



2021/2022

Relatório final: Dimensionamento do redutor 9

Tiago Santos, nº 93261

Rafael Ferreira, nº 76431

Índice

PARTE 1	2
Introdução	2
Dimensionamento das engrenagens	3
Conclusão	15
PARTE 2	16
Introdução	16
Identificação das forças de engrenamento aplicadas nos veios	17
Dimensionamento de Rolamentos	20
Dimensionamento do veio – Critério de cedência	23
Dimensionamento do veio – Critério de Rigidez	26
Dimensionamento de chavetas / veios estriados	28
Esboços dos veios	32
Dimensionamento do veio – Critério de Fadiga	33
Parte 3	40
Introdução	40
Cárter	41
Vedação	42
Lubrificação	42
Conclusão	45
Referências	46

PARTE 1

Introdução

Um redutor de velocidades é um dispositivo mecânico que permite, como o nome indica reduzir a velocidade de um acionador (neste caso, de um motor), mantendo a potência constante. Este tipo de dispositivo é bastante usado na indústria para transmitir a potência do motor reduzindo a velocidade e aumentando o binário, permitindo assim, por exemplo, o transporte de grandes cargas como num elevador.

Neste relatório, vai ser abordado o procedimento do dimensionamento das engrenagens de um redutor de velocidades de eixos paralelos com veio de entrada e saída coaxiais, sendo que o sistema de engrenamento deve ser composto por rodas dentadas helicoidais. É importante referir que o motor que irá acionar este redutor possui uma potência de 22 kW produzindo uma rotação com velocidade de 1500 rpm. À saída do redutor, o veio deverá ter uma velocidade de 80 rpm. O exterior do redutor deverá ser formado por um cárter de alumínio fundido permitindo um fácil acesso interno de modo a facilitar a manutenção do redutor.

O redutor dimensionado neste projeto terá 3 níveis de engrenagens com uma relação de 3:1; 2,5:1 e 2,5:1 sendo que o módulo destas foi dimensionado de acordo com dois métodos: a rutura de em flexão do dente e a fadiga por ação de tensões de contacto durante o engrenamento, mais conhecido por tensões de Hertz. Após os cálculos, foram comparados os módulos obtidos para cada engrenagem escolhendo-se o módulo obtido pelo critério que apresentava uma maior segurança. Já com o valor dos módulos calculados, obteve-se o resto dos valores importantes para as engrenagens e, por fim, corrigiu-se o dentado para eliminar a interferência de corte e para a eliminação da variação do entre eixo. Estes cálculos serão mais bem explicados nas secções seguintes.

Dimensionamento das engrenagens

Como referido na introdução, começou-se por determinar o número de andares que o redutor irá ter. Para isso recorreu-se à equação 1 obtendo-se um valor de 2,11, ou seja, 3 andares.

$$N_{\text{andares}} = \frac{\log_{10}\left(\frac{\omega_{\text{entrada}}}{\omega_{\text{saída}}}\right)}{\log_{10}(4)} \quad (1)$$

$$N_{\text{andares}} = \frac{\log_{10}\left(\frac{1500}{80}\right)}{\log_{10}(4)} \approx 2,11 = 3$$

- N_{andares} – número de andares [adimensional]
- ω_{entrada} – velocidade de entrada [rpm]
- $\omega_{\text{saída}}$ – velocidade de saída [rpm]

Depois, desenhou-se um esboço do esquema cinemático de modo a ter uma visualização de como se iria organizar o interior do redutor a ser dimensionado. Este esquema é meramente ilustrativo e demonstra como se pensou durante a distribuição das engrenagens ao longo dos níveis. O esboço pode ser visto na figura 1.

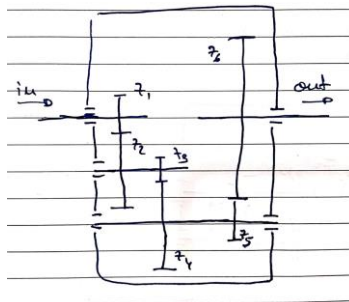


Figura 1 – Esboço do esquema cinemático.

De seguida, obteve-se a relação de transmissão total através da equação 2, sendo que, esta será em função da razão entre a velocidade de entrada e velocidade de saída. Foi obtido um valor de 18,75 de onde resultou, posteriormente, o valor da relação de transmissão de cada engrenagem através da equação 3, obtendo-se então as relações de 3:1; 2,5:1 e 2,5:1 retratando respetivamente os andares 1, 2 e 3. Para cada saída de nível obteve-se uma velocidade de 600 rpm, 200 rpm e 80 rpm respetivamente.

$$U_{\text{Total}} = \frac{\omega_{\text{entrada}}}{\omega_{\text{saída}}} \quad (2)$$

$$U_{\text{Total}} = \frac{\omega_{\text{entrada}}}{\omega_{\text{saída}}} = \frac{1500}{80} = 18,75$$

- U_{Total} – Relação de transmissão total [adimensional]
- $\omega_{entrada}$ – velocidade de entrada [rpm]
- $\omega_{saída}$ – velocidade de saída [rpm]

$$U_{Total} = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \quad (3)$$

$$U_{Total} = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 = 3 * 2,5 * 2,5 = 18,75$$

- U_{Total} – Relação de transmissão total [adimensional]
- u_1 – relação de transmissão do primeiro andar [adimensional]
- u_2 – relação de transmissão do segundo andar [adimensional]
- u_3 – relação de transmissão do terceiro andar [adimensional]

Através das relações de transmissão de cada andar e arbitrando o número de dentes (Z) inicial para o pinhão, obteve-se o número de dentes da roda através da relação apresentada pela equação 4. Os valores obtidos foram sendo alterados com o decorrer dos cálculos de modo a determinar um melhor módulo e tornando o redutor o mais compacto possível. O valor do número de dentes pode ser visualizado na tabela 1.

$$u = \frac{Z_{roda}}{Z_{pinhão}} \equiv Z_{roda} = u \cdot Z_{pinhão} \quad (4)$$

$$Z_{roda\ 1} = u_1 \cdot Z_{pinhão\ 1} = 3 * 12 = 36$$

$$Z_{roda\ 2} = u_2 \cdot Z_{pinhão\ 2} = 2,5 * 16 = 40$$

$$Z_{roda\ 3} = u_3 \cdot Z_{pinhão\ 3} = 2,5 * 30 = 75$$

- u – relação de transmissão [adimensional]
- $Z_{pinhão}$ – número de dentes do pinhão [adimensional]
- Z_{roda} – número de dentes da roda [adimensional]

Tabela 1 – Número de dentes das engrenagens.

Nível da engrenagem	Pinhão	Roda
1	12	36
2	16	40
3	30	75

Como podemos ver, o número de dentes do pinhão do nível 1 e 2 são inferiores ao número de dentes mínimo de um pinhão talhado por cremalheira ou fresa-mãe (1) sendo que,

mais à frente, durante a determinação dos diâmetros, será necessário calcular um incremento de correção de modo a eliminar a interferência de corte.

Após a obtenção dos dentes de cada roda dentada procedeu-se então ao cálculo do módulo da engrenagem. Este módulo foi dimensionado utilizando dois métodos: a rutura de em flexão do dente e a fadiga por ação de tensões de contacto durante o engrenamento, mais conhecido por tensões de Hertz, sendo que será escolhido o maior módulo obtido entre estes dois métodos. Este irá corresponder aos critérios de segurança impostos por cada método.

De modo a conseguir calcular o módulo, foi necessário o cálculo dos parâmetros presentes nas equações de cada um dos métodos. A maneira como foram efetuados esses cálculos pode ser visualizada na tabela 2 bem como os resultados obtidos e informações necessárias para a compreensão dos valores obtidos. É de salientar que foi utilizado um aço de liga crômio-molibdênio (42CrMo4) uma vez que é um aço bastante utilizado na produção de engrenagens. O uso deste material justifica os valores assumidos para o módulo de elasticidade (E) e para o coeficiente de Poisson, uma vez que são correspondentes a esta liga de aço.

Tabela 2 – Parâmetros necessários ao cálculo dos módulos.

Parâmetro	Símbolo	Expressão	Resultado	Observação
Fator proporcional largura/módulo	$C_{L\beta}$	$(C_L = L/m_n)$ $C_{L\beta} = C_L/\cos\beta$	(12) 12,77	1*
Fator de efeito do dentado helicoidal	Y_β	$Y_\beta = 1/\cos\beta$	1,06	$\beta = 20^\circ$
Fator de efeito dinâmico	K_M	-	1	2*
Fator de duração	K_{bL}	$K_{bL} = \log_{10}(N_{Lh})/8$	1,20	3*
Fator de fadiga à tensão de contacto	K_{HL}	$K_{HL} = 8/\log_{10}(N_{Lh})$	0,83	3*
Fator de alinhamento	K_A	$K_A = 1$ se $L/d_1 < 1$	1	L/d_1 é < 1
Fator de condução	Y_ε	-	0,8	admitido
Fator de concentração de tensões	Y_F	$Y_F = 0,4$ se $x = 0$	0,4	Correção do dentado (x) é igual a 0. 4*
Módulo de elasticidade	E	-	210 GPa	Módulo para liga utilizada
Coeficiente de Poisson	ν	-	0,3	Coeficiente para a liga utilizada
Rotação do pinhão	n_1	-	1500 rpm	Dados do projeto

1* - Valor de C_L retirado da tabela 4.7 do (1), porque potência é maior que 10 kW e são rodas helicoidais, optou-se pelo valor de 12.

2* - Valor de K_M retirado da tabela 4.5 do (1), optando-se pela entrada (máquina motriz) e saída (máquina acionada) em movimento uniforme.

3* - N_{Lh} (Número de ciclos do pinhão) = 20 anos * 300 dias * 8 horas * 60 minutos * 1500 rpm

4*- Valores assumidos inicialmente. Após o cálculo do módulo realizou-se a correção do dentado alterando posteriormente este valor. No entanto, a substituição não alterou os módulos significativamente.

Após o cálculo das incógnitas necessárias, recorreu-se às equações 5 e 6 para calcular o módulo à rotura de fadiga em flexão do dente e à fadiga por ações de tensões de contacto (tensões de Hertz), respetivamente. Obteve-se os valores presentes na tabela 3.

