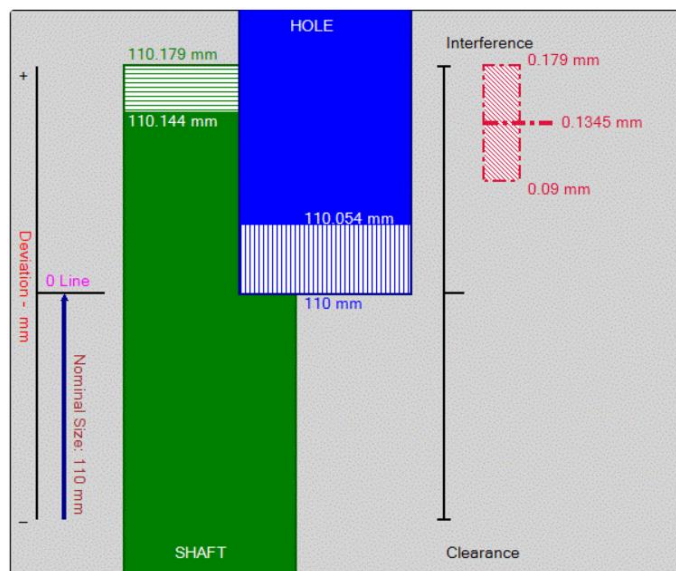


Figura 106 – Esquema Ajustamento [68]

4.4.4. Veios

Na simulação e dimensionamento dos veios e engrenagens realizada em KISSsoft® e KISSsys® consideraram-se os respectivos componentes em separado, porém algumas ligações são, na realidade, componentes únicos, ou seja, fabricados como uma única peça. Como é o caso de cada par de planetários em que as 3 engrenagens e o veio exterior são uma única peça. Na Figura 107 a engrenagem “1” corresponde à entrada de velocidade, a engrenagem “2” corresponde ao aumento de velocidade e a engrenagem “3” corresponde à redução de velocidade. Neste caso não são considerados inconvenientes devido à curta distância entre engrenagens existente, que poderá dificultar o fabrico do veio de acordo com as ferramentas utilizadas, podendo ser necessário optar por outra abordagem para a montagem, como, por exemplo, as engrenagens opostas, “1” e “3”, serem montadas posteriormente no veio através de estriado.

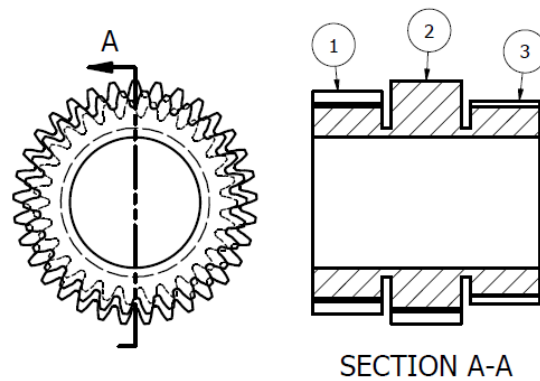


Figura 107 – Engrenagens Conjunto de Planetários

As engrenagens de aumento e redução de velocidade e os veios que fazem a ligação às embraiagens respetivas também são fabricadas como uma peça única (Figura 109 e Figura 110), assim como a engrenagem de entrada no mecanismo de aumento/redução de velocidade e o veio que faz a ligação ao porta-satélites do diferencial (Figura 108).

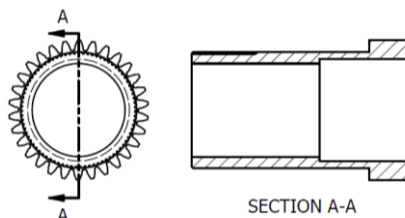


Figura 108 – Veio Entrada

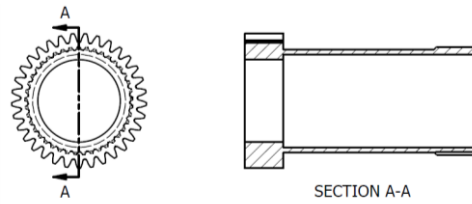


Figura 109 – Veio Redução de Velocidade

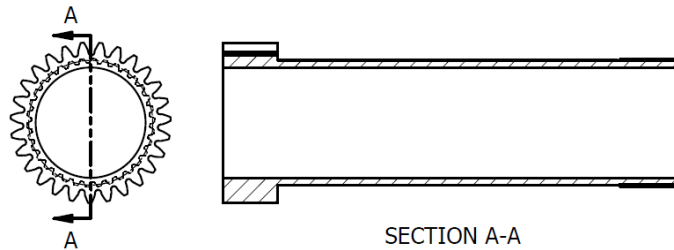


Figura 110 – Veio Aumento de Velocidade

No diferencial, os planetários são fabricados com os veios existentes para a ligação ao porta-satélites, conforme representado na Figura 111.

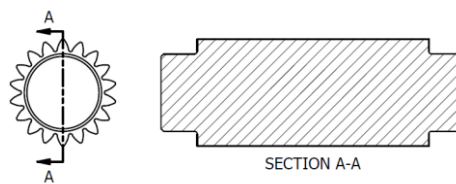


Figura 111 – Planetário Diferencial

Por último, os veios concêntricos do conjunto de planetários do mecanismo de aumento e redução de velocidade devem incluir furos para uma melhor lubrificação dos veios no interior, como mostra a Figura 112.

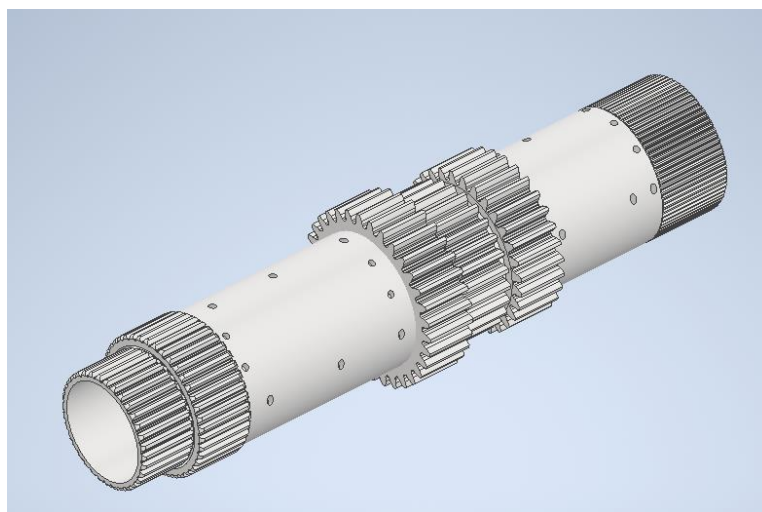


Figura 112 – Furos Veios Mecanismo Aumento/Redução Velocidade

4.4.5. Estriados

As ligações entre veios são feitas através de estriados e para o dimensionamento dos estriados recorre-se mais uma vez ao *software* KISSsoft®. O método de cálculo utilizado no KISSsoft® é ISO 4156:2005.

Os resultados obtidos são bastantes satisfatórios, relevando enormes coeficientes de segurança, significando que os estriados não comprometem a fiabilidade do sistema. Porém um dos maiores casos de falha nos veios é no raio de curvatura existente após estriados ou diferenças de diâmetros, em que se a diferença for demasiado significativa e o raio de curvatura pequeno, poderá existir uma elevada concentração de tensões. Este parâmetro deve ser tido em conta no momento de criar estriado no veio. Em caso de perigo para a vida útil do veio, a opção poderá passar por outras dimensões para o dentado do estriado.

Na Tabela 34 estão descritas as normas e geometrias dos estriados utilizados nas diferentes ligações. Na Figura 113 está representado um exemplo de uma geometria de estriado.

Tabela 34 - Designação Conexões KISSsoft®

Conexão	Designação
Veio entrada e Porta-Satélites	ISO 4156 79Z x 0.5m x 30P
Pinhão e Veio saída Direito	ISO 4156 24Z x 1m x 30P
Porta-Satélites e Semi-Eixo Esquerdo	ISO 4156 27Z x 1m x 30P
Veio Aumento Velocidade – Tambor Embraiagem	ISO 4156 34Z x 1m x 30P
Veio Redução Velocidade – Tambor Embraiagem	ISO 4156 41Z x 1m x 30P
Exterior Embraiagens – Veio saída direito	ISO 4156 59Z x 0.5m x 30P
Veio saída Direito – Semi-Eixo Direito	ISO 4156 24Z x 1m x 30P

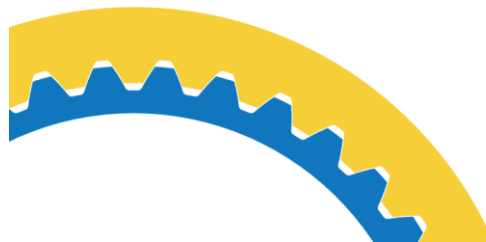


Figura 113 – Estriado KISSsoft® Veio Entrada

4.4.6. Circuito hidráulico embraiagens

De forma a embraiar a embraiagem, o fluido sob pressão é conduzido pelo circuito representado a amarelo nas imagens da Figura 114.

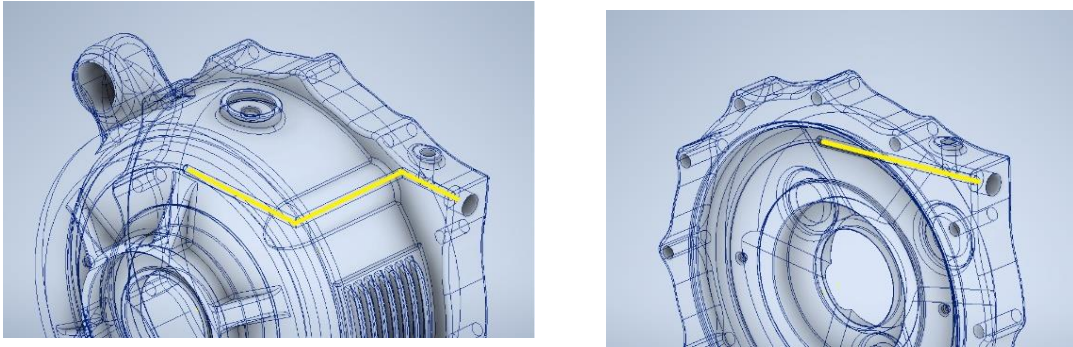


Figura 114 - Passagem fluido nas 2 tampas

Na Figura 115 estão representados os restantes componentes que constituem o sistema de embraiagens. O componente a verde é conectado ao prato exterior das embraiagens e ao semi-eixo direito através de estriado. Esta ligação permite o aumento ou redução de binário no semi-eixo direito, quando é acionada uma das embraiagens. Comparativamente com o outro lado das embraiagens, o componente a verde, do lado mais próximo do conjunto de planetários, por sua vez não está conectado a nenhum outro componente, sendo apenas apoiado por um rolamento.

Os restantes componentes são iguais dos dois lados das embraiagens. Representado a vermelho está o componente onde é aplicada a pressão de fluido e que por sua vez transmite ao componente azul, o pistão, que através de veios cilíndricos pressiona os discos de embraiagens. O componente vermelho é constituído por um *O-Ring*, responsável pela vedação do fluido sob pressão e do fluido que lubrifica as embraiagens.

Um rolamento axial de agulhas é necessário, tendo em conta a diferença de velocidade que pode existir entre o componente a vermelho e o pistão.

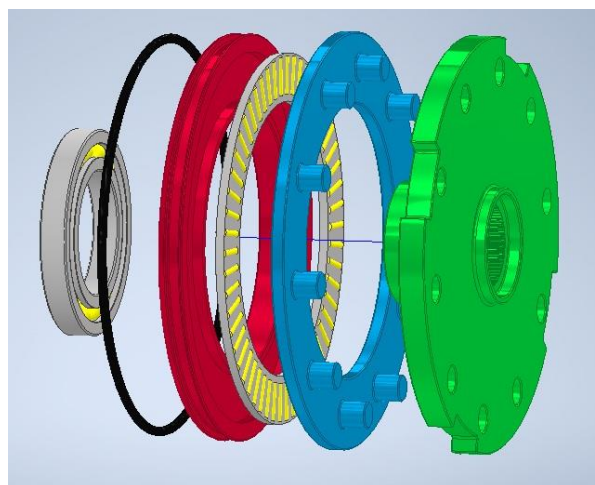


Figura 115 - Vista Explodida Componentes Pistão Embraiagens

Os tubos de entrada foram definidos no *software* Autodesk Inventor®, assim como os conectores de ligação (Figura 116). A implementação de purgadores permite retirar o ar do circuito, para que seja possível uma compressão eficiente do fluido (Figura 117).

Os conectores são do modelo Parker® *Male Straight Thread* 1/4 x 7/16-20 UNF, enroscados em furos de 10 mm de diâmetro.

Os tubos são do tipo flexível com 15 mm de diâmetro exterior e 6.35 mm de diâmetro interior.

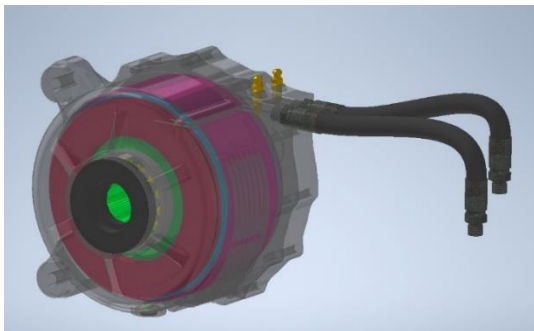


Figura 116 - Tubos de entrada de óleo no circuito

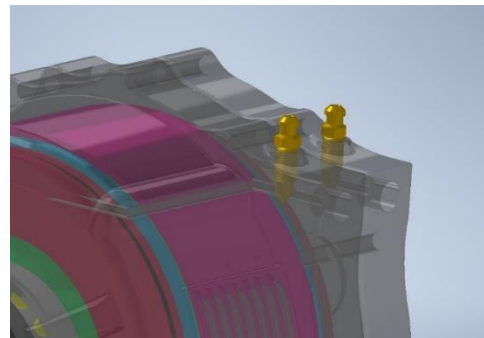


Figura 117 - Purgadores circuito embraiagens

4.4.7. Lubrificação

A boa lubrificação é dos parâmetros que mais contribui para a vida útil e correto funcionamento de um sistema. As principais funções de um lubrificante são: lubrificar (reduzir o atrito), arrefecer, vedar e proteger contra a corrosão.

A escolha de um lubrificante depende do tipo de aplicação e das condições a que estará sujeito, sendo a viscosidade do lubrificante a propriedade mais importante. Na constituição de um lubrificante, 20% são aditivos e podem ser:

- Melhorador IV;
- Anticorrosivos;
- Antioxidantes;
- Detergentes;
- **Anti desgaste;**
- **Extrema Pressão;**
- Corantes;
- Depressores do ponto de congelação;
- Anti Espuma.

