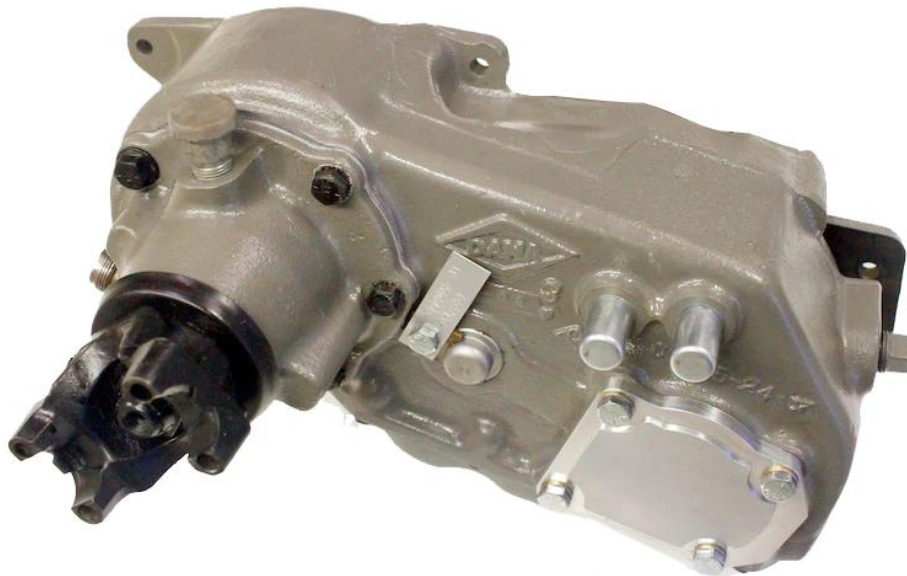


Projeto de caixa de transferência com redução adicional a montar em veículo ligeiro todo-o-terreno



Docente: António Completo

Carlos Patoilo - 85971

João Santos - 98042

João Marques – 98246

Conteúdo

1. Introdução	5
2. Caderno de encargos	5
3. Benchmarking	5
3.1 Pesquisa de mecanismos semelhantes.....	5
3.2 Escolha de mecanismo	7
3.1.1 Modos de funcionamento.....	7
4. Esquema cinemático.....	9
5. Condições de dimensionamento	10
5.1 Análise da curva de motor e critérios de dimensionamento	10
6. Dimensionamento das engrenagens.....	11
6.1 Engrenagens de dentado reto.....	11
6.2 Engrenagens de dentado helicoidal.....	12
6.3 Parâmetros de dimensionamento	13
6.3.1 Parâmetros para engrenagens de dentado reto	13
6.3.2 Parâmetros para engrenagens de dentado helicoidal	14
6.4 Cálculo do módulo normalizado e análise do dimensionamento.....	15
6.4.1 Engrenagens de dentado reto.....	15
6.4.2 Engrenagens de dentado helicoidal.....	16
6.5 Correção de entre eixo e de dentado	17
6.6 Características finais de engrenagens.....	19
7. Análise comparativa.....	20
7.1 Atualização do esquema cinemático	20
7.2 Comparação com a solução já existente	21
8. Dimensionamento de rolamentos	22
8.1 Sistema de eixos	22
8.2 Cálculo das forças e momentos torsores nos veios	23
8.3 Distâncias para o dimensionamento	25
8.4 Cálculo das reações nos apoios e momentos fletores	26
8.4.1 Veio 1 (4H)	28
8.4.2 Veio 2 (4H)	29
8.4.3 Veio 3 (4H)	30
8.4.4 Veio 1 (4L).....	31
8.4.5 Veio 2 (4L).....	32
8.4.6 Veio 3 (4L).....	33
8.5 Capacidade de carga estática (C0) e capacidade de carga dinâmica (C)	35
9. Dimensionamento dos veios.....	38
9.1 Cálculo à Cedência	38
9.2 Cálculo à Rigidez	40
9.2.1 Veio 1 (4H)	41
9.2.2 Veio 2 (4H)	41

9.2.3	Veio 3 (4H)	41
9.2.4	Veio 1 (4L).....	42
9.2.5	Veio 2 (4L).....	42
9.2.6	Veio 3 (4L).....	42
9.3	Verificação dos veios estriados.....	43
10.	Cálculo à Fadiga	45
10.1	Veio 1 e 4	48
10.2	Veio 2	49
10.3	Veio 3	50
11.	Arquitetura do cárter	51
11.1	Simulações.....	51
12.	Vedação	55
13.	Lubrificação.....	55
14.	Conclusão	59
15.	Bibliografia	60

Índice de ilustrações

Figura 1: Curva de potência e binário do motor.	5
Figura 2: Exemplo de caixa de transferência por corrente.	6
Figura 3: Exemplo de caixa de transferência por engrenagens.	6
Figura 4: Caixa de transferência em ponto morto.	7
Figura 5: Caixa de transferência em modo 2H.	7
Figura 6: Caixa de transferência em modo 4H.	8
Figura 7: Caixa de transferência no modo 4L.	8
Figura 8: Esquema cinemático da caixa de transferência.	9
Figura 9: Esquema cinemático atualizado com medidas em milímetros.	20
Figura 10: Caixa de Transferência Dana 24 e respetivas dimensões.	21
Figura 11: Esquema de forças para o modo 2H.	22
Figura 12: Esquema de forças para o modo 4H.	22
Figura 13: Esquema de forças para o modo 4L.	23
Figura 14: Esquema de distâncias para o modo 2H.	25
Figura 15: Esquema de distâncias para o modo 4H.	25
Figura 16: Esquema de distâncias para o modo 4L.	25
Figura 17: Representação das forças e momentos fletores nos planos para o modo 2H.	26
Figura 18: Representação das forças e momentos fletores nos planos para o modo 4H.	27
Figura 19: Representação das forças e momentos fletores nos planos para o modo 4L.	27
Figura 20: Veio 1 – 4H - Diagramas de corte e momento - Plano XY.	28
Figura 21: Veio 1 – 4H - Diagramas de corte e momento - Plano ZY.	28
Figura 22: Veio 2 – 4H - Diagramas de corte e momento - Plano XY.	29
Figura 23: Veio 2 – 4H - Diagramas de corte e momento - Plano ZY.	29
Figura 24: Veio 3 – 4H - Diagramas de corte e momento - Plano XY.	30
Figura 25: Veio 3 – 4H - Diagramas de corte e momento - Plano ZY.	30
Figura 26: Veio 1 – 4L - Diagramas de corte e momento - Plano XY.	31
Figura 27: Veio 1 – 4L - Diagramas de corte e momento - Plano ZY.	31
Figura 28: Veio 2 – 4L - Diagramas de corte e momento - Plano XY.	32
Figura 29: Veio 2 – 4L - Diagramas de corte e momento - Plano ZY.	32
Figura 30: Veio 3 – 4L - Diagramas de corte e momento - Plano XY.	33
Figura 31: Veio 3 – 4L - Diagramas de corte e momento - Plano ZY.	33
Figura 32: Veio 1 – 4H - Rotação e Flecha - Plano XY.	41
Figura 33: Veio 2 – 4H - Rotação e Flecha - Plano XY.	41
Figura 34: Veio 3 – 4H - Rotação e Flecha - Plano XY.	41
Figura 35: Veio 1 – 4L - Rotação e Flecha - Plano XY.	42
Figura 36: Veio 2 – 4L - Rotação e Flecha - Plano XY.	42
Figura 37: Veio 3 – 4L - Rotação e Flecha - Plano XY.	42
Figura 38: Esboço do veio 1 (azul escuro) e veio 2 (azul claro) para o modo (2H) e (4H).	45
Figura 39: Esboço do veio 1 (azul escuro) e veio 2 (azul claro) para o modo (4L).	45
Figura 40: Esboço do veio 2.	46
Figura 41: Esboço do veio 3 para o modo (4H).	46
Figura 42: Esboço do veio 3 para o modo (4L).	46
Figura 43: Veio 1 e 4 – Cálculo à fadiga.	48
Figura 44: Veio 2 – Cálculo à fadiga.	49
Figura 45: Veio 3 – Cálculo à fadiga.	50
Figura 46: Condições de fixação (a verde) e malha aplicada no estudo.	51
Figura 47: Representação das cargas aplicadas no estudo.	52
Figura 48: Resultados da análise das tensões de von Mises (vista 1).	52
Figura 49: Resultados da análise das tensões de von Mises (vista 2).	53
Figura 50: Pico máximo das tensões de von Mises.	53
Figura 51: Resultados da análise dos deslocamentos (escala 500:1) (vista 1).	53
Figura 52: Resultados da análise dos deslocamentos (escala 500:1) (vista 2).	54
Figura 53: Viscosidade cinemática do óleo lubrificante para as engrenagens.	56
Figura 54: Viscosidade cinemática do óleo lubrificante para os rolamentos.	57
Figura 55: (a) Classe de viscosidade; (b) Características da classe de viscosidade.	58

1. Introdução

Este trabalho tem como objetivo projeto e dimensionamento de uma caixa de transferência com redução adicional e respetivo sistema de seleção, para instalação em veículo ligeiro de uso todo-terreno.

Para o projeto em questão a caixa de transferência é do tipo manual e realiza as transmissões através de engrenagens, sendo que a alteração dos modos de funcionamento é realizada através de duas alavancas.

O presente relatório visa apresentar os modos de funcionamento, esquema cinemático do sistema a dimensionar e o respetivo dimensionamento das engrenagens.

A realização do relatório teve como principal apoio o livro “Introdução ao Projeto Mecânico” de autoria de António Completo e Francisco Queiroz de Melo. Sendo que todas as informações relativas a este livro estão mais detalhadas na bibliografia (1).

2. Caderno de encargos

Dados essenciais:

- Curva de potência e binário do motor 2.0/4 cilindros (Figura 1).
- Relações da caixa de 6 velocidades: 3.27:1; 1.88:1; 1.36:1; 1.02:1; 0.83:1; 0.69:1
- Modos de funcionamento da caixa de transferência:
 - Circulação com tração integral ou apenas no eixo traseiro.
 - Circulação com redução suplementar de 2:1 só em tração integral.
- Desenho de grande fiabilidade e elevado rendimento.
- Dimensionamento e verificação de todos os componentes que suportem esforços em funcionamento (Engrenagens, Veios, Rolamentos, Chavetas, Cáster).
- Desenhos de conjunto permitindo compreender a construção através de representação normalizada de desenho de construção mecânica.
- Simulação através do método de elementos finitos dos principais elementos estruturais do sistema mecânico.

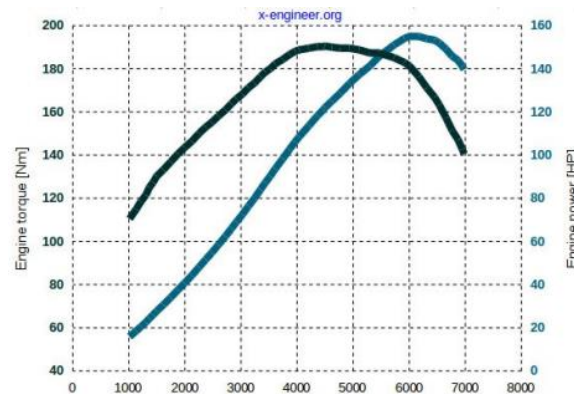


Figura 1: Curva de potência e binário do motor.

3. Benchmarking

3.1 Pesquisa de mecanismos semelhantes

As caixas de transferência são componentes que, em conjunto com o restante sistema de transmissão, se responsabilizam pela distribuição de potência do motor para os eixos de transmissão de um veículo. Este tipo de elementos, consoante os diferentes modelos, apresenta uma pluralidade de modos de funcionamento, permitindo aos veículos a circulação com tração apenas no eixo traseiro ou integral, além disso permite também o funcionamento com redução suplementar.

Foi conduzida uma pesquisa com o objetivo de filtrar e selecionar referências que pudessem validar as diversas etapas do projeto em questão. O propósito foi encontrar fontes confiáveis que pudessem fornecer embasamento para as diferentes dimensões da caixa de transferência. De notar que existem dois tipos de caixas de transferência, as de transmissão de potência por corrente e de transmissão de potência por engrenagens, sendo que as de corrente são mais leves e mais econômicas quando comparadas com as do outro tipo, que se revelam mais confiáveis e robustas.

Para os objetivos da unidade curricular em causa é mais relevante a escolha de uma caixa de transferência por engrenagens.

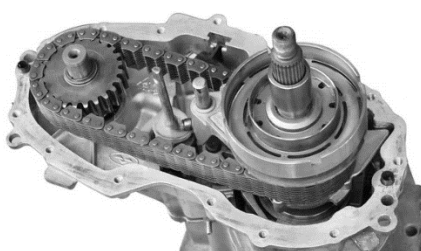


Figura 2: Exemplo de caixa de transferência por corrente.



Figura 3: Exemplo de caixa de transferência por engrenagens.

A seguinte tabela contém informações relevantes acerca de vários veículos e respetivas caixas de transferência com as suas características.

Tabela 1: Características de mecanismos semelhantes.

Veículo	Potência	RPM	Caixa	Tipo	Rácio	Entre eixo n1-n3	Comprimento	Altura	Largura
[-]	[kW]	[rpm]	[-]	[-]	[-]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
Ford F100 4.5i V8 75	123,5	4400	Dana 20	Engrenagem	2,46:1	217,00	387,00	188,00	-
Ford F250 5.8i V8 77	117,7	4500	Dana 24	Engrenagem	1,86:1	236,00	424,00	183,00	168,00
Chevrolet/GMC 3.5d V8 87	130	[-]	NP 205	Engrenagem	1,96:1	-	457,00	304,00	330,00
Susuki Samurai 1.3i V4 88	46	6000	Samurai T-case	Engrenagem	2,27:1	177,80	368,30	209,55	311,14
Jeep Grand Cherokee 4.7i V8 99	169	4600	247J	Corrente	2,72:1	-	550,00	300,00	400,00
Toyota FJ Cruiser 4.0i V6 11	194	5600	Atlas 2	Engrenagem	4,0:1	242,80	444,50	250,00	150,00
Jeep Grand Cherokee 5.2i V8 98	155	4300	NP 249	Corrente	2,72:1	-	445,00	244,00	427,00
Dodge Ramcharger 5.9i V8 87	142	4000	NP 203	Corrente	02:01	247,00	472,00	234,00	240,00

3.2 Escolha de mecanismo

Após a análise da pesquisa, e em conjunto com os requisitos de projeto, concluiu-se que o mecanismo mais apropriado para servir de referência é a caixa de transferência Dana 24, visto que a mesma apresenta os modos de funcionamento necessários e relações de transmissão semelhantes ao pretendido para um veículo dentro da gama de potências a estudar.

As caixas Dana encontram-se instaladas em vários veículos todo-terreno fabricados principalmente pela *Jeep* e pela *Ford* (2), (3), sendo que para a mesma caixa podem existir variações de relação de transmissão, dependendo do modelo e do ano de fabrico do veículo.

O uso de um mecanismo de referência permite comparar e validar o dimensionamento executado, possibilitando a obtenção de conclusões sobre a viabilidade do projeto.

3.1.1 Modos de funcionamento

Através de várias combinações de posições das alavancas é possível alterar os modos de funcionamento da caixa de transferência, a Dana 24 apresenta 4 modos de funcionamento (6) e os mesmos encontram-se explicados abaixo.

Quando as engrenagens da caixa de transferência estão em ponto morto (Figura 4), a força da transmissão principal aciona o eixo de entrada da caixa de transferência e a engrenagem de acionamento. A engrenagem motriz aciona o eixo intermediário e a engrenagem de alta velocidade que roda livremente no eixo de saída dianteiro. Portanto, nenhuma potência é fornecida ao eixo dianteiro ou traseiro.

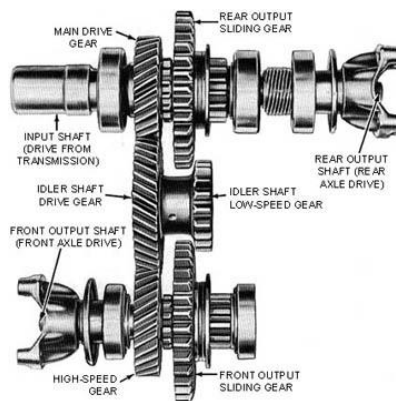


Figura 4: Caixa de transferência em ponto morto.

Quando a alavanca do seletor do eixo traseiro é colocada na posição de eixo traseiro sem redução, a engrenagem deslizante do eixo de saída traseiro é puxada para a frente, engatando com os dentes da engrenagem motriz principal. Desta forma, mantendo em posição neutra a engrenagem que roda livremente no eixo dianteiro, apenas existe transmissão de potência para o eixo traseiro sem qualquer redução de velocidade (Figura 5).

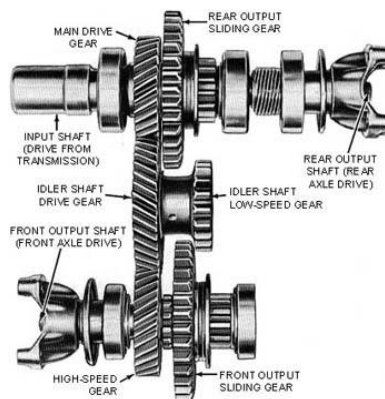


Figura 5: Caixa de transferência em modo 2H

Através da combinação das posições frontais de ambas as alavancas de câmbio, é possível engatar as duas engrenagens deslizantes de saída às engrenagens motrizes principais (Figura 6), assim é visível transferência de potência para ambos os eixos e verifica-se o modo de alta velocidade em todas as rodas.

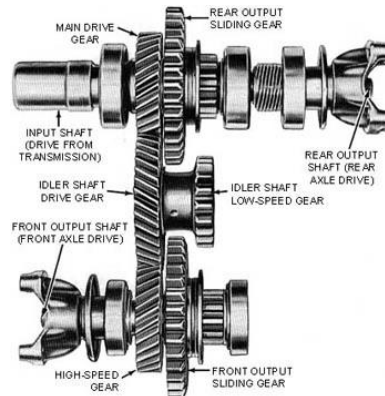


Figura 6: Caixa de transferência em modo 4H.

Para o modo de funcionamento de baixa velocidade, é necessário engrenar ambas as engrenagens deslizantes com a engrenagem de baixa velocidade que se encontra no eixo intermédio como é visível na Figura 7. Assumindo esta configuração a potência flui da engrenagem motora principal para ambas as engrenagens do veio intermédio, assim através da engrenagem de baixa velocidade é possível obter movimento nos respetivos eixos de saída com redução de velocidade.

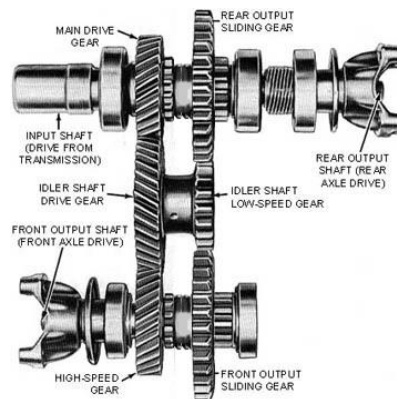


Figura 7: Caixa de transferência no modo 4L.

4. Esquema cinemático

Posteriormente à investigação dos tipos de mecanismos existentes e à escolha do mais apropriado para os objetivos da unidade curricular, projetou-se o esquema cinemático que permite a visualização do equipamento. Através deste esquema pretende-se verificar a arquitetura do mecanismo para que seja possível acomodar todos os componentes de forma a cumprir todos os requisitos.

Como ilustrado na Figura 8, a caixa de transferência apresenta duas alavancas, uma em cada engrenagem deslizante, e conta com um total de 6 engrenagens e 4 veios, através da combinação das várias posições das alavancas, é possível utilizar os vários modos de funcionamento (Tabela 2).

Tabela 2: Combinações de posições de alavancas.

Modos de Funcionamento	Posição	
	Alavanca 1	Alavanca 2
Neutro	2	5
2H	1	5
4H	1	4
4L	3	6

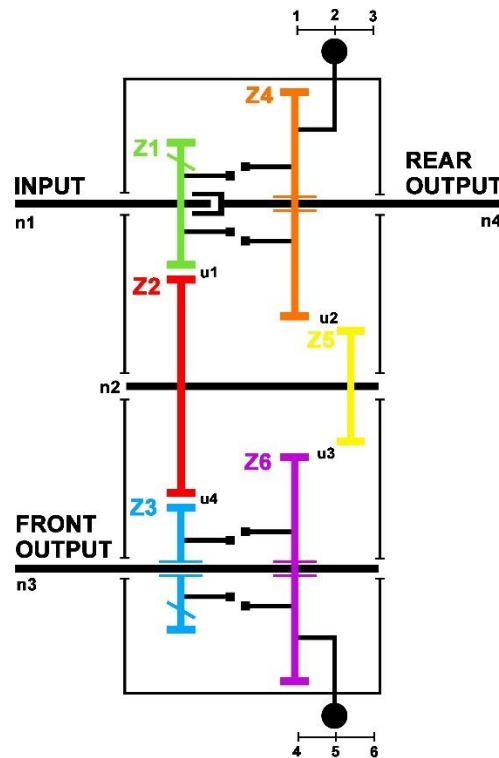


Figura 8: Esquema cinemático da caixa de transferência.

5. Condições de dimensionamento

As caixas de transferência requerem um dimensionamento cuidado que transmita confiabilidade e durabilidade, uma vez que devem estar preparadas para diferentes condições de operação quer em situações *on-road* ou *off-road*.

Neste capítulo, fatores como a curva de motor, a relação de marchas, o tempo de funcionamento por condições de operação e a potência a transmitir por modo de funcionamento são analisados para garantir um posterior correto dimensionamento de engrenagens.

5.1 Análise da curva de motor e critérios de dimensionamento

Para a análise da curva de motor (Figura 1) considerou-se que para o modo de funcionamento de baixas velocidades se teriam em conta as primeiras três mudanças, sendo que as restantes apenas influenciariam o modo de funcionamento de tração integral em altas velocidades.

Desta forma, definiu-se o critério de binário máximo para analisar a potência a transmitir no modo integral de baixas velocidades e o critério de potência máxima para o distinto modo de funcionamento. Os resultados encontram-se na tabela subsequente, em que a potência é calculada através da seguinte equação.

$$P = 2 \cdot \pi \cdot rpm \cdot B \quad [1]$$

Em que:

- *rpm* – rotações por minuto [rpm]
- *B* – binário [Nm]

Tabela 3: Cálculo de Potência a transmitir nos modos a dimensionar.

Modo	Velocidades	Binário máximo [Nm]	Rotações por minuto [rpm]	Potência [W]
4L	1	190	4000	79587,01
	2			
	3			
Modo	Velocidades	Potência máxima [HP]	Rotações por minuto [rpm]	Potência [W]
4H	4	158	6000	117820,58
	5			
	6			

Uma vez que a velocidade à saída da caixa de velocidades dita a velocidade de entrada na caixa de transferência, também é necessário saber para cada um dos critérios quais são as rotações a que a engrenagem de acionamento da caixa de transferência roda. Para isso recorrem-se às relações da caixa de velocidades e verificam-se quais as rotações por unidade de tempo que refletem a situação de binário máximo e de potência máxima à entrada da caixa de transferência.

Tabela 4: Rotações à entrada da caixa de transferência para as diferentes relações de velocidades.

Velocidades	Rotações do motor [rpm]	Rotações à entrada da caixa de transferência (n1) [rpm]
1	4000	1223,24
2		2127,66
3		2941,18
4	6000	5882,35
5		7228,92
6		8695,65

Desta forma, é necessário definir as relações de transmissão e sabe-se que para os modos de funcionamento de altas velocidades a velocidade que entra na caixa de transferência é a que sai para os diferenciais, porém para o caso de funcionamento em marcha lenta é um requisito a redução suplementar de 2:1.

De modo a respeitar o enunciado e na tentativa de igualar os valores de relações de transmissão u_1 e u_2 , definiu-se a raiz quadrada de dois como o objetivo para os valores associados ao número de dentes das engrenagens. A tabela abaixo apresenta o valor a adotar para cada relação de transmissão.