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{1,96 \times 10^4 \times P \times \cos \beta \times K_M \times K_{bL} \times Y_\varepsilon}{C_{L\beta} \times \sigma_{bLimite} \times n_1 \times K_A \times Z_{V1} \times Y_F \times Y_\beta}} \times \left(\frac{u+1}{u}\right) \quad (5)$$

$$m_{n1} \geq \sqrt[3]{\frac{1,96 \times 10^4 \times 22 \times 10^3 \times \cos(20) \times 1 \times 1,20 \times 1}{12,77 \times 295 \times 1500 \times 1 \times 14,46 \times 0,4 \times 1,06}} \times \left(\frac{3+1}{3}\right) = 2,65$$

$$m_{n2} \geq \sqrt[3]{\frac{1,96 \times 10^4 \times 22 \times 10^3 \times \cos(20) \times 1 \times 1,20 \times 1}{12,77 \times 295 \times 500 \times 1 \times 19,28 \times 0,4 \times 1,06}} \times \left(\frac{2,5+1}{2,5}\right) = 3,54$$

$$m_{n3} \geq \sqrt[3]{\frac{1,96 \times 10^4 \times 22 \times 10^3 \times \cos(20) \times 1 \times 1,20 \times 0,8}{12,77 \times 295 \times 200 \times 1 \times 36,15 \times 0,4 \times 1,06}} \times \left(\frac{2,5+1}{2,5}\right) = 3,61$$

- 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]
- $C_{L\beta}$ – fator proporção largura / módulo [adimensional]
- n_1 – rotação pinhão [rpm]
- Z_{V1} – número de dentes virtual 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]
- Y_β – fator de efeito do dentado helicoidal [adimensional]
- β – ângulo de hélice primitiva do dentado [°]
- "+" – utilizar em engrenagens externas

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

$$m_{n1} \geq \sqrt[3]{\frac{6 \times 10^4 \times 22000 \times \cos(20) \times 1}{\pi^2 \times 12 \times 965^2 \times 1500 \times 1 \times 12^2 \times 0,83 \times \sin(2 \times 20)}} \times \frac{2 \times 210000}{(1-0,3^2)} \times \left(\frac{3+1}{3}\right) = 4,00$$

$$m_{n2} \geq \sqrt[3]{\frac{6 \times 10^4 \times 22000 \times \cos(20) \times 1}{\pi^2 \times 12 \times 965^2 \times 500 \times 1 \times 16^2 \times 0,83 \times \sin(2 \times 20)}} \times \frac{2 \times 210000}{(1 - 0,3^2)} \times \left(\frac{2,5+1}{2,5} \right) = 4,84$$

$$m_{n3} \geq \sqrt[3]{\frac{6 \times 10^4 \times 22000 \times \cos(20) \times 1}{\pi^2 \times 12 \times 965^2 \times 200 \times 1 \times 30^2 \times 0,83 \times \sin(2 \times 20)}} \times \frac{2 \times 210000}{(1 - 0,3^2)} \times \left(\frac{2,5+1}{2,5} \right) = 4,32$$

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

Tabela 3 – Módulos da fadiga em flexão e da fadiga em contacto obtidos.

	Módulos da fadiga em flexão [mm]	Módulo normalizado [mm]	Módulos da fadiga em contacto [mm]	Módulo normalizado [mm]	Módulo final [mm]
u1	2,65	2,75	4,00	4,00	4,00
u2	3,54	3,75	4,84	5,00	5,00
u3	3,61	3,75	4,32	4,50	4,50

Já com os valores do módulo das engrenagens definidos, procedeu-se ao cálculo dos parâmetros finais das engrenagens. Na tabela 4 pode-se consultar como se obteve o resultado para cada parâmetro. Os resultados obtidos podem ser consultados na tabela 5.

Tabela 4 – Tabela retirada de (1), com os parâmetros geométricos associados ao dentado helicoidal.

Parâmetro	Símbolo	Expressão	Unidades
Módulo aparente	m_t	$m_t = m_n / \cos\beta$	mm
Passo	p	$p = m_n \cdot \pi$	mm
Passo aparente	p_t	$p_t = m_t \cdot \pi$	mm
Ângulo de pressão nominal	α	$\alpha = 20^\circ$	°
Ângulo de pressão aparente	α_t	$\tan\alpha_t = \tan\alpha / \cos\beta$	°
Diâmetro primitivo	D	$D = Z \cdot m_t$	mm
Diâmetro de base	D_b	$D_b = D \cdot \cos \alpha_t$	mm
Ângulo de dentado	β	$\beta = [0^\circ, 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ, 20^\circ, 25^\circ, 30^\circ, 35^\circ, 40^\circ, 45^\circ]$	°
Número de dentes	Z	Atribuído	adimensional
Número de dentes virtual	Z_v	$Z_v = Z / \cos^3\beta$	adimensional
Largura da roda	L	a ser dimensionado ou adotado	mm
Largura do dentado	L_t	$L_t = L / \cos \beta$	mm
Diâmetro do pé de dente	D_p	$D_p = D - 2 \cdot h_f$	mm
Diâmetro externo (cabeça)	D_e	$D_e = D + 2 \cdot m_n$	mm
Altura total do dente	h_z	$h_z = 2,25 \cdot m_n$	mm
Altura da cabeça do dente	h_c	$h_c = m_n$	mm
Altura do pé do dente	h_f	$h_f = 1,25 \cdot m_n$	mm
Folga da cabeça	s	$s = 0,25 \cdot m_n$	mm
Razão de transmissão	u	$u = Z_2 / Z_1 = D_2 / D_1 = n_1 / n_2$	adimensional
Entre eixo	e	$e = [(Z_2 + Z_1) / 2] \cdot m_t$	mm

Tabela 5 – Resultados obtidos para os parâmetros geométricos associados ao dentado helicoidal.

Parâmetro	Resultado		
	u1	u2	u3
m_t	4,26	5,32	4,79
p	12,57	15,71	14,14
p_t	13,37	16,72	15,04
α	20,00	20,00	20,00
α_t	21,17	21,17	21,17
D	48/144	80/200	135/338*
D_b^*	44,76/134,28	74,60/186,50	125,89/314,72
β	20,00	20,00	20,00
Z (pinhão / roda)	12/36	16//40	30/75
Z_v	14,46	19,28	36,15
L	48,00	60,00	54,00
L_t	51,08	63,85	57,47
D_p^*	38/134	67,5/187,5	123,75/326,25
D_e^*	56/152	90/210	144/346,50

$$X_1 = \frac{(z' - z_1)}{z'} \quad (\text{mm}) \quad (7)$$

$$X_{11} = \frac{(17 - 12)}{17} = 0,29 \text{ mm}$$

$$X_{12} = \frac{(17 - 16)}{17} = 0,059 \text{ mm}$$

$$X_2 = -X_1 \quad (\text{mm}) \quad (8)$$

$$X_{21} = -0,29 \text{ mm}$$

$$X_{22} = -0,059 \text{ mm}$$

- X_1 e X_2 – valores mínimos de correção sem variação de entre eixo [mm]

Obteve-se os valores de $X_1 = 0,29$ e $X_2 = -0,29$ para a engrenagem do primeiro nível e os valores de $X_1 = 0,059$ e $X_2 = -0,059$ para a engrenagem do segundo nível. Após a obtenção dos valores de correção, calculou-se os valores do diâmetro exterior para cada uma das rodas dentadas utilizando as fórmulas apresentadas nas equações 9 e 10.

$$D_{epinhão} = D + 2 * (m + X_1 * m) \quad (\text{mm}) \quad (9)$$

$$D_{epinhão1} = 48 + 8 = 56 \text{ mm}$$

$$D_{epinhão2} = 80 + 10 = 90 \text{ mm}$$

$$D_{epinhão3} = 135 + 9 = 144 \text{ mm}$$

- $D_{epinhão}$ – Diâmetro exterior do pinhão [mm]

$$D_{eroda} = D + 2 * (m + X_2 * m) \quad (\text{mm}) \quad (10)$$

$$D_{eroda1} = 144 + 8 = 152 \text{ mm}$$

$$D_{e_{roda2}} = 200 + 10 = 210 \text{ mm}$$

$$D_{e_{roda3}} = 337,5 + 9 = 346,5 \text{ mm}$$

- $D_{e_{roda}}$ – Diâmetro exterior da roda [mm]

É preciso também corrigir a falta de coaxialidade do redutor. Para isso, usou-se a correção do dentado com variação de entre eixo. Inicialmente determinaram-se os entre eixos das engrenagens, utilizando as equações 11, 12, 13 e 14, sendo que o entre eixo a ser igualado (veio de entrada) será a soma dos entre eixos dos níveis 1 e 2. O entre eixo do nível 3 (veio de saída) encontra-se superior em 0,25 mm ao entre eixo a ser igualado.

$$a'_1 = \frac{Z_{pinhão1} + Z_{roda1}}{2} \times m \quad (mm) \quad (11)$$

$$a'_1 = \frac{12 + 36}{2} \times 4 = 96 \text{ mm}$$

$$a'_2 = \frac{Z_{pinhão3} + Z_{roda2}}{2} \times m \quad (mm) \quad (12)$$

$$a'_2 = \frac{16 + 40}{2} \times 5 = 140 \text{ mm}$$

$$a' = a'_1 + a'_2 \quad (mm) \quad (13)$$

$$a' = 96 + 140 = 236 \text{ mm}$$

- a' – entre eixo de funcionamento [mm]
- m – módulo normalizado [mm]
- $Z_{pinhão}$ – número de dentes do pinhão [adimensional]
- Z_{roda} – número de dentes da roda [adimensional]

$$a = \frac{Z_{pinhão3} + Z_{roda3}}{2} \times m \quad (mm) \quad (14)$$

$$a = \frac{30 + 75}{2} \times 4,5 = 236,25 \text{ mm}$$

- a – entre eixo normal [mm]

O passo seguinte foi determinar o novo ângulo de funcionamento da engrenagem, dado pela equação 15, sendo que se obteve um valor de $\alpha' = 19,83^\circ$. Com este ângulo foi possível determinar o somatório da correção ($X_1 + X_2$) pela equação 16, determinando, finalmente e após a verificação da folga de engrenamento nula com a equação 17, as correções individuais através das equações 18 e 19, cujo resultado foi de $X_1 = 0,198$ e $X_2 = -0,254$.

No cálculo feito a partir da equação 18 consideramos $\lambda = 0,5$, sendo que para engrenagens redutoras $0,5 \leq \lambda \leq 0,75$.

$$\cos \alpha' * a' = \cos \alpha * a \equiv \cos \alpha' = \frac{a}{a_1} * \cos 20^\circ \equiv \alpha' = \arccos\left(\frac{a}{a_1} * \cos 20^\circ\right) \quad (15)$$

$$\alpha' = \arccos\left(\frac{236,25}{236} * \cos(20)\right) = 19,83^\circ$$

- α' – novo ângulo de pressão de funcionamento [$^\circ$]
- a' – entre eixo de funcionamento [mm]
- a – entre eixo normal [mm]

$$INV \alpha' = INV \alpha + 2 * \tan \alpha * \frac{X_1 + X_2}{Z_1 + Z_2} \quad (16)$$

$$\tan(19,83) - 19,83 = \tan(20) - 20 + 2 * \tan(20) * \frac{X_1 + X_2}{30 + 75}$$

$$X_1 + X_2 = \frac{(0,014521 - 0,014904) * 105}{0,72794} = -0,0553 \text{ mm}$$

- X_1 e X_2 – valores mínimos da correção com variação de entre eixo [mm]

$$a' - a < (X_1 + X_2) * m \quad (17)$$

$$236 - 236,25 < -0,0553 * 4,5$$

$$-0,25 < -0,249$$

- Verificação da folga de engrenamento nula

$$X_1 = \lambda * \frac{u-1}{u+1} + \frac{X_1 + X_2}{u+1} \text{ [mm]} \quad (18)$$

$$X_1 = 0,5 * \frac{2,5 - 1}{2,5 + 1} + \frac{-0,0553}{2,5 + 1} = 0,198 \text{ mm}$$

$$X_2 = (X_1 + X_2) - X_1 \text{ [mm]} \quad (19)$$

$$X_2 = -0,0553 - 0,198 = -0,254 \text{ mm}$$

- Seleção do desvio X1 e X2 no pinhão e na roda
- $0,5 \leq \lambda \leq 0,75$ – engrenagens redutoras