No caso de lubrificantes de sistemas de transmissão, os aditivos de Anti Desgaste e Extrema Pressão são os mais relevantes.

Num sistema de transmissão a norma utilizada nos lubrificantes é a **SAE J306**.

A norma SAE J306 define as propriedades de viscosidade dos óleos de transmissão e engrenagens. A norma permite classificar os lubrificantes em termos de viscosidade e deformação, de forma a universalizar a classificação e permitir os construtores definirem e recomendarem a classe de lubrificante a utilizar. Essa classificação encontra-se descrita na Tabela 35. [69]

Tabela 35 - Norma SAE J306 [69]

SAE J306 Standard

SAE Viscosity Grade	Maximum Temperature for Viscosity of 150,000 cP (°C) ¹	Kinematic Viscosity at 100°C (cSt) ² Minimum ³	Kinematic Viscosity at 100°C (cSt) ² Maximum
70W	-55	3.8	-
75W	-40	3.8	-
80W	-26	8.5	-
85W	-12	11.0	-
65	-	3.8	<5.0
70	-	5.0	<6.5
75	-	6.5	<8.5
80	-	8.5	<11.0
85	-	11.0	<13.5
90	-	13.5	<18.5
110	-	18.5	<24.0
140	-	24.0	<32.5
190	-	32.5	<41.0
250	-	41.0	-

¹Using ASTM D2983

²Using ASTM D445

³Limit must still be met following CEC L-45-A-99, Method C (20 h)

A categoria GL recomendada para diferenciais, onde é comum ocorrer situações de altas pressões, é a GL-5, que em comparação com os óleos de categoria GL-4, tem aproximadamente o dobro de aditivos de Extrema Pressão. Estes aditivos previnem a ocorrência de micro soldaduras nos dentes das engrenagens. Os óleos da categoria GL-5 não são recomendados em sistemas com bronze ou cobre, pois os aditivos de EP podem ser demasiados agressivos e comprometer a durabilidade desses componentes. Tendo em conta, não existir componentes desses materiais, a categoria definida é a **GL-5**. [70]

Nas seções do sistema, diferencial e conjunto de planetários, onde os componentes são essencialmente engrenagens, o tipo de óleo será definido no KISSsoft® (Figura 118). A opção escolhida é o óleo **Klübersynth® GE4 75W90 (API GL5)**, que tem as propriedades da Tabela 36 e as seguintes características: [71]

- Excelente proteção contra desgaste de engrenagens e rolamentos;
- Boa capacidade para formação de um filme lubrificante confiável;

- Alta resistência de *micropitting*;
- Excelente resistência à oxidação;
- Ampla faixa de temperatura de serviço devido ao bom comportamento viscosidade-temperatura;
- Boas propriedades Anti Espuma.

Tabela 36 – Propriedades Klübersynth® GE4 75W90 (API GL5) [71]

Product data	Klübersynth GE 4 75 W 90
Article number	012117
Lower service temperature	-40 °C / -40 °F
Upper service temperature	150 °C / 302 °F
Density, DIN 51757, 20 °C	approx. 0.86 g/cm ³
Kinematic viscosity, DIN 51562 pt. 01/ASTM D-445/ASTM D 7042, 40 °C	approx. 130 mm ² /s
Kinematic viscosity, DIN 51562 pt. 01/ASTM D-445/ASTM D 7042, 100 °C	approx. 18 mm ² /s
SAE-viscosity grade	75 W 90
Viscosity index, DIN ISO 2909	>= 150
Flash point, DIN EN ISO 2592, Cleveland, open-cup apparatus	>= 210 °C
Anticorrosive properties on steel, DIN ISO 7120, method A, steel, 24 h/60 °C	no rust corrosion degree
Four-ball EP tester, welding load, DIN 51350 part 2	>= 3 000 N
Pour point, DIN ISO 3016	<= -42 °C
API scuffing load capacity	API GL 5
Flender foaming test with original oil, increase in volume	<= 15 %
FZG scuffing test, DIN ISO 14635-1, A/8.3/90, scuffing load stage	>= 14
FZG micropitting test, FVA 54, GF-C/8,3/90, failure load stage	>= 10
FAG FE8 rolling bearing test, DIN 51819-3, D 7,5/80-80, wear of rolling element	<= 30 mg
Minimum shelf life from the date of manufacture - in a dry, frost-free place and in the unopened original container, approx.	36 months

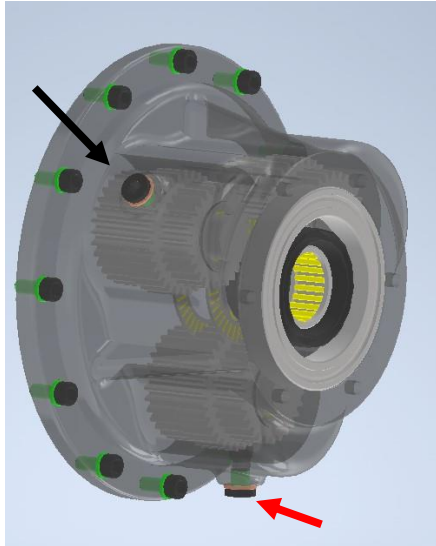
K Definir lubrificante

Entrada própria

Comentário	Óleo/graxa	ρ [kg/dm ³]	ν ₄₀ [mm ² /s]	ν ₁₀₀ [mm ² /s]	θ _{min} [°C]	θ _{max} [°C]	Base de lubrificante
Klübersynth GH 6-320 (API GL 5)	Óleo	1.0670	320.0000	54.0000	-30.0000	160.0000	Óleo sintético com base de poliglícol
Klübersynth GH 6-460 (API GL 5)	Óleo	1.0740	460.0000	71.0000	-25.0000	160.0000	Óleo sintético com base de poliglícol
Klübersynth GH 6-680 (API GL 5)	Óleo	1.0750	680.0000	110.0000	-25.0000	160.0000	Óleo sintético com base de poliglícol
Klübersynth GH 6-1000 (API GL 5)	Óleo	1.0750	1000.0000	167.0000	-25.0000	160.0000	Óleo sintético com base de poliglícol
Klübersynth GH 6-1500 (API GL 5)	Óleo	1.0800	1500.0000	232.0000	-10.0000	160.0000	Óleo sintético com base de poliglícol
Klübersynth C 4-68	Óleo	0.8600	68.0000	10.0000	-40.0000	140.0000	Óleo sintético com base de polialfaolefina
Klübersynth C 4-130	Óleo	0.8600	100.0000	17.0000	-40.0000	140.0000	Óleo sintético com base de polialfaolefina
Klübersynth C 4-150	Óleo	0.8600	130.0000	19.0000	-40.0000	140.0000	Óleo sintético com base de polialfaolefina
Klübersynth C 4-220	Óleo	0.8700	220.0000	26.0000	-40.0000	140.0000	Óleo sintético com base de polialfaolefina
Klübersynth EG 4-150	Óleo	0.8700	150.0000	18.0000	-35.0000	140.0000	Óleo sintético com base de polialfaolefina
Klübersynth EG 4-220	Óleo	0.8700	220.0000	26.0000	-30.0000	140.0000	Óleo sintético com base de polialfaolefina
Klübersynth EG 4-320	Óleo	0.8700	320.0000	34.0000	-30.0000	140.0000	Óleo sintético com base de polialfaolefina
Klübersynth EG 4-460	Óleo	0.8800	460.0000	43.0000	-30.0000	140.0000	Óleo sintético com base de polialfaolefina
Klübersynth EG 4-680	Óleo	0.8900	680.0000	53.0000	-25.0000	140.0000	Óleo sintético com base de polialfaolefina
Klübersynth EG 4-1000	Óleo	0.8900	1000.0000	71.0000	-20.0000	140.0000	Óleo sintético com base de polialfaolefina
Klübersynth GHE 6-100	Óleo	1.0430	100.0000	20.0000	-35.0000	160.0000	Óleo sintético com base de poliglícol
Klübersynth GHE 6-460	Óleo	1.0770	460.0000	79.0000	-30.0000	160.0000	Óleo sintético com base de poliglícol
Klübersynth GE 4 75 W 90 (API GL 5)	Óleo	0.8600	130.0000	18.0000	-40.0000	150.0000	Óleo sintético com base de polialfaolefina

Figura 118 – Escolha lubrificante no KISSsoft®

O diferencial, ao contrário do restante conjunto, roda solidário com a roda de corrente, por isso está apenas conectado à *cloche* de planetários através de rolamentos. Consequentemente, a adição e a remoção de óleo têm de ser feita de forma independente para cada uma das seções. No diferencial existem 4 bujões em que qualquer um permite adicionar, retirar ou verificar o nível de óleo (Figura 120). Na *cloche* dos planetários existe um bujão para adicionar óleo e outro bujão, no ponto mais baixo para permitir retirar completamente o óleo (Figura 119).



**Figura 119 – Bujões Entrada e Saída óleo
– Cloche Planetários**

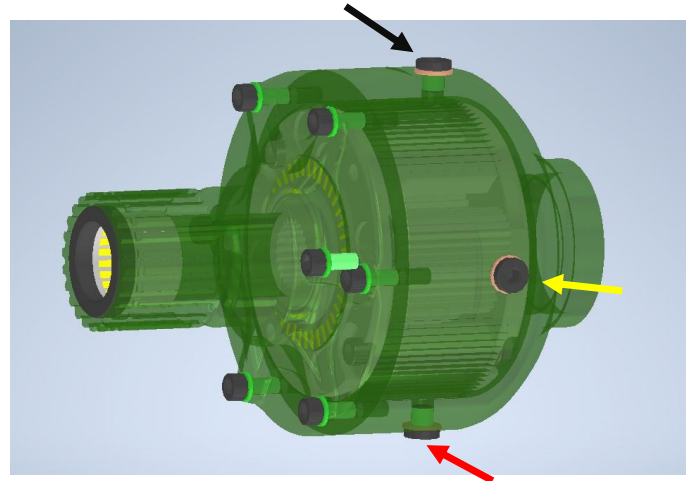


Figura 120 – Bujões Entrada e Saída óleo - Diferencial

O fluido para o sistema de embraiaçes é bastante importante. O fluido contribui para que as características de fricção sejam as desejáveis e mantidas durante a vida útil das embraiaçes. Além disso, o fluido lubrificante deve proteger os restantes componentes do sistema.

O fluido que servirá para o acionamento das embraiaçes e que estará sob pressão, apesar de poder ser do mesmo tipo, devido às suas características, não é o mesmo fluido que irá lubrificar os componentes. O fluido com a função principal de lubrificar é introduzido através de um bocal superior e retirado através de um bocal no ponto mais baixo da tampa das embraiaçes, conforme representado na Figura 121.

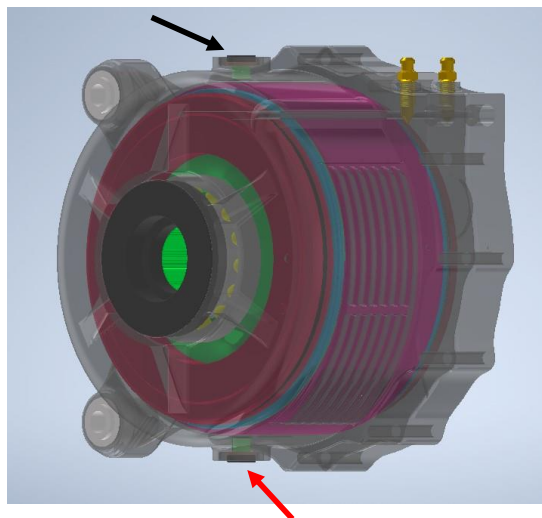


Figura 121 – Bujões Entrada e Saída óleo - Embraiaçes

O fluido recomendado para a seção das embraiações deve ser do mesmo tipo das caixas de velocidade automáticas (*Automatic Transmission Fluid*) pela semelhança que existe entre estes sistemas. Este tipo de fluidos além de permitir uma boa lubrificação e proteção do sistema de engrenagens, também garante boas características de fricção e viscosidade para um correto acionamento das embraiações. [72]

Para o acionamento das embraiações através da pressão do fluido e comprimindo o pistão é utilizado o mesmo tipo de fluido, como ocorre nas caixas de velocidade automáticas.

As propriedades do fluido são de inibidor de corrosão e proteção contra o desgaste nas engrenagens. Resistência à temperatura e elevada estabilidade contra variações de temperatura. Controle preciso da fricção nos discos de embraiagem e garantir a lubrificação de todos os componentes. [72]

O fluido escolhido é o MOTUL[®] Multi ATF, um fluido 100% sintético recomendado para a utilização em sistemas de caixas de velocidade automáticas, direções assistidas e outros sistemas hidráulicos. O fluido tem as propriedades indicadas na Tabela 37 [73].

Tabela 37 – Propriedades MOTUL Multi ATF [73]

Color	Visual	Red
Density at 20°C (68°F)	ASTM D1298	0.845
Viscosity at 40°C (104°F)	ASTM D445	36.2 mm ² /s
Viscosity at 100°C (212°F)	ASTM D445	7.6 mm ² /s
Viscosity Index	ASTM D2270	185.0
Flash point	ASTM D92	218.0 °C / 414.0 °F

Qualquer um dos fluidos definidos servem como referência para uma escolha futura, não limitando aos modelos referidos, mas sim às normas e fluidos com características semelhantes.

4.5. Conjunto final

Neste subcapítulo é apresentado o conjunto completo do sistema desenvolvido. Várias vistas em corte e com os componentes separados em vista explodida, permitem a visualização em detalhe da construção do sistema.