Tabela 5: Relações de transmissão.

u_1	1,41
u_2	1,41
u_3	1,41
u_4	0,71

Já com as condições de dimensionamento definidas é necessário ver quais são as velocidades de rotação em cada par de engrenagens e quais são as que devem ser dimensionadas para as respectivas situações de utilização. De notar que se consideram as rotações de entrada as mais baixas para cada situação de dimensionamento, uma vez que representam a situação de maior binário, além disso para o modo de funcionamento de velocidades altas de eixo traseiro não existe transferência de potência através de engrenagens. Esta informação encontra-se na tabela abaixo e permite o seguimento para o próximo capítulo, o dimensionamento de engrenagens.

Tabela 6: Condições de dimensionamento nos vários modos de funcionamento.

Modo	Engrenagens úteis	Potência	Rotações por minuto por eixo [rpm]			
		[W]	n_1	n_4	n_2	n_3
2H	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]
4H	Z1 Z2 Z3	117820,58	5882,35	5882,35	4174,57	5882,35
4L	Z1,Z2,Z4,Z5,Z6	79587,01	1223,24	611,62	864,96	611,62

6. Dimensionamento das engrenagens

Neste projeto, a caixa de transferência é composta por engrenagens de eixos paralelos que consistem em pares de rodas dentadas que engrenam num mesmo plano.

O módulo das engrenagens é um dos principais parâmetros para o seu dimensionamento e é determinado a partir de dois critérios: o critério da flexão do dente, onde a força de engrenamento gera um momento fletor máximo na base do dente, e o critério das tensões de hertz devidas ao contacto mútuo entre flancos de dois dentes conjugados (1).

A caixa de transferência é constituída por seis rodas dentadas, sendo três de dentado helicoidal (Z1, Z2, Z3) e as restantes de dentado reto, desta forma verificaram-se ambos os critérios para cada tipo de engrenagens de modo a estudar o comportamento e a identificar a solução mais crítica.

6.1 Engrenagens de dentado reto

No caso das engrenagens de dentado reto, o dimensionamento ou verificação à rotura por fadiga em flexão do dente, pode ser realizado através da expressão para o módulo mínimo (m_n) para uma dada potência (P):

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{1,96 \cdot 10^4 \cdot P \cdot K_M \cdot K_{bL} \cdot Y_\varepsilon}{C_L \cdot \sigma_{bLimite} \cdot n_1 \cdot K_A \cdot Z_1 \cdot Y_F} \cdot \left(\frac{u+1}{u}\right)} \quad [2]$$

- m_n - módulo real da engrenagem [mm]
- P - potência a transmitir pela engrenagem [W]
- $\sigma_{bLimite}$ - tensão limite de fadiga à flexão [MPa]
- u - razão de transmissão [adimensional]
- C_L - fator largura (L)/módulo (m_n) [adimensional]
- n_1 - rotação pinhão [rpm]
- Z_1 - número de dentes do pinhão [adimensional]
- K_M - fator de efeito dinâmico [adimensional]
- K_A - fator de alinhamento [adimensional]
- K_{bL} - fator de fadiga por flexão [adimensional]
- Y_ϵ - fator de condução [adimensional]
- Y_F - fator de concentração de tensões à flexão [adimensional]

O dimensionamento, ou verificação à fadiga por ação das tensões de contacto durante o engrenamento pode ser realizado através da expressão para o módulo mínimo (m_n) para uma dada potência (P):

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 10^4 \cdot P \cdot K_M}{\pi^2 \cdot C_L \cdot \sigma_{HLim}^2 \cdot n_1 \cdot K_A \cdot Z_1^2 \cdot K_{HL} \cdot \sin(2\alpha)} \cdot \frac{2 \cdot E}{(1 - \nu^2)} \cdot \left(\frac{u \pm 1}{u}\right)} \quad [3]$$

- m_n - módulo real da engrenagem [mm]
- P - potência a transmitir pela engrenagem [W]
- K_M - fator de efeito dinâmico [adimensional]
- E - módulo de elasticidade [MPa]
- u - razão de transmissão [adimensional]
- C_L - fator proporção largura/módulo [adimensional]
- σ_{HLim} - tensão limite de fadiga de contacto [MPa]
- n_1 - rotação pinhão [rpm]
- Z_1 - número de dentes do pinhão [adimensional]
- K_{HL} - fator de fadiga à tensão de contacto [adimensional]
- K_A - fator de alinhamento [adimensional]
- α - ângulo de pressão [°]
- ν - coeficiente de Poisson [adimensional]

6.2 Engrenagens de dentado helicoidal

No caso das engrenagens de dentado helicoidal, o dimensionamento ou verificação à rotura por fadiga em flexão do dente, pode ser realizado através da expressão para o módulo mínimo (m_n) para uma dada potência (P):

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{1,96 \cdot 10^4 \cdot P \cdot \cos\beta \cdot K_M \cdot K_{BL} \cdot Y_\epsilon}{C_{L\beta} \cdot \sigma_{bLimite} \cdot n_1 \cdot K_A \cdot Z_{V1} \cdot Y_F \cdot Y_\beta} \cdot \left(\frac{u + 1}{u}\right)} \quad [4]$$

- m_n - módulo real da engrenagem [mm]
- P - potência a transmitir pela engrenagem [W]
- β - ângulo de hélice primitiva do dentado [°]
- K_M - fator de efeito dinâmico [adimensional]
- K_{bL} - fator de fadiga por flexão [adimensional]
- Y_ϵ - fator de condução [adimensional]
- $C_{L\beta}$ - fator proporção largura/módulo [adimensional]
- $\sigma_{bLimite}$ - tensão limite de fadiga à flexão [MPa]
- n_1 - rotação pinhão [rpm]
- u - razão de transmissão [adimensional]

- K_A - fator de alinhamento [adimensional]
- Z_{V1} – número de dentes virtual do pinhão [adimensional]
- Y_F - fator de concentração de tensões à flexão [adimensional]
- Y_β – fator de efeito do dentado helicoidal [adimensional]

Em complemento ao critério de dimensionamento à fadiga por flexão, efetua-se a verificação à pressão de Hertz limite para o flanco dos dentes:

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 10^4 \cdot P \cdot \cos\beta \cdot K_M}{\pi^2 \cdot C_{L\beta} \cdot \sigma_{HLim}^2 \cdot n_1 \cdot K_A \cdot Z_{V1}^2 \cdot K_{HL} \cdot \sin(2\alpha)} \cdot \frac{2 \cdot E}{(1 - \nu^2)} \cdot \left(\frac{u \pm 1}{u}\right)} \quad [5]$$

- m_n - módulo real da engrenagem [mm]
- P - potência a transmitir pela engrenagem [W]
- β – ângulo de hélice primitiva do dentado [°]
- K_M - fator de efeito dinâmico [adimensional]
- E - módulo de elasticidade [MPa]
- u - razão de transmissão [adimensional]
- $C_{L\beta}$ - fator proporção largura/módulo [adimensional]
- σ_{HLim} - tensão limite de fadiga de contacto [MPa]
- n_1 - rotação pinhão [rpm]
- Z_{V1} - número de dentes virtual do pinhão [adimensional]
- K_{HL} - fator de fadiga à tensão de contacto [adimensional]
- K_A - fator de alinhamento [adimensional]
- α - ângulo de pressão [°]
- ν - coeficiente de Poisson [adimensional]

6.3 Parâmetros de dimensionamento

Além das condições de dimensionamento, determinadas anteriormente, é necessário considerar e seleccionar diversos parâmetros para o cálculo dos módulos relativos à rotura por fadiga em flexão do dente e à fadiga por ação das tensões de contacto.

É importante relembrar que no que toca ao dimensionamento do dentado reto, o mesmo apenas é projetado para baixas velocidades, por outro lado, para o dentado helicoidal é necessário executar dimensionamento para ambos modos de funcionamento (Tabela 6).

6.3.1 Parâmetros para engrenagens de dentado reto

Neste caso estamos perante a situação em que o pinhão é Z5 e a roda é Z4 e optou-se por utilizar várias hipóteses de número de dentes no âmbito de se escolher o resultado mais favorável, a hipótese pretendida é a que se revelar como a mais compacta e económica.

Para a definição de material das engrenagens, verificou-se que um aço de liga com endurecimento por cementação (18CrMo4) seria adequado, uma vez que tipicamente se utilizam aços de elevada resistência (6). Desta forma, através da Tabela 4.10 e da Tabela 4.14 de (1) retiraram-se os valores da tensão limite de fadiga em flexão (480 MPa) e da tensão limite de fadiga de contacto (1310 MPa) respetivamente.

Uma vez que o dentado reto apenas é dimensionado para o modo de baixas velocidades, como é visível na Tabela 6, a potência a considerar é de 79,59 kW, já para a velocidade de rotação de pinhão a considerar o valor adotado é de 864,96 rpm.

Já para o fator de largura (C_L) recorreu-se à Tabela 4.7 de (1) e considerou-se um valor de 11 por se revelar como um intermédio e utilizado em mecanismos semelhantes.

Relativamente ao fator de efeito dinâmico (K_M), através da Tabela 4.5 de (1), seleccionou-se o valor de 1.75, considerando a máquina motriz como máquina de regime de acionamento médio (M).

Uma vez que se verifica que o rácio largura/diâmetro primitivo do pinhão é inferior ou igual a 1, considerou-se que o fator de alinhamento (K_A) toma o valor de 1 como na página 98 de (1).

Já para o número de ciclos a considerar é necessário ter em conta uma série de fatores para a definição dos mesmos em cada modo de funcionamento. Começou por se definir um objetivo de quilómetros a percorrer pelo veículo, os valores de relação de diferencial e o perímetro de pneu para este tipo de veículos. Além disso, também é necessário ter em conta a razão de transmissão e o fator de utilização de cada modo.

Na grande parte do tempo o veículo estará no modo de tração traseira (2H), desta forma considerou-se 80% o fator de utilização nessas condições, sendo os restantes 20% distribuídos pelos modos de tração integral, 15% para o modo 4H e 5% para o modo 4L.

Desta forma, a partir da seguinte equação é possível retirar o número de ciclos para o dimensionamento.

$$\frac{d}{P} \cdot R_d \cdot u \cdot F_u = N_{Lh} \quad [6]$$

Em que:

- d – distância [m]
- P – perímetro do pneu [m]
- R_d – relação do diferencial [adimensional]
- u – razão de transmissão [adimensional]
- F_u – fator de utilização [%]
- N_{Lh} – número de ciclos [adimensional]

Tabela 7: Cálculo do número de ciclos por modo de funcionamento.

Engrenagem	Modo	d	R_d	P	u	F_u	N_{Lh}
[-]	[-]	[km]	[-]	[m]	[-]	[%]	[-]
Z1	4H	400000	4	2,1	1	15	1,14E+08
Z1	4L				2	5	7,62E+07
Z5	4L				1,41	5	5,39E+07

O fator de duração à fadiga por flexão (K_{bL}) é determinado pela equação 7 e está relacionado com o número de ciclos do mecanismo (N_{Lh}), cujos valores se encontram na Tabela 7.

$$K_{bL} = \frac{\log_{10}(N_{Lh})}{8} \quad [7]$$

Relativamente ao fator de condução (Y_ϵ), de acordo com (1), uma vez que as relações de transmissão se situam entre 1,2 e 1,6 o valor a considerar é de 0,8. Quanto ao fator de concentração de tensões à flexão (Y_F), tendo em conta (1), verificou-se que o valor a ter em conta é de 0,4.

O ângulo de pressão (α) toma um valor de 20° de acordo com a Tabela 4.1 de (1), que indica as características geométricas gerais de engrenagens paralelas.

O coeficiente de Poisson (ν) e o módulo de elasticidade (E) são propriedades tabeladas características do material selecionado (1).

6.3.2 Parâmetros para engrenagens de dentado helicoidal

Para o caso das engrenagens de dentado helicoidal, os parâmetros são calculados de modo semelhante às engrenagens de dentado reto, à exceção dos parâmetros característicos do dentado helicoidal.

É indispensável ter em conta que para este tipo de engrenagens existem dois modos de funcionamento, por esse motivo são dimensionadas para os dois critérios referidos na Tabela 6 e prevalece a situação mais crítica.

Sendo assim, é necessário respeitar os parâmetros de dimensionamento, tendo em atenção aos valores de potência a transmitir pela engrenagem, número de ciclos e à velocidade de rotação do pinhão que se encontram nas Tabelas 6 e 7.

O ângulo de hélice primitiva (β) é o ângulo de inclinação do dentado sobre o cilindro primitivo, e utilizaram-se valores de 27° e 5° com base nos dados da Tabela 4.15 de (1).

Para o fator de largura (C_L) recorreu-se à Tabela 4.7 de (1) e considerou-se um valor de 12 por se revelar como um intermédio e utilizado em mecanismos semelhantes.

O fator proporção largura/módulo ($C_{L\beta}$) é determinado pela seguinte equação:

$$C_{L\beta} = \frac{C_L}{\cos \beta} \quad [8]$$

O número de dentes virtual do pinhão (Z_V) é calculado através da seguinte equação:

$$Z_V = \frac{Z}{\cos^3 \beta} \quad [9]$$

O fator de efeito do dentado helicoidal (Y_β) é dado pela expressão:

$$Y_\beta = \frac{1}{\cos \beta} \quad [10]$$

Já com todos os parâmetros definidos, é agora possível calcular o módulo à fadiga por flexão do dente e o módulo à fadiga por ação das tensões de contacto no flanco do dente.

6.4 Cálculo do módulo normalizado e análise do dimensionamento

Através do Microsoft Excel foram executados os cálculos necessários para se obterem os valores apresentados abaixo. Os seguintes subcapítulos revelam os valores obtidos para os parâmetros de dimensionamento acima considerados.

6.4.1 Engrenagens de dentado reto

No que toca ao dimensionamento de engrenagens de dentado reto as seguintes tabelas apresentam os valores de módulo obtido para cada situação no modo de funcionamento de velocidade integral baixa (4L).

Tabela 8: Dentado reto - fadiga em flexão.

	Z5	Z4	u	P	KM	K _{bL}	C _L	$\sigma_{bLimite}$	n1	K _A	Y _E	Y _F	m _f
	[-]	[-]	[-]	[W]	[-]	[-]	[-]	[MPa]	[rpm]	[-]	[-]	[-]	[mm]
H1	18	26	1,44	79587,01	1,75	0,97	12,00	480	864,96	1,00	0,80	0,40	3,88
H2	19	27	1,42	79587,01	1,75	0,97	12,00	480	864,96	1,00	0,80	0,40	3,84
H3	20	29	1,45	79587,01	1,75	0,97	12,00	480	864,96	1,00	0,80	0,40	3,73

Tabela 9: Dentado Reto – fadiga em contacto.

	Z5	Z4	u	P	KM	K _{hL}	C _L	σ_{Hlim}	n1	K _A	α	E	v	m _h
	[-]	[-]	[-]	[W]	[-]	[-]	[-]	[MPa]	[rpm]	[-]	[°]	[MPa]	[-]	[mm]
H1	18	26	1,44	79587,01	1,75	1,04	12,00	1310	864,96	1,00	20,00	210000	0,30	3,92
H2	19	27	1,42	79587,01	1,75	1,04	12,00	1310	864,96	1,00	20,00	210000	0,30	3,83
H3	20	29	1,45	79587,01	1,75	1,04	12,00	1310	864,96	1,00	20,00	210000	0,30	3,64

Tabela 10: Dentado reto - módulo normalizado.

	Z5	Z4	mf	mh	mn	Dprimitivo Z5	Dprimitivo Z4 & Z6	Entre Eixo	Material
	[-]	[-]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[-]
H1	18	26	3,88	3,92	4	72	104	88	18CrMo4
H2	19	27	3,84	3,83	4	76	108	92	18CrMo4
H3	20	29	3,73	3,64	4	80	116	98	18CrMo4

Escolheu-se a primeira hipótese (H1), a que apresenta menor entre eixo e um número de dentes com uma relação de $u_2=u_3=1,44$. Este valor é determinante no dimensionamento da caixa de transferência, uma vez que se identifica como a zona crítica do sistema, por consequência dita o valor de entre eixo para o restante dimensionamento.

6.4.2 Engrenagens de dentado helicoidal

No que toca ao dimensionamento de engrenagens de dentado helicoidal é necessário ver qual é o modo de funcionamento que é mais crítico para que se dimensione em função do caso menos favorável. Como neste momento já se encontra definida a relação de transmissão para o dentado reto e o valor para o entre eixo, é agora imperativo respeitar ambas as condições para que $u_1=u_2$ e os valores de entre eixo coincidam.

Num processo de alteração de parâmetros como o ângulo de dentado e os tipos de material chegaram-se a duas hipóteses para aproximar o entre eixo do valor definido pelo dentado reto (88,00 mm).

A primeira alternativa consiste em manter a relação de transmissão, porém, com um aumento de número de dentes, aumento do ângulo de hélice primitiva do dentado e em manter o material escolhido anteriormente.

A segunda alternativa aposta numa melhoria da qualidade do material utilizando o mesmo aço de liga (18CrMo4) com um endurecimento por cementação profunda (1), numa diminuição do ângulo de hélice primitiva do dentado, mantendo o número de dentes equivalente ao pretendido.

As seguintes tabelas pretendem esclarecer as diferenças entre ambas as alternativas propostas e apresentar os cálculos dos módulos para o modo de funcionamento de altas velocidades (4H).

Tabela 11: Dentado helicoidal (4H) - fadiga em flexão.

	Z1	Z2	u	P	β	KM	K_{bL}	C_L	$\sigma_{bLimite}$	n1	K_A	Y_ϵ	Y_F	mf
	[-]	[-]	[-]	[W]	[°]	[-]	[-]	[-]	[MPa]	[rpm]	[-]	[-]	[-]	[mm]
H1	27	39	1,44	117820,58	27	1,75	1,01	12,00	480	5882,353	1,00	0,80	0,40	1,86
H2	18	26	1,44	117820,58	5	1,75	1,01	12,00	520	5882,353	1,00	0,80	0,40	2,59

Tabela 12: Dentado helicoidal (4H) - fadiga em contacto.

	Z1	Z2	u	P	β	KM	K_{hL}	C_L	σ_{Hlim}	n1	K_A	α	E	ν	mh
	[-]	[-]	[-]	[W]	[°]	[-]	[-]	[-]	[MPa]	[rpm]	[-]	[°]	[MPa]	[-]	[mm]
H1	27	39	1,44	117820,58	27	1,75	0,99	12,00	1310	5882,353	1,00	20,00	210000	0,30	1,80
H2	18	26	1,44	117820,58	5	1,75	0,99	12,00	1660	5882,353	1,00	20,00	210000	0,30	2,72

Abaixo encontram-se tabelados os valores relativos ao modo de funcionamento em velocidades baixas (4L), para comparar com os valores tabelados anteriormente.

Tabela 13: Dentado helicoidal (4L) - fadiga em flexão.

	Z1	Z2	u	P	β	KM	K_{bL}	C_L	$\sigma_{bLimite}$	n1	K_A	Y_ϵ	Y_F	mf
	[-]	[-]	[-]	[W]	[°]	[-]	[-]	[-]	[MPa]	[rpm]	[-]	[-]	[-]	[mm]
H1	27	39	1,44	79587,01	27	1,75	0,97	12,00	480	1223,242	1,00	0,80	0,40	2,73
H2	18	26	1,44	79587,01	5	1,75	0,97	12,00	520	1223,242	1,00	0,80	0,40	3,80

Tabela 14: Dentado helicoidal (4L) - fadiga em contacto.

	Z1	Z2	u	P	β	KM	K_{hL}	C_L	σ_{Hlim}	n1	K_A	α	E	ν	mh
	[-]	[-]	[-]	[W]	[°]	[-]	[-]	[-]	[MPa]	[rpm]	[-]	[°]	[MPa]	[-]	[mm]
H1	27	39	1,44	79587,01	27	1,75	1,03	12,00	1310	1223,242	1,00	20,00	210000	0,30	2,65
H2	18	26	1,44	79587,01	5	1,75	1,03	12,00	1660	1223,242	1,00	20,00	210000	0,30	3,99

É visível que o dimensionamento para o modo de baixas velocidades prevalece, sendo os módulos reais, para as mesmas condições, superiores ao das condições de velocidades altas.

Tabela 15: Dentado helicoidal - módulo normalizado.

	Z1	Z2	β	mf	mh	mn	mt	Dprimitivo Z1 & Z3	Dprimitivo Z2	Entre Eixo	Material	Diferença de Entre eixo
	[-]	[-]	[°]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[-]	[mm]
H1	27	39	27	2,73	2,65	3	2,67	72,17	104,25	88,21	18CrMo4	0,21
H2	18	26	5	3,80	3,99	4	3,99	71,73	103,60	87,67	18CrMo4	0,33

É agora visível que para ambos os casos temos uma diferença de entre eixo inferior a meio milímetro em relação ao dimensionamento do dentado reto (88,00 mm), sendo que se optou pela segunda alternativa apresentada.

Apesar da solução escolhida ser mais dispendiosa, através da diminuição do ângulo de hélice primitiva do dentado (β), verifica-se uma diminuição da força axial que os rolamentos terão de suportar, refletindo-se em rolamentos de dimensões menores e mais económicos. Por outro lado, o ruído será maior, no entanto, uma vez que as rodas serão alvo de uma correção de dentado, optou-se pela escolha de um material com um maior nível de tratamento, o que eleva a qualidade das engrenagens.

6.5 Correção de entre eixo e de dentado

Uma vez que para a caixa de transferência é imperativo o mesmo entre eixo relativo ao dimensionamento das engrenagens de dentado helicoidal e das engrenagens de dentado reto, é necessário corrigir os valores acima obtidos.

Verificou-se uma diferença de 0,33 mm relativamente aos entre eixos de ambos os dimensionamentos, onde o valor para as engrenagens de dentado reto era superior comparativamente ao de dentado helicoidal.

De notar ainda que devido à correção de dentado, as engrenagens de dentado helicoidal deixam de ser normalizadas, sendo necessário respeitar dimensões características no seu processo de fabrico, o que eleva o valor de todo o projeto.

Desta forma consultou-se (1) e (25) para fundamentar a metodologia e procedimento a seguir, no que toca aos parâmetros é necessário identificar os mesmo através da seguinte nomenclatura.

- a – entre eixo normal [mm]
- a' – entre eixo de funcionamento [mm]
- α – ângulo de pressão [rad]
- α' – ângulo de pressão de funcionamento [rad]
- X1 – desvio no pinhão [mm]

- X_2 – desvio na roda [mm]
- λ – constante [adimensional]

Sabendo que o entre eixo de funcionamento é de 88,00 mm, correspondente ao par Z1-Z2, e o normal é de 87,67 mm, pode-se calcular o novo ângulo de pressão de funcionamento (α'):

$$\cos \alpha' \cdot a' = \cos \alpha \cdot a \quad [11]$$

Seguidamente temos que o somatório da correção (X_1+X_2) é dado pela expressão:

$$INV \alpha' = INV \alpha + 2 \cdot \tan \alpha \cdot \frac{X_1 + X_2}{Z_1 + Z_2} \quad [12]$$

Verifica-se a folga de engrenamento nula:

$$\alpha - \alpha' < (X_1 + X_2) \cdot m_n \quad [13]$$

Posteriormente analisa-se o desvio no pinhão X1 e na roda X2:

$$X_1 = \lambda \cdot \frac{u - 1}{u + 1} + \frac{X_1 + X_2}{u + 1} \quad [14]$$

$$X_2 = (X_1 + X_2) - X_1 \quad [15]$$

Em que o valor da constante é facultado por (1);

$$0,5 \leq \lambda \leq 0,75 - \text{engrenagens redutoras} \quad 0 \leq \lambda \leq 0,50 - \text{engrenagens multiplicadoras}$$

Posto isto, apresenta-se uma tabela com os valores obtidos para os vários parâmetros de correção de dentado.