Após achar os resultados das correções individuais determinaram-se os diâmetros exteriores das rodas dentadas no terceiro nível utilizando as equações 20 e 21. Estes diâmetros são necessários para calcular o novo diâmetro primitivo já corrigido, de onde se utilizou a equação 22.

$$D_{\text{exterior}}(Z_{\text{pinhão}}) = D + 2 * (m + X_1 * m) \text{ [mm]} \quad (20)$$

$$D_{\text{exterior}}(Z_{\text{pinhão}}) = 135 + 2 \times (4,5 + 0,198 \times 4,5) = 145,79 \text{ mm}$$

- $D_{\text{exterior}}(Z_{\text{pinhão}})$ – Diâmetro exterior do pinhão [mm]
- D – Diâmetro do pinhão [mm]

$$D_{\text{exterior}}(Z_{\text{roda}}) = D + 2 * (m + X_2 * m) \text{ [mm]} \quad (21)$$

$$D_{\text{exterior}}(Z_{\text{roda}}) = 337,5 + 2 \times (4,5 - 0,254 \times 4,5) = 344,22 \text{ mm}$$

- $D_{\text{exterior}}(Z_{\text{roda}})$ – Diâmetro exterior da roda [mm]
- D – Diâmetro da roda [mm]

$$D_p = D_{\text{exterior}} - 2 * m_n \quad (22)$$

$$D_{p_{\text{pinhão}}} = 145,79 - 2 \times 4,5 = 136,79 \text{ mm}$$

$$D_{p_{\text{roda}}} = 344,22 - 2 \times 4,5 = 335,22 \text{ mm}$$

- D_p – diâmetro primitivo

Os resultados que se obtiveram durante os cálculos dos diâmetros externos estão apresentados na tabela 6 bem como os novos diâmetros primitivos para as rodas dentadas da engrenagem do nível 3.

Tabela 6 – Novos diâmetros das engrenagens.

Nível da engrenagem	Diâmetro externo (D_e)	Diâmetro primitivo (D)	Diâmetro do pé (D_p)	Diâmetro da base (D_b)
1	58/150	Não se altera	Não se altera	Não se altera
2	91/209	Não se altera	Não se altera	Não se altera
3	146/344	137/335	128/313	126/324

É importante salientar que, com estas correções, alteraram-se os valores de fator de concentração de tensões (Y_F) para 0,5, sendo que o módulo não variou significativamente para mudar o módulo normalizado obtido nos vários níveis de engrenagem.

Por fim, pode ver-se no esquema cinemático da figura 3 o resultado final do redutor dimensionalizado.

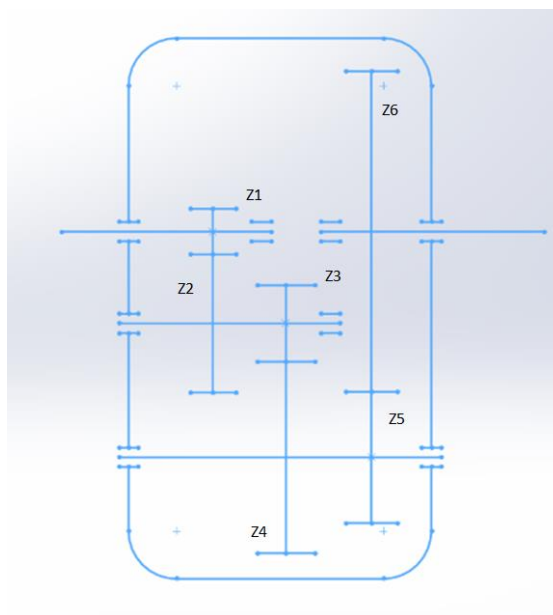


Figura 3 – Esquema cinemático final.

Conclusão

Após o dimensionamento do redutor, as dimensões principais das engrenagens (diâmetros e largura) foram colocadas numa tabela final, a tabela 7.

Tabela 7 – Valores finais do tamanho das rodas dentadas.

Nível	Módulo [mm]	D _e [mm]	D [mm]	D _P [mm]	D _b [mm]	L [mm]	L _t [mm]
1	4	58/150	48/144	38/134	45/135	48	52
2	5	91/209	80/200	68/188	75/187	60	64
3	4,5	146/344	137/335	128/313	126/324	57	58

Destes resultados podem ser obtidas as dimensões teóricas do redutor, e analisando juntamente com o esquema cinemático, podemos chegar a uma conclusão de que este terá uma altura de 521 mm e uma largura de 165 mm. É de salientar que a solução de redutor apresentada e desenvolvida neste projeto não tem em conta, para já, as dimensões do cárter de alumínio nem dos componentes que complementam o redutor, como por exemplo os rolamentos, sendo que estes irão acrescentar mais largura.

De modo a verificar que o redutor dimensionado por nós se encontra dentro do normal no mercado, fomos verificar ao catálogo de redutores coaxiais da empresa *Rexnord* que, para um motor de 30 hp ($\approx 22\text{kw}$) e velocidade de rotação 1750 rpm, apresenta um redutor com uma altura de 435,8mm e uma largura de 401 mm.

Analisando as dimensões ideais do redutor desenvolvido neste projeto, podemos observar que a altura se situa a cerca de aproximadamente 90mm acima do desejado, sendo que esta ainda não tem em consideração a altura do cárter. Provavelmente as engrenagens poderiam ser dimensionadas de maneira diferente, reduzindo o número de dentes das rodas dentadas ou o seu módulo. No que toca à largura, não podemos chegar a uma conclusão definitiva sem saber quanto iriam ocupar elementos como rolamentos, veios, etc.

PARTE 2

Introdução

De modo a continuar com o dimensionamento do redutor de eixos paralelos com veio de entrada e saída coaxiais, transmitindo uma potência de 22 kW e usando um fator de redução de 18.75 (velocidade de entrada de 1500 rpm e velocidade de saída de 80 rpm), procedeu-se ao dimensionamento de rolamentos e de veios a utilizar, de modo a garantir a integridade estrutural do redutor e a sua funcionalidade.

Começou-se por identificar e calcular as forças aplicadas nos pares pinhão/roda e consequentemente nos veios dos mesmos, representando-as em esquemas.

De seguida determinou-se as reações presentes nos apoios dos veios sendo que se foram considerados 2 planos possíveis: OXY e OXZ. O cálculo destas reações foi feito através de um software chamado *FTool*. Este software apresenta cálculos precisos sobre o comportamento dos veios e inclusive permite uma boa organização no que toca à representação e armazenamento das forças para testes futuros.

Após termos as reações nos apoios, foi possível determinar as forças radiais e axiais aplicadas em cada rolamento sendo que com estas se procedeu ao cálculo dos fatores de carga C e C0, permitindo-nos escolher os rolamentos a usar, a partir dos catálogos dos fabricantes.

Através dos critérios de cedência (*Tresca* e *Von Mises*) e dos momentos fletor máximo e torsor, calculou-se o diâmetro mínimo para um fator de segurança de 1,5 que é comum no fabrico de redutores. Em função deste diâmetro procedeu-se então ao cálculo da flecha na zona de engrenamento e da rotação nos apoios dos veios usando também o software *FTool*.

Com estes valores, procedeu-se ao dimensionamento das chavetas e/ou veios estriados de modo que as engrenagens possam transmitir o momento torsor ao veio. No caso deste projeto foram dimensionadas chavetas para todos os veios e veio estriado para o lado direito do segundo veio.

Por fim, fez-se um esboço de cada veio e realizou-se o dimensionamento à fadiga para cada uma das secções de transição geométrica do mesmo.

Identificação das forças de engrenamento aplicadas nos veios

Neste projeto, e como se pode ver no esquema cinemático da PARTE 1, o redutor irá possuir 4 veios sendo que estes precisam de ser dimensionados tendo em conta os esforços exercidos nos mesmos. Estes esforços são exercidos essencialmente pelas forças de engrenamento.

Quando referimos forças de engrenamento temos em mente três: força tangencial, força radial e força axial. A fórmula para calcular estas forças está representada pelas equações 23, 24 e 25 cujos resultados, para cada par pinhão/roda, são apresentados juntamente com essas equações.

$$M_{t1} = \frac{P}{\omega_1} \quad [Nm] \qquad F_{t1} = \frac{M_{t1}}{R_1} = \frac{2 \times M_{t1}}{m_t \times Z_1} \quad [N] \qquad (23)$$

$$M_{t1} = 140,06 \quad N.m \qquad F_{t1} = \frac{140,06}{24 \times 10^{-3}} = 5835,68 \quad N$$

$$M_{t2} = 420,16 \quad N.m \qquad F_{t2} = \frac{420,16}{40 \times 10^{-3}} = 10504 \quad N$$

$$M_{t3} = 1050,42 \quad N.m \qquad F_{t3} = \frac{1050,42}{68,5 \times 10^{-3}} = 15334,60 \quad N$$

$$M_{t4} = 2484,20 \quad N.m$$

$$F_{r1} = F_{t1} \frac{\tan(\alpha)}{\cos(\beta)} \quad [N] \qquad (24)$$

$$F_{r1} = 5835,68 \times \frac{\tan(20)}{\cos(20)} = 2260,33 \quad N$$

$$F_{r2} = 10504 \times \frac{\tan(20)}{\cos(20)} = 4068,50 \quad N$$

$$F_{r3} = 15334,60 \times \frac{\tan(20)}{\cos(20)} = 5939,54 \quad N$$

$$F_{a1} = F_{t1} \times \tan(\beta) \quad [N] \qquad (25)$$

$$F_{a1} = 5835,68 \times \tan(20) = 2124,01 \quad N$$

$$F_{a2} = 10504 \times \tan(20) = 3823,14 \quad N$$

$$F_{a3} = 15334,60 \times \tan(20) = 5581,34 \text{ N}$$

- F_{t1} – força tangencial de engrenamento [N]
- F_{r1} – força radial de engrenamento [N]
- F_a – força axial de engrenamento [N]
- P – potência a transmitir pela engrenagem [W]
- M_{t1} – momento torsor a transmitir pelo pinhão [N m]
- ω_1 – velocidade angular do pinhão $\left[\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right]$
- R_1 – raio primitivo do pinhão [m]
- m_t – módulo aparente da engrenagem [m]
- Z_1 – número de dentes do pinhão [adimensional]
- α – ângulo de pressão [°]
- β – ângulo de hélice primitiva do dentado [°]

Estas forças serão importantes para calcular as reações presentes nos apoios dos veios e os momentos fletores máximos no local do engrenamento.

Isolando cada veio individualmente, podemos verificar como é que as forças tangenciais e radiais estão distribuídas pelo veio, bem como a dimensão dos mesmos considerando dois planos: OYX e OYZ.