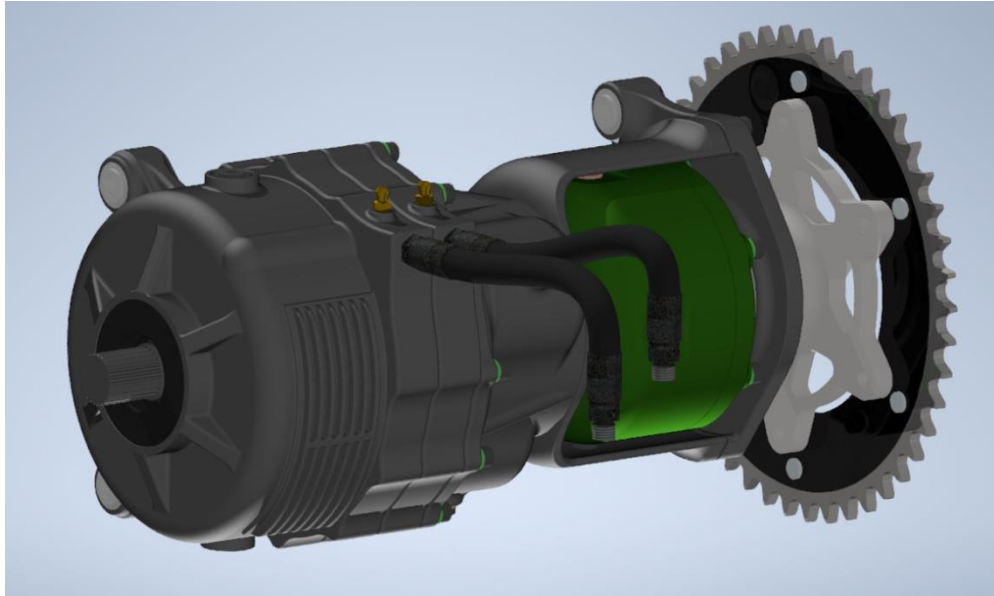


Figura 122 – Conjunto Final

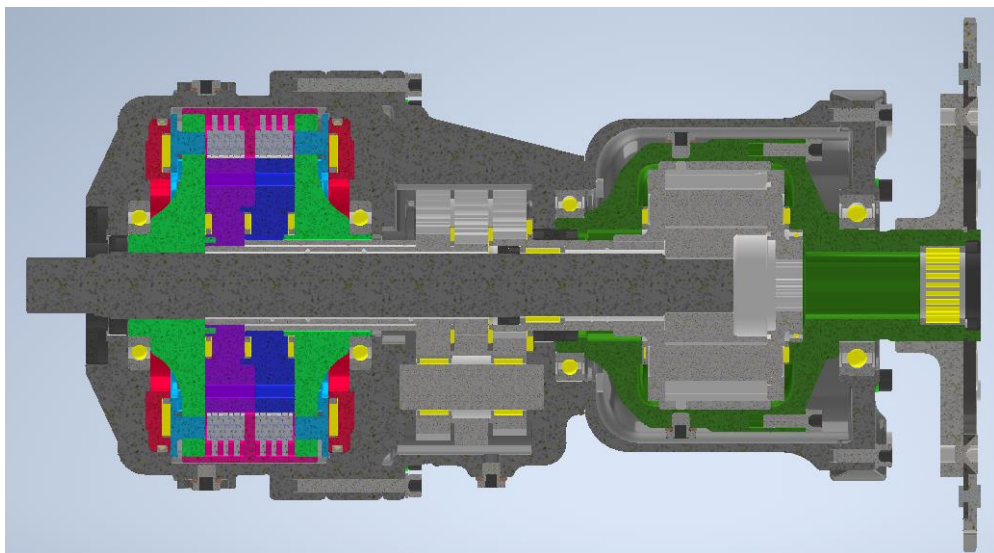


Figura 123 – Vista em Corte - Conjunto Final

Os componentes numerados na Figura 124, Figura 125 e Figura 126 são descritos na Tabela 38 quanto ao seu material, à sua massa, quantidade de componentes iguais e a fonte utilizada para a determinação da massa.