Tabela 16: Parâmetros para a correção de dentado.

X_1+X_2	α	α'	a	a'	$INV(\alpha)$	$INV(\alpha')$	λ	X_1	X_2
[-]	[rad]	[rad]	[mm]	[mm]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]
0,09	0,35	0,36	87,67	88,00	0,01	0,02	0,75	0,17	-0,09
0,09	0,35	0,36	87,67	88,00	0,01	0,02	0,60	0,14	-0,06
0,09	0,35	0,36	87,67	88,00	0,01	0,02	0,50	0,13	-0,04

Resta agora aplicar os valores ao dimensionamento das engrenagens, desta forma foi considerado $\lambda = 0,75$ uma vez que estamos perante uma situação de redução. De notar que esta correção é aplicável, sendo verificadas as condições impostas por (25), em que $\alpha' \neq \alpha$ e $a' \neq a$.

Quando se afastam as duas rodas de modo a funcionarem com um entre eixo a' , a folga normalizada no fundo dos dentes aumenta, a menos que se adicione à altura do dente um valor,

$$K = \left(B - \frac{Bv}{\cos \beta} \right) \cdot \frac{Z_1 + Z_2}{2} \quad [16]$$

em que:

$$B = \frac{2(X_1 + X_2)}{Z_1 + Z_2} \quad [17]$$

e

$$Bv = \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'} \right) - 1 \quad [18]$$

Deste modo, recorrendo à Tabela 1.2 de (25) é agora possível calcular as modificações nas proporções do dentado devidas às correções nos dentes do pinhão e da roda.

Em que:

- h_a – altura da cabeça do dente [mm]
- h_f – altura do pé do dente [mm]
- d_a – diâmetro da cabeça [mm]
- d_f – diâmetro do pé do dente [mm]
- s_t – espessura aparente do dente [mm]
- e_t – intervalo aparente entre dentes [mm]

Os resultados obtidos para a correção de dentado estão expostos na seguinte tabela:

Tabela 17: Valores por engrenagem corrigida.

	h_a	h_f	d_a	d_f	s_t	e_t
	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
Z1	4,68	4,32	81,10	64,64	6,76	5,76
Z2	3,65	5,34	110,92	94,71	6,01	6,51
Z3	4,68	4,32	81,10	64,64	6,76	5,76

6.6 Características finais de engrenagens

Na tabela abaixo encontram-se as características finais das engrenagens selecionadas em função dos cálculos de dimensionamento e correção de dentados realizados anteriormente.

Tabela 18: Características de engrenagens.

Engrenagem	Nº dentes	$m_{n\text{ norm}}$	D	D_e	D_p	b	β	Material	Desvio (X)
[-]	[-]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[°]	[-]	[mm]
Z1	18	4	71,73	81,10	64,64	48	5	14CrMo4	0,17
Z2	26	4	103,60	110,92	94,71	48	5	14CrMo4	-0,09
Z3	18	4	71,73	81,10	64,64	48	5	14CrMo4	0,17
Z4	26	4	104	112	94	44	[-]	14CrMo4	[-]
Z5	18	4	72	80	62	44	[-]	14CrMo4	[-]
Z6	26	4	104	112	94	44	[-]	14CrMo4	[-]

Em que:

- $m_{n\text{ norm}}$ – módulo normalizado [mm]
- D – diâmetro primitivo [mm]
- D_e – diâmetro externo [mm]
- D_p – diâmetro do pé [mm]
- b – Largura [mm]
- β – ângulo de hélice primitiva do dentado [°]

É importante referir que no que toca à redução real do mecanismo projetado se tem um desvio percentual de 4,3 %, sendo a verdadeira redução suplementar de 2,09:1 para a tração integral.

7. Análise comparativa

Nesta etapa é fundamental comparar a solução obtida com alternativas existentes no mercado, uma vez que é necessário avaliar mecanismos idênticos para validar os componentes dimensionados. Desta forma, ao avaliar diferentes soluções é possível identificar diferenças, vantagens e desvantagens em relação à proposta apresentada. Além disso, através da comparação é possível reconhecer possíveis lacunas e melhorias futuras a realizar.

7.1 Atualização do esquema cinemático

Após a apresentação do esquema cinemático anterior (Figura 6), é agora possível atualizar e verificar as medidas que o mesmo apresenta, para que estas sejam alvo de comparação com a solução já existente no mercado. Não se verificam interferências entre engrenagens e eixos vizinhos.

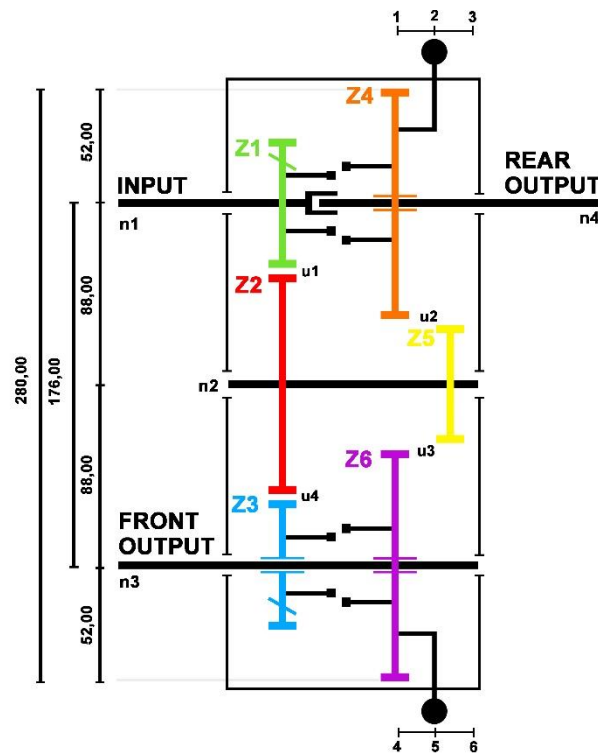
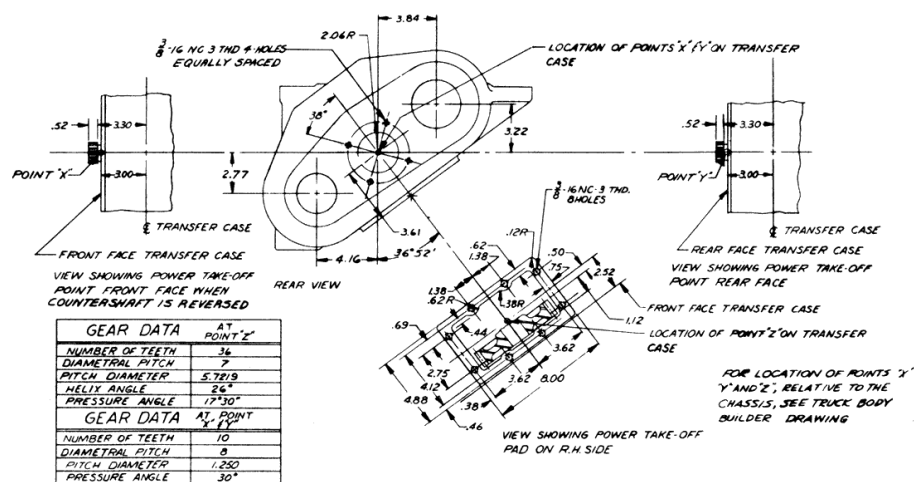


Figura 9: Esquema cinemático atualizado com medidas em milímetros.

7.2 Comparação com a solução já existente

A partir da análise da Tabela 1, verifica-se que a caixa de transferência Dana 24 é utilizada em veículos que possuem faixas de potência semelhantes àquela do projeto em questão (7). É importante salientar que tanto o motor em estudo quanto o presente no Ford F250 funcionam a gasolina, o que torna essa comparação relevante para a avaliação do dimensionamento realizado.

Na seguinte figura encontra-se uma representação da caixa Dana 24 e respectivas dimensões.



2 SPEED TRANSFER CASE 4 WHEEL DRIVE (DANA # 24)

Figura 10: Caixa de Transferência Dana 24 e respectivas dimensões.

Desta forma verificou-se através da Figura 10 que a dimensão entre $n1$ e $n3$ é de 236 mm, o que quando comparado com o valor dimensionado (176 mm), se revela superior.

Outra diferença é relativa ao número de dentes utilizados para as engrenagens, sendo visível, através da tabela abaixo, que o modelo oficial apresenta um maior número de dentes em todas as engrenagens. De notar que as relações podem alterar em função do adaptador utilizado e que para a Dana 24 em causa se encontra uma redução de velocidade suplementar de 1,86:1 (24).

Tabela 19: Número de dentes utilizados para as engrenagens da Dana 24 (5).

Engrenagem	Z1 & Z3	Z2	Z4 & Z6	Z5
Nº Dentes [-]	26	34	26	36

Através desta análise, é visível que o mecanismo projetado apresenta dimensões reduzidas relativamente à referência, quer a nível de número de dentes nas engrenagens, quer a nível de entre eixos. Sabe-se que um dos fatores que afetam o entre eixo é o número de dentes das engrenagens, sendo esse o principal motivo das reduzidas dimensões do sistema.

Por outro lado, a adoção de um dimensionamento mais compacto pode resultar em redução do peso total do mecanismo, e por consequência também do automóvel, já no caso da necessidade de transporte do mecanismo também esta será de maior facilidade.

Em suma, a escolha do dimensionamento adequado para um mecanismo é crucial para garantir seu desempenho e confiabilidade. Embora um projeto mais compacto possa trazer benefícios, como a redução de peso e facilidade de transporte, é necessário avaliar cuidadosamente as implicações das reduzidas dimensões em relação às especificações de desempenho e segurança do sistema. Desta forma, e com base na metodologia aplicada e na análise realizada, conclui-se que os valores dimensionados, embora inferiores à referência escolhida, estão dentro da normalidade de valores para caixas de transferência.

8. Dimensionamento de rolamentos

Os rolamentos são elementos que têm a função de carregar e suportar cargas. Ou seja, o seu objetivo é facilitar e apoiar a ação rotativa de um objeto, reduzindo o esforço e a força para locomoção do mesmo. A sua utilização evita a fricção de deslizamento entre as superfícies em movimento relativo, passando a haver movimento de contacto sem deslizamento entre partes do próprio rolamento.

Estes são constituídos por um anel interno, um anel externo e elementos de revolução como esferas, rolos ou agulhas posicionadas entres os dois anéis.

8.1 Sistema de eixos

Com o objetivo de representar as forças envolvidas no funcionamento das engrenagens, elaborou-se um esquema de forças para cada um dos modos de operação da caixa de transferência, a fim de visualizá-las de maneira mais clara.

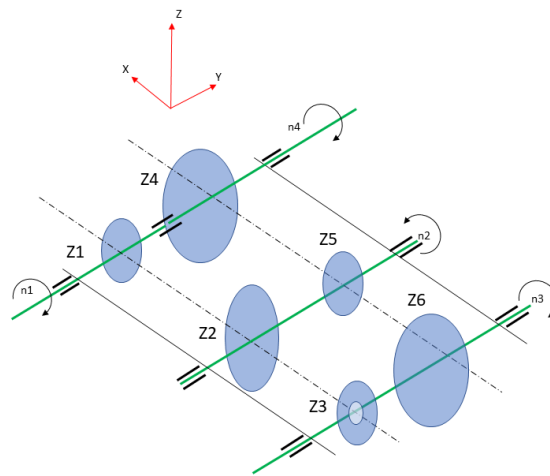


Figura 11: Esquema de forças para o modo 2H.

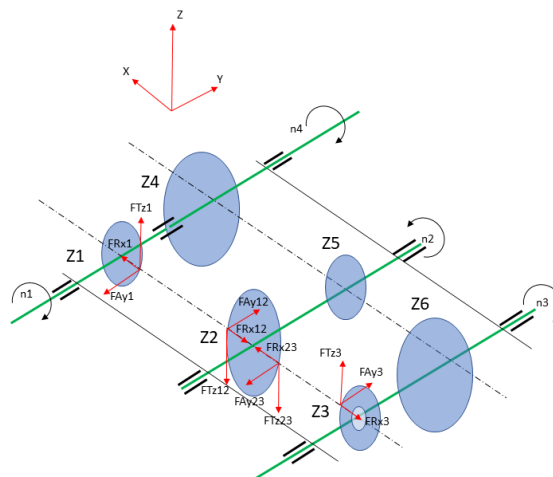


Figura 12: Esquema de forças para o modo 4H.

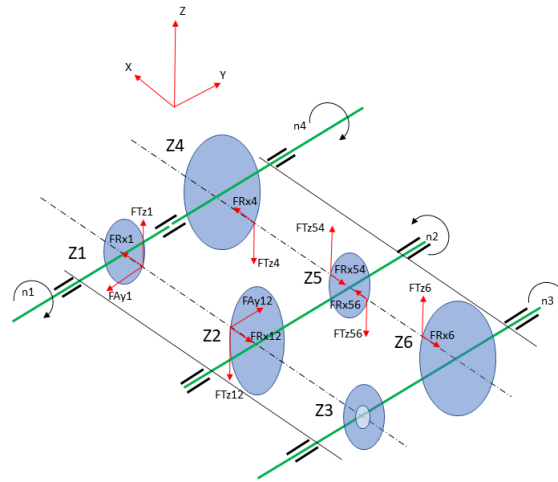


Figura 13: Esquema de forças para o modo 4L.

8.2 Cálculo das forças e momentos torses nos veios

Cada engrenagem de dentado reto sofre a ação de duas forças, a força tangencial (F_T), que possui o sentido do movimento ou contrário ao mesmo, dependendo da engrenagem, e a força radial (F_R) que possui sempre a direção do raio. No caso das engrenagens de dentado helicoidal, além das forças radial e tangencial, atua também uma força axial (F_A) que depende do ângulo de dentado.

Para ambos os tipos de engrenagens, dentado reto e dentado helicoidal, de modo a calcular as forças que nelas atuam, começou por se determinar o momento tisor através da equação 19.

$$M_t = \frac{P}{\omega} \quad [19]$$

- M_t – momento tisor a transmitir pelo pinhão [Nm]
- P – potência a transmitir pela engrenagem [W]
- ω – velocidade angular do pinhão [rad/s]

Calculado o momento tisor é possível determinar a força tangencial a partir da equação 20. Esta força atua tangencialmente ao círculo primitivo e é igual para o pinhão e para a respetiva roda, tendo sentidos opostos para cada um.

$$F_T = \frac{2 \cdot M_t}{m_n \cdot Z} \quad [20]$$

- F_T – força tangencial de engrenamento [N]
- m_n – módulo da engrenagem [m]
- Z – número de dentes

Através da força tangencial é possível calcular a componente radial, para engrenagens de dentado reto, a partir da seguinte equação:

$$F_{R1} = F_{T1} \cdot \tan \alpha \quad [21]$$

No que toca a engrenagens de dentado helicoidal seguem-se a seguintes equações para o cálculo da força radial e da componente axial respetivamente:

$$F_{R1} = F_{T1} \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} \quad [22]$$

$$F_{A1} = F_{T1} \cdot \tan \beta \quad [23]$$

Em que:

- α – ângulo de pressão [°]
- β – ângulo de hélice primitiva do dentado [°]

As tabelas abaixo apresentam as magnitudes para os momentos e forças em causa, para cada modo de funcionamento, de notar que se considera o veio n1 como o conjunto de n1 e n4 para este estudo.

Tabela 20: Momentos torsores por veio e modo de funcionamento.

Veio	2H			4H			4L		
	P	ω	Mt	P	ω	Mt	P	ω	Mt
[-]	[W]	[rad/s]	[Nm]	[W]	[rad/s]	[Nm]	[W]	[rad/s]	[Nm]
n1	117820,58	628,32	187,52	117820,58	615,96	191,28	79587,01	128,07	621,42
n2	0	0	0		435,53	270,52		90,48	879,63
n3	0	0	0		615,96	191,28		63,98	1243,86

No que toca ao cálculo das forças, verifica-se que para o modo 2H como não existe transmissão de potência através de engrenagens (Figura 11) apenas atua um momento torsor, ao contrário dos restantes modos.

Tabela 21: Valores das forças para o modo 4H.

FRx1	Fay1	FTz1	FRx12	Fay12	FTz12
[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]
1948,46	-466,58	5332,99	-1948,46	466,58	-5332,99
FRx23	Fay23	FTz23	FRx3	Fay3	FTz3
[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]
1948,46	-466,58	-5332,99	-1948,46	466,58	5332,99

Tabela 22: Valores das forças para o modo 4L.

FRx1	Fay1	FTz1	FRx12	Fay12	FTz12	FRx4
[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]
6329,25	-1515,59	17323,30	-6329,25	1515,59	-17323,30	8883,41
FTz4	FRx54	FTz54	FRx56	FTz56	FRx6	FTz6
[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]
-24406,97	-8883,41	24406,97	8883,41	-24406,97	-8883,41	24406,97

8.3 Distâncias para o dimensionamento

O processo de dimensionamento é iterativo, visto que podem surgir incompatibilidades ao longo de todo o processo. Numa primeira fase de dimensionamento do mecanismo considerou-se uma largura inicial para os rolamentos de 15 mm e uma folga entre a parede interna do cárter e a engrenagem mais próxima de 7,5 mm, valores que permitem uma correta primeira iteração. Além destes valores também se dimensionaram as distâncias interiores às engrenagens em função dos vários modos de funcionamento, isto para garantir um correto acoplamento das várias engrenagens. As figuras seguintes, ilustram o processo aqui descrito, sendo que ao longo do processo Rd e Re sofreram várias alterações em função dos rolamentos considerados.

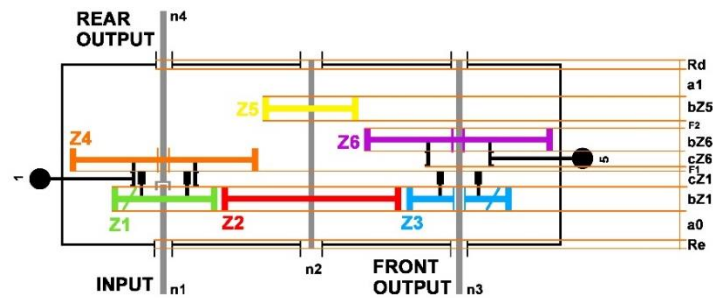


Figura 14: Esquema de distâncias para o modo 2H.

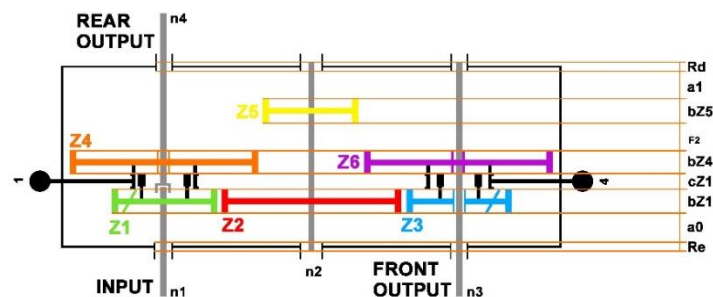


Figura 15: Esquema de distâncias para o modo 4H.

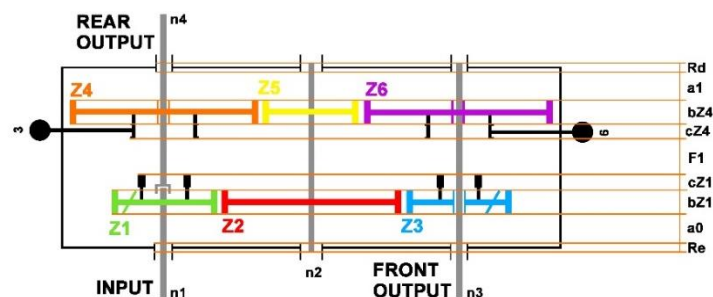


Figura 16: Esquema de distâncias para o modo 4L.

Abaixo encontram-se as tabelas com os valores finais das dimensões referidas anteriormente para os vários modos de funcionamento. De notar que a primeira consideração de rolamentos foram rolamentos de contacto angular de esferas, visto que atuam forças radiais e axiais, no entanto os rolamentos de rolos cônicos revelaram-se como mais apropriados devido a terem geralmente uma maior relação de classificações de carga básica sobre largura do rolamento. Outro parâmetro a ter em consideração é a dimensão cZ que define o tamanho dos *crabots*, este considerou-se 10 mm com base no benchmarking e para permitir uma folga entre os dentes e a largura das engrenagens.

Tabela 23: Dimensões para os esquemas de distâncias.

Modos	2H	4H	4L
	[mm]	[mm]	[mm]
a0	7,50	7,50	7,50
bZ1	48,00	48,00	48,00
cZ1	10,00	10,00	10,00
F1	3,00	-	50,00
cZ4	-	-	10,00
cZ6	10,00	-	-
bZ4	-	44,00	44,00
bZ6	44,00	-	-
F2	3,00	16,00	-
bZ5	44,00	44,00	-
a1	7,50	7,50	7,50
Posição Alavanca	1/5	1/4	3/6

8.4 Cálculo das reações nos apoios e momentos fletores

Já com as forças calculadas e as respectivas distâncias do mecanismo, é importante agora esquematizar o conceito e representar as reações nos apoios e as forças nos planos em conjunto com os momentos fletores pontuais. As forças radiais encontram-se no plano XY, juntamente com os momentos fletores por ação das forças axiais, e as tangenciais no plano ZY, isto para cada condição de funcionamento. Seguidamente estão representadas as respectivas figuras, que se encontram de acordo com os esquemas de forças apresentados anteriormente.

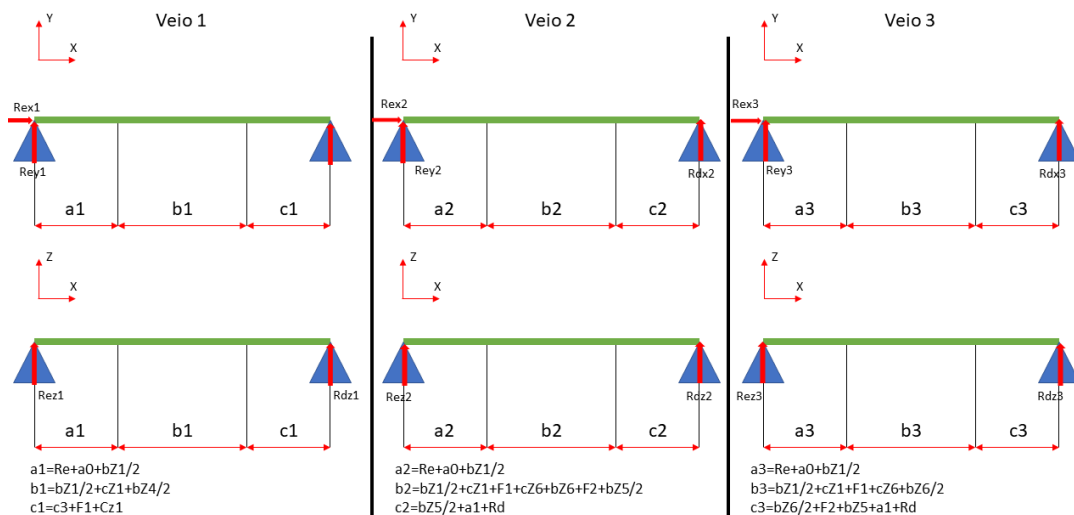


Figura 17: Representação das forças e momentos fletores nos planos para o modo 2H.