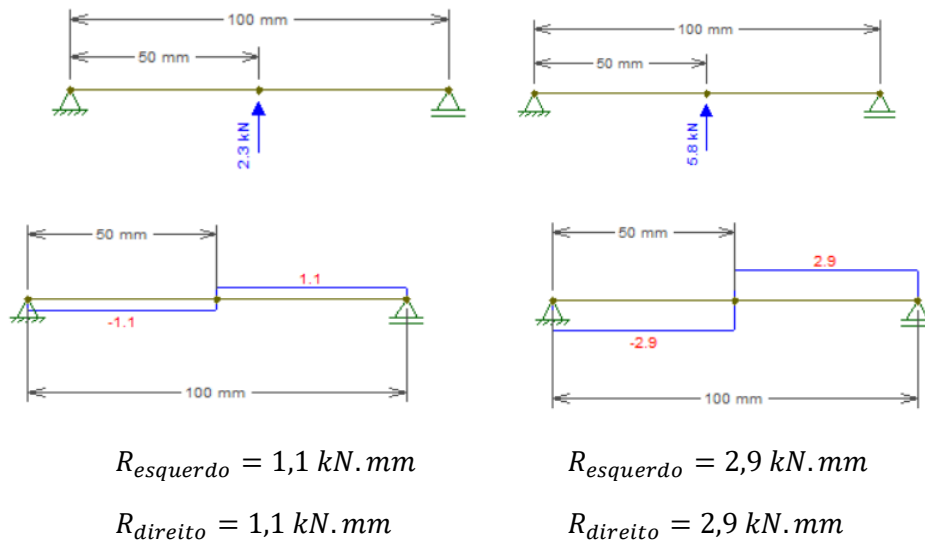
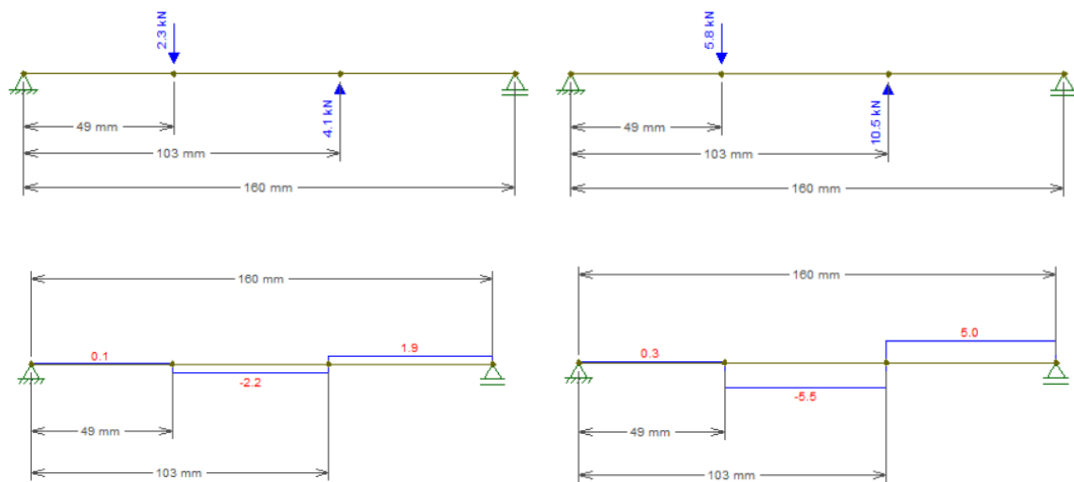


Figura 4 – Dimensões e forças aplicadas no veio 1: Plano OXY (esquerda) e Plano OXZ (direita).



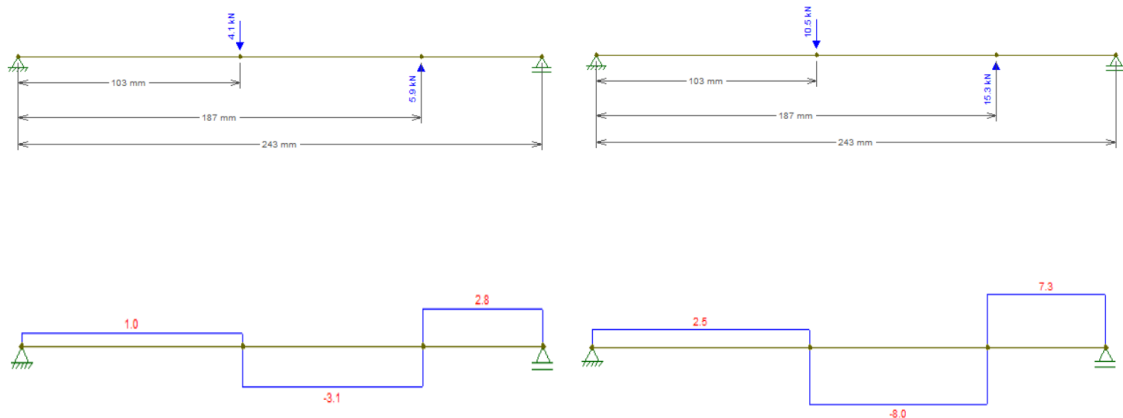
$$R_{\text{esquerdo}} = 0,1 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

$$R_{\text{direito}} = 1,9 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

$$R_{\text{esquerdo}} = 0,3 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

$$R_{\text{direito}} = 5 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

Figura 5 – Dimensões e forças aplicadas no veio 2: Plano OXY (esquerda) e Plano OXZ (direita).



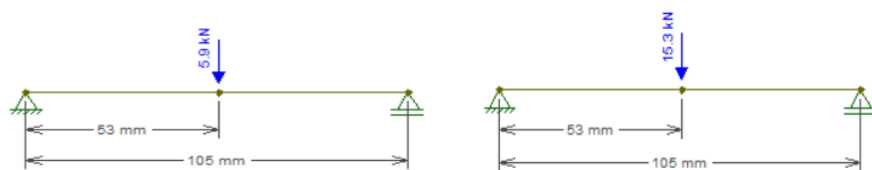
$$R_{\text{esquerdo}} = 1 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

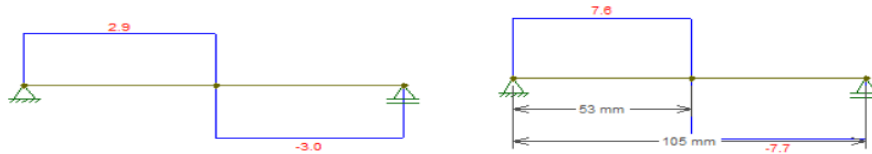
$$R_{\text{direito}} = 2,8 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

$$R_{\text{esquerdo}} = 2,5 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

$$R_{\text{direito}} = 7,3 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

Figura 6 – Dimensões e forças aplicadas no veio 3: Plano OXY (esquerda) e Plano OXZ (direita).





$$R_{\text{esquerdo}} = 2,9 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

$$R_{\text{direito}} = 3,0 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

$$R_{\text{esquerdo}} = 7,6 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

$$R_{\text{direito}} = 7,7 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

Figura 7 – Dimensões e forças aplicadas no veio 4: Plano OXY (esquerda) e Plano OXZ (direita).

Através destes esquemas e das forças calculadas foi possível determinar as reações nos apoios que estão descritas juntamente com as imagens dos veios.

É de notar que os cálculos das reações foram realizados no software *FTool* como já foi referido na introdução.

Dimensionamento de Rolamentos

Para fazer o dimensionamento dos rolamentos começou-se por calcular as forças de reação nos apoios do veio.

As forças axiais apresentadas nos apoios foram consideradas como sendo a soma das forças axiais de engrenamento.

Como nos apoios teremos presentes tanto forças radiais como forças axiais, inicialmente optaram-se por escolher rolamentos de contacto angular de esferas carreira simples. Escolhida a suposição inicial, passou-se para a determinação dos fatores de carga. Para isso, recorreu-se às seguintes equações, de onde os resultados estão presentes logo a seguir. É importante salientar que se considerou que os veios irão ter os mesmos rolamentos tanto no lado esquerdo como no lado direito.

$$P_0 = X_0 \times F_r + Y_0 \times F_a \quad [\text{kN}] \quad (26)$$

$$C_0 = f_s \times P_0 \quad [\text{kN}] \quad (27)$$

$$P_{01} = 0,5 \times 2260,33 + 0,38 \times 2124,01 = 1937,29 \quad N = 1,94 \quad \text{kN}$$

$$C_{01} = 1,5 \times 1937,29 = 2905,93 \quad N = 2,91 \quad \text{kN}$$

$$P_{02} = 0,5 \times 4068,50 + 0,38 \times 3823,14 = 3487,05 \quad N = 3,49 \quad \text{kN}$$

$$C_{02} = 1,5 \times 3487,05 = 5230,57 \quad N = 5,23 \quad \text{kN}$$

$$P_{03} = 0,5 \times 5939,54 + 0,38 \times 5581,34 = 5090,68 \text{ N} = 5,09 \text{ kN}$$

$$C_{03} = 1,5 \times 5090,68 = 7636,01 \text{ N} = 7,64 \text{ kN}$$

$$P_{04} = 0,5 \times 5939,54 + 0,38 \times 5581,34 = 5090,68 \text{ N} = 5,09 \text{ kN}$$

$$C_{04} = 1,5 \times 5090,68 = 7636,01 \text{ N} = 7,64 \text{ kN}$$

- C_0 – capacidade de carga estática [kN]
- f_s – coeficiente de segurança [adimensional]
- P_0 – carga estática equivalente [kN]
- X_0 – fator radial [adimensional]
- Y_0 – fator axial [adimensional]

$$P = X \times F_r + Y \times F_a \text{ [kN]} \quad (28)$$

$$C = \frac{f_l}{f_n \times f_t} \times P \text{ [kN]} \quad (29)$$

$$P_1 = 0,41 \times 2260,33 + 0,87 \times 2124,01 = 2774,63 \text{ N} = 2,77 \text{ kN}$$

$$C_1 = \frac{2}{0,281 \times 1} \times 2774,63 = 19748,24 \text{ N} = 19,75 \text{ kN}$$

$$P_2 = 0,41 \times 4068,50 + 0,87 \times 3823,14 = 4994,22 \text{ N} = 4,99 \text{ kN}$$

$$C_2 = \frac{2}{0,405 \times 1} \times 4994,22 = 24662,82 \text{ N} = 24,66 \text{ kN}$$

$$P_3 = 0,41 \times 5939,54 + 0,87 \times 5581,34 = 7290,97 \text{ N} = 7,29 \text{ kN}$$

$$C_3 = \frac{2}{0,405 \times 1} \times 7290,97 = 36004,80 \text{ N} = 36,00 \text{ kN}$$

$$P_4 = 0,41 \times 5939,54 + 0,87 \times 5581,34 = 7290,97 \text{ N} = 7,29 \text{ kN}$$

$$C_4 = \frac{2}{0,693 \times 1} \times 7290,97 = 21041,77 \text{ N} = 21,04 \text{ kN}$$

- 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]

Tabela 8 – Valores dos fatores de carga estática e dinâmica.

	Veio 1	Veio 2	Veio 3	Veio 4
X0	0,5	0,5	0,5	0,5
Y0	0,38	0,38	0,38	0,38
X	0,41	0,41	0,41	0,41
Y	0,87	0,87	0,87	0,87

Na tabela 9 encontram-se as características e os números dos rolamentos selecionados no catálogo da KOYO (2).

Tabela 9 – Características dos rolamentos selecionados.