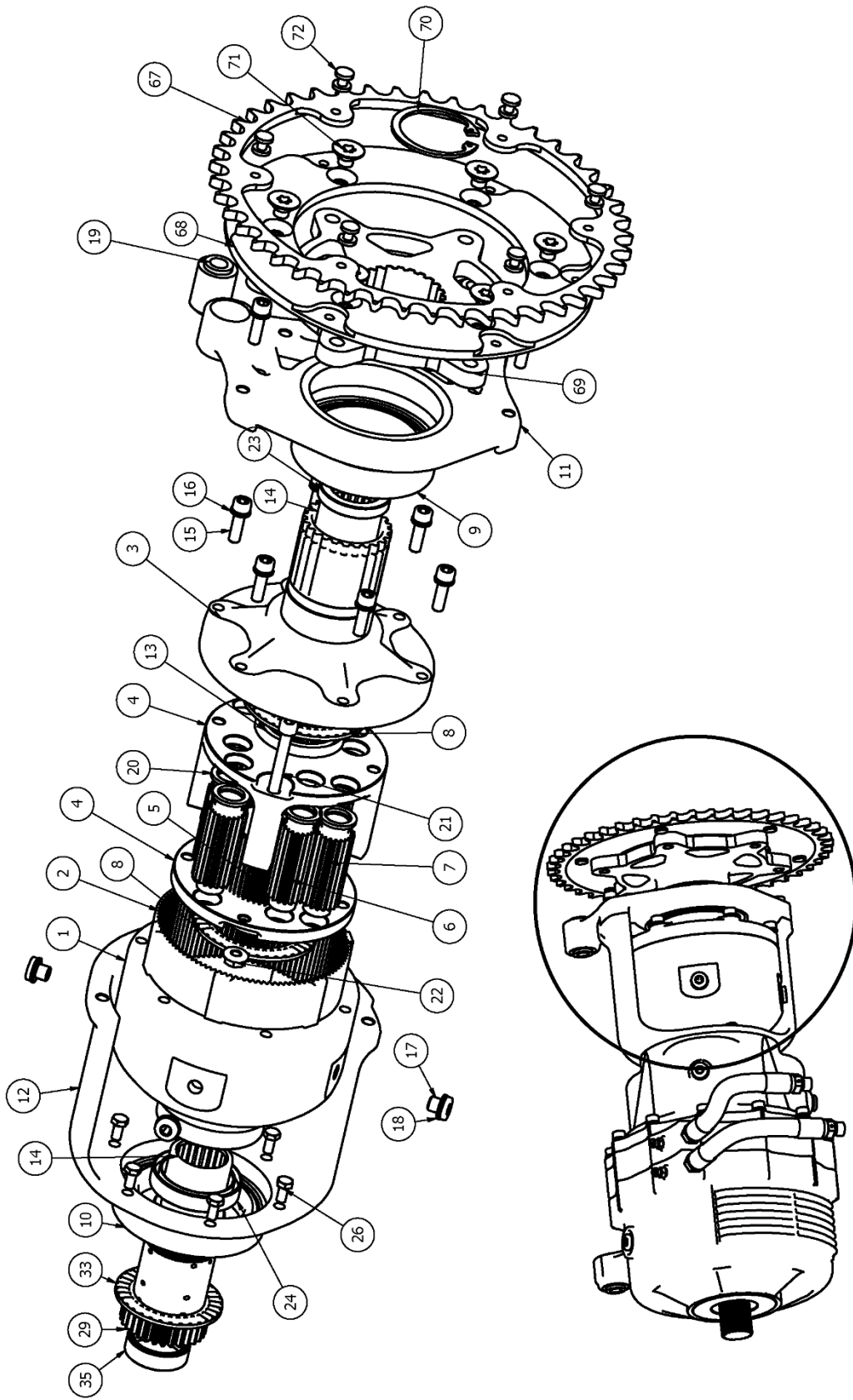


Figura 124 – Vista Explodida Diferencial

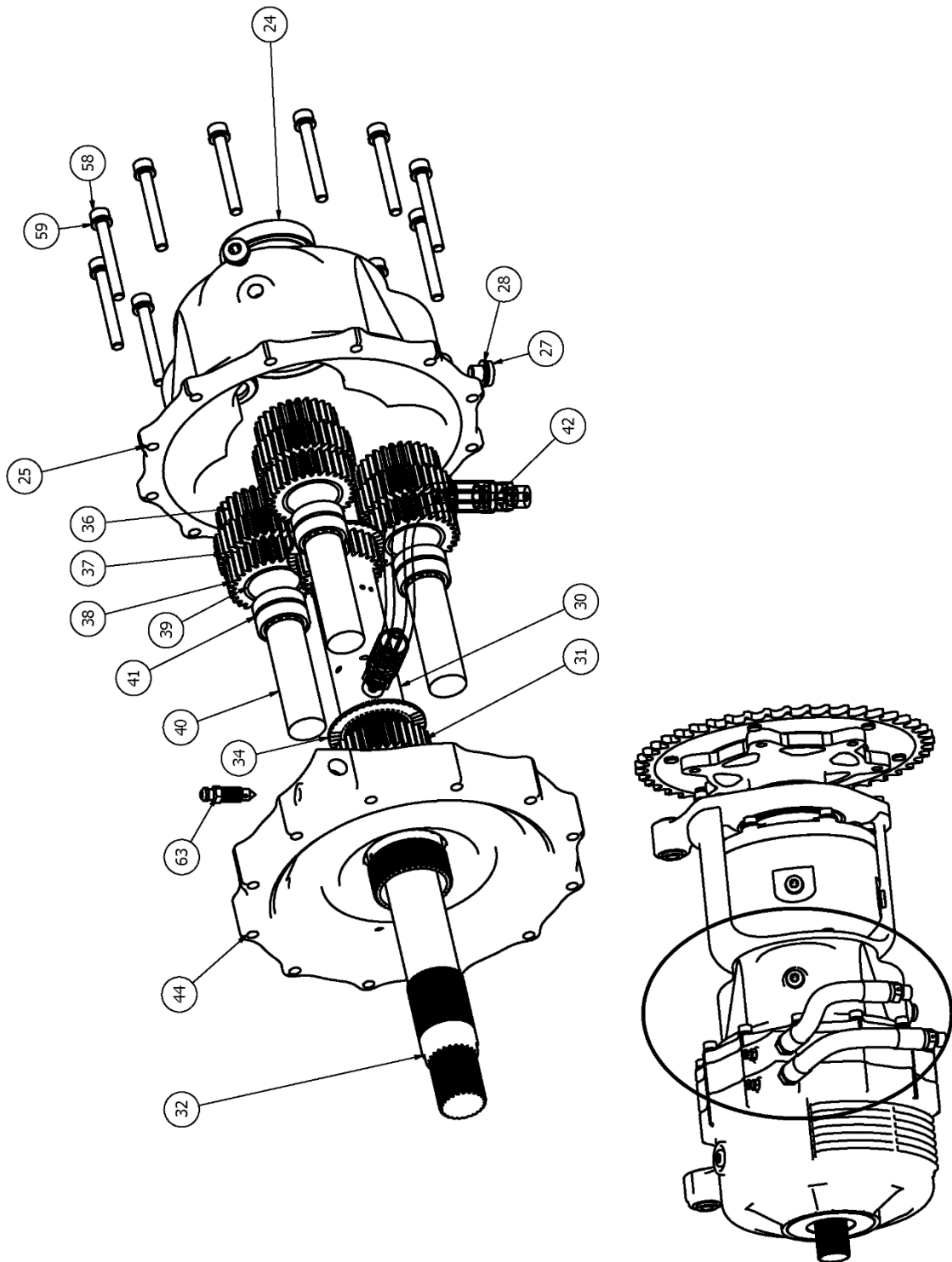


Figura 125 – Vista Explodida Conjunto Planetários

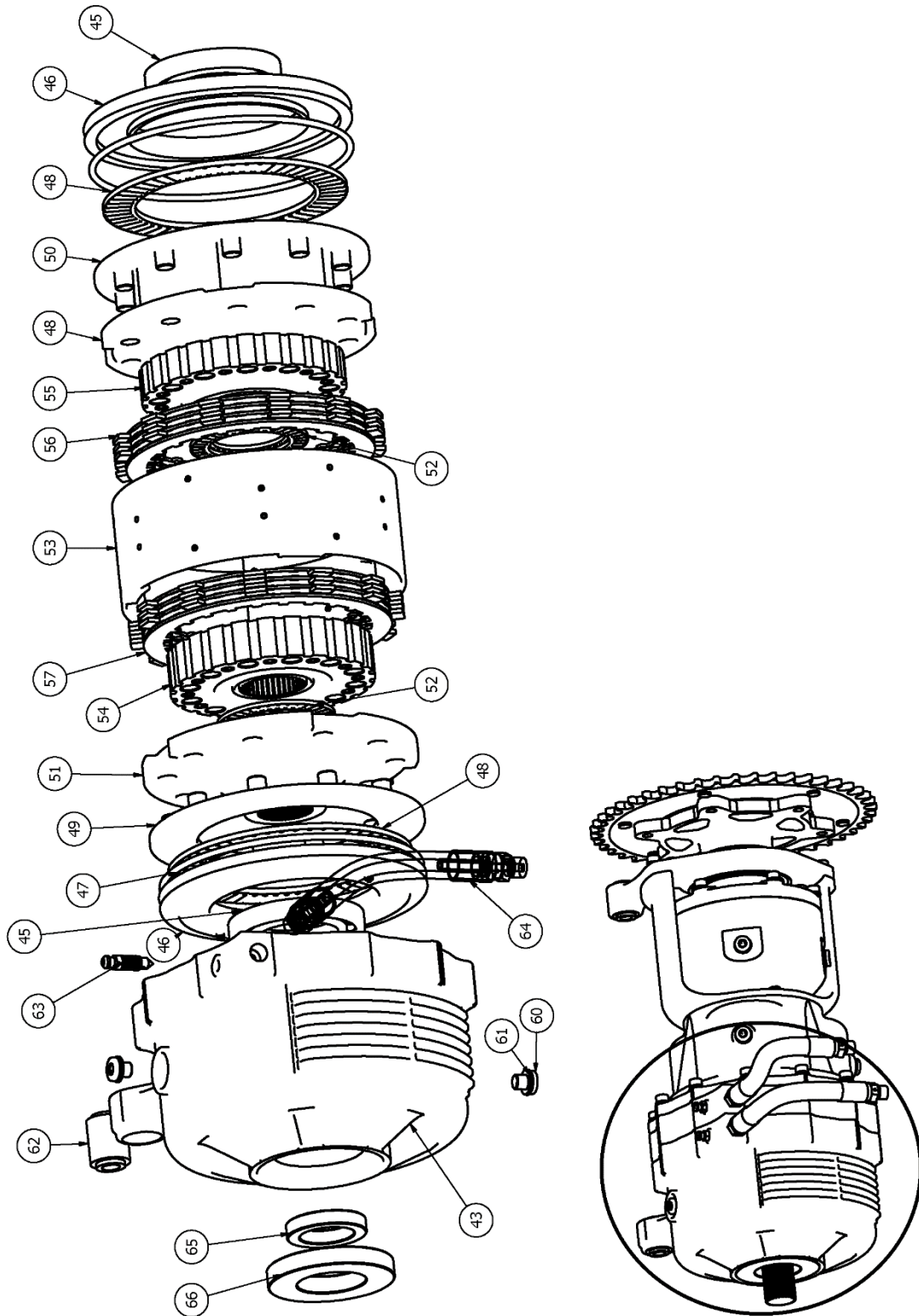


Figura 126 – Vista Explodida Embraiagens

Tabela 38 - Massa do conjunto

	Secção	Peça	Material	Peso [g]	Qtd.	Fonte
1	Diferencial	<i>Cloche Ring Gear</i>	Alumínio 7075 - T6	915	1	Autodesk Inventor®
2	Diferencial	<i>Dentado Ring Gear</i>	Aço 18CrNiMo 7-6	372	1	Autodesk Inventor®
3	Diferencial	<i>Tampa Ring Gear</i>	Alumínio 7075 - T6	564	1	Autodesk Inventor®
4	Diferencial	<i>Planet Carrier</i>	Aço 18CrNiMo 7-6	867	1	Autodesk Inventor®
5	Diferencial	<i>Sun Gear</i>	Aço 18CrNiMo 7-6	410	1	Autodesk Inventor®
6	Diferencial	<i>Planetary Gear 1</i>	Aço 18CrNiMo 7-6	114	4	Autodesk Inventor®
7	Diferencial	<i>Planetary Gear 2</i>	Aço 18CrNiMo 7-6	135	4	Autodesk Inventor®
8	Diferencial	Rolamento SKF® AXK 5070	----	20	2	SKF®
9	Diferencial	Rolamento SKF® 6010-2RS1	----	270	1	SKF®
10	Diferencial	Rolamento SKF® 61912-2RS1	----	210	1	SKF®
11	Diferencial	Suporte Diferencial	Alumínio 7075 - T6	398	1	Autodesk Inventor®
12	Diferencial	Suporte Diferencial - Planetários	Alumínio 7075 - T6	546	1	Autodesk Inventor®
13	Diferencial	Rolamento SKF® W 61708	----	21	1	SKF®
14	Diferencial	Rolamento SKF® HK 2820	----	36	2	SKF®
15	Diferencial	Parafuso M6	----	----	10	----
16	Diferencial	Anilha M6	----	----	10	----
17	Diferencial	Bujão M8	----	----	4	----
18	Diferencial	Anilha M8	----	----	4	----
19	Diferencial	Sinobloco	Borracha - Metal	----	2	----
20	Diferencial	Anilha M15 Planetary Gear	----	----	8	----
21	Diferencial	Parafuso M6	----	----	2	----
22	Diferencial	Porca M6	----	----	2	----
23	Diferencial	Retentor 28407	Borracha	----	1	Autodesk Inventor®
24	Diferencial	Retentor 405010	Borracha	----	2	Autodesk Inventor®
25	Conjunto Planetários	Cloche	Alumínio 7075 - T6	1562	1	Autodesk Inventor®
26	Conjunto Planetários	Parafuso M5	----	----	6	----
27	Conjunto Planetários	Bujão M8	----	----	2	----
28	Conjunto Planetários	Anilha M8	----	----	2	----
29	Conjunto Planetários	<i>Gear 11 + Veio Entrada</i>	Aço 18CrNiMo 7-6	319	1	KISSsoft®
30	Conjunto Planetários	<i>Gear 12 + Veio Aumento</i>	Aço 18CrNiMo 7-6	254	1	KISSsoft®
31	Conjunto Planetários	<i>Gear 13 + Veio Redução</i>	Aço 18CrNiMo 7-6	297	1	KISSsoft®

32	Conjunto Planetários	Veio Saída	Aço 18CrNiMo 7-6	1511	1	KISSsoft ®
33	Conjunto Planetários	Rolamento SKF® AXK 4060	-----	16	1	SKF ®
34	Conjunto Planetários	Rolamento SKF® AXK 3552	-----	10	2	SKF ®
35	Conjunto Planetários	Retentor 283510	Borracha	-----	1	Autodesk Inventor ®
36	Conjunto Planetários	Gear 21	Aço 18CrNiMo 7-6	89	3	KISSsoft ®
37	Conjunto Planetários	Gear 22	Aço 18CrNiMo 7-6	126	3	KISSsoft ®
38	Conjunto Planetários	Gear 23	Aço 18CrNiMo 7-6	56	3	KISSsoft ®
39	Conjunto Planetários	Veio Exterior Planetários	Aço 18CrNiMo 7-6	72	3	KISSsoft ®
40	Conjunto Planetários	Veio Interior Planetários	Aço 18CrNiMo 7-6	158	3	KISSsoft ®
41	Conjunto Planetários	Rolamento SKF® NK 20/16	-----	27	6	SKF ®
42	Conjunto Planetários	Tubo Hidráulico + Ligações	Borracha + Aço	-----	1	-----
43	Embraiagens	Cloche	Alumínio 7075 - T6	1886	1	Autodesk Inventor ®
44	Embraiagens	Tampa Planetários - Embraiagens	Alumínio 7075 - T6	1482	1	Autodesk Inventor ®
45	Embraiagens	Rolamento SKF® 16009	-----	170	2	SKF ®
46	Embraiagens	Junta Tampa - Pistão	Alumínio 7075 - T6	215	2	Autodesk Inventor ®
47	Embraiagens	O-Ring	Borracha	-----	2	Autodesk Inventor ®
48	Embraiagens	Rolamento SKF® AXK 100135	-----	100	2	SKF ®
49	Embraiagens	Pistão	Alumínio 7075 - T6	166	2	Autodesk Inventor ®
50	Embraiagens	Encaixe Pistão (Planetários)	Alumínio 7075 - T6	558	1	Autodesk Inventor ®
51	Embraiagens	Encaixe Pistão (Semi-Eixo)	Alumínio 7075 - T6	620	1	Autodesk Inventor ®
52	Embraiagens	Rolamento SKF® AXK 4565	-----	18	3	SKF ®
53	Embraiagens	Prato Exterior	Alumínio 7075 - T6	511	1	Autodesk Inventor ®
54	Embraiagens	Tambor Aumento	Aço 18CrNiMo 7-6	1146	1	Autodesk Inventor ®
55	Embraiagens	Tambor Redução	Aço 18CrNiMo 7-6	1065	1	Autodesk Inventor ®
56	Embraiagens	Disco exterior	Cortiça	28	6	Autodesk Inventor ®
57	Embraiagens	Disco interior	Ferro Fundido	59	8	Autodesk Inventor ®
58	Embraiagens	Parafuso M6	-----	-----	12	-----
59	Embraiagens	Anilha M6	-----	-----	12	-----
60	Embraiagens	Bujão M8	-----	-----	2	-----
61	Embraiagens	Anilha M8	-----	-----	2	-----
62	Embraiagens	Sinobloco	Borracha - Metal	-----	2	-----
63	Embraiagens	Purgador	-----	-----	2	-----
64	Embraiagens	Tubo Hidráulico + Ligações	Borracha + Aço	-----	1	-----

65	Embraiagens	Retentor 443008	Borracha	-----	1	Autodesk Inventor®
66	Embraiagens	Retentor 702810	Borracha	-----	1	Autodesk Inventor®
67	Roda de corrente	Dentado	Aço	339	1	Autodesk Inventor®
68	Roda de corrente	Centro	Alumínio 7075 - T6	286	1	Autodesk Inventor®
69	Roda de corrente	Luva	Alumínio 7075 - T6	346	1	Autodesk Inventor®
70	Roda de corrente	Anel elástico	-----	-----	1	Autodesk Inventor®
71	Roda de corrente	Parafusos Centro-Luva	-----	-----	6	-----
72	Roda de corrente	Parafusos Dentado-Centro	-----	-----	6	-----

Apesar da massa de alguns componentes, como parafusos, retentores e anilhas, ser desprezável, pode-se assumir que a massa total das diferentes secções do sistema é:

Tabela 39 - Massa por Secções

Massa Total Diferencial [g]	3258
Massa Total Conjunto Planetários [g]	4082
Massa Total Embraiagens [g]	6867
Massa Total Tampas [g]	7353
Massa Conjunto Completo [g]	21560

O desenho 2D de conjunto do sistema com vista em corte para permitir a visualização ao pormenor da montagem e algumas dimensões gerais do conjunto, nomeadamente distância entre apoios, comprimento total e largura máxima ocupada encontra-se no Anexo J – Desenho 2D Conjunto.

5. Trabalhos Futuros

Um projeto e um sistema deve estar sempre em melhoria e a procura pela melhor solução deve ser recorrente. Vários aspetos que devem ser tidos em consideração e algumas sugestões para melhoria do projeto são apresentadas neste subcapítulo.

5.1. Simulação dinâmica

No desenvolvimento de um sistema com elevada complexidade como este projeto realizado é de extrema importância a realização de testes para comprovar o seu funcionamento e as suas vantagens na performance do veículo.

Nos dias de hoje, os fabricantes e equipas de automóveis adotam uma estratégia diferente, em que optam pela realização de simulações dinâmicas recorrendo a *softwares* apropriados, de forma a reduzir custos inerentes a testes e produções de vários protótipos e controlos, assim como desprezar a variável do condutor/piloto que nem sempre permite dados constantes e totalmente eficazes. Assim é possível obter uma solução mais próxima do objetivo com menores custos e com resultados melhores.

ChassisSim[®] poderá ser uma opção para o *software* a utilizar, sendo necessário modelar o veículo com diversos parâmetros e introduzir o controlo que o sistema iria realizar em diferentes condições de piso e tipos de circuito.

No caso dos sistemas de *Torque Vectoring* existentes nos veículos de uso diário, tal como outros sistemas de segurança ativa, estes são sujeitos a testes e homologações para garantir que estão em conformidade com as normas internacionais 71/320/CEE e ECE R13, permitindo garantir um produto eficaz, minimizando tempo e dinheiro gasto no desenvolvimento de sistemas defeituosos, reduzindo falhas e devoluções que possam ocorrer.[74]

5.2. Componentes Circuito Hidráulico e Elétrico

Para o bom funcionamento do sistema é necessário um bom controlo dos atuadores conforme a necessidade, sendo indispensável programar o sistema recorrendo aos parâmetros recolhidos pelos sensores explicados no subcapítulo 0, por exemplo, e de acordo com as condições de controlo desejáveis. Controlos para diversos tipos de piso ou aderência,

diversos estilos de condução apropriados a cada piloto, entre outros, são algumas soluções para alternativas de controlo.

Em relação ao circuito hidráulico é desejável que em trabalho futuro, a seleção dos diversos componentes como, a bomba, válvulas, etc, seja realizada antecipadamente para se definirem as posições. Uma sugestão para a montagem da bomba seria incorporá-la nas tampas do conjunto do diferencial, permitindo um conjunto mais compacto e com menos componentes periféricos em redor do diferencial e do motor. Apenas um pequeno reservatório para o fluido ficaria situado num local separado.

5.3.Redução de massa e dimensões

O peso e dimensões reduzidas dos componentes utilizados num veículo de *Formula Student* devem ser dos parâmetros mais valorizados durante o projeto de um sistema, por isso, de forma a reduzir dimensões e massa desse projeto, algumas opções deveriam ser consideradas:

- Discos de embraiagens com menor diâmetro e se possível, menor quantidade de discos. Outro material nos discos ou maior pressão hidráulica podem ser soluções para as contrapartidas da utilização de outros discos;
- Definir outro material com menor densidade para as engrenagens, mas que garantam a resistência mecânica necessária;
- Considerar valores de binário máximos que o veículo e os pneus conseguem transmitir, pois o binário máximo proveniente do motor poderá não ser aplicado;
- Estando o sistema sobredimensionado por se utilizar o valor de binário máximo proveniente do motor e considerando que em competição, os componentes são constantemente revidados e controlados após curtos períodos de utilização, os coeficientes de segurança não necessitam de ser elevados;
- Tendo em conta os resultados obtidos pela elevada capacidade de binário que os discos de embraiagem permitem transmitir, pode ser considerada a utilização de um menor número de discos, de forma a reduzir a dimensão desta seção;
- Entre outras.

5.4. Produção do sistema

Para um projeto deste género em que é apenas necessária a fabricação de apenas um componente de cada uma das tampas, não é justificável o processo de fabrico por fundição e deve ser optado pelo processo de maquinagem. Vários aspetos devem ser tidos em conta no momento do envio das peças para produção, como raios de concordância e tolerâncias, assim como algumas formas utilizadas devido à sua dificuldade ou capacidade de execução.

Assim como, para a produção das engrenagens e veios é necessário analisar junto das empresas qualificadas o melhor processo e tratamento necessário. Outros aspetos como raios de concordância e tolerâncias nos veios e engrenagens devem ser considerados, podendo o conjunto ser sujeito a alterações devido a limitações de ferramentas e equipamento disponível.

A escolha dos materiais a utilizar foi realizada com base numa boa relação custo/qualidade e facilidade de encontrar no mercado, em caso de não ser possível a utilização de determinado material devem ser realizados estudos com o(s) material(is) existente(s).

6. Conclusões

Finalizado o presente projeto é importante analisar se foi concluído com êxito, lembrando os principais objetivos propostos.

Uma extensa pesquisa sobre sistemas de diferenciais com *Torque Vectoring* permitiu conhecer novas ideias e sistemas, apesar da informação sobre estes ainda ser escassa.

O estudo da dinâmica do veículo permite análises bastantes profundas e complexas, porém para o controlo e cálculo de valores importantes para o desenvolvimento de um diferencial *Torque Vectoring* é considerada uma análise ao momento de *yaw* e uma análise à variação da carga vertical consoante acelerações laterais e longitudinais. Devido à baixa altura do CG, baixas acelerações laterais e longitudinais e/ou outros fatores a variação da carga vertical nas rodas do veículo de Fórmula não é muito significativa e conseqüentemente a distribuição de binário ocorre para valores da ordem de 125 Nm, consideravelmente baixo comparado com o binário máximo de entrada no diferencial (1600 Nm). Porém, um controlo com base no momento de *yaw* poderá ser mais relevante para a performance do veículo, melhorando a resposta do veículo aos movimentos na direção executados pelo piloto. Um desgaste menor nos pneus, ângulos de direção menores e uma maior velocidade durante a descrição de uma curva permitem garantir um veículo mais rápido e competitivo.

Vários passos para o desenvolvimento do projeto foram seguidos segundo uma determinada lógica e após serem definidas as restrições e esforços existentes, começou-se por definir alguns parâmetros em termos de dimensões das embraiagens e outros componentes, segundo o sistema de referência escolhidos.

Cálculos de resistência das engrenagens e veios foram realizados através do *software* KISSsoft®, sendo exportados os modelos para um *software* CAD para a montagem do conjunto com os restantes componentes.

Os esforços considerados tiveram como base o binário motor e o binário na entrada do diferencial, porém esse valor poderá não ser possível de alcançar entre as rodas e o piso, significando que os componentes apenas estarão sujeitos ao binário máximo capaz de ser produzido pelo pneu em contacto com o piso. Apesar de uma abordagem mais conservativa ao utilizar valores elevados para o dimensionamento dos componentes, isso poderá ter

significado um sistema sobredimensionado e de elevadas dimensões e peso. Em competição automóvel, sistemas compactos e leves são fatores de extrema importância e devem ser considerados, nem que a resistência seja comprometida e coeficientes de segurança sejam baixos. O tipo de abordagem depende do critério dos fabricantes e do tipo de aplicação.

Uma otimização ao conjunto é realizada através da adição de componentes essenciais para o funcionamento do sistema, assim como o melhoramento de componentes existentes através de alterações na sua estrutura ou no estudo de parâmetros influentes.