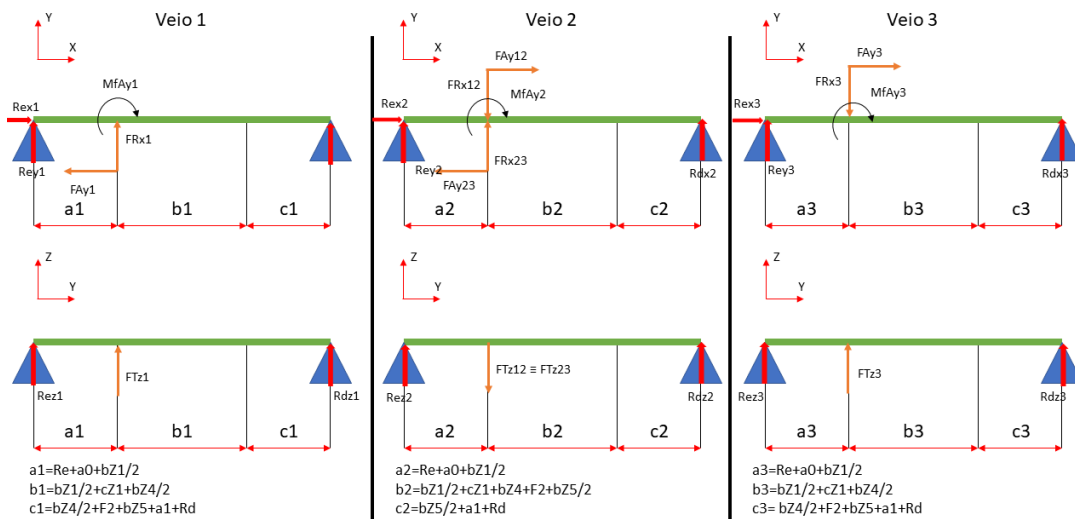


Figura 18: Representação das forças e momentos fletores nos planos para o modo 4H.

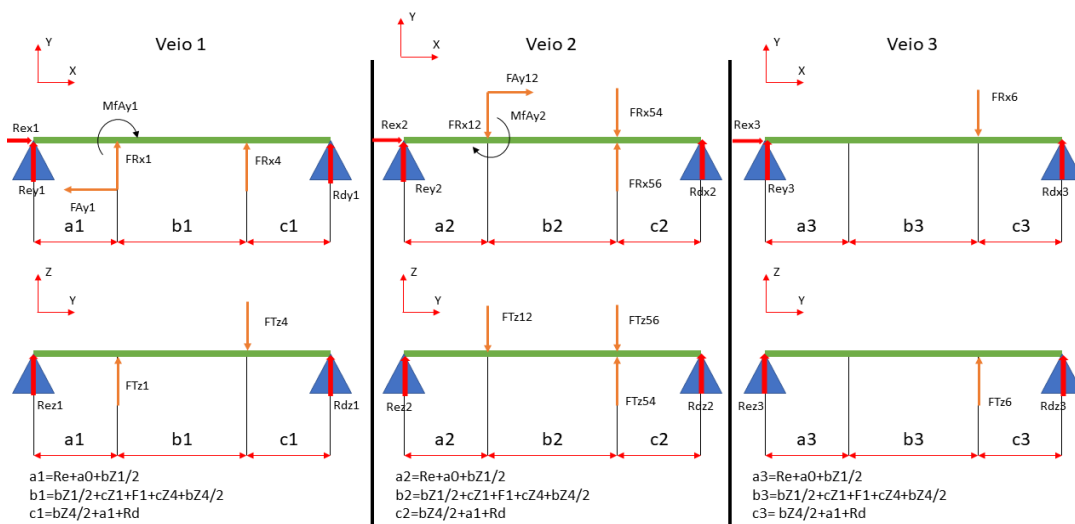


Figura 19: Representação das forças e momentos fletores nos planos para o modo 4L.

Para o cálculo dos momentos fletores gerados pelas ações das forças axiais recorreu-se à seguinte expressão:

$$Mf = F_A \cdot R_p \quad [24]$$

Em que:

- F_A – força axial [N]
- R_p – raio primitivo [m]

Tabela 24: Cálculo dos momentos fletores.

Veio	4H			4L		
	Rprimitivo	FA	Mf	Rprimitivo	FA	Mf
	[m]	[N]	[Nm]	[m]	[N]	[Nm]
n1	0,036	-466,56	-16,73	0,036	-1515,59	-54,36
n2	0,052	-933,156	-48,34	0,052	1515,592	-78,51
n3	0,036	466,576	-16,73	0,036	0,00	0,00

Uma vez definidos todos os parâmetros, reúnem-se agora todas as condições para o cálculo das reações nos apoios e, para isso, recorreu-se ao *software MDSolids 4.0*. As seguintes figuras ilustram o diagrama de forças, diagrama de corte e de momento para cada condição e para cada veio em estudo.

8.4.1 Veio 1 (4H)

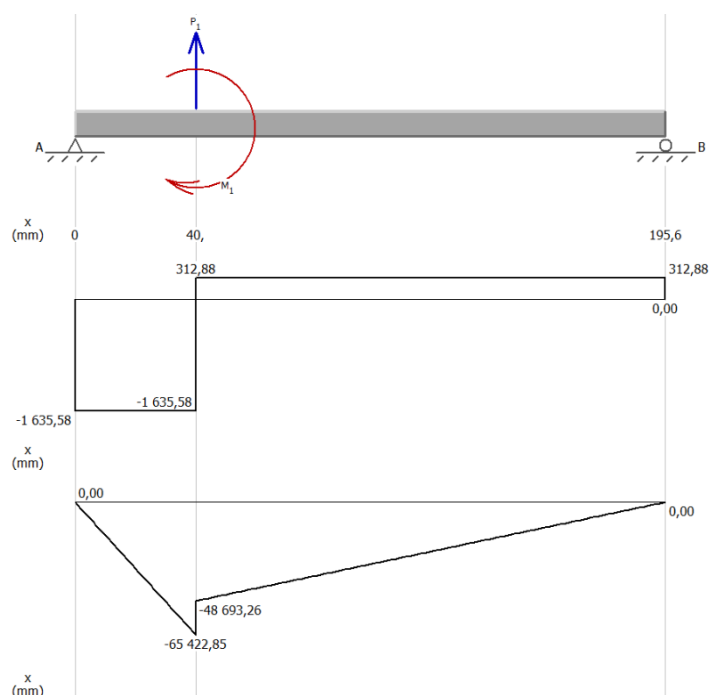


Figura 20: Veio 1 – 4H - Diagramas de corte e momento - Plano XY.

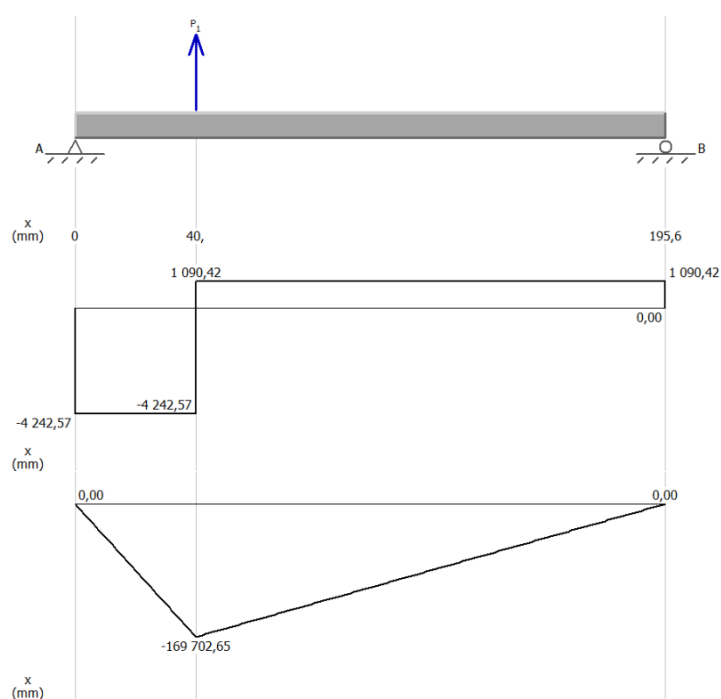


Figura 21: Veio 1 - 4H - Diagramas de corte e momento - Plano ZY.

8.4.2 Veio 2 (4H)

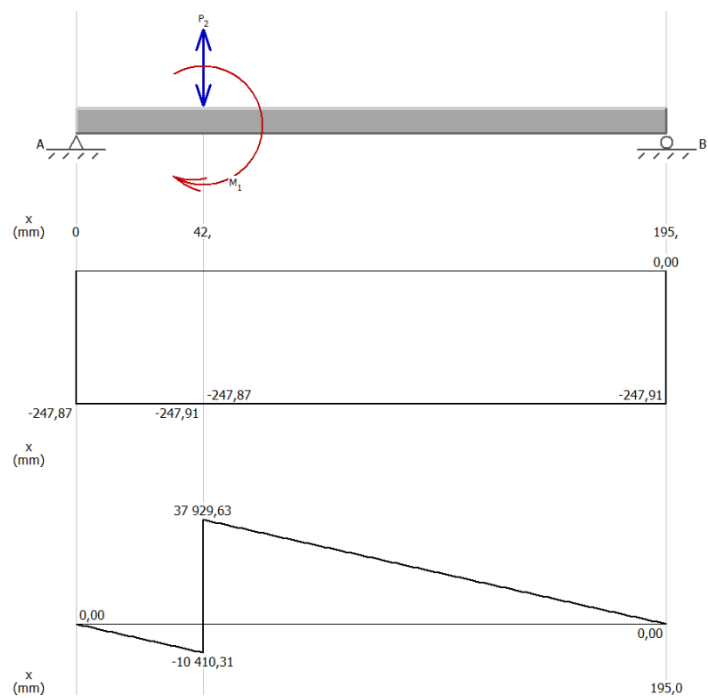


Figura 22: Veio 2 - 4H - Diagramas de corte e momento - Plano XY.

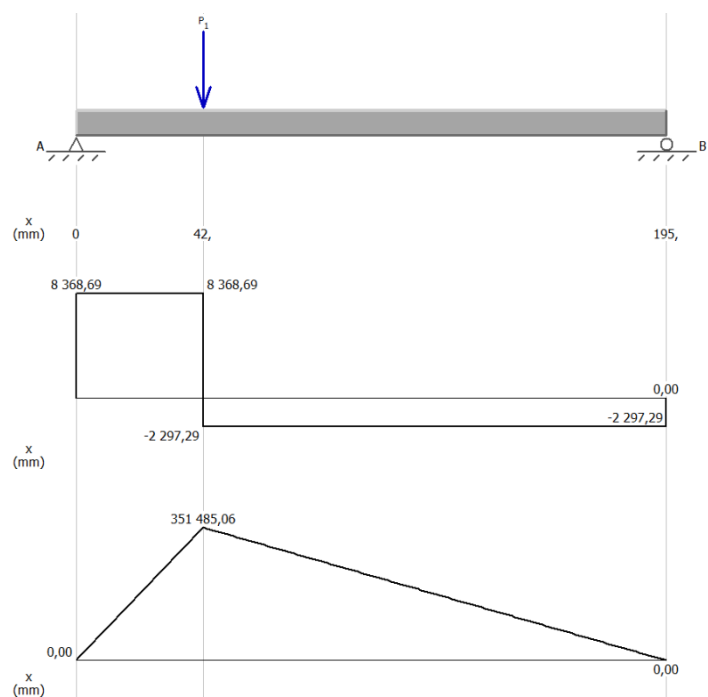


Figura 23: Veio 2 - 4H - Diagramas de corte e momento - Plano ZY.

8.4.3 Veio 3 (4H)

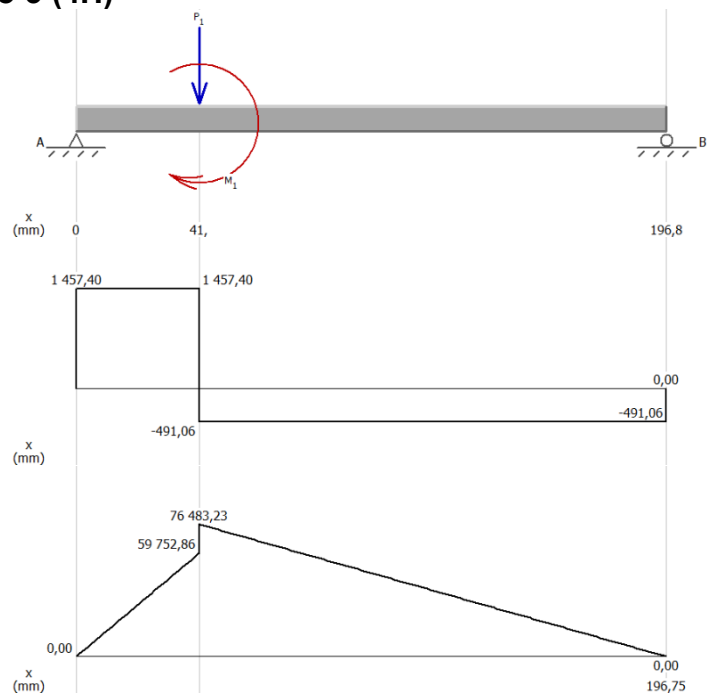


Figura 24: Veio 3 - 4H - Diagramas de corte e momento - Plano XY.

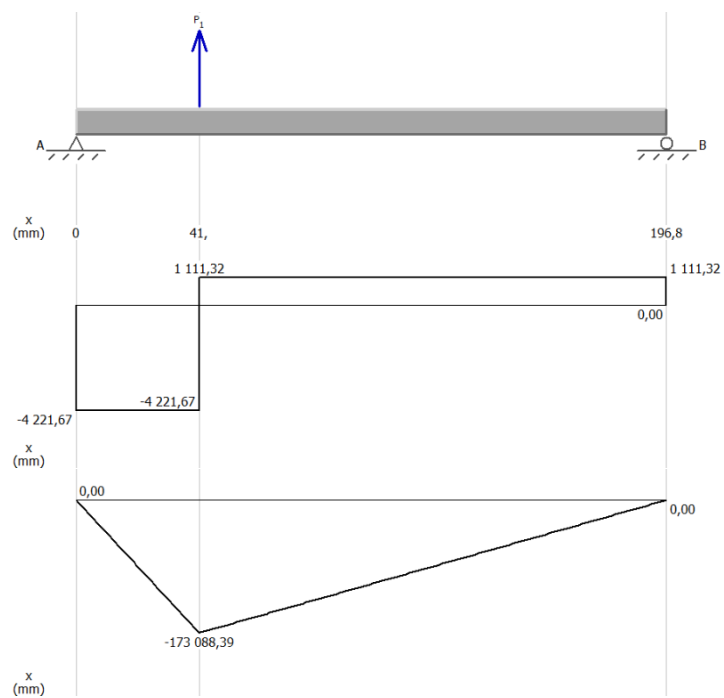


Figura 25: Veio 3 - 4H - Diagramas de corte e momento - Plano ZY.

8.4.4 Veio 1 (4L)

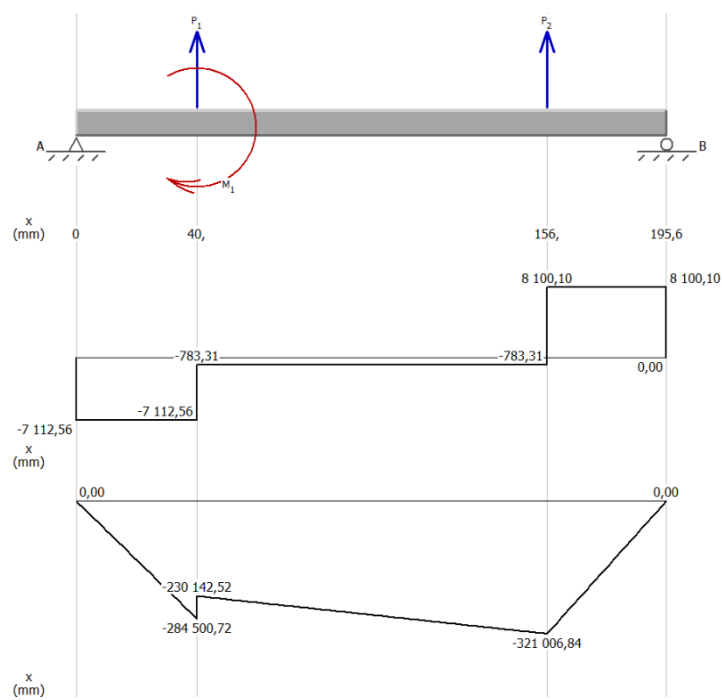


Figura 26: Veio 1 – 4L - Diagramas de corte e momento - Plano XY.

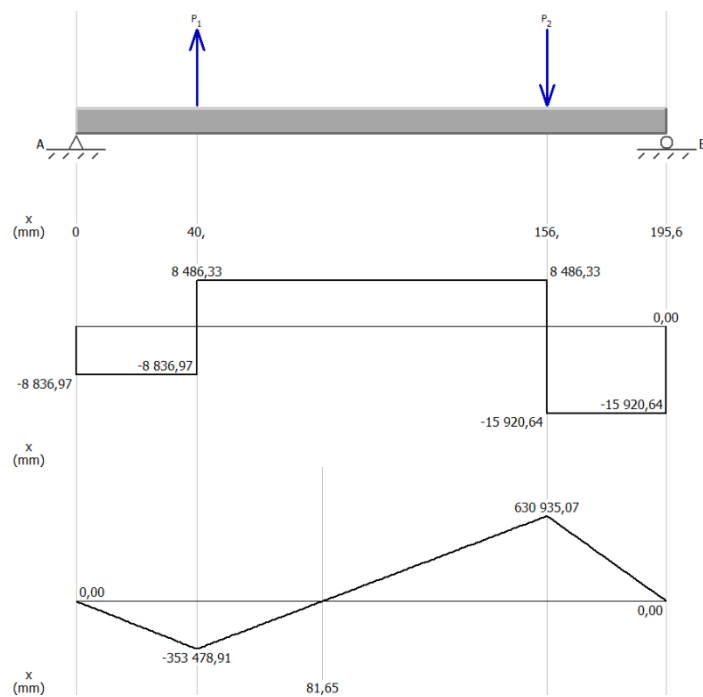


Figura 27: Veio 1 – 4L - Diagramas de corte e momento - Plano ZY.

8.4.5 Veio 2 (4L)

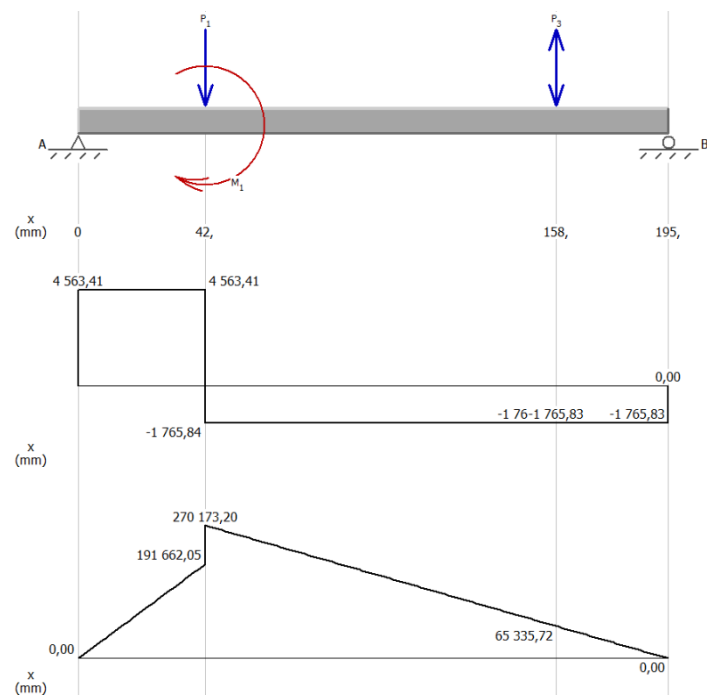


Figura 28: Veio 2 – 4L - Diagramas de corte e momento - Plano XY.

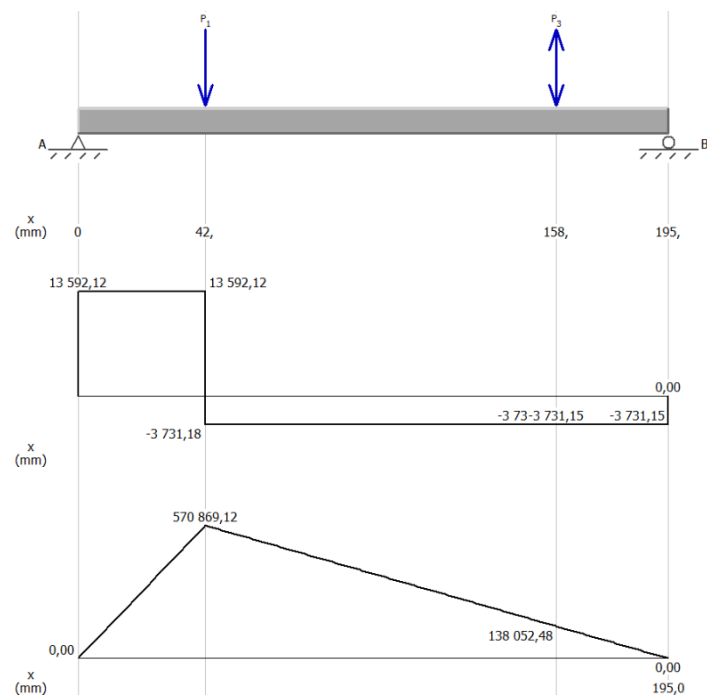


Figura 29: Veio 2 – 4L - Diagramas de corte e momento - Plano ZY.

8.4.6 Veio 3 (4L)

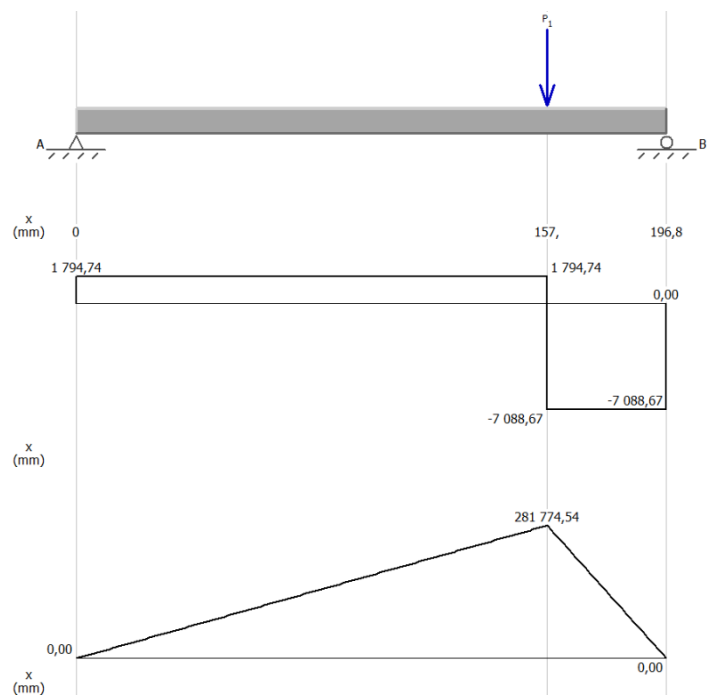


Figura 30: Veio 3 – 4L - Diagramas de corte e momento - Plano XY.

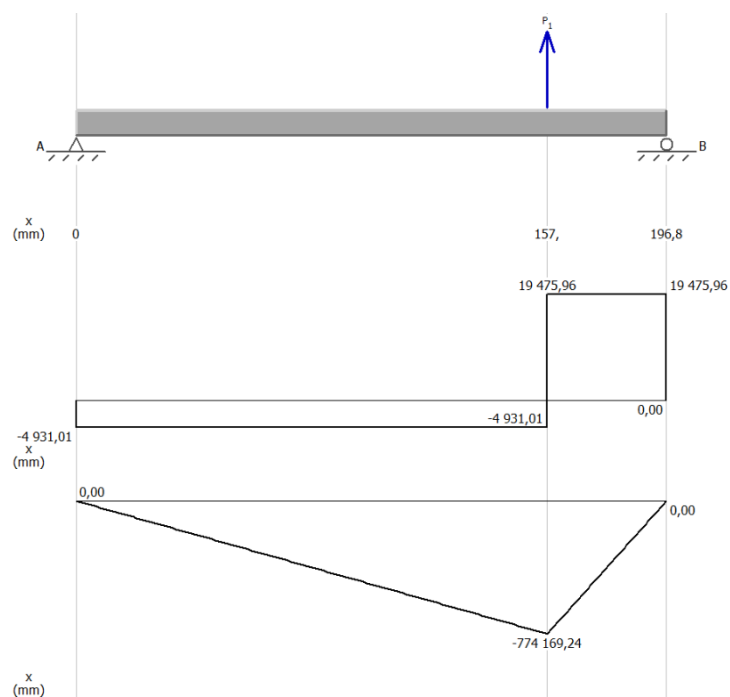


Figura 31: Veio 3 – 4L - Diagramas de corte e momento - Plano ZY.