		Calculado		Rolamentos selecionados							
		C_0 (kN)	C (kN)	KOYO	C_0 (kN)	C (kN)	d (mm)	D (mm)	b (mm)	r (mm)	n_{max} (rpm) massa/ óleo
Veio 1	Esquerdo	2,91	19,75	7304C *	11,1	19,9	20	52	15	1,1	23000/ 31000
	Direito	=	=	=	=	=	=	=	=	=	=
Veio 2	Esquerdo	5,23	24,66	7404B #	17,9	33,5	20	72	19	1,1	8500/1200
	Direito	=	=	=	=	=	=	=	=	=	=
Veio 3	Esquerdo	7,64	36,00	7405B *	23,9	39,6	25	80	21	1,5	7300/ 10000
	Direito	=	=	=	=	=	=	=	=	=	=
Veio 4	Esquerdo	7,64	21,04	7305B #	13,3	22,9	25	62	17	1,1	10000/ 14000
	Direito	=	=	=	=	=	=	=	=	=	=

with machined cage

* *with pressed cage*

Todos os rolamentos selecionados através do catálogo da KOYO garantem o diâmetro mínimo compatível com o mecanismo, inclusive, quando montados não irão interferir com a montagem dos outros veios.

Dimensionamento do veio – Critério de cedência

De modo a garantir a segurança e durabilidade do redutor, em primeiro lugar, realizou-se o dimensionamento do diâmetro mínimo que o veio deverá ter. Para isso recorreu-se aos dois critérios de cedência conhecidos: *Tresca* e *Von Mises*, sendo que se escolheu o que garantia um diâmetro mínimo maior entre estes. Para calcular estes dois critérios, teve-se em consideração a tensão normal máxima e a tensão de corte máxima como demonstram as equações 30 e 31.

$$(\sigma_{bmax})_i = \frac{32M_b(x)}{\pi D_i^3} \quad (30)$$

- σ_{bmax} – tensão normal máxima
- $M_b(x)$ – momento flector
- D_i – diâmetro

$$(\tau_{tmax})_i = \frac{16M_t(x)}{\pi D_i^3} \quad (31)$$

- τ_{tmax} – tensão de corte máxima
- $M_t(x)$ – momento torsor

Como se pode observar, estas equações dependem tanto do momento torsor como do momento fletor. O momento torsor pode ser calculado através da equação 32 e da qual se obteve os resultados abaixo para cada veio.

$$T = \frac{P}{\pi \cdot \frac{\omega}{60}} \quad (32)$$

$$T_1 = 140,06 \text{ N.m}$$

$$T_2 = 420,16 \text{ N.m}$$

$$T_3 = 1050,42 \text{ N.m}$$

$$T_4 = 2484,20 \text{ N.m}$$

- T – Momento torsor (N m)
- P – Potência (W)
- ω – Velocidade do veio (rpm)

Já o momento fletor foi calculado através do software *FTool*, de onde se pode ver os resultados abaixo nas figuras 8,9,10 e 11, tanto nos planos OXY e OXZ.

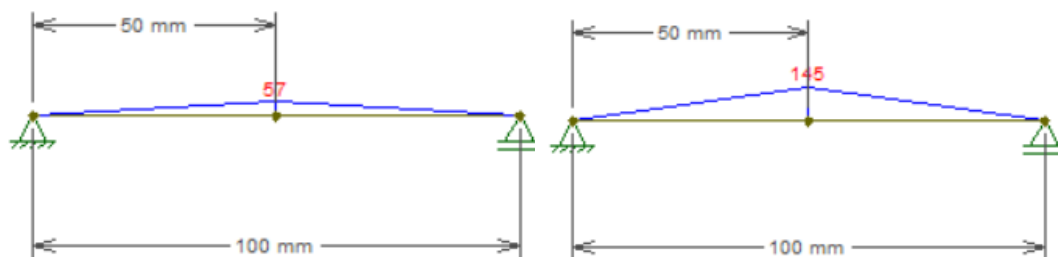


Figura 8 – Diagrama de momentos (kN.mm) no veio 1: Plano OXY (esquerda) e Plano OXZ (direita).

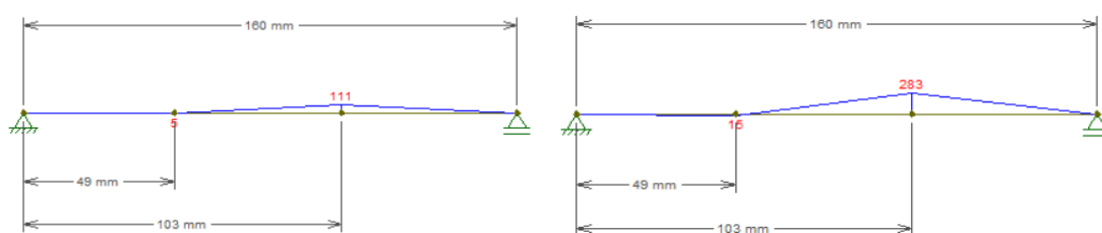


Figura 9 – Diagrama de momentos (kN.mm) no veio 2: Plano OXY (esquerda) e Plano OXZ (direita).

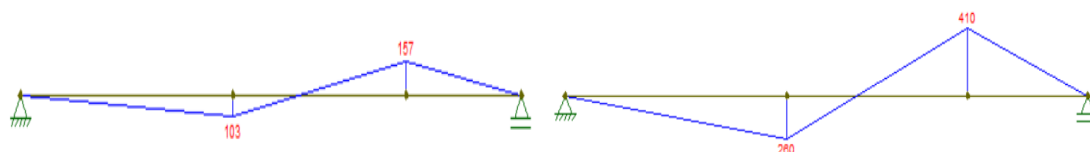


Figura 10 – Diagrama de momentos (kN.mm) no veio 3: Plano OXY (esquerda) e Plano OXZ (direita).

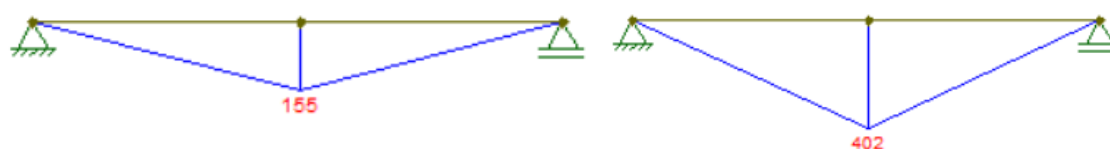


Figura 11 – Diagrama de momentos (kN.mm) no veio 4: Plano OXY (esquerda) e Plano OXZ (direita).

Tendo estes dois valores procedeu-se então primeiro ao cálculo do critério de Tresca. Este pode ser visto na equação 33, bem como, a seguir, o seu resultado.

$$\sqrt{\sigma_{bmax}^2 + 4 \times \tau_{tmax}^2} \leq \frac{\sigma_y}{\gamma} ; \quad \sqrt{\left(\frac{16M_b(x)}{\pi D_i^3}\right)^2 + \left(\frac{16M_t(x)}{\pi D_i^3}\right)^2} \leq \frac{\sigma_y}{2 \times \gamma}$$

$$D_i \geq \sqrt[3]{\frac{32 \times \gamma}{\pi \times \sigma_y} \sqrt{M_b(x)^2 + M_t(x)^2}} \quad [mm] \quad (33)$$

$$D_1 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \times 1,5}{\pi \times 750} \sqrt{(155,80 \times 10^3)^2 + (140,06)^2}} \geq 14,7 \text{ mm}$$

$$D_2 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \times 1,5}{\pi \times 750} \sqrt{(303,99 \times 10^3)^2 + (420,16)^2}} \geq 18,4 \text{ mm}$$

$$D_3 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \times 1,5}{\pi \times 750} \sqrt{(439,03 \times 10^3)^2 + (1050,42)^2}} \geq 20,8 \text{ mm}$$

$$D_4 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \times 1,5}{\pi \times 753} \sqrt{(430,85 \times 10^3)^2 + (2484,20)^2}} \geq 20,6 \text{ mm}$$

- σ_{bmax} – tensão normal máxima
- τ_{tmax} – tensão de corte máxima
- $M_b(x)$ – momento flector
- $M_t(x)$ – momento torsor
- D_i – diâmetro mínimo
- σ_y – tensão de cedência do material
- γ – fator de segurança

Por fim, recorreu-se ao critério de Von Mises usando a equação 34, obtendo-se os resultados abaixo indicados.

$$\sqrt{(\sigma_{bmax})^2 + 3 \times \tau_{tmax}^2} \leq \frac{\sigma_y}{\gamma}$$

$$D_i \geq \sqrt[3]{\frac{32 \times \gamma}{\pi \times \sigma_y} \sqrt{M_b(x)^2 + 0,75 \times M_t(x)^2}} \quad [mm] \quad (34)$$

$$D_1 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \times 1,5}{\pi \times 750} \sqrt{(155,80 \times 10^3)^2 + 0,75 \times (140,06)^2}} \geq 14,7 \text{ mm}$$

$$D_2 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \times 1,5}{\pi \times 750} \sqrt{(303,99 \times 10^3)^2 + 0,75 \times (420,16)^2}} \geq 18,4 \text{ mm}$$

$$D_3 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \times 1,5}{\pi \times 750} \sqrt{(439,03 \times 10^3)^2 + 0,75 \times (1050,42)^2}} \geq 20,8 \text{ mm}$$

$$D_4 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \times 1,5}{\pi \times 750} \sqrt{(430,85 \times 10^3)^2 + 0,75 \times (2484,20)^2}} \geq 20,6 \text{ mm}$$

- σ_{bmax} – tensão normal máxima
- τ_{tmax} – tensão de corte máxima
- $M_b(x)$ – momento flector
- $M_t(x)$ – momento torsor
- D_i – diâmetro mínimo
- σ_y – tensão de cedência do material
- γ – fator de segurança

Fazendo agora uma comparação com os valores tanto do critério de *Tresca* como o de *Von Mises*, e tendo em consideração as séries de *Renard* como critério de normalização, chegou-se a conclusão de que os diâmetros mínimos dos veios serão os seguintes:

$$D_{veio1} = 20 \text{ mm}$$

$$D_{veio2} = 20 \text{ mm}$$

$$D_{veio3} = 25 \text{ mm}$$

$$D_{veio4} = 25 \text{ mm}$$

É importante salientar que estes diâmetros já dispõem de correções eventuais futuras. Sendo que os diâmetros que foram escolhidos inicialmente não passavam nos critérios de fadiga.

Dimensionamento do veio – Critério de Rigidez

Para avaliar a rigidez do veio, tem-se em consideração o diâmetro mínimo e o material utilizado. Para determinar se o veio é rígido o suficiente, mediu-se a flecha nos pontos de engrenamento e a rotação nos apoios. Nesta medição recorreu-se ao software *FTool*.

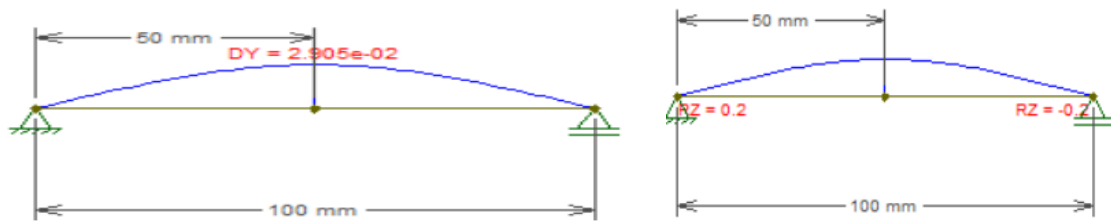


Figura 12 – Diagramas de flecha (mm) (esquerda) e de rotação (rad) (direita) no veio 1: Plano OXY.