A realização deste projeto tornou-se uma experiência bastante enriquecedora para o meu conhecimento técnico e teórico sobre o funcionamento de sistemas e desenvolvimento de projetos. Durante este projeto foi possível alargar conhecimentos nos principais *softwares* utilizados pelas empresas de Engenharia Automóvel, como o Excel[®], Maple[®], Matlab[®], KISSsoft[®], Autodesk Inventor[®], Ansys[®], entre outros.

O Fórmula T-14 foi o veículo escolhido e as suas dimensões e condições influenciaram o resultado final do projeto, porém através da explicação dos passos necessários é possível a aplicação deste sistema em qualquer outro veículo.

Referências Bibliográficas

- [1] “ESP: a evolução do ABS - Euromaster.” <https://www.euromaster.pt/blog/esp-evolucao-abs> (accessed Jan. 10, 2021).
- [2] J. A. . Piyabongkarn, Damrongrit; Lew, Jae Y.; Rajamani, Rajesh; Grogg, “Active Driveline Torque - Management Systems,” 2010.
- [3] “2.972 How A Differential Works.” <https://web.mit.edu/2.972/www/reports/differential/differential.html> (accessed Feb. 04, 2022).
- [4] “Plated limited slip differential explained. – KMP Drivetrain Solutions.” <https://www.kmpdrivetrain.com/differentials/plated-limited-slip-differential-explained/> (accessed Dec. 28, 2021).
- [5] D. Claes, “Design of a Formula Student Car Differential,” Instituto Politécnico de Leiria, 2017.
- [6] “Working of limited slip differential.” <https://www.learnengineering.org/working-of-a-limited-slip-differential.html> (accessed Jun. 16, 2021).
- [7] “Locking differential - Wikipedia.” https://en.wikipedia.org/wiki/Locking_differential (accessed Dec. 29, 2021).
- [8] A. Operated and L. Differentials, “Arb air locker,” pp. 1–2.
- [9] D. Torsen, “Diferencial Torsen,” pp. 56–58, 2006.
- [10] “Torsen vs. plated limited slip differential. – KMP Drivetrain Solutions.” <https://www.kmpdrivetrain.com/differentials/torsen-vs-plated-limited-slip-differential/> (accessed Dec. 28, 2021).
- [11] “Torque vectoring - Wikipedia.” https://en.wikipedia.org/wiki/Torque_vectoring (accessed Dec. 27, 2021).
- [12] “THIS VS. THAT: TORQUE-VECTORING SYSTEMS – CARTHODOLOGY.” <https://carthology.com/2015/11/20/this-vs-that-torque-vectoring-systems/> (accessed Dec. 27, 2021).
- [13] “What Is Torque Vectoring and How it Works - autoevolution.” https://www.autoevolution.com/news/what-is-torque-vectoring-and-how-it-works-152235.html#agal_7 (accessed Dec. 27, 2021).
- [14] “Torque Vectoring and Active Differential.” <http://torque-vectoring.belisso.com/> (accessed Dec. 27, 2021).
- [15] “A origem do ESP. Era uma vez um despiste...” <https://www.razaoautomovel.com/2017/10/como-um-despiste-na-neve-deu-origem-ao-esp> (accessed Jun. 16, 2021).
- [16] S. M. M. Jaafari and K. H. Shirazi, “A comparison on optimal torque vectoring

- strategies in overall performance enhancement of a passenger car,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part K J. Multi-body Dyn.*, vol. 230, no. 4, pp. 469–488, 2016, doi: 10.1177/1464419315627113.
- [17] “Differential steering - Wikipedia.” https://en.wikipedia.org/wiki/Differential_steering (accessed Jun. 16, 2021).
- [18] M. Klomp, “Passenger Car All-Wheel Drive Systems Analysis,” 2005.
- [19] “Tank steering systems - Wikipedia.” https://en.wikipedia.org/wiki/Tank_steering_systems (accessed Jun. 16, 2021).
- [20] K. Sawase and K. Inoue, “Classification and analysis of lateral torque-vectoring differentials using velocity diagrams,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.*, vol. 222, no. 9, pp. 1527–1541, 2008, doi: 10.1243/09544070JAUTO824.
- [21] K. Sawase, Y. Ushiroda, and T. Miura, “Left-Right Torque Vectoring Technology as the Core of Super All Wheel Control (S-AWC),” no. 3, pp. 16–23, 1996.
- [22] “Bloqueio de diferencial - O que é e para que serve? | KBB.com.br.” <https://www.kbb.com.br/detalhes-noticia/bloqueio-diferencial-o-que-e/?ID=1368> (accessed Dec. 28, 2021).
- [23] T. Meissner, U. Pinschmidt, R. Schwarz, and F. Martin, “Audi Sport Differential,” pp. 100–105.
- [24] “Mitsubishi S-AWC - Wikipedia.” https://en.wikipedia.org/wiki/Mitsubishi_S-AWC (accessed Jan. 12, 2022).
- [25] “What is Active Yaw Control (AYC)? What are the benefits and how does it work? | Lancer Register Forum.” <https://www.lancerregister.com/threads/what-is-active-yaw-control-ayc-what-are-the-benefits-and-how-does-it-work.593091/> (accessed Jan. 12, 2022).
- [26] “What is Torque Vectoring? Gearheads Throttled Life.” <https://throttledlife.com/what-is-torque-vectoring/> (accessed Dec. 28, 2021).
- [27] Y. Ushiroda, K. Sawase, N. Takahashi, K. Suzuki, and K. Manabe, “Development of Super AYC,” pp. 73–76, 2003.
- [28] “What is ATTS?” <https://www.carthrottle.com/post/w8er3qe/> (accessed Dec. 29, 2021).
- [29] “Acura SH-AWD: A Comprehensive Analysis | YouWheel - Your Car Expert.” <http://youwheel.com/home/2017/05/07/acura-sh-awd-a-comprehensive-analysis/> (accessed Dec. 29, 2021).
- [30] “How SH-AWD works: Acura’s AWD system explained - YouTube.” <https://www.youtube.com/watch?v=Yz9ol5zy5nk> (accessed Dec. 30, 2021).
- [31] “AutoZine Technical School.” https://www.autozine.org/technical_school/traction/4WD_3.html (accessed Dec. 29, 2021).
- [32] “What a Difference Lexus Torque Vectoring Differential Makes – ClubLexus.”

- <https://www.clublexus.com/articles/turning-dime-lexus-torque-vectoring-differential/> (accessed Dec. 30, 2021).
- [33] “The Lexus torque vectoring differential explained - Lexus UK Magazine.” <https://mag.lexus.co.uk/lexus-torque-vectoring-differential-explained/> (accessed Dec. 30, 2021).
- [34] “Lexus Torque Vectoring Differential Technology - NASIOC.” <https://forums.nasIOC.com/forums/showthread.php?t=2753512> (accessed Dec. 30, 2021).
- [35] “Autotechreview.” <https://autotechreview.com/component/content/article?id=5725:seamless-shift-two-speed-transmission-with-torque-vectoring-functionality> (accessed Dec. 28, 2021).
- [36] “(1) Facebook.” <https://www.facebook.com/FSIPLeiria/> (accessed Jan. 04, 2022).
- [37] “Suzuki GSX-R600 2004 ficha técnica | Motocicletas Suzuki.” <https://servicemanualsgsrx.com/es/fichas-tecnicas/deportivas/suzuki-gsx-r-600/suzuki-gsx-r-600-2004-2/> (accessed Dec. 21, 2021).
- [38] Formula Student Germany, “FS Rules 2020,” *Formula Student Ger.*, vol. 1.0, pp. 22–47, 2019.
- [39] F. Jabs, “Simplified Tools and Methods for Chassis and Vehicle Dynamics Development for FSAE Vehicles,” Universidade de Cincinnati, 2006.
- [40] D. Schramm and M. Hiller, “Vehicle Dynamics: Modeling and Simulation,” vol. Springer, 2014.
- [41] R. Rajamani, “Vehicle Dynamics and Control,” *Mech. Eng. Ser.*, vol. Springer, 2005.
- [42] K. Sawase, Y. Ushiroda, and K. Inoue, “Effect of the right-and-left torque vectoring system in various types of drivetrain,” *SAE Tech. Pap.*, no. 724, 2007, doi: 10.4271/2007-01-3645.
- [43] William F. Milliken and Douglas L. Milliken, “Race car vehicle dynamics,” *SAE International*. p. 918, 1994, [Online]. Available: <https://www.sae.org/publications/books/content/r-146/>.
- [44] “Traction Circle.” http://www.formula1-dictionary.net/traction_circle.html (accessed Dec. 06, 2021).
- [45] M. Brukalski, “Introduction to Dynamic Square Method.” 2015.
- [46] K. Sawase and K. Inoue, “Maximum acceptable differential speed ratio of lateral torque-vectoring differentials for vehicles,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.*, vol. 223, no. 8, pp. 967–978, 2009, doi: 10.1243/09544070JAUTO1148.
- [47] N. Kaoru Sawase, Anjo; Takahisa Niwa, “Vehicular Left/Right Drive Torque Adjusting Apparatus,” 5415598, 1995.
- [48] “(6) Team Bath Racing Electric | Facebook.” <https://www.facebook.com/TeamBathRacingElectric> (accessed Dec. 09, 2021).

- [49] “Texense - Embedded Sensors.” <https://www.texense.com/en/> (accessed Dec. 09, 2021).
- [50] K. E. Y. Features, “MOTORSPORTS Coil Over Spring Mount Load Cell,” vol. 48108, no. 734.
- [51] G. P. S. Beidou, “S1216 Family GNSS Module Data Sheet,” 2016.
- [52] M. Raghavan, “Long Pinions for Alternative Transmission Mechanizations,” vol. 9, no. May, pp. 32–37, 2018.
- [53] M. Gadola and D. Chindamo, “The Mechanical Limited-Slip Differential Revisited: High-Performance and Racing Car Applications,” *Int. J. Appl. Eng.*, vol. 13, no. 2, pp. 1478–1495, 2018.
- [54] R. AÇOS, “Catalog - Improving Together, Edição: A.09/07.16.” 2016.
- [55] A. Paar, “Viscosity of Automatic Transmission fluid (ATF) – viscosity table and viscosity chart.” <https://wiki.anton-paar.com/en/automatic-transmission-fluid-atf/> (accessed Jun. 18, 2021).
- [56] “The right engine oil for your motorcycle | Eni Oil Products.” https://oilproducts.eni.com/sv_SE/Nyheter-och-evenemang/the-right-engine-oil-for-your-motorcycle (accessed Dec. 21, 2021).
- [57] R. Mäki, “Wet Clutch Tribology - Friction Characteristics in Limited Slip Differentials,” 2005.
- [58] “China Moto Brake Disc (245239) Wet Multi Plate Clutch System Photos & Pictures - Made-in-china.com.” <https://fricwel.en.made-in-china.com/productimage/MKvJbkpoZAWI-2f1j00ykNGjuEzfZbM/China-Moto-Brake-Disc-245239-Wet-Multi-Plate-Clutch-System.html> (accessed Dec. 21, 2021).
- [59] A. José and V. De Campos, *Tipos de Embraiaçoes*. .
- [60] “clutch friction suzuki gsxr 600 in Clutch Plates | eBay.” https://www.ebay.com/sch/i.html?_from=R40&_trksid=p2334524.m570.11313&_nkw=clutch+friction+suzuki+gsxr+600&_sacat=177939&LH_TitleDesc=0&_odkw=9pcs+clutch+friction+suzuki+gsxr+600&_osacat=177939 (accessed Feb. 04, 2022).
- [61] “Produtos | SKF.” <https://www.skf.com/pt/products> (accessed Dec. 17, 2021).
- [62] “SKF Bearing Select.” <https://www.skfbearingselect.com/#/bearing-selection-start> (accessed Feb. 02, 2022).
- [63] Parker, “O-Ring Handbook,” *Handbook*, pp. 77–118, 2001.
- [64] “Aluminum 7075-T6; 7075-T651.” <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=4f19a42be94546b686bbf43f79c51b7d&ckck=1> (accessed Dec. 17, 2021).
- [65] “Rubber bushings | AMC Mecanocaucho.” <https://www.mecanocaucho.com/en/products/anti-vibration-mount/bushings/#descargas> (accessed Dec. 10, 2021).

- [66] “AISI E 52100 Steel (100Cr6, SUJ2, UNS G52986).” <http://www.matweb.com/search/datasheet.aspx?matguid=d0b0a51bff894778a97f5b72e7317d85> (accessed Dec. 17, 2021).
- [67] S. Morais, *Desenho Técnico*. 2007.
- [68] “Limits, Fits and Tolerance Calculator (ISO system).” <https://amesweb.info/fits-tolerances/tolerance-calculator.aspx> (accessed Feb. 03, 2022).
- [69] “Why has SAE J306 for Automotive Gear Lubricants Been Revised.” <https://360.lubrizol.com/2019/Why-has-SAE-J306-for-Automotive-Gear-Lubricants-Been-Revised> (accessed Dec. 23, 2021).
- [70] “The difference between GL-4 and GL-5 explained.” <https://www.rymax-lubricants.com/updates/the-differences-between-gl-4-and-gl-5/> (accessed Dec. 23, 2021).
- [71] V. Turbo, “Klübersynth GE 4 75 W 90,” 2021.
- [72] “AUTOMATIC VS MANUAL TRANSMISSION FLUID - IS THERE A DIFFERENCE? | WELCOME | CASTROL USA.” https://www.castrol.com/en_us/united-states/home/motor-oil-and-fluids/transmission-fluid-types.html (accessed Dec. 27, 2021).
- [73] T. O. F. Use, “Motul multi atf.”
- [74] “Testes ESP/ABS | SGS Portugal.” <https://www.sgs.pt/pt-pt/transportation/automotive/mechanical-components/powertrain/drive-dynamics/abs-esp-testing> (accessed Jan. 12, 2022).