Através das reações calculadas nos apoios é possível atribuir valores para o cálculo das forças radiais e das forças axiais sobre os rolamentos, para isso recorreu-se à equação 25, que permite o cálculo das forças radiais no rolamento da esquerda e da direita.

$$Fr = \sqrt{Rx^2 + Rz^2} \quad [25]$$

Em que:

- Rx – reação no apoio do rolamento em XY [N]
- Rz – reação no apoio do rolamento em ZY [N]

Nas seguintes tabelas encontram-se o resumo das variáveis de cálculo e os resultados obtidos para cada modo de funcionamento, 4H e 4L respetivamente.

Tabela 25: Distâncias e forças considerados nos cálculos das reações (4H).

Veio	Plano	Distâncias			Forças radiais das engrenagens (FRx)		Forças tangenciais das engrenagens (FTz)		Forças axiais das engrenagens (FAy)	
		a	b	c	FRxn	FRxn	FTzn	FTzn	FAyn	FAyn
		[m]	[m]	[m]	(esq)	(dir)	(esq)	(dir)	(esq)	(dir)
					[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]
n1	X (rad)	0,040	0,056	0,100	1948,46	0,00	0,00	0,00	-466,58	0,00
	Z (tan)				0,00	0,00	5332,99	0,00	0,00	0,00
n2	X (rad)	0,042	0,116	0,037	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	Z (tan)				0,00	0,00	-10665,98	0,00	0,00	0,00
n3	X (rad)	0,041	0,056	0,099	-1948,46	0,00	0,00	0,00	466,58	0,00
	Z (tan)				0,00	0,00	5332,99	0,00	0,00	0,00

Tabela 26: Momentos considerados nos cálculos das reações nos apoios do veio e valores da força radial e axial nos rolamentos (4H).

Veio	Plano	Momentos pontuais das forças axiais (FA) das engrenagens				Forças de reação nos apoios do veio		Forças radial sobre o rolamento (FR)		Força axial (FA) no rolamento
		Raio primitivo	MfAzn	Raio primitivo	MfAzn	Re	Rd	Esquerdo	Direito	
		Zesq	(esq)	Zdir	(dir)	[N]	[N]	[N]	[N]	
		[m]	[Nm]	[m]	[Nm]					
n1	X (rad)	0,040	-16,73	0,050	0,00	-1635,58	312,88	4546,92	1134,42	-466,58
	Z (tan)		0,00		0,00	-4242,57	1090,42			
n2	X (rad)	0,050	-48,34	0,040	0,00	247,87	247,91	8366,48	2316,56	0,00
	Z (tan)		0,00		0,00	8368,69	-2297,29			
n3	X (rad)	0,040	-16,73	0,050	0,00	1457,40	-491,06	4466,15	1214,98	466,58
	Z (tan)		0,00		0,00	-4221,67	1111,32			

Tabela 27: Distâncias e forças considerados nos cálculos das reações (4L).

Veio	Plano	Distâncias			Forças radiais das engrenagens (FRx)		Forças tangenciais das engrenagens (FTz)		Forças axiais das engrenagens (FAy)	
		a	b	c	FRxn	FRxn	FTzn	FTzn	FAyn	FAyn
		[m]	[m]	[m]	(esq)	(dir)	(esq)	(dir)	(esq)	(dir)
					[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]
n1	X (rad)	0,040	0,116	0,040	6329,25	8883,41	0,00	0,00	-1515,59	0,00
	Z (tan)				0,00	0,00	17323,30	-24406,97	0,00	0,00
n2	X (rad)	0,042	0,116	0,037	-6329,25	0,00	0,00	0,00	1515,59	0,00
	Z (tan)				0,00	0,00	-17323,30	0,00	0,00	0,00
n3	X (rad)	0,041	0,116	0,039	0,00	-8883,41	0,00	0,00	0,00	0,00
	Z (tan)				0,00	0,00	0,00	24406,97	0,00	0,00

Tabela 28: Momentos considerados nos cálculos das reações nos apoios do veio e valores da força radial e axial nos rolamentos (4L).

Veio	Plano	Momentos pontuais das forças axiais (FA) das engrenagens				Forças de reação nos apoios do veio		Forças radial sobre o rolamento (FR)		Força axial (FA) no rolamento
		Raio primitivo	MfAzn	Raio primitivo	MfAzn	Re	Rd	Esquerdo	Direito	
		Zesq	(esq)	Zdir	(dir)	[N]	[N]	[N]	[N]	
		[m]	[Nm]	[m]	[Nm]					
n1	X (rad)	0,040	-54,36	0,050	0,00	-7112,56	8100,10	11343,74	1786,77	-1515,59
	Z (tan)		0,00		0,00	-8836,97	-15920,64			
n2	X (rad)	0,050	-78,51	0,040	0,00	4563,41	-1765,83	14327,19	4138,52	1515,59
	Z (tan)		0,00		0,00	13592,12	-3731,15			
n3	X (rad)	0,040	0,00	0,050	0,00	1794,74	-7088,67	5247,47	20725,88	0,00
	Z (tan)		0,00		0,00	-4931,01	19475,96			

Os cálculos das forças que atuam sobre os rolamentos fornecem informações essenciais para determinar tanto a capacidade de carga estática quanto a capacidade de carga dinâmica, uma vez que estas se encontrem calculadas, reúnem-se as condições necessárias para seguir para o processo de seleção dos rolamentos adequados.

8.5 Capacidade de carga estática (C₀) e capacidade de carga dinâmica (C)

De modo a seleccionar os rolamentos mais adequados para o projeto, calculou-se a capacidade de carga estática (C₀) e a capacidade de carga dinâmica (C) para cada veio.

A capacidade de carga estática (C_0) provoca, na pista e elemento rolante, uma deformação plástica de 0,001% do diâmetro do elemento rolante, ou seja, uma pressão de Hertz de 4GPa (ISO 76).

Para determinar o seu valor, utilizou-se a expressão 26.

$$C_0 = f_s \cdot P_0 \quad [26]$$

- f_s – coeficiente de segurança [adimensional]
- P_0 – carga estática equivalente [kN]

De modo a determinar o valor da carga estática equivalente, atribuiu-se o valor mais elevado entre as duas equações (27 e 28):

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a \quad [27]$$

$$P_0 = X_0 \quad [28]$$

- X_0 – fator radial [adimensional]
- Y_0 – fator axial [adimensional]
- F_r – carga radial [kN]
- F_a – carga axial [kN]

Relativamente aos parâmetros utilizados no cálculo da capacidade de carga estática (C_0), o fator de segurança (f_s) evita a ocorrência de deformação plástica no contacto entre os corpos rolantes e a pista. Posto isto, considerou-se o fator de segurança como 1,5 de modo a cumprir um grau de exigência normal, segundo a Tabela 5.4 (1).

Relativamente à capacidade de carga dinâmica (C), trata-se de uma carga para a qual 90% dos rolamentos de uma amostra em teste alcança um milhão de rotações sem apresentar sinais de fadiga (ISO 281). Um rolamento que respeite a capacidade de carga dinâmica está apto a suportar com segurança as cargas aplicadas, para a determinar este parâmetro utilizam-se as seguintes expressões:

$$C = \frac{f_l}{f_n \cdot f_t} \cdot P \quad [29]$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad [30]$$

- C – capacidade de carga dinâmica [kN]
- f_n – fator de rotação [adimensional]
- f_l – fator de esforços dinâmicos [adimensional]
- f_t – fator de temperatura [adimensional]
- P – carga dinâmica equivalente [kN]
- X – fator radial [adimensional]
- Y – fator axial [adimensional]
- F_r – carga radial [kN]
- F_a – carga axial [kN]

De modo a calcular a capacidade de carga dinâmica, foram determinados os parâmetros necessários. O fator de temperatura (f_t) selecionado foi de 1, segundo a Tabela 5.5 (1), assumindo que a temperatura do mecanismo será sempre inferior a 120°C. A partir da Tabela 5.6 (1), obteve-se o fator de esforço (f_l), cujo o valor é de 1,6, visto que se trata de um mecanismo de transmissão de um automóvel. Na Tabela 5.7 (1), encontram-se os valores para o fator de rotação (f_n) que depende da rotação dos veios e do tipo de rolamentos. Como os veios rodam com diferentes velocidades, possuem diferentes valores de f_n , para cada velocidade de rotação dos veios procedeu-se à iteração dos valores tabelados.

Uma vez que todos os veios estão sujeitos tanto a forças radiais, como a forças axiais, utilizaram-se rolamentos de esferas de contacto angular simples como hipótese inicial, verificando-se ao longo das iterações que os rolamentos de rolos cônicos eram mais apropriados para garantir o funcionamento do mecanismo.

Assim sendo, para atribuir valores dos fatores de carga estática X_0 e Y_0 e carga dinâmica X e Y utilizaram-se as Tabelas 5.8 e 5.9 (1), para uma correta seleção dos valores a atribuir é necessário ter em conta a equação 31, visto que o coeficiente de carga axial varia em função do tipo de rolamento.

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \quad [31]$$

Em que

- F_a – força axial [kN]
- F_r – força radial [kN]
- e – coeficiente de carga axial [adimensional]

Nas tabelas subsequentes estão listados os valores das iterações finais a atribuir aos parâmetros de cálculo da capacidade de carga estática e dinâmica para os respetivos modos de funcionamento, de notar que o valor que prevalece para posterior dimensionamento é o superior entre os modos de funcionamento.

Tabela 29: Forças radiais (FR) e axiais (FA) nos rolamentos e fatores de segurança (fs), rotação (fn), esforço (fl), temperatura (ft) e carga estática (C0) e dinâmica (C) para 4H.

Veo	Rolamento	Força radial (FR)	Força axial (FA)	X0	Y0	P0	X	Y	P	fs	ft	fl	fn	C	C0
		[N]	[N]	[-]	[-]	(N)	[-]	[-]	(N)	[-]	[-]	[-]	[-]	(N)	(N)
n1	(esq)	4546,92	466,58	0,50	0,90	2693,38	0,40	1,60	2556,63	1,50	1,00	1,60	0,18	23,37	4,04
	(dir)	1134,42		0,50	0,80	940,47	0,40	1,50	1162,26	1,50	1,00	1,60	0,18	10,63	1,41
n2	(esq)	8366,48	0,00	0,50	0,80	4183,24	0,40	1,50	3348,94	1,50	1,00	1,60	0,20	26,79	6,27
	(dir)	2316,56		0,50	0,80	1158,28	0,40	1,40	924,25	1,50	1,00	1,60	0,20	7,39	1,74
n3	(esq)	4466,15	466,58	0,50	0,90	2652,99	0,40	1,60	2532,98	1,50	1,00	1,60	0,18	23,16	3,98
	(dir)	1214,98		0,50	0,90	1027,41	0,40	1,60	1232,51	1,50	1,00	1,60	0,18	11,27	1,54
n1	(-)	1948,46	0,00	1,00	0,00	1948,46	1,00	0,00	1948,46	1,50	1,00	1,60	0,15	20,78	2,92

Tabela 30: Forças radiais (FR) e axiais (FA) nos rolamentos e fatores de segurança (fs), rotação (fn), esforço (fl), temperatura (ft) e carga estática (C0) e dinâmica (C) para 4L.

Veo	Rolamento	Força radial (FR)	Força axial (FA)	X0	Y0	P0	X	Y	P	fs	ft	fl	fn	C	C0
		[N]	[N]	[-]	[-]	(N)	[-]	[-]	(N)	[-]	[-]	[-]	[-]	(N)	(N)
n1	(esq)	11343,74	1515,59	0,50	0,90	7035,91	0,40	1,60	6935,69	1,50	1,00	1,60	0,48	23,07	10,55
	(dir)	17862,77		0,50	0,80	10143,86	0,40	1,50	9400,00	1,50	1,00	1,60	0,48	31,27	15,22
n2	(esq)	14327,19	1515,59	0,50	0,80	8376,07	0,40	1,50	8008,48	1,50	1,00	1,60	0,58	21,94	12,56
	(dir)	4138,52		0,50	0,80	3281,73	0,40	1,40	3772,99	1,50	1,00	1,60	0,58	10,34	4,92
n3	(esq)	5247,47	0,00	0,50	0,90	2623,74	0,40	1,60	2098,99	1,50	1,00	1,60	0,71	4,74	3,94
	(dir)	20725,88		0,50	0,90	10362,94	0,40	1,60	8290,35	1,50	1,00	1,60	0,71	18,71	15,54
n1	(-)	6329,25	0,00	1,00	0,00	6329,25	1,00	0,00	6329,25	1,50	1,00	1,60	0,34	29,78	9,49

Neste momento, com todas as capacidades de carga estabelecidas, é viável prosseguir com a seleção dos rolamentos mais apropriados. Para tal, utilizou-se o catálogo da SKF-Portugal (26) como ferramenta de apoio.

Tabela 31: Características dos rolamentos selecionados.

Veio	Rolamento	Carga Máxima		Rolamento Selecionado (SKF)							
		C	C0	Referência	C	C0	Diâmetro interior	Diâmetro exterior	Largura	Ângulo de contato	Tipo
		[kN]	[kN]	[-]	[kN]	[kN]	d [mm]	D [mm]	B [mm]	[°]	[-]
n1	(esq)	23,37	10,55	30208	75,80	68,00	40,00	80,00	19,75	14,04	Rolos cônicos
	(dir)	31,27	15,22	32009X	71,70	80,00	45,00	75,00	20,00	14,67	Rolos cônicos
n2	(esq)	26,79	12,56	32009X	71,70	80,00	45,00	75,00	20,00	14,67	Rolos cônicos
	(dir)	10,34	4,92	320/28 X	39,00	38,00	28,00	52,00	16,00	16,00	Rolos cônicos
n3	(esq)	23,16	3,98	30208	75,80	68,00	40,00	80,00	19,75	14,04	Rolos cônicos
	(dir)	18,71	15,54	30208	75,80	68,00	40,00	80,00	19,75	14,04	Rolos cônicos
n1	(-)	29,78	9,49	K 20x30x30	34,10	41,50	20,00	30,00	30,00	0,00	Rolos de agulhas

Os rolamentos escolhidos apresentam valores de C0 e C superiores aos calculados e dimensões compatíveis com a arquitetura determinada anteriormente, visto que não se verificam interferências diametrais, garantindo estes uma distância sempre superior a 5 mm entre rolamentos justapostos (Tabela 32).

Tabela 32: Verificação de interferências entre rolamentos justapostos.

Veios	Distância (esq)	Distância (dir)
	[mm]	[mm]
n1/n2	10,50	24,50
n2/n3	10,50	22,00

9. Dimensionamento dos veios

Um veio é um componente mecânico empregado para a montagem de elementos rotativos que transmitem potência. Ao projetar este componente, os parâmetros iniciais a serem considerados são a potência a ser transmitida e a velocidade de rotação. No entanto, tais parâmetros não são suficientes para definir completamente o veio, uma vez que a sua geometria é determinada pelas soluções construtivas de fixação e apoio dos demais elementos que o utilizam como suporte.

Existem três parâmetros distintos que estão relacionados com a segurança e o correto desempenho de um veio, a verificação à cedência, rigidez e fadiga, que se encontram nos capítulos subsequentes.

9.1 Cálculo à Cedência

Neste capítulo verifica-se a condição de resistência mecânica de um veio, devendo-se começar por identificar e determinar os principais esforços. Os esforços relevantes são os momentos fletores (M_b), gerados pelas forças transversais (perpendiculares ao eixo do veio), e os momentos torsores (M_t) (axiais ao eixo do veio).

Deste modo, é possível obter o diâmetro mínimo necessário de acordo com os dois critérios alvos de discussão, o critério de Tresca e o critério de Von Mises, onde se concluiu que o segundo exige um diâmetro inferior ao previsto pelo primeiro. O processo encontra-se descrito abaixo para os vários modos de funcionamento do mecanismo.

Critério de Tresca

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot \gamma}{\pi \cdot \sigma_Y} \cdot \sqrt{(M_b(x))^2 + (M_t(x))^2}} \quad [32]$$

Critério de Von Mises

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot \gamma}{\pi \cdot \sigma_Y} \cdot \sqrt{(M_b(x))^2 + 0,75 \cdot (M_t(x))^2}} \quad [33]$$

- D – diâmetro mínimo [mm]
- γ – fator de segurança [adimensional]
- σ_Y – tensão de cedência [MPa]
- M_b – momento fletor [Nmm]
- M_t – momento torsor [Nmm]

O valor do momento fletor (M_b) que atua nos veios foi determinado pela seguinte equação:

$$M_b = \sqrt{(M_{bx \max})^2 + (M_{bz \max})^2} \quad [34]$$

Através dos diagramas retirados do *MDSolids 4.0* (Figuras 20 a 31) é possível combinar as duas componentes que garantem o valor mais elevado do momento fletor resultante máximo.

O coeficiente de segurança (γ), assume novamente o valor de 1,5 (1) e o material a considerar é o 30 CrNiMo 8, com uma tensão de cedência (σ_Y) de 1050 MPa (Tabela 7.1 (1)).

Posto isto, estão reunidos todos os valores necessários para calcular o diâmetro mínimo que cada veio deve ter de acordo com os dois critérios, é de notar que visto que no modo 2H o veio 1 se encontra submetido a um momento torsor, desta forma também é necessário calcular o diâmetro mínimo para este modo de funcionamento.

Tabela 33: Momentos fletor, torsor e calculo do diâmetro mínimo do veio (critério de Tresca e Von Mises) (2H).

		Momento fletor		Momento torsor			Material 31 CrNiMo 8	Fator de segurança	Diâmetro mínimo do veio	
		Mb	Mbr	P	Rotação veio	Mt	σy	γ	Di Tresca	Di VMises
Veio	Plano	[Nm]	[Nm]	[kW]	[rpm]	[Nm]	[MPa]	[-]	[mm]	[mm]
n1	X (rad)	0,00	0,00	117,82	6000	187,52	1050	1,5	13,97	13,32
	Z (tan)	0,00								
n2	X (rad)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00			0,00	0,00
	Z (tan)	0,00								
n3	X (rad)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00			0,00	
	Z (tan)	0,00								

Tabela 34: Momentos fletor, torsor e calculo do diâmetro mínimo do veio (critério de Tresca e Von Mises) (4H).

		Momento fletor		Momento torsor			Material 31 CrNiMo 8	Fator de segurança	Diâmetro mínimo do veio	
		Mb	Mbr	P	Rotação veio	Mt	σy	γ	Di Tresca	Di VMises
Veio	Plano	[Nm]	[Nm]	[kW]	[rpm]	[Nm]	[MPa]	[-]	[mm]	[mm]
n1	X (rad)	-65,42	181,87	117,82	5882	191,28	1050	1,5	15,66	15,30
	Z (tan)	-169,70								
n2	X (rad)	37,93	353,53	117,82	4159	270,52			18,64	18,34
	Z (tan)	351,49								
n3	X (rad)	76,48	189,23	117,82	5882	191,28			15,76	15,41
	Z (tan)	-173,09								

Tabela 35: Momentos fletor, torsor e calculo do diâmetro mínimo do veio (critério de Tresca e Von Mises) (4L).

		Momento fletor		Momento torsor			Material 31 CrNiMo 8	Fator de segurança	Diâmetro mínimo do veio	
		Mb	Mbr	P	Rotação veio	Mt	σ_y	γ	Di Tresca	Di VMises
Veio	Plano	[Nm]	[Nm]	[kW]	[rpm]	[Nm]	[MPa]	[-]	[mm]	[mm]
n1	X (rad)	-321,01	707,90	79,59	1223	621,42	1050	1,5	23,93	23,48
	Z (tan)	630,94								
n2	X (rad)	270,17	631,57	79,59	864	879,63			25,07	24,33
	Z (tan)	570,87								
n3	X (rad)	281,77	823,85	79,59	611	1243,86			27,90	27,02
	Z (tan)	-774,17								

Verifica-se que o modo de redução de velocidades (4L) prevalece, sendo este a situação crítica de dimensionamento. Quando comparados os valores obtidos com os rolamentos seleccionados verificam-se diâmetros interiores para os rolamentos superiores em todos os casos aos diâmetros mínimos definidos pelos critérios. Desta forma, pode-se seguir para o dimensionamento à rigidez.

9.2 Cálculo à Rigidez

Os valores máximos de rigidez podem ser determinados por meio do cálculo da flecha e rotação do veio. Ao contrário do que ocorre na cedência, esses valores podem não ser observados na secção onde a combinação das tensões de flexão e corte é máxima. Embora possa atender aos critérios de cedência, o veio pode ser excessivamente flexível, o que resulta em uma flecha excessiva nos pontos de engrenamento e uma rotação excessiva nas áreas dos rolamentos. Isso pode afetar a precisão e a confiabilidade do mecanismo. Portanto, é importante considerar não apenas os critérios de cedência, mas também a rigidez ao dimensionar o veio.

Utilizando o programa *MDSolids* 4.0, determinaram-se os valores da flecha e da rotação para cada elemento. Também é necessário calcular o momento de inércia da secção transversal dado pela seguinte equação.

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \quad [34]$$

A apresentação dos resultados do programa está ilustrada nas figuras subsequentes para cada modo de funcionamento correspondente. É importante observar que esses diagramas se referem às figuras e valores de forças previamente apresentadas no capítulo 8.

9.2.1 Veio 1 (4H)

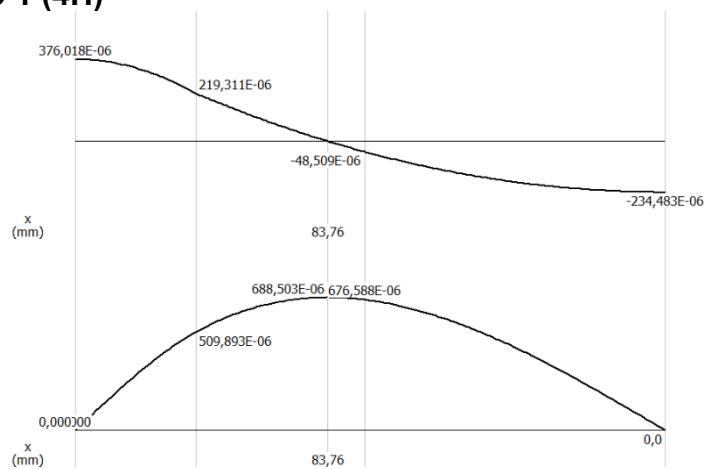


Figura 32: Veio 1 – 4H - Rotação e Flecha - Plano XY.

9.2.2 Veio 2 (4H)

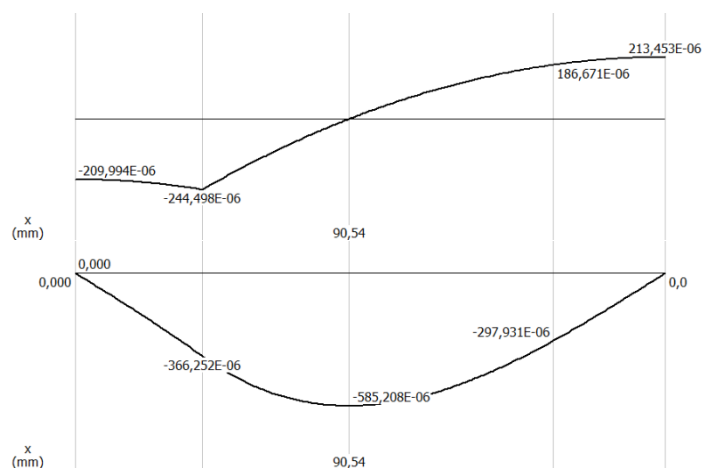


Figura 33: Veio 2 – 4H - Rotação e Flecha - Plano XY.