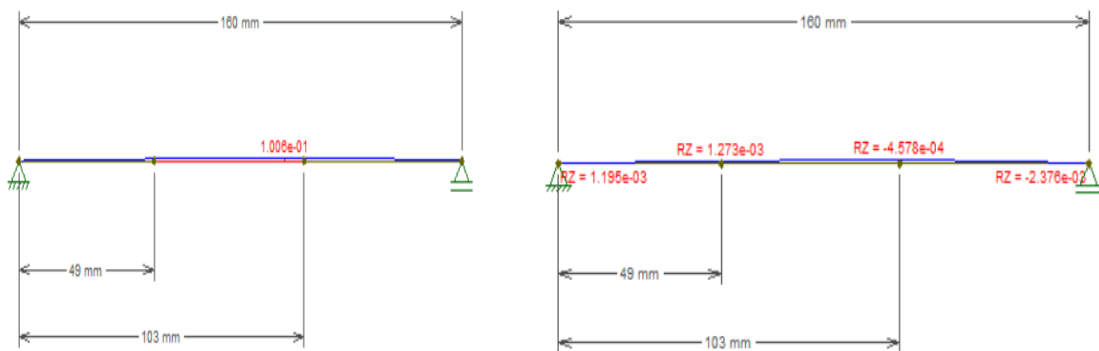


Figura 13 – Diagramas de flecha (mm) (esquerda) e de rotação (rad) (direita) no veio 2: Plano OXY.



Figura 14 – Diagramas de flecha (mm) (esquerda) e de rotação (rad) (direita) no veio 3: Plano OXY.

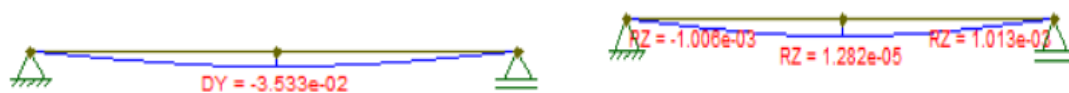


Figura 15 – Diagramas de flecha (mm) (esquerda) e de rotação (rad) (direita) no veio 4: Plano OXY.

Os resultados da flecha e da rotação são apresentados na tabela 10:

Tabela 10 – Valores da rotação e flecha de cada veio.

	Rotação (°) / Flecha (mm)	Valor (máx)	Limite	Verificação
Veio 1	Rotação	0,0498	3	ok
	Flecha	0,0292	0,15	ok
Veio 2	Rotação	0,1361	3	ok
	Flecha	0,1060	0,15	ok
Veio 3	Rotação	0,0595	3	ok
	Flecha	0,0380	0,15	ok
Veio 4	Rotação	0,0580	3	ok
	Flecha	0,0353	0,15	ok

Como podemos ver, todos os veios passam no critério de rigidez sendo que não é preciso sofrerem alterações de correção.

Dimensionamento de chavetas / veios estriados

De modo a conseguir transmitir o momento torsor da engrenagem para os veios, é necessário dimensionar chavetas ou veios estriados.

No caso do nosso projeto, o dimensionamento foi feito quase na totalidade para chavetas, apenas o segundo veio necessitou de ser veio estriado do lado direito, uma vez que para o dimensionamento dessa chaveta não houve correspondência com os critérios.

O dimensionamento de chavetas relaciona-se com a resistência ao corte do material da chaveta ($\tau_{a adm}$) e também com a resistência à compressão-esmagamento desse material ($\sigma_{d adm}$).

Assim para começar a fazer o dimensionamento definiu-se a tensão de corte admissível como 100 MPa, pois esta varia entre 70 e 100 MPa, sendo o valor máximo entre estes para situações em que a solicitação seja constante. Já para a tensão de esmagamento admissível foi selecionado, através da tabela 6.2 do livro (1), o valor de 110 MPa.

De seguida, tendo em consideração o diâmetro de cada veio e após a consulta da tabela 6.1 do livro (1) com as dimensões das chavetas paralelas, podemos determinar as dimensões das chavetas para cada diâmetro de cada veio.

O passo seguinte foi, através das equações 35 e 36, ver se as condições de resistência ao corte e ao esmagamento se verificaram e assim determinar o comprimento mínimo da chaveta (L).

O comprimento do cubo (l_c) deve ser 10 mm mais longo do que o comprimento da chaveta e também deve ser menor do que 2,5 vezes o diâmetro, se for superior é melhor escolher uma secção estriada.

Os cálculos realizados podem ser vistos abaixo e todos os valores selecionados na tabela 6.1 do livro (1) e obtidos nos cálculos encontram-se na tabela 11.

$$\tau_a = \frac{2 \times M_t}{L \times b \times d} < \tau_{a adm} \quad [N/m^2] \quad (35)$$

$$L > \frac{2 \times M_t}{\tau_{a adm} \times b \times d} \quad [m]$$

- * L – comprimento útil da chaveta [m]
- * M_t – momento torsor [N m]
- * τ_a – tensão de corte [N/m²]
- * b – largura da chaveta [m]
- * d – diametro do veio [m]

$$L_{\text{veio 1 acoplamento}} > \frac{2 \times 140,06}{100 \times 10^6 \times 6 \times 10^{-3} \times 16 \times 10^{-3}} = 0,00292 \text{ m} = 2,9 \text{ mm}$$

$$L_{\text{veio 1 pinhão}} > \frac{2 \times 140,06}{100 \times 10^6 \times 6 \times 10^{-3} \times 20 \times 10^{-3}} = 0,00233 \text{ m} = 2,3 \text{ mm}$$

$$L_{\text{veio 2 roda}} > \frac{2 \times 420,16}{100 \times 10^6 \times 6 \times 10^{-3} \times 20 \times 10^{-3}} = 0,00700 \text{ m} = 7,0 \text{ mm}$$

$$L_{\text{veio 2 pinhão}} > \frac{2 \times 420,16}{100 \times 10^6 \times 6 \times 10^{-3} \times 20 \times 10^{-3}} = 0,00700 \text{ m} = 7,0 \text{ mm}$$

$$L_{\text{veio 3 roda}} > \frac{2 \times 1050,42}{100 \times 10^6 \times 8 \times 10^{-3} \times 25 \times 10^{-3}} = 0,01050 \text{ m} = 10,5 \text{ mm}$$

$$L_{\text{veio 3 pinhão}} > \frac{2 \times 1050,42}{100 \times 10^6 \times 8 \times 10^{-3} \times 25 \times 10^{-3}} = 0,01050 \text{ m} = 10,5 \text{ mm}$$

$$L_{\text{veio 4 roda}} > \frac{2 \times 2484,20}{100 \times 10^6 \times 8 \times 10^{-3} \times 25 \times 10^{-3}} = 0,02484 \text{ m} = 24,8 \text{ mm}$$

$$L_{\text{veio 4 acoplamento}} > \frac{2 \times 2484,20}{100 \times 10^6 \times 8 \times 10^{-3} \times 25 \times 10^{-3}} = 0,03943 \text{ m} = 39,4 \text{ mm}$$

$$\sigma_d = \frac{2 \times M_t}{L \times d \times (h - t_1)} < \sigma_{d \text{ adm}} \text{ [N/m}^2\text{]} \quad (36)$$

$$L > \frac{2 \times M_t}{\sigma_{d \text{ adm}} \times d \times (h - t_1)} \text{ [m]}$$

- * L – comprimento útil da chaveta [m]
- * M_t – momento torsor [N m]
- * σ_d – tensão de esmagamento [N/m²]
- * d – diametro do veio [m]

$$L_{\text{veio 1 acoplamento}} > \frac{2 \times 140,06}{110 \times 10^6 \times 16 \times 10^{-3} \times (6 \times 10^{-3} - 3,5 \times 10^{-3})} = 0,00637 \text{ m} = 6,4 \text{ mm}$$

$$L_{\text{veio 1 pínhão}} > \frac{2 \times 140,06}{110 \times 10^6 \times 20 \times 10^{-3} \times (6 \times 10^{-3} - 3,5 \times 10^{-3})} = 0,00509 \text{ m} = 5,1 \text{ mm}$$

$$L_{\text{veio 2 roda}} > \frac{2 \times 420,16}{110 \times 10^6 \times 20 \times 10^{-3} \times (6 \times 10^{-3} - 3,5 \times 10^{-3})} = 0,01528 \text{ m} = 15,3 \text{ mm}$$

$$L_{\text{veio 2 pínhão}} > \frac{2 \times 420,16}{110 \times 10^6 \times 20 \times 10^{-3} \times (6 \times 10^{-3} - 3,5 \times 10^{-3})} = 0,01528 \text{ m} = 15,3 \text{ mm}$$

$$L_{\text{veio 3 roda}} > \frac{2 \times 1050,42}{110 \times 10^6 \times 25 \times 10^{-3} \times (7 \times 10^{-3} - 4 \times 10^{-3})} = 0,02547 \text{ m} = 25,5 \text{ mm}$$

$$L_{\text{veio 3 pínhão}} > \frac{2 \times 1050,42}{110 \times 10^6 \times 25 \times 10^{-3} \times (7 \times 10^{-3} - 4 \times 10^{-3})} = 0,02547 \text{ m} = 25,5 \text{ mm}$$

$$L_{\text{veio 4 roda}} > \frac{2 \times 2484,20}{110 \times 10^6 \times 25 \times 10^{-3} \times (7 \times 10^{-3} - 4 \times 10^{-3})} = 0,06022 \text{ m} = 60,2 \text{ mm}$$

$$L_{\text{veio 4 acoplamento}} > \frac{2 \times 2484,20}{110 \times 10^6 \times 21 \times 10^{-3} \times (6 \times 10^{-3} - 3,5 \times 10^{-3})} = 0,08603 \text{ m} = 86,0 \text{ mm}$$

Tabela 11 – Dimensionamento das chavetas.

	Zona engrenamento	d	b	h	t1	t2	Lmin	Lmax	L	Lcubo	2,5*d	τ_{adm}	$\sigma_{d adm}$
Veio 1	1 (acoplamento)	16	6	6	3,5	2,8	14	70	40	50	40	100	110
	2	20	6	6	3,5	2,8	14	70	38	48	50	100	110
Veio 2	1	20	6	6	3,5	2,8	14	70	38	48	50	100	110
	2	20	6	6	3,5	2,8	14	70	50	60	50	100	110
Veio 3	1	25	8	7	4	3.3	18	90	50	60	62,5	100	110
	2	25	8	7	4	3.3	18	90	44	54	62,5	100	110
Veio 4	1	25	8	7	4	3.3	18	90	44	54	62,5	100	110
	2 (acoplamento)	21	6	6	3,5	2,8	18	90	40	50	52,5	100	110

*todas unidades da tabela são em mm, à exceção das τ_{adm} e $\sigma_{d adm}$ que são em N/m²

Como na zona 2 (lado direito) do veio 2 o L do cubo é superior ao superior a 2,5 vezes o diâmetro devemos utilizar aqui um veio estriado.

Para fazer o dimensionamento de veios estriados começou-se por, através da tensão de esmagamento admissível (que foi considerada como 110 MPa), determinar o comprimento mínimo útil da estria. Através da equação abaixo obtiveram-se os resultados mostrados.

$$\sigma_d = \frac{2 \times M_t \times K_t}{\left(\frac{D+d}{2} \times z \times h \times L\right)} < \sigma_{d adm} \quad [N/m^2] \quad (35)$$

O h , altura útil de contacto das estrias, pode ser estimada como 0,75 da altura efetiva da estria $((D-d)/2)$.