Anexos

Anexo A- Código *DSM* Matlab®

```

%Dados veículo
m=346;
mr=181;
mf=165;
r=0.255;
Hg=0.2198;
Hs=0.1648;
Hr=0.0260;
Hf=0.0868;
Kr=21429;
Kf=15714;
Lr=0.76;
Lf=0.834;
Wf=1.276;
Wr=1.240;
L=1.594;
%Variáveis
atrito=1;
Tv=0;
Gx=0;
Gy=1;
%Cálculos
%Left turn
while Tv<=1000 && Gx<=10
    Te=m*Gx*r;
    Dr=(Te/2+Tv)/r;
    Dl=(Te/2-Tv)/r;
    deltaFx=(m*Gx*Hg)/L;
    deltaFyf=(m*Gy*((Hs/(1+Kr/Kf-m*Hs/Kf)+Lr*Hf/L))/Wf);
    deltaFyr=(m*Gy*((Hs/(1+Kf/Kr-m*Hs/Kr)+Lf*Hr/L))/Wr);
    Fzfl=(mf*9.81/2-deltaFx/2-deltaFyf/2);
    Fzfr=(mf*9.81/2-deltaFx/2+deltaFyf/2);
    Fzrl=(mr*9.81/2+deltaFx/2-deltaFyr/2);
    Fzrr=(mr*9.81/2+deltaFx/2+deltaFyr/2);
    if Dl>=0
        if (Fzrl*atrito>abs(Dl)) && (Fzrr*atrito>abs(Dr))
            Cfl=(sqrt((Fzfl*atrito).^2));
            Cfr=(sqrt((Fzfr*atrito).^2));
            Crl=sqrt((Fzrl*atrito).^2-Dl.^2);
            Crr=sqrt((Fzrr*atrito).^2-Dr.^2);
            Mg=Wr*Tv/r;
            Gyfmax=(Cfl+Cfr+Mg/L)/mf;
            Gyrmx=(Crl+Crr-Mg/L)/mr;
            if Gyfmax>=Gy
                if Gyrmx>=Gy
                    Tv=Tv+25;
                    if Tv==1025
                        Gy=Gy+1;
                        Tv=0;
                    end
                    if Gy==11
                        Gy=1;

```

```

        Gx=Gx+0.5;
    end
else
    %ler tv/Gx/Gy
    y=['Gy: ', num2str(Gy)];
    disp(y)
    x=['Gx: ', num2str(Gx)];
    disp(x)
    tv=['Tv: ', num2str(Tv)];
    disp(tv)
    Gy=Gy+1;
    Tv=0;
    if Gy==11
        Gy=1;
        Gx=Gx+0.5;
    end
end

    end
else
    %ler tv/Gx/Gy
    y=['Gy: ', num2str(Gy)];
    disp(y)
    x=['Gx: ', num2str(Gx)];
    disp(x)
    tv=['Tv: ', num2str(Tv)];
    disp(tv)
    Gy=Gy+1;
    Tv=0;
    if Gy==11
        Gy=1;
        Gx=Gx+0.5;
    end
end

    end
else
    Tv=Tv+25;
    if Tv==1025
        Gy=Gy+1;
        Tv=0;
    end
    if Gy==11
        Gy=1;
        Gx=Gx+0.5;
    end
end

    end
else
    Tv=Tv+25;
    if Tv==1025
        Gy=Gy+1;
        Tv=0;
    end
    if Gy==11
        Gy=1;
        Gx=Gx+0.5;
    end
end

```

```
        end
      end

end

Gy: 10
Gx: 0
Tv: 0
Gy: 10
Gx: 0.5
Tv: 0
Gy: 10
Gx: 1
Tv: 0
Gy: 9
Gx: 1.5
Tv: 50
Gy: 10
Gx: 1.5
Tv: 0
Gy: 8
Gx: 2
Tv: 75
Gy: 9
Gx: 2
Tv: 50
Gy: 10
Gx: 2
Tv: 0
Gy: 7
Gx: 2.5
Tv: 100
Gy: 8
Gx: 2.5
Tv: 75
Gy: 9
Gx: 2.5
Tv: 25
Gy: 10
Gx: 2.5
Tv: 0
Gy: 4
Gx: 3
Tv: 125
Gy: 5
Gx: 3
Tv: 125
Gy: 6
Gx: 3
Tv: 100
Gy: 7
Gx: 3
Tv: 100
Gy: 8
```

Gx: 3
Tv: 50
Gy: 9
Gx: 3
Tv: 0
Gy: 10
Gx: 3
Tv: 0
Gy: 5
Gx: 3.5
Tv: 100
Gy: 6
Gx: 3.5
Tv: 100
Gy: 7
Gx: 3.5
Tv: 75
Gy: 8
Gx: 3.5
Tv: 25
Gy: 9
Gx: 3.5
Tv: 0
Gy: 10
Gx: 3.5
Tv: 0
Gy: 6
Gx: 4
Tv: 75
Gy: 7
Gx: 4
Tv: 50
Gy: 8
Gx: 4
Tv: 0
Gy: 9
Gx: 4
Tv: 0
Gy: 10
Gx: 4
Tv: 0
Gy: 6
Gx: 4.5
Tv: 50
Gy: 7
Gx: 4.5
Tv: 0
Gy: 8
Gx: 4.5
Tv: 0
Gy: 9
Gx: 4.5
Tv: 0
Gy: 10

Gx: 4.5
Tv: 0
Gy: 4
Gx: 5
Tv: 50
Gy: 5
Gx: 5
Tv: 50
Gy: 6
Gx: 5
Tv: 0
Gy: 7
Gx: 5
Tv: 0
Gy: 8
Gx: 5
Tv: 0
Gy: 9
Gx: 5
Tv: 0
Gy: 10
Gx: 5
Tv: 25
Gy: 4
Gx: 5.5
Tv: 0
Gy: 5
Gx: 5.5
Tv: 25
Gy: 6
Gx: 5.5
Tv: 25
Gy: 7
Gx: 5.5
Tv: 25
Gy: 8
Gx: 5.5
Tv: 25
Gy: 9
Gx: 5.5
Tv: 25
Gy: 10
Gx: 5.5
Tv: 25

Published with MATLAB® R2015b

Anexo B - KISSsoft® Report – Diferencial – Binário Máximo



KISSsoft Release 2020 A.1			
KISSsoft – student license (not for commercial use)			
File			
Name :	planetarydiff_2511_binario maximo		
Changed by:	Hugo Lopes	on: 13.01.2022	at: 16:57:29

Contact Analysis

Meshing gear 1 - gear 2

Accuracy of calculation Medium
 Partial load for calculation [w_r] 100.0000 (%)

Working flank		Left tooth flank	
Center distance	[a]	34.8000	(mm)
Single pitch deviation	[f _{pd}]	0.0000	(μm)
Coefficient of friction	[μ]	0.0500	
Proportional axis deviation error	[f _{ts-p}]	0.0000	(μm)
Proportional axis inclination error	[f _{ts-β}]	0.0000	(μm)
Torque	[T _i]	80.0000	(Nm)
Speed	[n _i]	2500.0000	(1/min)

Torsion (0: -, 1: <I, 2: <II, 3: <from shaft calculation) gear A:
 0 , Rad B: 0

		min	max	Δ	μ	σ
Transmission error	(μm)	-6.6057	-3.5980	3.0078	-4.9240	1.2392
Excitation force	(N)	2467.7850	4739.6102	2271.8252	3640.0492	977.4006
Tangents Stiffness curve	(N/μm)	513.9805	943.5918	429.6113	765.6302	190.2779
Secants stiffness curve	(N/μm)	513.2885	931.9661	418.6776	727.8994	179.7802
Line load	(N/mm)	1.3252	77.1141	75.7889	48.2374	20.0137
Torque Gear 1	(Nm)	79.9921	80.0068	0.0147	80.0020	0.0034
Torque Gear 2	(Nm)	27.2187	27.6568	0.4381	27.4259	0.1038
Speed, gear 2	(1/min)	-5883.3879	-5693.8385	189.5494	-5777.6757	27.7835
Power loss	(W)	19.3800	257.3553	237.9753	189.0901	75.6013
Efficiency	(%)	99.6928	99.9769	0.2841	99.7743	0.0902
Contact temperature	(°C)	78.0409	93.8660	15.8251	86.7218	4.7772
Thickness of lubrication film	(μm)	0.1446	0.3109	0.1662	0.1840	0.0255
Active flank area of usage (diameter) Gear 1	(mm)	24.8710	26.3899	1.5190		
Active flank area of usage (diameter) Gear 2	(mm)	8.5129	10.3430	1.8301		
Hertzian pressure	(N/mm ²)		999.1522		755.2262	

Tooth root stress calculated according to strength method

Tooth root stress gear 1 (graphical method)	(N/mm ²)	217.5830	121.2827
Tooth root stress gear 1 (at critical point)	(N/mm ²)	202.4359	107.9034
Tooth root stress gear 2 (graphical method)	(N/mm ²)	193.4339	110.8226
Tooth root stress gear 2 (at critical point)	(N/mm ²)	186.8957	103.9031

Safety against micropitting (ISO/TS 6336-22 Method A) 1.8615

Safety against scuffing 12.8140

Transverse contact ratio under load (max)

[ε_α] 1.5684

Overlap ratio under load [ε_β] 0.0000

Total contact ratio under load (max) [ε_γ] 1.5684

Sound pressure level (according to Masuda)

[dB(A)] 86.4

Amplitude spectrum of the transmission error

Harmonics	Amplitude (μm)
1	1.640
2	0.120
3	0.508
4	0.081
5	0.253
6	0.070
7	0.133
8	0.059
9	0.064
10	0.049
11	0.023
12	0.037

Anexo C – KISSsoft® Report – Diferencial – Espectro de carga



KISSsoft Release 2020 A.1

KISSsoft – student license (not for commercial use)

Arquivo

Nome : planetarydiff_2511_loadspectrum
 Modificado por: Hugo Lopes Data: 23.12.2021 Hora: 12:07:36

Cálculo de engrenagens cilíndricas de dentes retos

Número no desenho ou artigo: _____
 Engrenagem 1: 0.000.0
 Engrenagem 2: 0.000.0
 Engrenagem 3: 0.000.0
 Engrenagem 4: 0.000.0

Espectro de carga

Entrada própria
 Número de elementos do espectro de carga: 4
 Engrenagem de referência: Engrenagem 4
 Fator de aplicação, KA: 1.00

Bin	Frequência	Potência	Velocidade	Torque
No.	[%]	[kW]	[1/min]	[Nm]
1	27.00000	20.1213	336.8	570.5000
2	13.00000	28.4513	428.6	633.9000
3	31.00000	42.2927	554.0	729.0000
4	29.00000	57.1961	718.0	760.7000

Bin	Fatores												Temperatura
No.	K_v	$K_{H\beta 1}$	$K_{H\beta 2}$	$K_{H\beta 3}$	$K_{H\alpha 1}$	$K_{H\alpha 2}$	$K_{H\alpha 3}$	K_y	Y_{M1}	Y_{M2}	Y_{M3}	Y_{M4}	Oiltemp
1	1.5000	1.0000	1.0000	1.0000	1.1489	1.0890	1.1719	1.0000	1.0000	0.7000	0.7000	1.0000	70.0000
2	1.5000	1.0000	1.0000	1.0000	1.1489	1.0890	1.1719	1.0000	1.0000	0.7000	0.7000	1.0000	70.0000

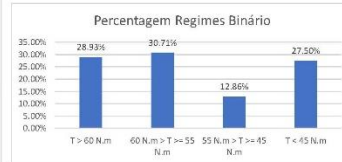
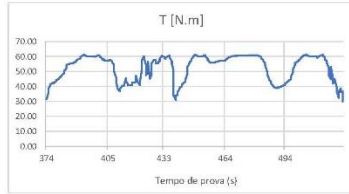
Anexo D – Excerto de dados recolhidos durante uma corrida do Fórmula T-14

xtime [s]	RPM [rpm]	Gear [-]	Drv_Spd [Km/h]	Relação [-]	T [N.m]
0	4440	2	34	17.03	41.57
0.503	4504	2	34	17.03	42.03
1.008	4504	2	34	17.03	42.03
1.513	4663	2	35	17.03	43.17
2.018	4861	2	36	17.03	44.60
2.523	5109	2	39	17.03	46.65
3.028	5663	3	40	12.68	51.96
3.533	5240	3	41	12.68	47.90
4.038	4967	3	38	12.68	45.36
4.543	4948	3	36	12.68	45.23
5.048	4791	3	37	12.68	44.10
5.553	5067	3	38	12.68	46.24
6.058	4420	3	39	12.68	41.42
6.563	4612	3	35	12.68	42.81
7.068	4612	3	36	12.68	42.81
7.573	4901	3	37	12.68	44.89
8.078	5019	3	38	12.68	45.78
8.583	5086	3	39	12.68	46.43
9.088	5128	3	39	12.68	46.83
9.593	5303	3	40	12.68	48.51
10.098	5608	3	43	12.68	51.44
10.603	5370	3	41	12.68	49.15
11.108	4936	3	38	12.68	45.14
11.613	4833	3	37	12.68	44.40
12.118	4791	3	36	12.68	44.10
12.623	4887	3	37	12.68	44.79
13.128	5057	3	38	12.68	46.15
13.633	4924	3	38	12.68	45.05
14.138	4740	3	36	12.68	43.73
14.643	4798	3	36	12.68	44.15
15.148	4777	3	36	12.68	43.99
15.653	4861	3	37	12.68	44.60
16.158	4921	3	38	12.68	45.03
16.663	4821	3	36	12.68	44.31
17.168	4558	3	36	12.68	42.42
17.673	4598	3	35	12.68	42.71
18.178	4719	3	36	12.68	43.58
18.683	4887	3	37	12.68	44.79
19.188	4642	3	34	12.68	43.02
19.693	4126	3	31	12.68	39.31
20.198	4625	3	35	12.68	42.90
20.703	4873	3	37	12.68	44.69

Anexo E – Cálculos para Espectro de carga

relações de Transmissão:	
1ª	23.7722561
2ª	17.02546341
3ª	12.67853659
4ª	9.056097561

GSXR 600 - Curva com Restritor Final		
Velocidade	Power (Hp)	Torque (N.m)
3000	13.0268	30
4000	21.9996	38.4
5000	32.592	45.6
6000	47.2584	55.2
7000	57.036	57.6
8000	68.4432	60
9000	79.0356	61.2
10000	86.3688	60
11000	94.5168	60
12000	95.3316	55.2



situação limite - uma roda parada

CURVA À DIREITA		
OPEN DIFF		
seção	velocidade	torque
n(motor)	9103	50
n(cremalheira)	718.0	760.7
ring gear diferencial	718.0	760.7
pinhão	0.0	
porta-satélites	1436.0	
veio entrada	1436.0	
veio planetários	0.0	
veio decreasing	1177.5	
veio increasing	1751.9	
n(eixo esquerdo)	1436.0	
n(eixo direito)	0.0	

CURVA À DIREITA		
LEFT CLUTCH ENGAGED		
seção	velocidade	torque
n(motor)	9103	60
n(cremalheira)	718.0	760.7
ring gear diferencial	718.0	760.7
pinhão	0.0	
porta-satélites	1436.0	
veio entrada	1436.0	
veio planetários	0.0	
veio decreasing	1177.5	
veio increasing	1751.9	
n(eixo esquerdo)	1436.0	
n(eixo direito)	0	

CURVA À ESQUERDA		
OPEN DIFF		
seção	velocidade	torque
n(motor)	9103	60
n(cremalheira)	718.0	760.7
ring gear diferencial	718.0	760.7
pinhão	1436.0	
porta-satélites	0.0	
veio entrada	0.0	
veio planetários	0.0	
veio decreasing	0.0	
veio increasing	0.0	
n(eixo esquerdo)	0.0	
n(eixo direito)	1436.0	