9.2.3 Veio 3 (4H)

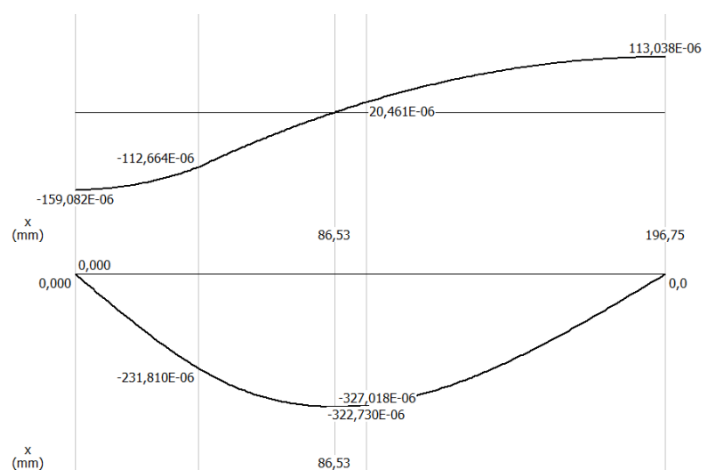


Figura 34: Veio 3 – 4H - Rotação e Flecha - Plano XY.

9.2.4 Veio 1 (4L)

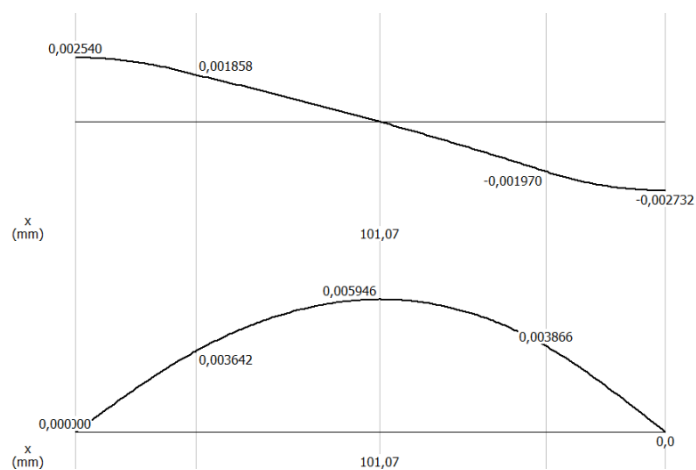


Figura 35: Veio 1 – 4L - Rotação e Flecha - Plano XY.

9.2.5 Veio 2 (4L)

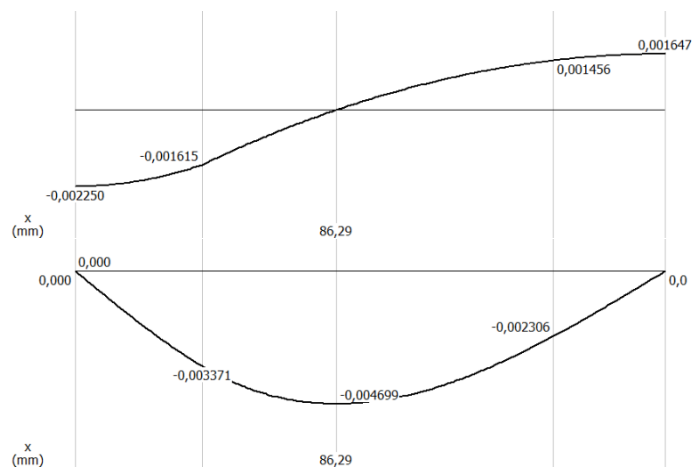


Figura 36: Veio 2 – 4L - Rotação e Flecha - Plano XY.

9.2.6 Veio 3 (4L)

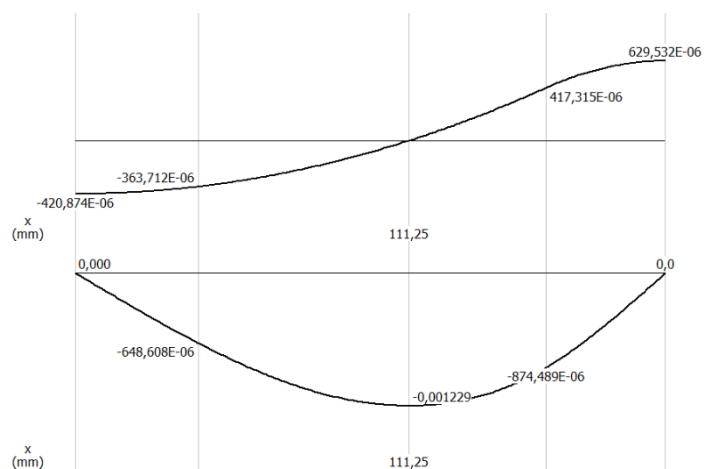


Figura 37: Veio 3 – 4L - Rotação e Flecha - Plano XY.

Após o cálculo da flecha e rotação para cada veio é necessário comparar os valores obtidos com os limites estabelecidos para as respectivas condições. Através da Tabela 7.2 (1), verificou-se que o limite máximo para a rotação são 0,5 miliradianos e para a flecha na secção de engrenamento recorre-se à equação subsequente, a qual implica um valor máximo de 0,2 mm.

$$< 0,05 \cdot m_n \quad [35]$$

Em que:

- m_n - módulo real da engrenagem [mm]

Tabela 36: Valores das flechas nas engrenagens e rotações nos apoios para cada veio (4H).

Veio	Plano			Flecha				Rotação		
		diâmetro considerado	Momento de inércia	Engrenagem esquerda	Engrenagem direita	Módulo engrenagem	Valor admissível	Rolamento esquerda	Rolamento direito	Valor admissível
		[mm]	[mm ⁴]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[rad]	[rad]	[rad]
1	X (rad)	30,00	3,97E-08	5,10E-04	6,77E-04	4	0,2	3,76E-04	2,34E-04	5,00E-04
2	X (rad)	28,00	3,02E-08	3,66E-04	2,98E-04	4	0,2	2,09E-04	2,13E-04	5,00E-04
3	X (rad)	40,00	1,23E-07	2,32E-04	3,27E-04	4	0,2	1,59E-04	1,13E-04	5,00E-04

Tabela 37: Valores das flechas nas engrenagens e rotações nos apoios para cada veio (4L).

Veio	Plano			Flecha				Rotação		
		diâmetro considerado	Momento de inércia	Engrenagem esquerda	Engrenagem direita	Módulo engrenagem	Valor admissível	Rolamento esquerda	Rolamento direito	Valor admissível
		[mm]	[mm ⁴]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[rad]	[rad]	[rad]
1	X (rad)	30,00	3,97E-08	3,64E-03	3,87E-03	4	0,2	2,54E-03	2,73E-03	5,00E-04
2	X (rad)	28,00	3,02E-08	3,37E-03	2,31E-03	4	0,2	2,25E-03	1,65E-03	5,00E-04
3	X (rad)	40,00	1,23E-07	6,49E-04	8,74E-04	4	0,2	4,214E-04	6,30E-04	5,00E-04

Verificam-se os critérios para todos os veios, tirando para o modo 4L em que existem valores para a rotação superiores aos admissíveis, por outro lado, sendo as discrepâncias relativamente pequenas, é possível solucionar as falhas através das folgas dos rolamentos em questão.

É importante salientar que este cálculo é realizado para condições de diâmetro constante, o que não representa a realidade, no entanto, futuramente, será realizado um estudo através do método dos elementos finitos para posterior revisão.

9.3 Verificação dos veios estriados

Após o benchmarking efetuado inicialmente, conclui-se que em caixas de transferências semelhantes à nossa, são sempre utilizados veios estriados em vez de chavetas.

Apesar disso, de modo a confirmar, efetuaram-se os cálculos para cada engrenagem e para a entrada e saída dos veios. Como esperado, após a verificação, apenas era possível utilizar chaveta numa das engrenagens. Posto isto, descartou-se esta opção e utilizou-se sempre veios estriados.

Em veios estriados, a falha está normalmente associada à deterioração das superfícies das estrias por desgaste e esmagamento.

Deste modo, o dimensionamento é condicionado, sobretudo, pela resistência à compressão-esmagamento ($\sigma_{d adm}$) do material do veio e cubo. A tensão de esmagamento é dada pela seguinte expressão:

$$\sigma_d = \frac{2 * M_t * K_t}{\left(\frac{D+d}{2}\right) * z * h * L} < \sigma_{d adm} \quad [36]$$

- σ_d – tensão de esmagamento [N/m²]
- D – diâmetro exterior do veio estriado [m]
- d – diâmetro interior do veio estriado [m]
- M_t – momento torsor [N m]
- L – comprimento útil da estria [m]
- h – altura útil de contacto das estrias [m]
- z – número de estrias [adimensional]
- K_t – fator de irregularidade de carga entre estrias [adimensional]

Para efetuar o dimensionamento dos veios estriados, considerou-se o valor da tensão de esmagamento admissível ($\sigma_{d adm}$) como 100 MPa, pois tratam-se de ligações fixas (Tabela 6.5 (1)). No que toca ao fator de irregularidade de carga entre estrias (K_t), este pode variar entre 1,1 e 1,5 dependendo da qualidade de fabricação e da folga radial, sendo que se optou por utilizar o valor de 1,5. Além disso, é necessário também definir a altura útil de contacto das estrias (h), que pode ser estimada como 0,75 da altura efetiva da estria ((D-d)/2).

Desta forma, através da tabela de dimensões normalizadas das secções estriadas (Tabela 6.4 (1)), é possível apresentar os valores de comprimento mínimo útil das estrias necessários para cumprir com o critério. De notar que este dimensionamento apenas é executado para o modo 4L, uma vez que este modo apresenta os maiores valores de momento torsor (M_t) quando comparado com os restantes modos de dimensionamento. Além disso, não se dimensiona a secção para Z3 pois esta roda livremente no veio 3.

Tabela 38: Verificação do dimensionamento das secções estriadas dos veios (4L).

	Tipo	M_t		z	d	D	b	h	K_t	L	σ_d
	[-]	[Nm]		[-]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[-]	[mm]	[MPa]
Entrada veio 1	Forte	621,42		10	23	29	4	2,25	1,5	62,5	50,99
Z1	Ligeira	621,42		8	32	36	7	1,50	1,5	65,5	69,76
Z2	Forte	879,63		10	42	52	6	3,75	1,5	48	31,19
Z4	Média	621,42		8	42	48	8	2,25	1,5	104,00	22,13
Z5	Forte	879,63		10	32	40	5	3,00	1,5	44	55,53
Z6	Média	1243,86		8	42	48	8	2,25	1,5	104	44,30
Saída veio 3	Forte	1243,86		8	32	38	6	2,25	1,5	60	98,72
Saída veio 4	Forte	621,42		10	32	40	4	3,00	1,5	60	28,77

Desta forma, verifica-se que para os dimensionamentos executados em função das razões construtivas, o comprimento mínimo da secção estriada é inferior ao dimensionamento do comprimento real, o que resulta em valores de tensão de esmagamento inferiores ao valor definido como admissível (Tabela 38). Desta forma as secções estriadas encontram-se corretamente dimensionadas.

10. Cálculo à Fadiga

O teste à fadiga consiste em avaliar a integridade do veio sob a ação de solicitações de carga cíclica ao longo da vida útil do mecanismo. Ao contrário do que acontece no cálculo à cedência e à rigidez, o cálculo à fadiga não se trata de um dimensionamento, mas sim de uma verificação, de modo a ter em consideração alguns fatores geométricos que não são tidos em conta aquando do dimensionamento estático.

Quando um componente mecânico é submetido a forças variáveis no tempo, significa que o mesmo está submetido a solicitações de fadiga.

Posto isto, foi necessário esboçar os veios, onde foram assinaladas as medidas e todos os pontos que possam dar origem à falha na fadiga. Estes pontos são designados como pontos críticos e estão geralmente associados a mudanças de diâmetro, zonas de engrenamento, utilização de chavetas, veios estriados e anéis elásticos.

O critério utilizado no cálculo à fadiga para os veios que constituem a caixa de transferência foi o critério de Soderberg, tendo em conta que é um dos mais usados na projeção de componentes mecânicos. É notável que todo o processo necessitou de várias iterações para se conseguir cumprir com o critério referido, sendo necessário, ao longo do projeto, alterar dimensões e condições de montagem do mecanismo. As seguintes figuras ilustram os esquemas dos veios projetados.

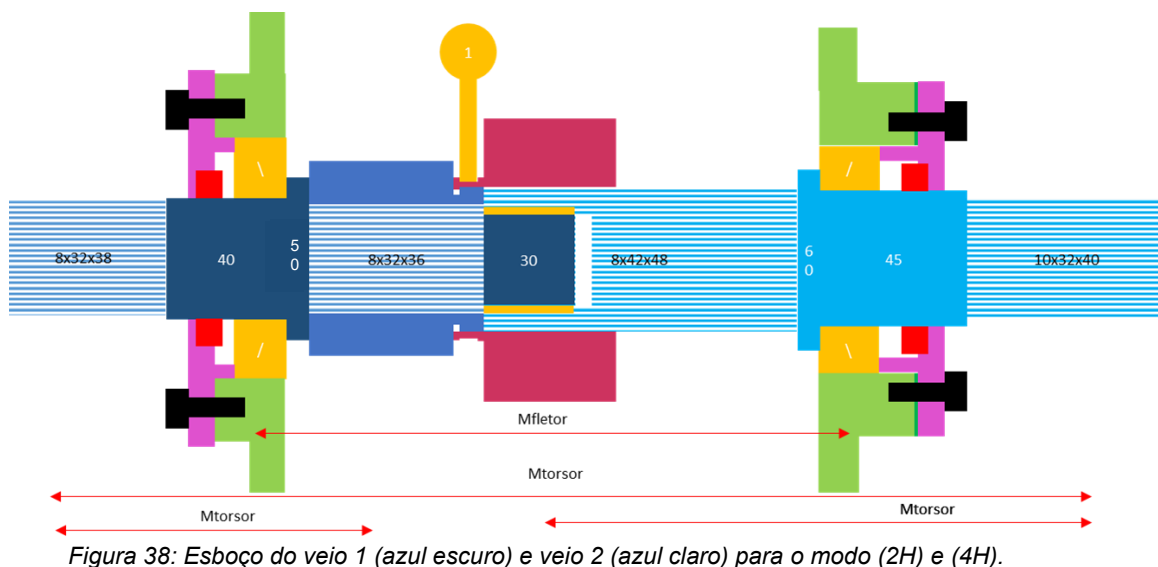


Figura 38: Esboço do veio 1 (azul escuro) e veio 2 (azul claro) para o modo (2H) e (4H).

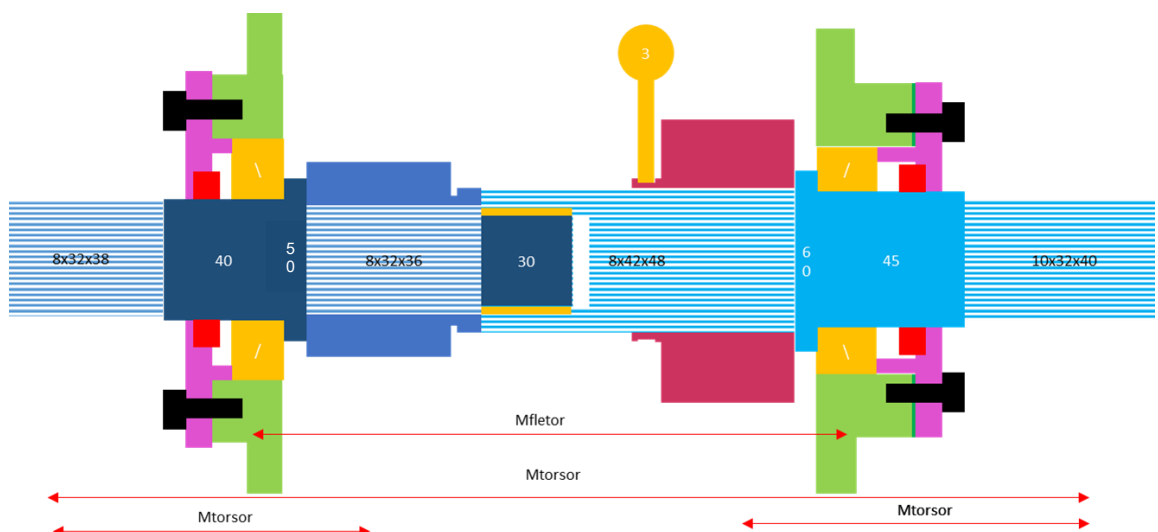


Figura 39: Esboço do veio 1 (azul escuro) e veio 2 (azul claro) para o modo (4L).

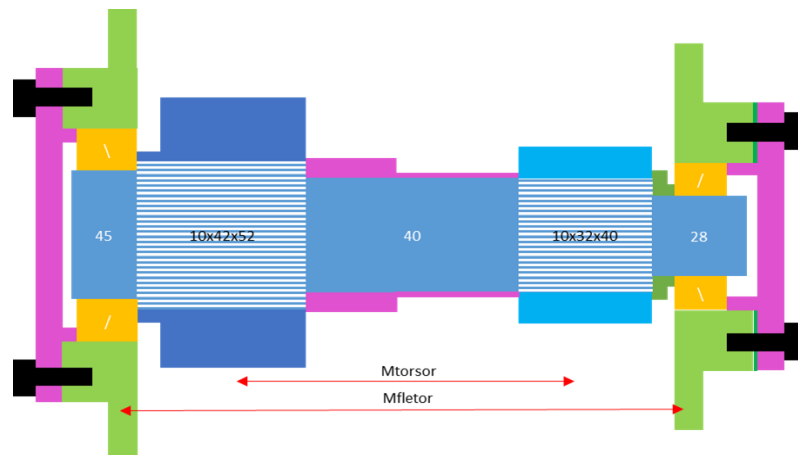


Figura 40: Esboço do veio 2.

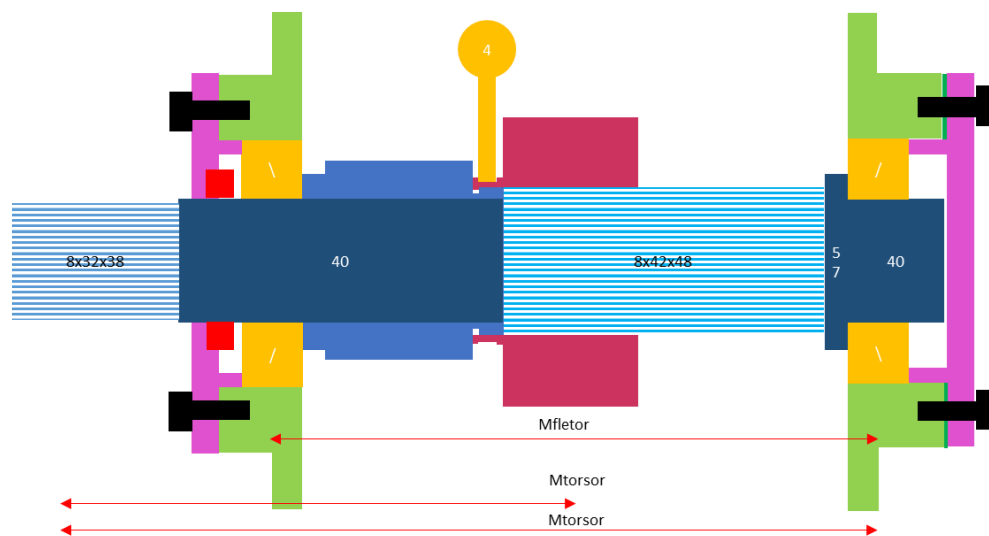


Figura 41: Esboço do veio 3 para o modo (4H).

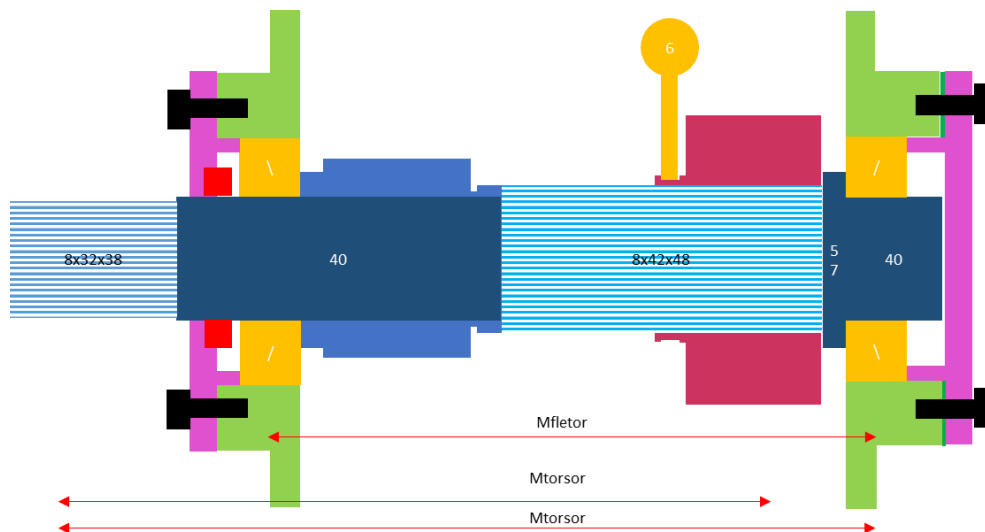


Figura 42: Esboço do veio 3 para o modo (4L).

Para o cálculo da fadiga, começou-se pela caracterização dos momentos resultantes e momentos torsores nos pontos críticos, para isso recorreu-se à Tabela 37 e aos diagramas de momentos do modo 4L retirados do *MDSolid 4.0*.

Atribuíram-se valores aos diâmetros de secção mínima e máxima, aos raios de concordância, determinou-se o K_t para as várias condições (flexão, torção e axial) através da Figura 7.11 (1).

O fator (q) de sensibilidade ao entalhe é calculado através da Figura 7.10 (1). Assim sendo, conseguiu-se determinar o fator de concentração efetivo K_f através da seguinte equação:

$$K_f = 1 + q \cdot (K_{t(flexão)} - 1) \quad [37]$$

Sabendo o valor de (K_f) e o valor de (σ_b) através da equação 38 descobriu-se o valor da tensão alternada.

$$\sigma_a = \sigma_f^{max} = k_f \cdot \sigma_b \quad [38]$$

O cálculo da tensão média realiza-se através da equação 39 e, a partir desse valor, determina-se o valor do ($\tau_{m \max}$) (equação 40):

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot F_{axial}}{\pi \cdot d^2} \quad [39]$$

$$\tau_{m \max} = K_{t(axial)} \cdot \sigma_m \quad [40]$$

A tensão de cedência (σ_y) e de rotura do material (σ_u), permitem determinar o valor do fator de acabamento superficial (K_{AS}), sendo este de 0,8.