Para as dimensões normalizadas escolhidas na tabela 6.4 do (1), secção estriada média $6 \times 18 \times 22$:

$$L_1 > \frac{2 \times 140,05}{\left(\frac{21+25}{2} \times 6 \times 1,5 \times 110\right)} = 0, mm$$

- * σ_d – tensão de esmagamento $[N/m^2]$
- * D – diametro exterior do veio – estriado $[m]$
- * d – diametro 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 $[adimensional]$

Sendo que estes valores obtidos para o comprimento útil da estria terão de corresponder à relação dada pela equação abaixo apresentada.

$$L < 1,5 * d \quad (36)$$

$$L_1 < 1,5 * 21 < 30,5 mm$$

O valor dos veios estriados obtidos para cada roda são os da tabela 11.

Tabela 12 – Dimensionamento veios estriados.

	Zona engrenamento	P(kW)	n (rpm)	z	d	D	h	kt	b	L	σ_{adm}
Veio 1	1	22	1500	6	28	32	1,5	1,5	7	42	100
Veio 2	1	22	500	8	32	36	1,5	1,5	7	42	100
	2	22	500	8	36	40	2	1,1	7	56	110
Veio 3	1	22	200	8	42	46	2	1,1	8	54	100
	2	22	200	8	42	46	1,5	1,1	8	48	100

Veio 4	1	22	80	8	56	62	3	1,1	10	48	100
--------	---	----	----	---	----	----	---	-----	----	----	-----

Esboços dos veios

Recorrendo a todos os dimensionamentos foi possível desenhar os primeiros esboços dos veios a usar no redutor. Para isso, recorreu-se ao software *SolidWorks* sendo que se obtiveram os seguintes resultados.

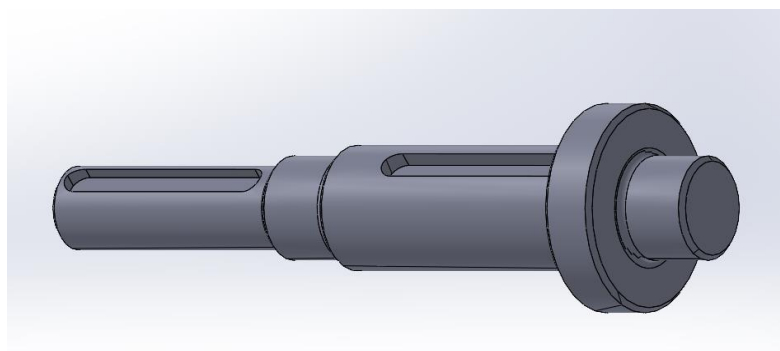


Figura 16 – Esboço do veio 1.

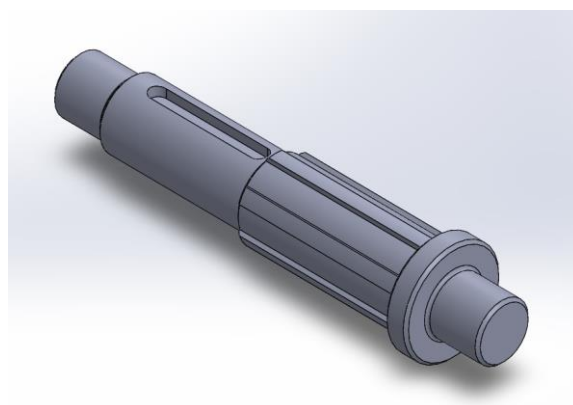


Figura 17 – Esboço do veio 2.

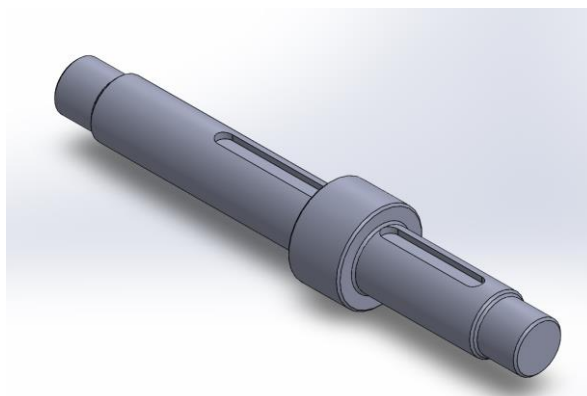


Figura 18 – Esboço do veio 3.

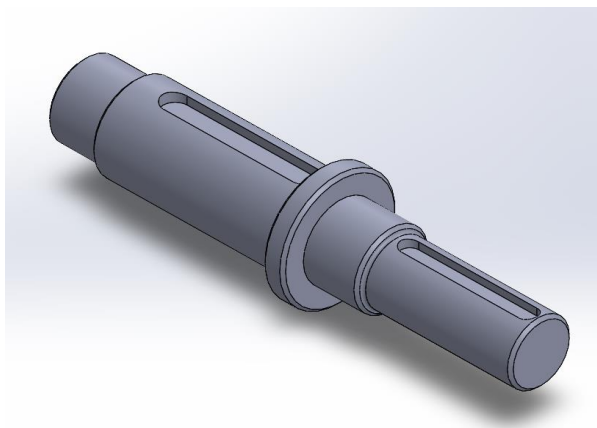


Figura 19 – Esboço do veio 4.

Dimensionamento do veio – Critério de Fadiga

Por último, recorreu-se ao critério de fadiga para corrigir eventuais falhas no desenho dos veios. Para isso, começou-se por determinar os fatores de concentração de tensões nas zonas de transição geométrica apresentadas nas imagens seguintes.

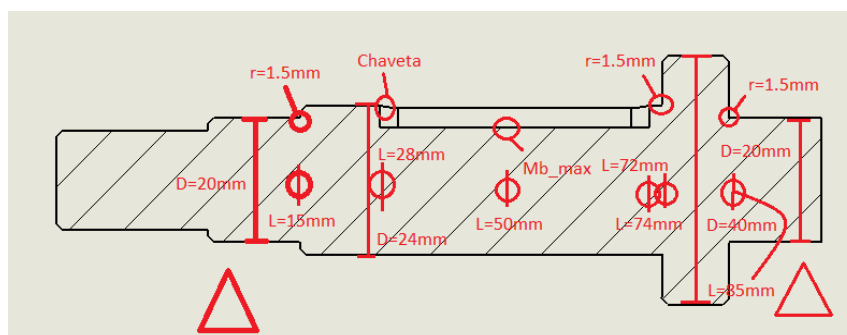


Figura 20 – Zonas de estudo de fadiga do veio 1.

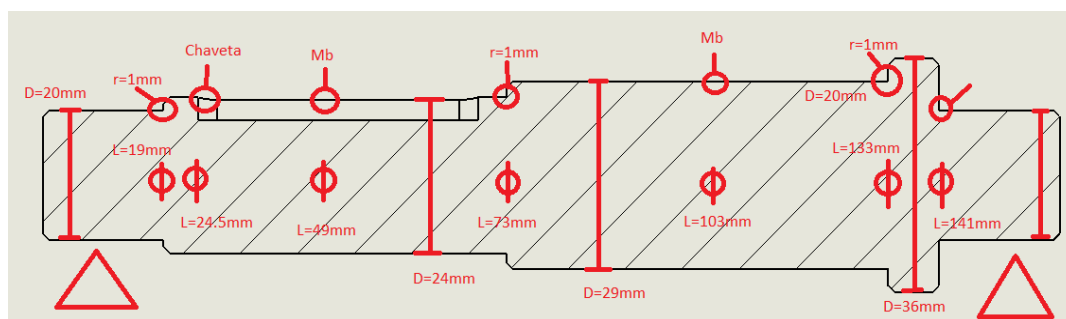


Figura 21 – Zonas de estudo de fadiga do veio 2.

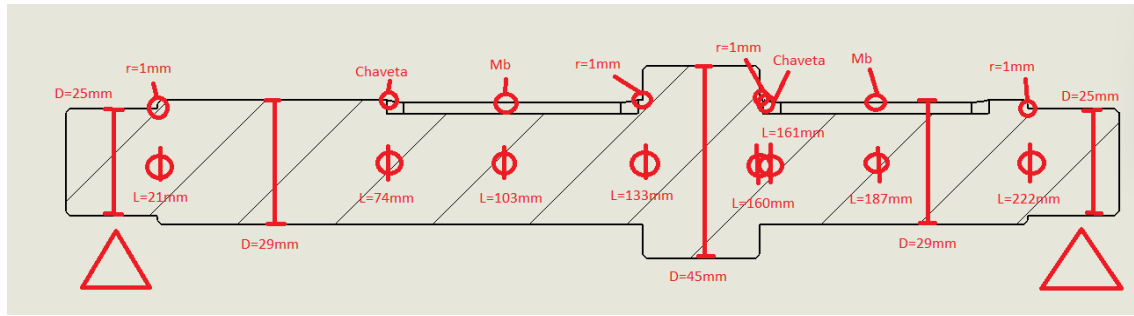


Figura 22 – Zonas de estudo de fadiga do veio 3.

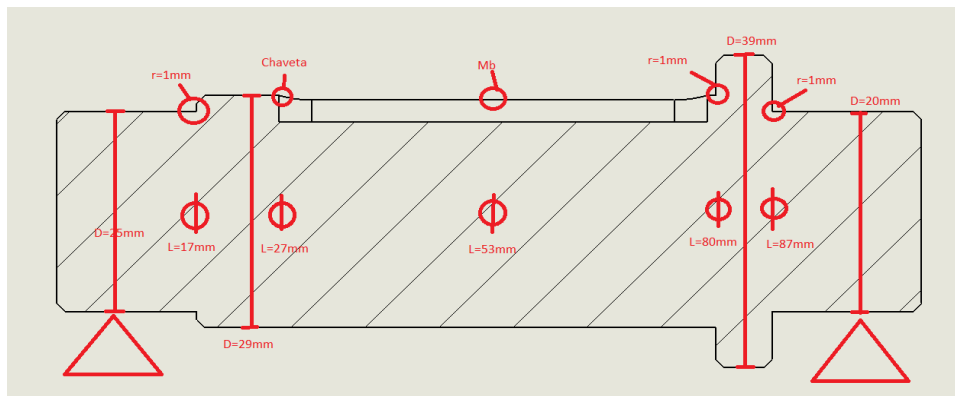


Figura 23 – Zonas de estudo de fadiga do veio 4.

De seguida, calcularam-se, através das equações seguintes, os outros fatores, cujo resultados são apresentados nas tabelas 13, 14, 15 e 16.

Junto com as equações estão os cálculos para o comprimento de 15 mm do veio 1, os restantes cálculos são iguais, apenas com os respetivos valores para cada comprimento e para cada veio, por isso são apresentados apenas os seus resultados nas tabelas.