CURVA À ESQUERDA		
RIGHT CLUTCH ENGAGED		
seção	velocidade	torque
n(motor)	9103	60
n(cremalheira)	718.0	760.7
ring gear diferencial	718.0	760.7
pinhão	1436.0	
porta-satélites	0.0	
veio entrada	0.0	
veio planetários	0.0	
veio decreasing	0.0	
veio increasing	0.0	
n(eixo esquerdo)	0	
n(eixo direito)	1436.0	

relação curva 10metros=20%

CURVA À DIREITA		
OPEN DIFF		
seção	velocidade	torque
n(motor)	7024	50
n(cremalheira)	554.0	633.9
ring gear diferencial	554.0	633.9
pinhão	443.2	317.0
porta-satélites	664.8	317.0
veio entrada	664.8	317.0
veio planetários	0.0	
veio decreasing	545.1	386.5
veio increasing	811.1	259.8
n(eixo esquerdo)	664.8	317.0
n(eixo direito)	443.2	317.0
	554.0	633.9

CURVA À DIREITA		
LEFT CLUTCH ENGAGED		
seção	velocidade	torque
n(motor)	5434	45
n(cremalheira)	428.6	570.5
ring gear diferencial	428.6	570.5
pinhão	342.9	285.3
porta-satélites	514.3	285.3
veio entrada	514.3	285.3
veio planetários	0.0	
veio decreasing	421.7	347.9
veio increasing	627.5	233.8
n(eixo esquerdo)	471.1	331.1
n(eixo direito)	386.1	216.52
	428.6	547.6

CURVA À ESQUERDA		
OPEN DIFF		
seção	velocidade	torque
n(motor)	9103	60
n(cremalheira)	718.0	760.7
ring gear diferencial	718.0	760.7
pinhão	861.6	380.4
porta-satélites	574.4	380.4
veio entrada	574.4	380.4
veio planetários	0.0	
veio decreasing	471.0	463.8
veio increasing	700.8	311.8
n(eixo esquerdo)	574.4	380.4
n(eixo direito)	861.6	380.4
	718.0	760.7

CURVA À ESQUERDA		
RIGHT CLUTCH ENGAGED		
seção	velocidade	torque
n(motor)	9103	60
n(cremalheira)	718.0	760.7
ring gear diferencial	718.0	760.7
pinhão	861.6	380.4
porta-satélites	574.4	380.4
veio entrada	574.4	380.4
veio planetários	0.0	
veio decreasing	471.0	463.8
veio increasing	700.8	311.8
n(eixo esquerdo)	647.0	319.24
n(eixo direito)	789.0	430.36
	718.0	749.6

LOAD SPECTRUM

VEIO ENTRADA

Frequency	Torque	Speed
1	27	285.3
2	13	317
3	31	364.5
4	29	380.4

RING GEAR

Frequency (%)	Torque (Nm)	Speed (1/min)
1	27.000000	570.5000
2	13.000000	633.9000
3	31.000000	729.0000
4	29.000000	760.7000

Frequency	Torque	Speed
1	27	95.1
2	13	105.7
3	31	121.5
4	29	126.8

DIVIDIR TORQUE/3 (3 ENGRENAGENS EM CONTACTO)

95.1
105.7
121.5
126.8



Force factor (N)	Axis	Speed (mm)	Temperature (bearing °C)	Temperature (lubricating °C)	Case weight	
x LC1	9	0	718	20	20	0.29
x LC2	8.6	1a	554	20	20	0.31
x LC3	7.5	1a	428.6	20	20	0.13
x LC4	6.7	1a	336.9	20	20	0.27

+ Add load case

Force factor (N)	Axis	Speed (mm)	Temperature (bearing °C)	Temperature (lubricating °C)	Case weight	
x LC1	2.5	0	718	20	20	0.29
x LC2	2.4	0	554	20	20	0.31
x LC3	2.1	0	428.6	20	20	0.13
x LC4	1.9	0	336.9	20	20	0.27

+ Add load case

111.11

50.05

Anexo F – Cálculos *Speed Ratio* - Maple®

```

> restart;
#Differential Speed Ratio
#Dimensions of the vehicle
#Level Corner

```

```

> m := 246;
mr := 181;
L := 1.594;
Lf := 0.834;
Lr := 0.76;
Hs := 0.1648;
Hr := 0.0260;
Hf := 0.0868;
W := 1.240;
Kf := 15714;
Kr := 21429;
Rf := 0.255;
Rr := 0.2198;

```

```

#Differential Speed Ratio caused by Cornering

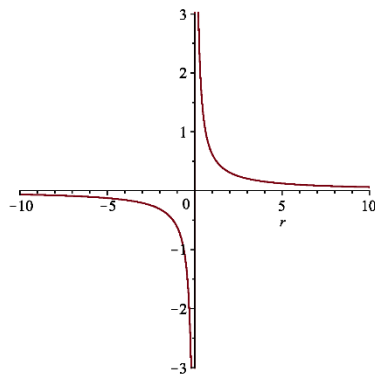
```

```

> nr := 10;
#Influence of Vehicle Cornering Radius
Sc := W / (2 * r);
plot(Sc);

```

$$Sc := \frac{0.6200000000}{r}$$



```

#Differential Speed Ratio caused by Torque Vectoring

```

```

> #Slip ratio
st := (Rr * Nr - Vr) / Nr;
st := 3.921568627 * (0.255 * Nr - Vr) / Nr; (1)

```

```

> #Vertical Load Transfer
#Gy=0;
deltaFzy := (2 * m * Gy * ( (1 + Hs / (Kf / Kr - m * Hs / Kr)) * Lf * Hr / L ));
#plot([deltaFzy])

```

```

deltaFxy := 60.73313334 Gy (2)

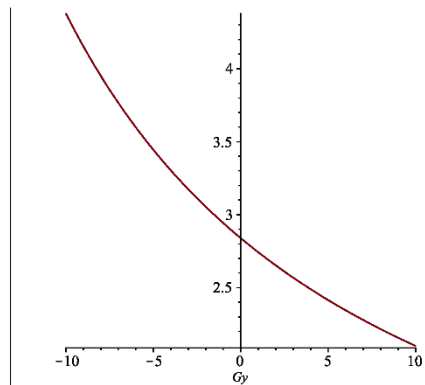
> #Influence of Input Torque
#Torque
T := 800;
deltaT := 125;
eq1 := deltaT = Tr - Tl;
eq2 := T = Tr + Tl;
solve( { eq1, eq2 }, { Tr, Tl });

      eq1 = 125 - Tr - Tl
      eq2 = 800 = Tr + Tl
      { Tl = 675 / 2, Tr = 925 / 2 } (3)

> #T=0
Tl := 0;
Tr := 125;
Frr1 := 181.9.81 - deltaFxy / 2;
Frr := 181.9.81 + deltaFxy / 2;
stp := 0.1;
atrito := 1;
Rt := 0.255;
Srv2 := ( -stp * (Frr * Tl - Frr1 * Tr) - 100 / (2 * atrito * Frr * Frr1 * Rt - stp * (Frr * Tl + Frr1 * Tr)) );
plot( Srv2 );

      Frr1 = 887.8050000 - 30.36656667 Gy
      Frr = 887.8050000 + 30.36656667 Gy
Srv2 := - (10.0 (-110975.6250 - 3795.820834 Gy)) / (0.510 (887.8050000
+ 30.36656667 Gy) (887.8050000 - 30.36656667 Gy) - 11097.56250
+ 379.5820834 Gy)

```

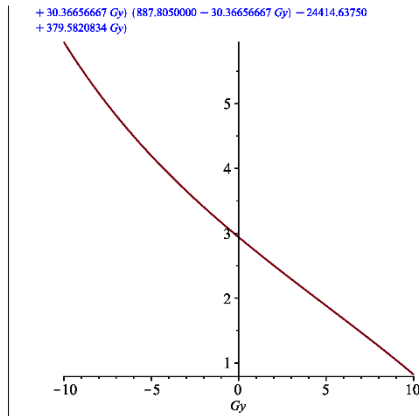


```

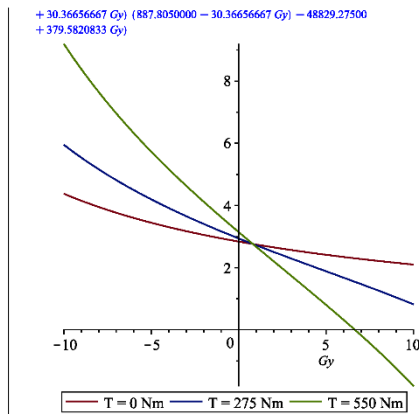
> #T=275
Tl2 := 75;
Tr2 := 200;
Frr1 := 181.9.81 - deltaFxy / 2;
Frr := 181.9.81 + deltaFxy / 2;
stp := 0.1;
atrito := 1;
Rt := 0.255;
Srv3 := ( -stp * (Frr * Tl2 - Frr1 * Tr2) - 100 / (2 * atrito * Frr * Frr1 * Rt - stp * (Frr * Tl2 + Frr1 * Tr2)) );
plot( Srv3 );

      Frr1 = 887.8050000 - 30.36656667 Gy
      Frr = 887.8050000 + 30.36656667 Gy
Srv3 := - (10.0 (-110975.6250 + 8350.805834 Gy)) / (0.510 (887.8050000

```

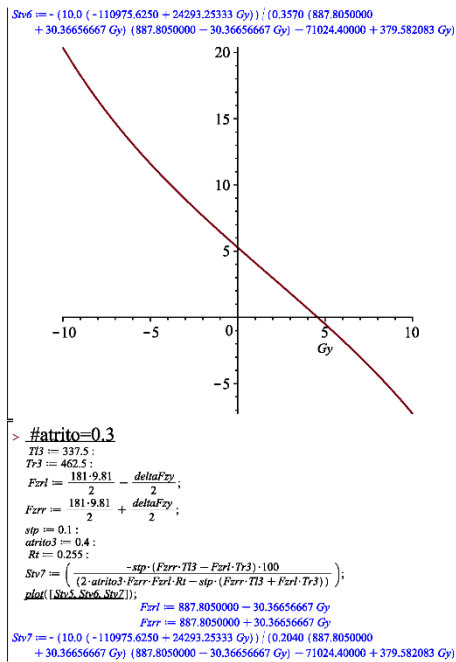
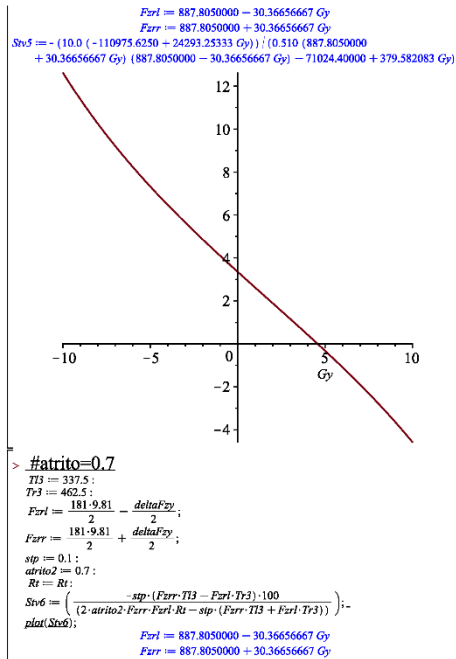


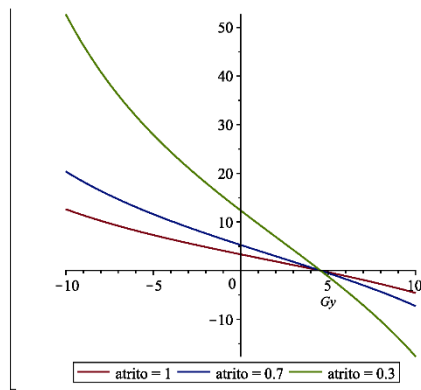
```
> #T=550
Tt3 := 212.5 ;
Tr3 := 337.5 ;
Fzrl :=  $\frac{181 \cdot 9.81}{2} - \frac{\text{deltaFzy}}{2}$  ;
Fzrr :=  $\frac{181 \cdot 9.81}{2} + \frac{\text{deltaFzy}}{2}$  ;
stp := 0.1 ;
atrito := 1 ;
Rt := 0.255 ;
Snv4 :=  $\left( \frac{-\text{stp} \cdot (Fzrr \cdot Tt3 - Fzrl \cdot Tr3) \cdot 100}{(2 \cdot \text{atrito} \cdot Fzrr \cdot Fzrl \cdot Rt - \text{stp} \cdot (Fzrr \cdot Tt3 + Fzrl \cdot Tr3))} \right) ;$ 
plot(Snv2, Snv3, Snv4) ;
Fzrl := 887.8050000 - 30.36656667 Gy
Fzrr := 887.8050000 + 30.36656667 Gy
Snv4 := - (10.0 (-110975.6250 + 16701.61167 Gy)) ; (0.510 (887.8050000
```



> **#Influence of Friction coefficient**

```
#atrito=1
Tt3 := 337.5 ;
Tr3 := 462.5 ;
Fzrl :=  $\frac{181 \cdot 9.81}{2} - \frac{\text{deltaFzy}}{2}$  ;
Fzrr :=  $\frac{181 \cdot 9.81}{2} + \frac{\text{deltaFzy}}{2}$  ;
stp := 0.1 ;
atrito1 := 1 ;
Rt := 0.255 ;
Snv5 :=  $\left( \frac{-\text{stp} \cdot (Fzrr \cdot Tt3 - Fzrl \cdot Tr3) \cdot 100}{(2 \cdot \text{atrito1} \cdot Fzrr \cdot Fzrl \cdot Rt - \text{stp} \cdot (Fzrr \cdot Tt3 + Fzrl \cdot Tr3))} \right) ;$ 
plot(Snv2) ;
```



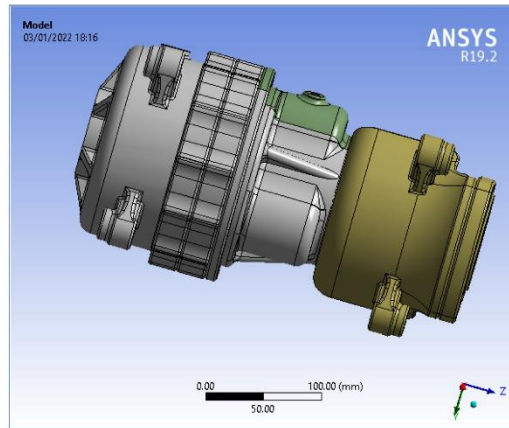


Anexo G - Ansys® Report – Versão Inicial e Final Conjunto Total Tampas



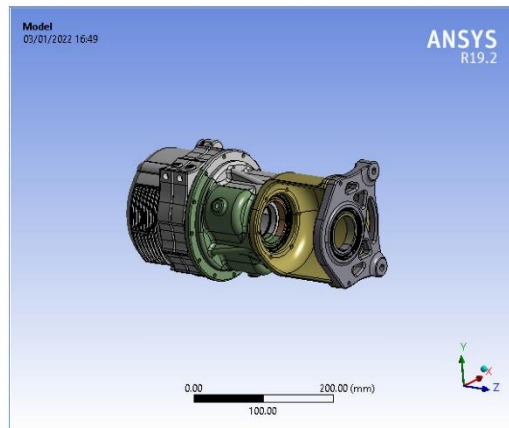
Project

First Saved	Monday, December 13, 2021
Last Saved	Monday, January 3, 2022
Product Version	19.2 Release
Save Project Before Solution	No
Save Project After Solution	No