O fator de tamanho (K_S) é calculado pela equação 41:

$$K_S = 1,189 \cdot d^{-0,097} \quad [41]$$

A tensão limite de fadiga não corrigida (σ_e) é obtida através da equação 42:

$$\sigma_e = 0,5 \cdot \sigma_u \quad [42]$$

O valor corrigido para a tensão limite de fadiga (σ_e^c) é dado pela seguinte expressão:

$$\sigma_e^c = K_{AS} \cdot K_S \cdot \sigma_e \quad [43]$$

Uma das variáveis da tensão equivalente de Von Mises é a tensão de corte estática equivalente (τ_{est}^{equiv}), que é calculada pela seguinte equação:

$$\tau_{est}^{equiv} = \tau_m \cdot K_{t(torção)} \quad [44]$$

Outra das variáveis da tensão equivalente de Von Mises é a tensão estática equivalente (σ_{est}^{equiv}), visível na seguinte equação:

$$\sigma_{est}^{equiv} = \tau_{m \max} + \frac{\sigma_y}{\sigma_e^c} \cdot \sigma_a \quad [45]$$

Por fim, é possível determinar o valor da tensão equivalente de Von Mises (σ_{VM}) através da equação 46 e assim, consegue-se também determinar o coeficiente de segurança (γ) através da equação 47.

$$\sigma_{VM} = \sqrt{(\sigma_{est}^{equiv})^2 + 3 \cdot (\tau_{est}^{equiv})^2} \quad [46]$$

$$\gamma = \frac{\sigma_y}{\sigma_{VM}} > 1,5 \quad [47]$$

Tendo em conta todos os fatores referidos anteriormente que influenciam a fadiga dos veios, calculou-se, para cada um deles, o fator de segurança em todos os pontos críticos respetivos. A presente análise foi conduzida exclusivamente para o modo 4L, tendo em vista que este modo apresenta valores de momentos resultantes e torsores superiores em comparação com as restantes condições. Desta forma, o modo 4L designa-se como o mais crítico, prevalecendo no que toca ao dimensionamento.

10.1 Veio 1 e 4

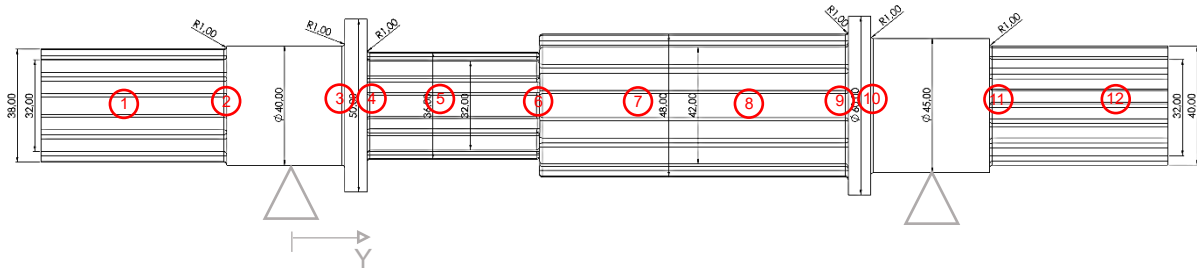


Figura 43: Veio 1 e 4 – Cálculo à fadiga.

Tabela 39: Veio 1 e 4 – Cálculo à fadiga – iteração final.

Ponto	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Parâmetro [mm]	44,63	-28,63	9,88	17,38	44,13	74,13	118,13	148,13	178,13	185,63	225,63	243,63
Mb yx [Nm]	0,00	0,00	-61,17	-173,14	-230,14	-256,85	-291,32	-314,82	-141,99	-81,04	0,00	0,00
Mb yz [Nm]	0,00	0,00	-76,00	-226,48	-353,48	-64,10	309,30	563,89	279,09	143,76	0,00	0,00
Mb [Nm]	0,00	0,00	97,56	350,89	421,80	264,73	424,89	645,82	313,13	165,03	0,00	0,00
Mt [Nm]	621,42	621,42	621,42	621,42	621,42	621,42	1243,86	1243,86	1243,86	1243,86	1243,86	1243,86
d [mm]	32,00	32,00	40,00	32,00	42,00	42,00	48,00	48,00	42,00	45,00	32,00	32,00
σb [MPa]	0,00	0,00	15,53	30,33	57,99	36,40	39,13	59,48	43,05	18,45	0,00	0,00
r [mm]	0,00	1,00	1,00	1,00	0,00	0,00	0,00	0,00	1,00	1,00	1,00	0,00
r/d [-]	0,00	0,03	0,03	0,03	0,00	0,00	0,00	0,00	0,02	0,02	0,03	0,00
D [mm]	0,00	30	50,00	50,00	0,00	48,00	0,00	0,00	60,00	60,00	45,00	0,00
D/d [-]	0,00	0,94	0,90	1,56	0,00	1,14	0,00	0,00	1,43	1,33	1,41	0,00
Kt flexão [-]	0,00	0,00	2,00	2,35	1,60	1,60	1,6	1,60	2,50	2,50	2,30	1,60
q [-]	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93
Kf [-]	0,07	0,07	1,93	2,26	1,56	1,56	1,56	1,56	2,40	2,40	2,21	1,56
σa [MPa]	0,00	0,00	29,97	68,40	90,35	56,71	60,97	92,67	103,11	44,18	0,00	0,00
Faxial [N]	1515,59	1515,59	1515,59	1515,59	1515,59	1515,59	1515,59	1515,59	1515,59	1515,59	1515,59	1515,59
σm [MPa]	60,30	60,30	48,24	60,30	45,95	45,95	40,20	40,20	45,95	42,88	60,30	48,24
Kt axial [-]	1,00	1,50	2,10	2,50	1,00	1,00	1,00	1,00	2,40	2,30	2,10	1,00
σm max [MPa]	60,30	90,46	101,31	150,76	45,95	45,95	40,20	40,20	110,27	98,63	126,64	48,24
σu [MPa]	1400,00	1400,00	1400,00	1400,00	1400,00	1400,00	1400,00	1400,00	1400,00	1400,00	1400,00	1400,00
σe [MPa]	700,00	700,00	700,00	700,00	700,00	700,00	700,00	700,00	700,00	700,00	700,00	700,00
Kas [-]	0,80	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,80	0,80	0,80	0,80
Ks [-]	0,86	0,85	0,83	0,85	0,83	0,83	0,82	0,82	0,83	0,82	0,85	0,83
σec [MPa]	446,01	446,01	436,46	446,01	434,40	434,40	428,81	428,81	463,36	460,27	475,74	465,55
σy [MPa]	1050,00	1050,00	1050,00	1050,00	1050,00	1050,00	1050,00	1050,00	1050,00	1050,00	1050,00	1050,00
σest [MPa]	60,30	60,30	93,19	162,90	181,47	131,00	131,66	179,21	200,61	109,15	60,30	48,24
σm [MPa]	96,58	96,58	49,45	96,58	42,72	42,72	57,28	57,28	85,51	69,52	193,33	98,98
Kt torção [-]	3,50	0,80	1,80	2,30	3,50	3,50	3,50	3,50	2,20	2,10	1,80	3,50
σest [MPa]	338,05	77,27	89,01	222,14	149,51	149,51	200,49	200,49	188,11	145,99	347,99	346,44
σym [MPa]	588,61	146,79	180,15	417,83	316,22	290,21	371,38	390,77	382,62	275,42	605,74	601,99
Y [-]	1,78	6,65	5,83	2,51	3,32	3,62	2,83	2,69	2,74	3,81	1,73	1,74

10.2 Veio 2

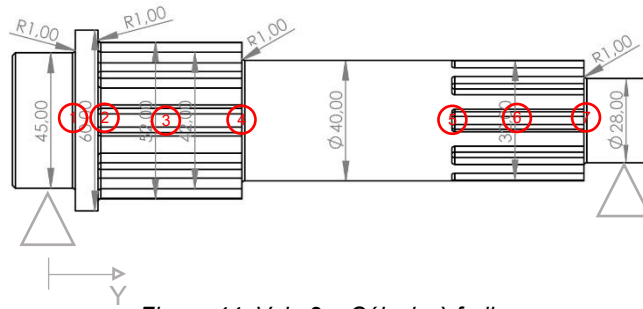


Figura 44: Veio 2 – Cálculo à fadiga.

Tabela 40: Veio 2 – Cálculo à fadiga – iteração final.

Ponto		1	2	3	4	5	6	7
Parâmetro [mm]		10,00	17,50	41,50	65,50	135,50	157,50	179,50
Mb yx [Nm]		45,59	79,78	269,98	228,38	104,45	65,50	26,56
Mb yz [Nm]		135,83	237,69	570,47	482,56	220,70	136,54	56,11
Mb [Nm]		143,27	250,73	631,13	533,87	244,17	151,44	62,08
Mt [Nm]		879,63	879,63	879,63	879,63	879,63	879,63	879,63
d [mm]		45,00	42,00	42,00	40,00	40,00	32,00	25,00
σ_b [MPa]		16,01	34,47	86,77	84,97	38,86	47,07	40,47
r [mm]		1,00	1,00	0,00	1,00	0,00	0,00	1,00
r/d [-]		0,02	0,02	0,00	0,03	0,00	0,00	0,04
D [mm]		60,00	0,00	0,00	52,00	0,00	0,00	32,00
D/d [-]		1,33	0,00	0,00	1,30	0,00	0,00	1,28
Kt flexão [-]		2,35	2,30	1,60	2,40	1,60	1,60	2,10
q [-]		0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93
Kf [-]		2,26	2,21	1,56	2,30	1,56	1,56	2,02
σ_a [MPa]		36,12	76,15	135,19	195,60	60,55	73,34	81,87
Faxial [N]		1515,59	1515,59	1515,59	1515,59	1515,59	1515,59	1515,59
σ_m [MPa]		42,88	45,95	45,95	48,24	48,24	60,30	77,19
Kt axial [-]		2,40	2,10	1,00	2,50	1,00	1,00	1,90
$\sigma_{m \max}$ [MPa]		102,92	96,49	45,95	120,61	48,24	60,30	146,66
σ_u [MPa]		1400,00	1400,00	1400,00	1400,00	1400,00	1400,00	1400,00
σ_e [MPa]		700,00	700,00	700,00	700,00	700,00	700,00	700,00
Kas [-]		0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80
Ks [-]		0,82	0,83	0,83	0,83	0,83	0,85	0,87
σ_{ec} [MPa]		460,27	463,36	463,36	465,55	465,55	475,74	487,27
σ_y [MPa]		1050,00	1050,00	1050,00	1050,00	1050,00	1050,00	1050,00
σ_{est} [MPa]		97,06	160,16	248,73	341,64	139,06	170,32	199,99
τ_m [MPa]		49,16	60,47	60,47	70,00	70,00	136,72	286,71
Kt torção [-]		2,10	1,90	3,50	2,20	3,50	3,50	1,30
τ_{est} [MPa]		103,24	114,89	211,64	154,00	245,00	300,78	372,73
σ_{ym} [MPa]		203,46	255,44	442,98	433,43	446,55	548,09	675,85
Y [-]		5,16	4,11	2,37	2,42	2,35	1,92	1,55

10.3 Veio 3

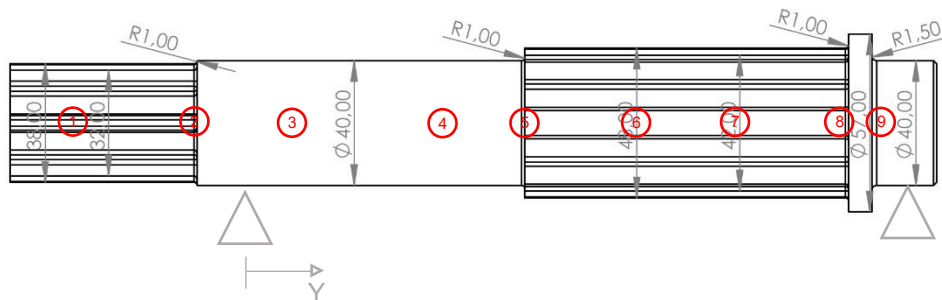


Figura 45: Veio 3 – Cálculo à fadiga.

Tabela 41: Veio 3 – Cálculo à fadiga – iteração final.

Ponto		1	2	3	4	5	6	7	8	9
Parâmetro [mm]		-59,88	-29,88	9,88	41,38	75,38	119,38	149,38	179,38	186,88
Mb _{yx}	[Nm]	0,00	0,00	17,77	74,30	135,32	214,29	268,13	122,99	69,82
Mb _{yz}	[Nm]	0,00	0,00	-48,82	-204,14	-371,80	-588,76	-736,69	-337,91	-191,84
Mb	[Nm]	0,00	0,00	51,95	217,25	395,66	626,55	783,97	359,59	204,15
Mt	[Nm]	1243,86	1243,86	1243,86	1243,86	1243,86	1243,86	1243,86	1243,86	1243,86
d	[mm]	32,00	32,00	40,00	40,00	40,00	42,00	42,00	42,00	40,00
σ_b	[MPa]	0,00	0,00	8,27	34,58	62,97	86,14	107,78	49,44	32,49
r	[mm]	0,00	1,00	0,00	0,00	1,00	0,00	0,00	1,00	1,50
r/d	[-]	0,00	0,03	0,00	0,00	0,03	0,00	0,00	0,02	0,04
D	[mm]	0,00	48,00	0,00	0,00	48,00	0,00	0,00	57,00	57,00
D/d	[-]	0,00	1,26	0,00	0,00	1,20	0,00	0,00	1,36	1,43
Kt flexão	[-]	0,00	2,20	1,60	1,60	1,60	1,60	1,60	2,30	2,20
q	[-]	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93
Kf	[-]	1,56	2,12	1,56	1,56	1,56	1,56	1,56	2,21	2,12
σ_a	[MPa]	0,00	0,00	12,88	53,87	98,11	134,21	167,93	109,21	68,75
Faxial	[N]	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
σ_m	[MPa]	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Kt axial	[-]	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
τ_m max	[MPa]	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
σ_u	[MPa]	1400,00	1400,00	1400,00	1400,00	1400,00	1400,00	1400,00	1400,00	1400,00
σ_e	[MPa]	700,00	700,00	700,00	700,00	700,00	700,00	700,00	700,00	700,00
Kas	[-]	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80
Ks	[-]	0,84	0,84	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83
σ_{ec}	[MPa]	467,88	467,88	465,55	465,55	465,55	463,36	463,36	463,36	465,55
σ_y	[MPa]	1050,00	1050,00	1050,00	1050,00	1050,00	1050,00	1050,00	1050,00	1050,00
σ_{est}	[MPa]	0,00	0,00	19,32	80,80	147,16	201,31	251,89	163,81	103,13
τ_m	[MPa]	115,45	115,45	98,98	98,98	98,98	85,51	85,51	85,51	98,98
Kt torção	[-]	3,50	2,20	3,50	3,50	3,50	3,50	3,50	2,60	2,40
τ_{est}	[MPa]	404,07	253,99	346,44	346,44	346,44	299,27	299,27	222,31	237,56
σ_{ym}	[MPa]	699,87	439,92	600,37	605,47	617,84	556,07	576,31	418,46	424,19
Y	[-]	1,52	2,39	1,75	1,73	1,70	1,89	1,82	2,51	2,48

11. Arquitetura do cárter

O cárter é a estrutura responsável por suportar e proteger os componentes que compõem um mecanismo. De modo a garantir um correto funcionamento, o cárter deve absorver e resistir aos esforços gerados internamente, garantir a posição correta e estável dos componentes, garantir uma boa dissipação térmica e isolar e amortecer ruídos. É fundamental que o cárter permita a montagem correta dos componentes, mantendo-os acessíveis para manutenção ou substituição. Além disso, deve assegurar condições de lubrificação e uma boa vedação entre os componentes e o exterior. Por último, deve apresentar uma boa rigidez e resistência mecânica, mantendo, no entanto, um peso reduzido.

Em relação à sua arquitetura, o cárter pode ser concebido de forma clássica fechada, sendo o acesso ao seu interior efetuado através de tampas, ou então, por meio de partes separáveis.

Após o benchmarking efetuado, optou-se por utilizar um cárter integral com tampa, sendo esta uma solução mais compacta e rígida, verificando que é possível montar todos os componentes.

O cárter possui zonas roscadas, tanto para alojar os bujões de óleo como para alojar os parafusos responsáveis pela união da tampa com o resto do mecanismo. De modo a aumentar a rigidez estrutural do mecanismo, foram adicionadas nervuras em zonas estratégicas. O material que constitui o cárter é o ferro fundido e, através da Tabela 8.2 (1) definiu-se a espessura mínima da parede como 5 mm.

11.1 Simulações

Com o objetivo de analisar o comportamento do cárter do mecanismo, foi realizado um processo iterativo de simulação estrutural pelo método dos elementos finitos. A simulação visa avaliar a resistência estrutural do cárter, levando em consideração as condições de carga e fixação que o componente estará sujeito durante o seu funcionamento.

Em relação à montagem utilizada na simulação, removeram-se os componentes do mecanismo à exceção do cárter, do adaptador e das tampas.

Para garantir uma análise precisa, foi gerada uma malha de elementos finitos com uma densidade adequada para capturar detalhes geométricos importantes do cárter. O refinamento da malha *curvature based mesh* foi realizado de acordo com critérios específicos, de modo a equilibrar a precisão dos resultados e o tempo computacional necessário para a simulação (Tabela 42).

As condições de fronteira foram definidas para simular as condições de carga e fixação reais do cárter. A caixa de transferência é fixa em duas zonas, a primeira zona é o adaptador que faz a ligação à caixa de velocidades, a segunda zona é a tampa situada na base, que é aparafusada ao suporte que serve de apoio tanto à caixa de velocidades quanto à caixa de transferência. Além disso, foram consideradas as interfaces entre as partes do cárter, através de ligações globais (*bonded global interaction*). Também foram consideradas as cargas aplicadas nos alojamentos dos rolamentos (componente radial e axial), sendo que o estudo se executou para o modo 4L, como é visível na Figura 47.

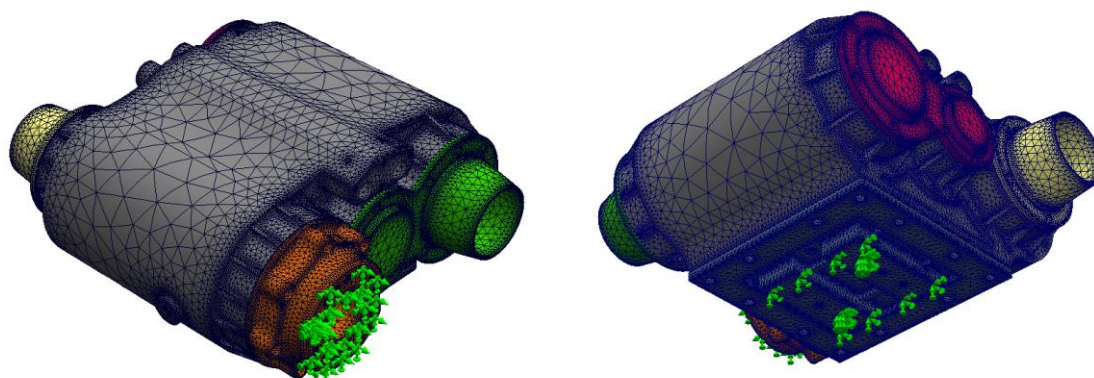


Figura 46: Condições de fixação (a verde) e malha aplicada no estudo.

Tabela 42: Propriedades da malha utilizada.

Tamanho máximo de elemento [mm]	35,00
Tamanho mínimo de elemento [mm]	1,75
Número mínimo de elementos num círculo	10,00
Ratio do tamanho de elemento	1,40
Tempo de simulação [min] (Intel® Core™ i7- 10870H Octa-Core @2.20GHz)	14

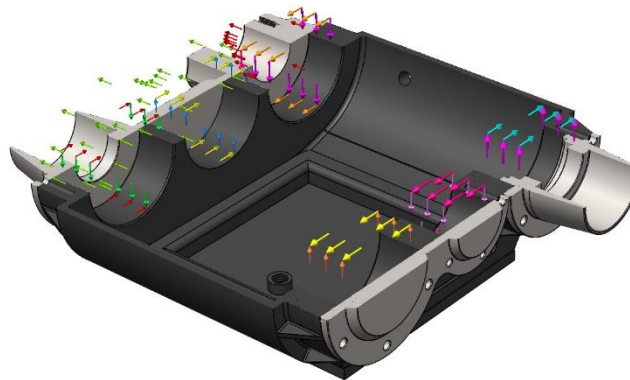


Figura 47: Representação das cargas aplicadas no estudo.

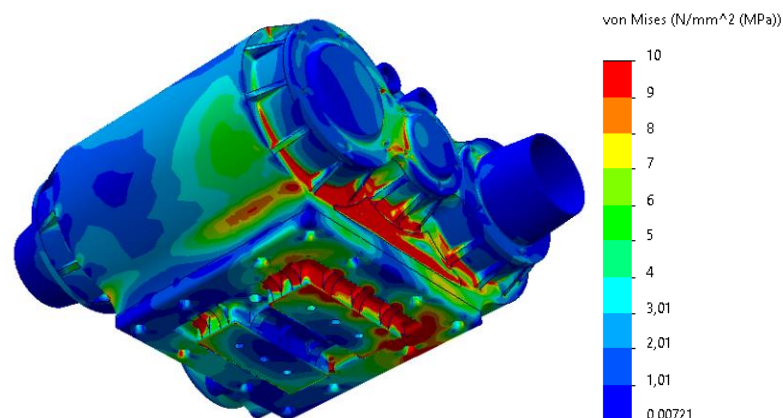
A seguinte tabela apresenta os valores utilizados para o coeficiente de *Poisson* e para o módulo de elasticidade referentes aos materiais utilizados no estudo. As tampas frontais e traseiras e o adaptador são de aço Ck45, sendo que o cárter e a tampa de fundo são em ferro fundido.

Tabela 43: Módulo de elasticidade e coeficiente de *Poisson* para o ferro fundido e aço Ck45 (28 e 29).

Material	Propriedade	Valor	Unidade
Ferro Fundido	Módulo de Elasticidade	90	GPa
	Coeficiente de <i>Poisson</i>	0,3	N/A
Aço Ck45	Módulo de Elasticidade	206	GPa
	Coeficiente de <i>Poisson</i>	0,29	N/A

Os resultados da simulação incluíram os campos de deslocamentos, níveis de deformação e tensões de *von Mises* equivalentes do conjunto em estudo.

Abaixo encontram-se as ilustrações da distribuição das tensões equivalentes de *von Mises* e dos campos de deslocamento.

Figura 48: Resultados da análise das tensões de *von Mises* (vista 1).

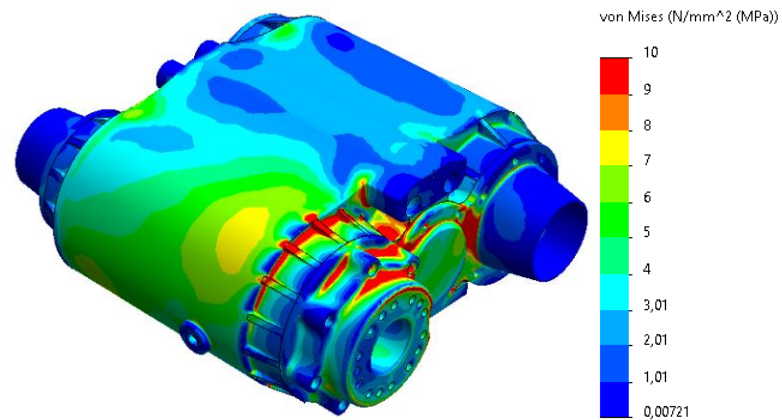


Figura 49: Resultados da análise das tensões de von Mises (vista 2).

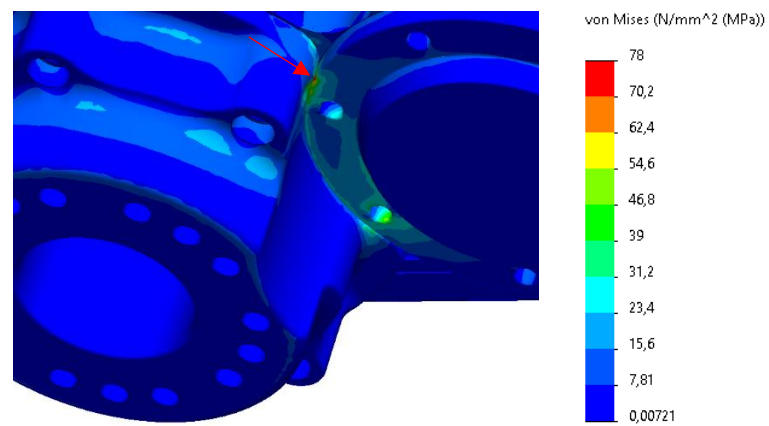


Figura 50: Pico máximo das tensões de von Mises.