Project

First Saved	Monday, December 13, 2021
Last Saved	Monday, January 3, 2022
Product Version	19.2 Release
Save Project Before Solution	No
Save Project After Solution	No



Anexo H - KISSsys® Report – Conjunto Planetários



KISSsoft Release 2020 A.1
 KISSsoft – student license (not for commercial use)
 File
 Name : Unnamed
 Changed by: Hugo Lopes on: 13.01.2022 at: 17:15:08

Conjunto Planetários v5_1001

Power inputs:

_O.torquevectoring.entrada			
Speed	[1/min]	1000	
Torque	[Nm]	133	
Power	[kW]	13.928	

Power outputs:

_O.torquevectoring.saida			
Speed	[1/min]	1222.222	
Torque	[Nm]	-108.818	
Power	[kW]	13.928	

Calculations:

_O.torquevectoring.GearPair_const1.GearPair_const1_calc
 _O.torquevectoring.GearPair_const2.GearPair_const2_calc
 _O.torquevectoring.GearPair_const3.GearPair_const3_calc
 _O.torquevectoring.conjuntorelacoes.conjuntorelacoes_calc
 _O.torquevectoring.conjuntorelacoes.veioexterior.veioexterior_calc
 _O.torquevectoring.conjuntorelacoes.veiointerior.veiointerior_calc
 _O.torquevectoring.veioprincipal.veiodecreasing.veiodecreasing_calc
 _O.torquevectoring.veioprincipal.veioentrada.veioentrada_calc
 _O.torquevectoring.veioprincipal.veioincreasing.veioincreasing_calc
 _O.torquevectoring.veioprincipal.veioprincipal_calc
 _O.torquevectoring.veioprincipal.veiosaida.veiosaida_calc

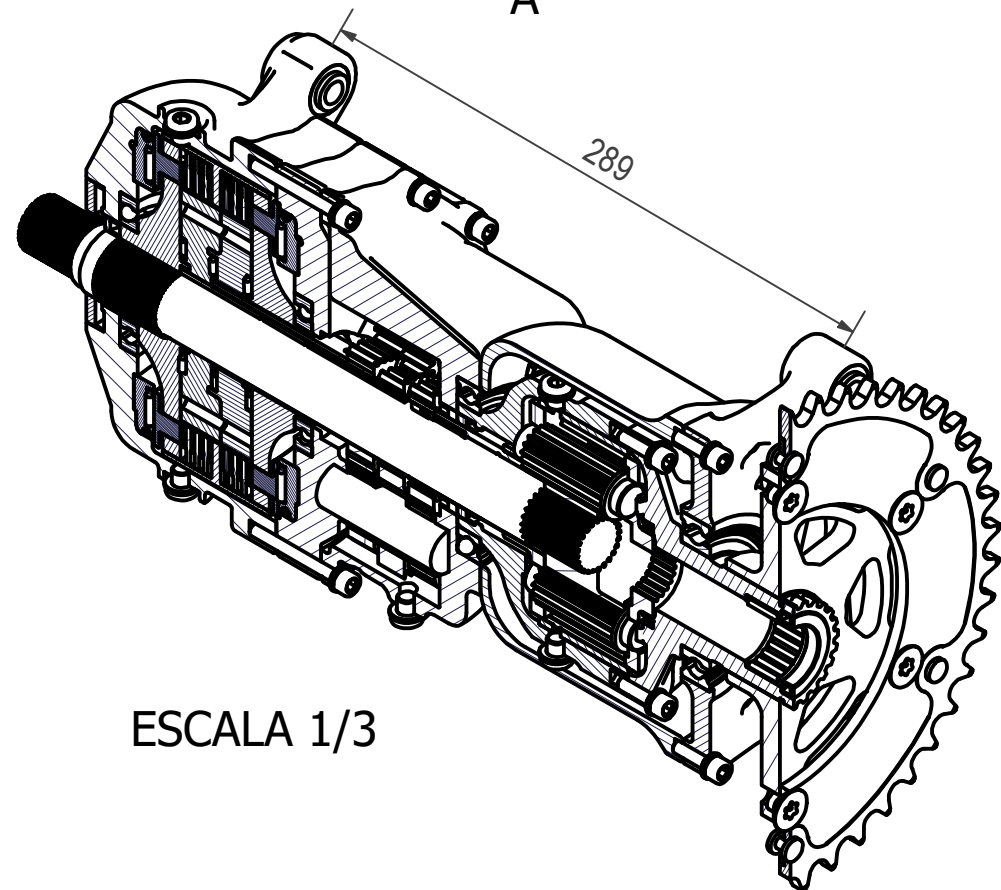
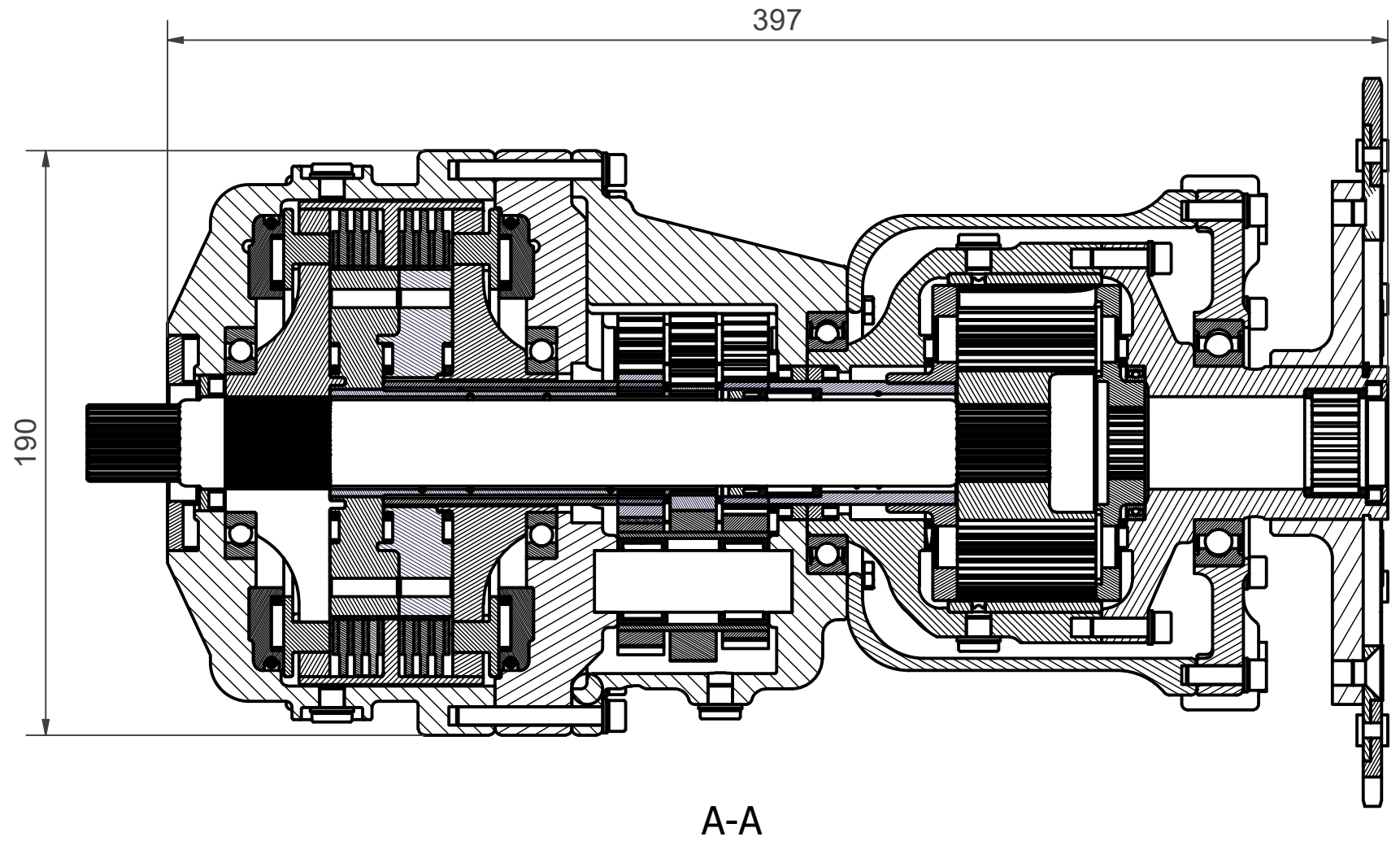
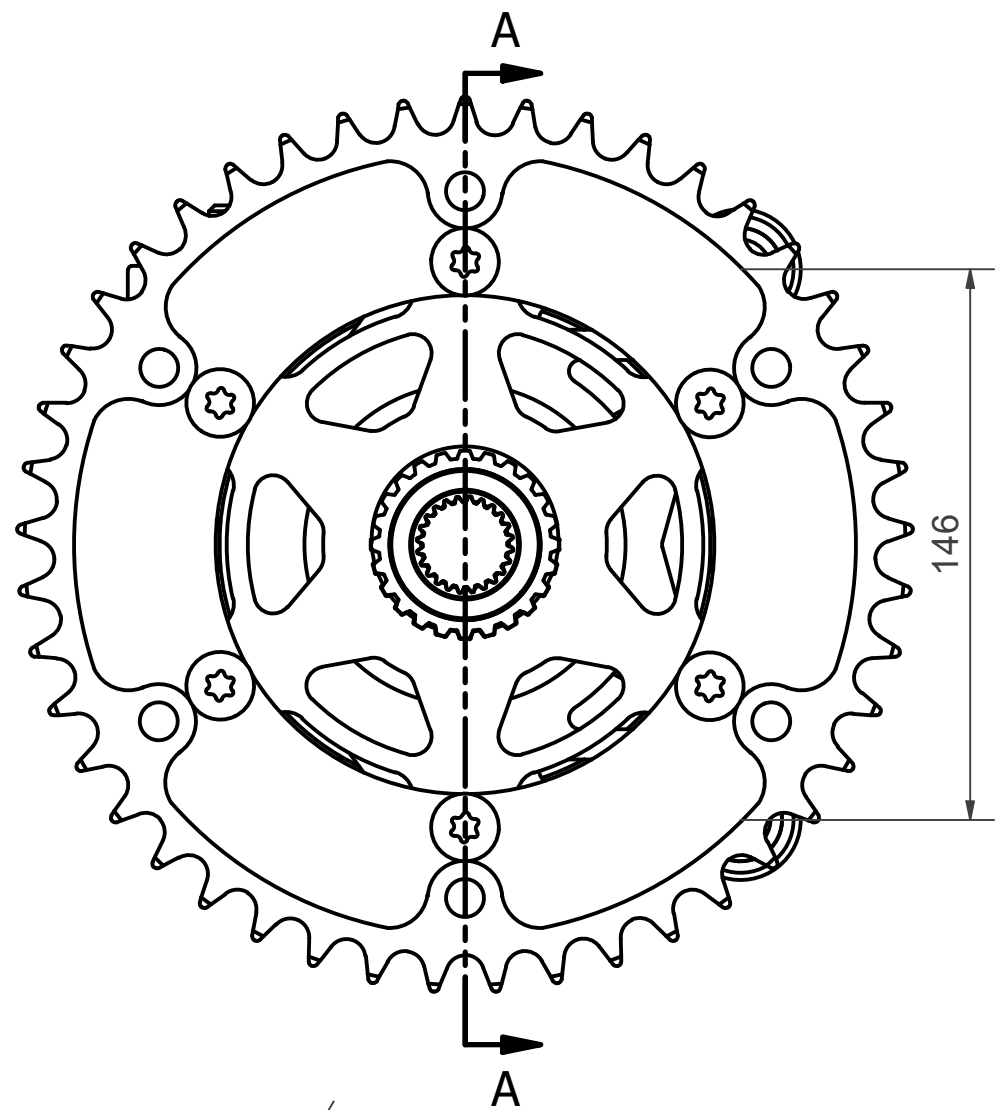
Anexo I – Cálculo Reações Rolamentos Suportes

CALCULOS ROLAMENTOS		
Massa diferencial	6,4438	63.214
Bíndrio motor		60
I (primary drive)	1.925	
I (1st gear)	2.846	
I (3rd gear (total))	12.67894	
I (final ratio)	4.7	
Bíndrio cremalheira	570.5	1545 975.6
Raio da cremalheira	0.1185	(assumindo conjunto anterior)
Força aplicada cremalheira	4814.346	
Ângulo	29.5	(assumindo conjunto anterior)
F _{xd}	4190.193	
F _{yl}	2370.697	
Cremalheira - Centro do carro		
Cremalheira - Centro rol. B	177.4	
Cremalheira - Centro rol. A	90	
Centro rol.A - Centro entre rolamentos	63.7	
Centro do carro - Centro rol.B		
Centro rol. A - Centro rol.B	127.4	
Compr. rol. A	16	
Compr. rol. B	13	
F _{xA}	-5834.696	
F _{yA}	-3332.719	
FA resultante	6719.427	
F _{xB}	1644.503	
F _{yB}	898.8082	
FB resultante	1874.099	

ROLAMENTOS NECESSÁRIOS	
ROL. A	
Capacidade carga dinâmica necessária	6719.427
SKF 6010 - 2RS1	
Capacidade carga dinâmica	22900
Capacidade carga estática	15600
Compr. rol.	16
Diâmetro interior	90
Diâmetro exterior	80
Massa	0.27
ROL. B	
Capacidade carga dinâmica necessária	1874.099
SKF 61912-2RS1	
Capacidade carga dinâmica	16500
Capacidade carga estática	12000
Compr. rol.	13
Diâmetro interior	60
Diâmetro exterior	85
Massa	0.21

F _{xA}	-15800.7
F _{yA}	-8971.2
FA resultante	18169.9
F _{xB}	4453.4
F _{yB}	2488.0
FB resultante	5101.3

Anexo J – Desenho 2D Conjunto



Proj.									
Des.									
Copiou									
Visto									
Esc. 1/2	Diferencial Torque Vectoring - FSIPLEIRIA							Des. Nº: 2182613.001	

Hugo Lopes
Nº: 2182613

E.S.T.G.
Escola Superior de
Tecnologia e Gestão de Leiria