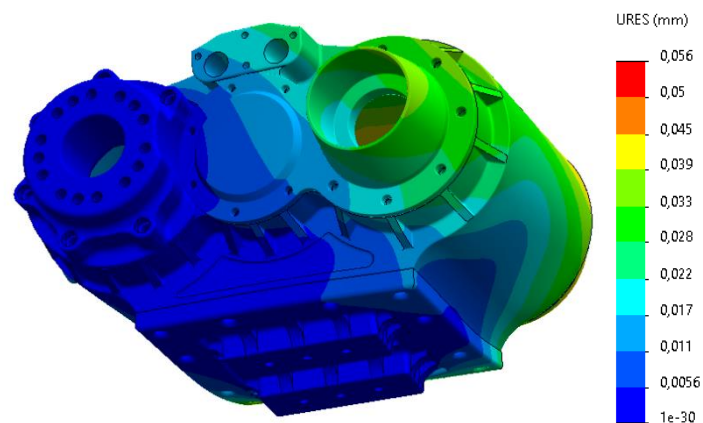


Figura 51: Resultados da análise dos deslocamentos (escala 500:1) (vista 1).

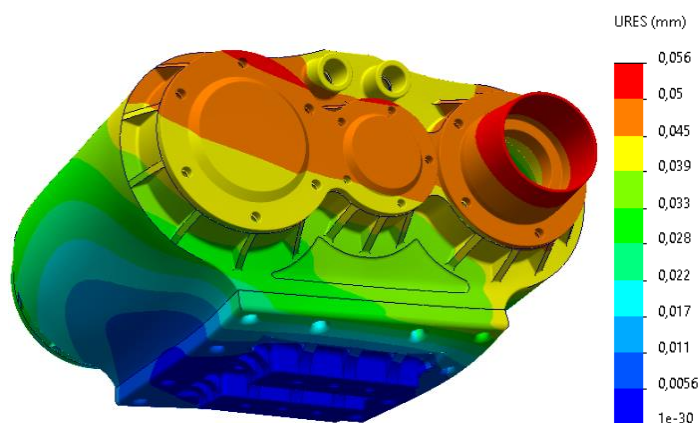


Figura 52: Resultados da análise dos deslocamentos (escala 500:1) (vista 2).

É visível que existem valores consideráveis de tensões quer na tampa de fundo, quer nas restantes tampas.

De salientar que se observa um valor máximo de tensões equivalentes de *von Mises* de 78 MPa. Este valor encontra-se presente numa aresta viva que não foi possível arredondar devido a limitações construtivas impostas pelo software.

Relativamente a deslocamentos verifica-se que estes são na ordem das centésima de milímetro, porém existe uma discrepância de valores quando se comparam os alojamentos frontais dos rolamentos com os traseiros.

Uma vez que devido a limitações do *software* não foi possível realizar um plano de corte para melhor visualização dos deslocamentos nos alojamentos dos rolamentos, procedeu-se pela avaliação dos mesmos para o pior caso possível.

Estes valores foram analisados de modo a compreender o comportamento do mecanismo quando submetido a cargas cíclicas e a verificar se existem deslocamentos relativos que comprometam o funcionamento do mecanismo. Na Tabela 44 encontram-se propriedades a ter em conta para uma correta interpretação de resultados.

Tabela 44: Tensões características para os materiais em estudo (28 e 29).

Material	Propriedade	Valor	Unidade
Ferro Fundido	Tensão de cedência	90	MPa
	Tensão limite de rutura	250	MPa
	Tensão limite de fadiga	125	MPa
Aço Ck45	Tensão de cedência	450	MPa
	Tensão limite de rutura	585	MPa
	Tensão limite de fadiga	195	MPa

Pela análise das tensões equivalentes de *von Mises*, é importante referir que o coeficiente de segurança de cedência plástica seria acima de 1,00, no entanto estaria próximo desse valor, uma vez que as tensões máximas aplicadas estão adjacentes ao valor referido como a tensão limite de cedência do material. Desta forma verifica-se que o conjunto, quando submetido às condições referidas acima, não entra em regime plástico.

Uma vez que o valor máximo das tensões equivalentes de *Von Mises* é inferior ao valor da tensão limite de fadiga do material verifica-se que a vida útil do cárter do mecanismo é semelhante ao valor convencional de ciclos considerados ($N=10E8$ ciclos), ou seja é “teoricamente infinita”.

De modo a analisar os deslocamentos no pior cenário possível, considerou-se que a maior diferença relativamente a deslocamentos de apoios do mesmo veio foi de 0,056 mm, sendo que a maior discrepância se encontra para o veio n1. Desta forma, verificou-se que o valor máximo da flecha nas engrenagens deste veio é de $3,87 \times 10^{-3}$ mm como é visível na Tabela 37. Assim, somando os valores obtidos de descolamento e flecha obteve-se 0,06 mm, o que se revela inferior ao valor máximo admissível (0,20 mm) (Tabela 37).

12. Vedação

Os requisitos de serviço e as considerações económicas e ambientais fazem da vedação um procedimento importante no projeto de um mecanismo, pois nele existem vários pontos a vedar, como por exemplo os veios de entrada e saída do mecanismo, as juntas do cárter, os veios de comando e, eventualmente, outros elementos.

De modo a garantir uma estanquicidade absoluta do mecanismo, utilizou-se uma vedação dinâmica com contacto e uma vedação estática. Para a vedação dinâmica, foram utilizados três vedantes dinâmicos do tipo A, um para o veio de entrada e um para cada veio de saída. Os vedantes foram selecionados do catalogo Norelem e as suas características estão representadas na seguinte tabela.

Tabela 45: Características dos vedantes.

Tipo	d	D	E	Referência	Veio
	[mm]	[mm]	[mm]		
A	40	68	8	23915-11406808	1
A	40	65	10	23915-11406510	3
A	45	58	7	23915-11455807	4

Relativamente à vedação estática, foram utilizados vedantes do tipo o-ring, de modo a garantir a correta vedação do eixo de comando.

Tabela 46: Características do O-Ring.

w	di	Materiais	Referência
[mm]	[mm]		
2,00	16,00	Elastômero NBR	23900-101600200

Além dos vedantes, é necessário verificar outras possíveis fugas de óleo. Para prevenir estas situações, utilizou-se uma vedação por filme de silicone entre a tampa e o cárter.

13. Lubrificação

A lubrificação ocorre por meio de uma substância, o lubrificante, e tem como finalidade a redução do atrito e do desgaste entre as superfícies, a proteção contra a corrosão, a remoção de resíduos, a redução do ruído durante o funcionamento do mecanismo e contribuir para o arrefecimento das superfícies. O lubrificante selecionado foi o óleo, sendo que foram aplicados 2 bujões de modo a introduzir, drenar o óleo e verificar o nível do mesmo.

A caixa de transferência é ligada através de um adaptador à caixa de velocidades. Quando montada, fica ligeiramente inclinada. Deste modo, o bujão de entrada, que funciona também para verificar o nível de óleo, é colocado estrategicamente em função da roda dentada de menor dimensão dos veios n1 e n4, que se situam na parte superior da caixa. Relativamente ao bujão de saída, o mesmo encontra-se situado na tampa localizada na parte inferior do cárter, de modo a permitir o fácil escoamento do óleo.

Os bujões utilizados foram selecionados a partir do catálogo da Norelem e as suas características estão apresentadas na seguinte tabela.

Tabela 47: Características dos bujões utilizados.

D	K	L	L1	SW	Materiais	Referência
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]		
17,00	6,00	12,00	3,00	13,00	Aço Galvanizado	28016-101215

Para cada um dos bujões de óleo é necessário utilizar uma anilha de vedação. A partir do catálogo da Norelem e tendo em conta as dimensões dos bujões, selecionou-se a anilha de vedação mais adequada. As características desta anilha estão representadas na Tabela 48.

Tabela 48: Características das anilhas de vedação.

d	D	e	Materiais	Referência
[mm]	[mm]	[mm]		
12,00	22,00	3,00	Anel de aço Borracha NBR	21560-120

De modo a determinar o óleo a utilizar para lubrificar o mecanismo, procedeu-se à determinação da viscosidade cinemática do óleo para os rolamentos e para as engrenagens, considerando que ambos trabalham a uma temperatura média de 40 °C.

Primeiramente, calculou-se a velocidade circunferencial pela seguinte equação:

$$v = \frac{2 \cdot \pi \cdot r \cdot n}{60} \quad (48)$$

- v – velocidade circunferencial [m/s]
- r – raio primitivo da engrenagem [m]
- n – velocidade de rotação da engrenagem [rpm]

A partir dos valores calculados para a velocidade circunferencial e utilizando os valores σ_H limite determinados nos cálculos do módulo à fadiga por ação das tensões de contacto no flanco do dente, prosseguiu-se para a determinação da viscosidade cinemática do óleo lubrificante para as engrenagens.

Estes valores foram determinados a partir da Figura 53, disponível nos apontamentos da unidade curricular, e os resultados estão presentes na Tabela 49.

Contact stresses σ_H (N/mm ²)	Recommended kinematic viscosity (mm ² /s) with circumferential velocity (m/s)		
	Up to 2	2–5	Over 5
For gears at 40 °C			
Up to 600	34	28	22
600–1000	60	50	40
1000–1200	70	60	50
For worm gears at 100 °C			
Up to 200	25	20	15
200–250	32	25	18
250–300	40	30	23

Figura 53: Viscosidade cinemática do óleo lubrificante para as engrenagens.

Tabela 49: Viscosidade base a 40°C para engrenagens (4H).

		Engrenagens	velocidade _P [mm/S]	P_cp [Mpa]	v [mm ² /s]	T.trabalho 80°C	Viscosidade base de 40°C [mm ² /s]	Viscosidade base a 40°C Max [mm ² /s]
4H	n1	Z1	22,09	777,63	40,00	80	220	220
		Z2	22,56	915,07	40,00		220	
	n2	Z3	22,09	777,63	40,00		220	
		Z4	32,03	0,00	0,00		0	
	n3	Z5	15,68	0,00	0,00		0	
		Z6	32,03	0,00	0,00		0	

Tabela 50: Viscosidade base a 40°C para engrenagens (4L).

		Engrenagens	velocidade _P [mm/S]	P_cp [Mpa]	v [mm ² /s]	T.trabalho 80°C	Viscosidade base de 40°C [mm ² /s]	Viscosidade base a 40°C Max [mm ² /s]
4L	n1	Z1	22,09	1401,50	50,00	80	320	320
		Z2	22,56	1166,10	50,00		320	
	n2	Z3	22,09	0,00	0,00		0	
		Z4	32,03	1443,01	50,00		320	
	n3	Z5	15,68	0,00	0,00		0	
		Z6	32,03	1716,04	50,00		320	

De seguida, determinou-se a viscosidade cinemática do óleo para os rolamentos, em função do seu diâmetro médio e da rotação. Para isso, utilizou-se a Figura 54 e os resultados são apresentados na Tabela 51.

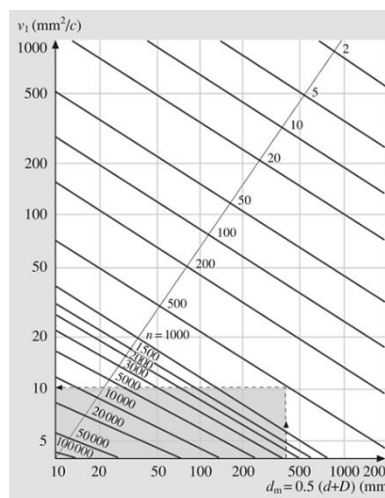


Figura 54: Viscosidade cinemática do óleo lubrificante para os rolamentos.

Tabela 51: Viscosidade base a 40°C para rolamentos (4H).

		Rolamentos	D _{med}	N[rpm]	V[mm ² /s]	T.trabalho 80°C	Viscosidade base de 40°C [mm ² /s]	Viscosidade base a 40°C Max [mm ² /s]
4H	n1	esq	46	5882,35	8,00	80	36	46
		dirt	60	5882,35	8,00		36	
	n2	esq	60	4159,45	9,00		32	
		dirt	40	4159,45	12,00		46	
	n3	esq	60	5882,35	9,00		32	
		dirt	60	5882,35	9,00		32	

Tabela 52: Viscosidade base a 40°C para rolamentos (4L).

		Rolamentos	D _{med}	N[rpm]	V[mm ² /s]	T.trabalho 80°C	Viscosidade base de 40°C [mm ² /s]	Viscosidade base a 40°C Max [mm ² /s]
4L	n1	esq	46	1223,24	7,00	80	22	150
		dirt	60	611,62	30,00		150	
	n2	esq	60	864,96	18,00		68	
		dirt	40	864,96	22,00		110	
	n3	esq	60	611,62	30,00		150	
		dirt	60	611,62	30,00		150	

Determinada a viscosidade cinemática do óleo para as engrenagens e para os rolamentos, seleccionou-se a viscosidade mais elevada para cada conjunto de elementos, 320 [mm²/s] no caso das engrenagens e 150 [mm²/s] no caso dos rolamentos. A partir destes valores e considerando uma temperatura média de 40°C, determinou-se a classe de viscosidade através da Figura 55 (a), e as características para os óleos de cada classe estão representadas na Figura 55 (b). Os resultados estão apresentados na Tabela 53.

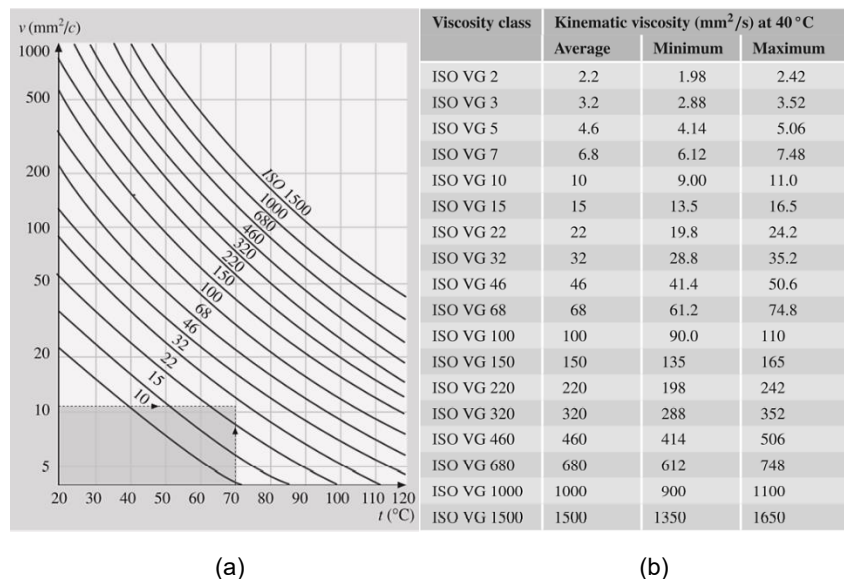


Figura 55: (a) Classe de viscosidade; (b) Características da classe de viscosidade

Tabela 53: Classes de viscosidade seleccionadas.

	Viscosidade [mm ² /s]	Temperatura [°C]	Classe de Viscosidade
Engrenagens	150	40	ISO VG 150
Rolamentos	320		ISO VG 320

De modo a lubrificar corretamente o mecanismo, o óleo a utilizar deve ser o que possui uma classe mais elevada. Neste caso, utilizou-se o óleo ISO VG 320.

14. Conclusão

O objetivo deste projeto foi a projeção de uma caixa de transferência, respeitando os parâmetros impostos no caderno de encargos.

Inicialmente, efetuou-se o benchmarking com o intuito de apresentar fontes fidedignas que sirvam de embasamento e comparação para o dimensionamento a realizar. Começou-se pelo dimensionamento das engrenagens, seguido do dimensionamento dos rolamentos e posteriormente dos veios. Após o dimensionamento e seleção de todos os componentes, iniciou-se a construção do cárter e abordou-se da vedação e lubrificação do sistema.

Apesar do projeto ser um processo iterativo, o dimensionamento dos rolamentos e dos veios sobressai devido à sua precisão, representando as etapas mais complexas de modificar, uma vez que requerem alterações no dimensionamento. Esses cálculos, mesmo que automatizados, implicam análise, interpretação e correção. As etapas de verificação de fadiga dos veios e sua projeção revelaram-se como as mais demoradas, consumindo um tempo considerável para sua execução.

A simulação estrutural do cárter de mecanismos por meio do método dos elementos finitos proporcionou uma análise detalhada do seu comportamento sob condições de carga e fixação. Os resultados obtidos permitiram identificar áreas de concentração de tensões, avaliar os níveis de deformação e verificar a segurança estrutural do cárter em relação aos limites de resistência do material à fadiga.

Apesar dos avanços e recuos, o objetivo foi alcançado com sucesso, e o redutor está mecanicamente funcional. Para concluir o projeto, foi importante o apoio por parte do livro de Introdução ao Projeto Mecânico e por parte do docente da unidade curricular.

Este projeto permitiu a todos os elementos do grupo aprofundar conhecimentos nesta área e voltar a trabalhar com tecnologias já utilizadas. Além disso, o trabalho de equipa e o correto planeamento do projeto foram fundamentais, permitindo o aprimoramento das habilidades de organização, gestão de tempo e comunicação.

Em suma, o desenvolvimento deste projeto foi enriquecedor a nível académico, permitindo aos elementos do grupo aprimorar e desenvolver metodologias de trabalho que os prepara também a nível profissional para o mundo do trabalho.

15. Bibliografia

- 1) De Melo, Francisco Q; Completo, António. Introdução ao projeto mecânico. 2 ed. Porto: engebook; 2019.
- 2) Wikipedia contributors. Jeep CJ [Internet]. Wikipedia, The Free Encyclopedia. 2023. Disponível em: https://en.wikipedia.org/w/index.php?title=Jeep_CJ&oldid=1144314714
- 3) Wikipedia contributors. Ford Bronco [Internet]. Wikipedia, The Free Encyclopedia. 2023. Disponível em: https://en.wikipedia.org/w/index.php?title=Ford_Bronco&oldid=1144593348
- 4) Ficha técnica completa do Ford F-100 4.5 V8 1975 [Internet]. Com.br. [citado 2 de fevereiro de 2023]. Disponível em: <https://heycar.com.br/ficha-tecnica/11770-ficha-tecnica-completa-do-ford-f-100-4-5-v8-1975>
- 5) 1970 body builder's layout book - Fordification.com [Internet]. Fordification.com. [citado 2 de fevereiro de 2023]. Disponível em: <https://www.fordification.com/tech/bodybuilder70.htm>
- 6) Dana 20 [Internet]. F150hub.com [Internet]. [citado 6 de fevereiro de 2023]. Disponível em: <https://www.f150hub.com/drivetrain/dana-20.html>
- 7) 1977 Ford F-Series F-250 VI SuperCab 5.8 351 V8 (160 CV) [Internet]. Auto-data.net. [citado 15 de fevereiro de 2023]. Disponível em: <https://www.auto-data.net/es/ford-f-series-f-250-vi-supercab-5-8-351-v8-160hp-42712>
- 8) NP205 [Internet]. Offroadesign.com [Internet]. [citado 16 de fevereiro de 2023]. Disponível em: <https://www.offroadesign.com/tech/offroad-design-transfer-cases-knowledge/offroad-design-np-205-technical-information>
- 9) New Process NP205 [Internet]. F150hub.com [Internet]. [citado 23 de fevereiro de 2023]. Disponível em: <https://www.f150hub.com/drivetrain/np205.html>
- 10) Wikipedia contributors. Chevrolet C/K (third generation) [Internet]. Wikipedia, The Free Encyclopedia. 2023. Disponível em: [https://en.wikipedia.org/w/index.php?title=Chevrolet_C/K_\(third_generation\)&oldid=1152515297](https://en.wikipedia.org/w/index.php?title=Chevrolet_C/K_(third_generation)&oldid=1152515297)
- 11) Pirate4x4.com [Internet]. [citado 30 de fevereiro de 2023]. Disponível em: <https://www.pirate4x4.com/threads/samurai-t-case-dimensions.640759/>
- 12) Pirate4x4.com [Internet]. [citado 1 de março de 2023]. Disponível em: <https://www.pirate4x4.com/threads/transfer-case-weight.1631154/>
- 13) Ultimatespecs.com [Internet]. [citado 7 de março de 2023]. Disponível em: <https://www.ultimatespecs.com/pt/car-specs/Suzuki/5869/Suzuki-SJ-410-413.html>
- 14) Ultimatespecs.com [Internet]. [citado 17 de março de 2023]. Disponível em: [https://www.ultimatespecs.com/pt/car-specs/Jeep/5572/Jeep-Grand-Cherokee-\(WJ\)-47i-V8.html](https://www.ultimatespecs.com/pt/car-specs/Jeep/5572/Jeep-Grand-Cherokee-(WJ)-47i-V8.html)
- 15) Jeep grand Cherokee WJ transfer case 1999-2004 247J [Internet]. Jeep City. [citado 7 de maio de 2023]. Disponível em: <https://jeepcity.com.au/product/jeep-grand-cherokee-zg-transfer-case-1999-2004-247j-3/>
- 16) Ultimatespecs.com [Internet]. [citado 17 de março de 2023]. Disponível em: <https://www.ultimatespecs.com/pt/car-specs/Toyota/39562/Toyota-FJ-Cruiser--4WD.html>
- 17) Free CAD designs, files & 3D models [Internet]. Grabcad.com. [citado 7 de maio de 2023]. Disponível em: <https://grabcad.com/library/atlas-2-transfer-case-1>
- 18) Ultimatespecs.com [Internet]. [citado 27 de março de 2023]. Disponível em: [https://www.ultimatespecs.com/pt/car-specs/Jeep/5570/Jeep-Grand-Cherokee-\(ZJ\)-52i-V8.html](https://www.ultimatespecs.com/pt/car-specs/Jeep/5570/Jeep-Grand-Cherokee-(ZJ)-52i-V8.html)
- 19) Jeepforum.com [Internet]. [citado 1 de abril de 2023]. Disponível em: <https://www.jeepforum.com/threads/np242-weight.1170136/>
- 20) Grant K. NP249 Transfer Case [Internet]. Midwest Transmission Center. 2021 [citado 8 de abril de 2023]. Disponível em: <https://www.midwesttrans.com/product-information/np249-transfer-case>
- 21) 1987 Dodge Ramcharger 5.9 i V8 (193 CV) [Internet]. Auto-data.net. [citado 17 de abril de 2023]. Disponível em: <https://www.auto-data.net/es/dodge-ramcharger-5-9-i-v8-193hp-2995>
- 22) New Process NP203 [Internet]. Dieselhub.com. [citado 17 de abril de 2023]. Disponível em: <https://www.dieselhub.com/drivetrain/np203.html>
- 23) Free CAD designs, files & 3D models [Internet]. Grabcad.com. [citado 3 de maio de 2023]. Disponível em: <https://grabcad.com/library/new-process-np205-and-np203-transfer-case-doubler-1>
- 24) Transfer Case Basics - Fordification.com [Internet]. Fordification.com. [citado 4 de maio de 2023]. Disponível em: <https://www.fordification.com/tech/transfercase.htm>
- 25) Almacinha J, Seabra J. A correcção de dentado em rodas cilíndricas de engrenagens exteriores redutoras e multiplicadoras. Tecnometal [Internet]. 1992 [citado 7 de maio de 2023]; Available from: <https://repositorio-aberto.up.pt/handle/10216/9228>
- 26) SKF [Internet]. Skf.com. [citado 7 de maio de 2023]. Disponível em: <https://www.skf.com/pt/products/rolling-bearings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings>
- 27) MatWeb - the online materials information resource [Internet]. Matweb.com. [citado 17 de junho de 2023]. Disponível em:

<https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=f3cd25980ab24fdaa5893252cd2bc192>

- 28) AISI 1045 Steel, cold drawn, high temperature stress relieved, 50-75 mm (2-3 in) round [Internet]. Matweb.com. [citado 17 de junho de 2023]. Disponível em: <https://www.matweb.com/search/datasheet.aspx?matguid=193434cf42e343fab880e1dabdb143ba>