- $M_b(x)$ – Momento fletor [N m]
- $M_t(x)$ – Momento torsor [N m]
- d – diâmetro secção mínima [m]
- r – raio de concordância [m]
- D – diâmetro secção máxima [m]
- K_t – fator de concentração de tensão teórico
- q – índice de sensibilidade ao entalhe
- K_f – fator de concentração efetivo
- σ_a – tensão alternada [MPa]
- σ_m – tensão média [MPa]
- K_{AS} – fator de acabamento superficial
- K_s – fator de tamanho
- σ_U – tensão de rutura do material [MPa]
- σ_e – tensão limite de fadiga [MPa]
- σ_e^c – tensão limite de fadiga corrigida [MPa]
- σ_Y – tensão de cedência do material [MPa]
- σ_{est}^{equiv} – tensão estática equivalente normal [MPa]
- τ_m – tensão de torção [MPa]
- τ_{est}^{equiv} – tensão estática equivalente corte [MPa]

- σ_{VM} – tensão equivalente de Von Mises [MPa]
- FS – fator de segurança

$$K_f = 1 + q \times (K_t - 1) \quad (36)$$

$$K_f = 1 + 0,7 \times (1,75 - 1) = 1,525$$

$$\sigma_a = \frac{32 \times M_b}{\pi \times d^3} \quad (\text{MPa}) \quad (37)$$

$$\sigma_a = \frac{32 \times 43000}{\pi \times 15^3} = 129,78 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{4 \times F_a}{\pi \times d^2} \quad (\text{MPa}) \quad (38)$$

$$\sigma_m = \frac{4 \times 2124,01}{\pi \times 15^2} = 12,02 \text{ MPa}$$

$$K_s = 1,189 \times d^{-0,097} \quad (8 \text{ mm} < d < 250 \text{ mm}) \quad (39)$$

$$K_s = 1,189 \times 15^{-0,097} = 0,914$$

$$\sigma_e = 0,5 \times \sigma_U \quad (\text{MPa}) \quad (40)$$

[tabela 7.4 do livro (1) de acordo com o material e σ_U]

$$\sigma_e = 0,5 \times 1000 = 500 \text{ MPa}$$

$$\sigma_e^c = K_{AS} \times K_s \times \sigma_e \quad (\text{MPa}) \quad (41)$$

$$\sigma_e^c = 0,690 \times 0,914 \times 500 = 315,44 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{est}^{equiv} = \sigma_m + \frac{\sigma_Y}{\sigma_e^c} \times \sigma_a \quad (\text{MPa}) \quad (42)$$

$$\sigma_{est}^{equiv} = 12,019 + \frac{750}{315,44} \times 129,78 = 320,58 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = \frac{16 \times M_t}{\pi \times d^3} \quad (\text{MPa}) \quad (43)$$

$$\tau_m = \frac{16 \times 140,06}{\pi \times 15^3} = 0,21 \text{ MPa}$$

$$\tau_{est}^{equiv} = \tau_m \times K_t \quad (\text{MPa}) \quad (44)$$

$$\tau_{est}^{equiv} = 0,21 \times 1,45 = 0,31 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{VM} = \sqrt{(\sigma_{est}^{equiv})^2 + 3 \times (\tau_{est}^{equiv})^2} \quad (\text{MPa}) \quad (45)$$

$$\sigma_{VM} = \sqrt{(320,58)^2 + 3 \times (0,31)^2} = 320,6 \text{ MPa}$$

$$FS = \frac{\sigma_Y}{\sigma_{VM}} \quad (46)$$

$$FS = \frac{750}{320,6} = 2,3$$

- * M_b calculado com o software *ftool*;
- * M_t calculado anteriormente;
- * K_t valor retirado do gráfico da figura 7.11 do livro (1);
- * q valor retirado do gráfico da figura 7.10 do livro (1);
- * K_{AS} valor retirado do gráfico da figura 7.9 do livro (1);
- * σ_U e σ_Y valores retirados da tabela 7.1 do livro (1) para o aço 42CrMo4.

Tabela 13 – Resultados do critério de fadiga para o veio 1 (lado esquerdo – chaveta 1 e lado direito – chaveta 2).

Distância Parâmetro	15 mm	28 mm	50 mm	74 mm	85 mm
$M_b(x)$ [N/mm]	43 000	81 000	145 000	75 000	43 000
$M_t(x)$ [N/mm]	140,06	140,06	140,06	140,06	140,06
d (mm)	15	24	24	24	20
r (mm)	1,5	-	-	1,5	1,5
r/d	0,1	-	-	0,0625	0,075
D (mm)	24	24	24	40	40
D/d	1,6	-	-	1,67	2
K_t (flexão)	1,75	1,6	1,6	2	1,9
q	0,7	1	1	0,7	0,7
K_f	1,525	1,6	1,6	1,7	1,63
$\sigma_{f\ max} = \sigma_a$ (MPa)	129,78	59,68	106,84	55,26	54,75
σ_m (MPa)	12,019	4,695	4,695	4,695	6,761
K_{AS}	0,690	0,690	0,690	0,690	0,690
K_s	0,914	0,874	0,874	0,874	0,889
σ_U (MPa)	1000	1000	1000	1000	1000
σ_e (MPa)	500	500	500	500	500
σ_e^c (MPa)	315,44	301,38	301,38	301,38	306,76
σ_Y (MPa)	750	750	750	750	750
σ_{est}^{equiv} (MPa)	320,58	153,22	270,57	142,22	140,62
τ_m (MPa)	0,21	0,05	0,05	0,05	0,09
K_t (torção)	1,45	3,5	3,5	1,6	1,55
τ_{est}^{equiv} (MPa) = $\zeta_m \times K_t$	0,31	0,18	0,18	0,08	0,14
σ_{VM} (MPa)	320,58	153,22	270,57	142,22	140,62
FS	2,3	4,9	2,8	5,3	5,3

- $M_b(x)$ – Momento fletor [N m]
- $M_t(x)$ – Momento torsor [N m]
- d – diametro secção mínima [m]
- r – raio de concordância [m]
- D – diametro secção máxima [m]
- K_t – fator de concentração de tensão teórico
- q – índice de sensibilidade ao entalhe
- K_f – fator de concentração efetivo
- σ_a – tensão alternada [MPa]
- σ_m – tensão média [MPa]
- K_{AS} – fator de acabamento superficial
- K_s – fator de tamanho
- σ_U – tensão de rutura do material [MPa]
- σ_e – tensão limite de fadiga [MPa]
- σ_e^c – tensão limite de fadiga corrigida [MPa]
- σ_Y – tensão de cedência do material [MPa]
- σ_{est}^{equiv} – tensão estática equivalente normal [MPa]
- τ_m – tensão de torção [MPa]
- τ_{est}^{equiv} – tensão estática equivalente corte [MPa]
- σ_{VM} – tensão equivalente de Von Mises [MPa]
- FS – fator de segurança

Tabela 14 – Resultados do critério de fadiga para o veio 2 (lado esquerdo – chaveta 3 e lado direito – veio estriado 1).

Distância Parâmetro	19mm	24,5mm	49mm	73mm	103mm	133mm	141mm
$M_b(x)$ [N/mm]	6 000	8 000	15 000	118 000	283 000	134 000	94 000
$M_t(x)$ [N/mm]	420,16	420,16	420,16	420,16	420,16	420,16	420,16
d (mm)	20	24	24	24	29	29	20
r (mm)	1	-	-	1	-	1	1
r/d	0,05	-	-	0,041667	-	0,034483	0,05
D (mm)	24	-	-	29	-	36	36
D/d	1,2	-	-	1,208333	-	1,241379	1,8
K_t (flexão)	1,95	1,6	1,6	1,97	1,6	2,2	2,2
q	0,8	1	1	0,8	1	0,8	0,8
K_f	1,76	1,6	1,6	1,776	1,6	1,96	1,96
$\sigma_{f\max} = \sigma_a$ (MPa)	7,64	5,89	11,05	86,95	118,19	55,96	119,68
σ_m (MPa)	12,169	8,451	8,451	8,451	5,788	5,788	12,169
K_{AS}	0,690	0,690	0,690	0,690	0,690	0,690	0,690
K_s	0,889	0,874	0,874	0,874	0,858	0,858	0,889
σ_U (MPa)	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000
σ_e (MPa)	500	500	500	500	500	500	500
σ_e^c (MPa)	306,76	301,38	301,38	301,38	295,90	295,90	306,76
σ_Y (MPa)	750	750	750	750	750	750	750
σ_{est}^{equiv} (MPa)	30,85	23,12	35,96	224,82	305,36	147,64	304,79
τ_m (MPa)	0,27	0,15	0,15	0,15	0,09	0,09	0,27
K_t (torção)	1,6	3,5	3,5	1,65	3,5	1,55	1,7
τ_{est}^{equiv} (MPa)	0,43	0,54	0,54	0,26	0,31	0,14	0,45
σ_{VM} (MPa)	30,86	23,14	35,97	224,82	305,36	147,64	304,79
FS	24,3	32,4	20,9	3,3	2,5	5,1	2,5

Tabela 15 – Resultados do critério de fadiga para o veio 3 (lado esquerdo – chaveta 4 e lado direito – chaveta 5).

Distância Parâmetro	21mm	74mm	103mm	133mm	160mm	161mm	187mm	222mm
$M_b(x)$ [N/mm]	53 000	187 000	260 000	21 000	195 000	203 000	410 000	154 000
$M_t(x)$ [N/mm]	1050,42	1050,42	1050,42	1050,42	1050,42	1050,42	1050,42	1050,42
d (mm)	25	29	29	29	29	29	29	25
r (mm)	1	-	-	1	1	-	-	1
r/d	0,04	-	-	0,034483	0,034483	-	-	0,04
D (mm)	29	-	-	45	45	-	-	29
D/d	1,16	-	-	1,551724	1,551724	-	-	1,16
K_t (flexão)	1,95	1,6	1,6	2,2	2,2	1,6	1,6	1,95
q	0,8	1	1	0,8	0,8	1	1	0,8
K_f	1,76	1,6	1,6	1,96	1,96	1,6	1,6	1,76
$\sigma_{fmax} = \sigma_a$ (MPa)	34,55	78,10	108,59	8,77	81,44	84,78	171,23	100,39
σ_m (MPa)	11,370	8,450	8,450	8,450	8,450	8,450	8,450	11,370
K_{AS}	0,690	0,690	0,690	0,690	0,690	0,690	0,690	1,690
K_s	0,870	0,858	0,858	0,858	0,858	0,858	0,858	0,870
σ_U (MPa)	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1001
σ_e (MPa)	500	500	500	500	500	500	500	501
σ_e^c (MPa)	300,19	295,90	295,90	295,90	295,90	295,90	295,90	735,99
σ_Y (MPa)	750	750	750	750	750	750	750	751
σ_{est}^{equiv} (MPa)	97,69	206,40	283,68	30,68	214,87	223,34	442,46	113,81
τ_m (MPa)	0,34	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	0,34
K_t (torção)	1,6	3,5	3,5	1,9	1,9	3,5	3,5	1,6
τ_{est}^{equiv} (MPa)	0,55	0,77	0,77	0,42	0,42	0,77	0,77	0,55
σ_{VM} (MPa)	97,70	206,41	283,68	30,69	214,87	223,34	442,47	113,81
FS	7,7	3,6	2,6	24,4	3,5	3,4	1,7	6,6

Tabela 16 – Resultados do critério de fadiga para o veio 4 (lado esquerdo – chaveta 6 e lado direito – chaveta 7).

Distância Parâmetro	19mm	27mm	53mm	80mm	87mm
$M_b(x)$ [N/mm]	144 000	205 000	402 000	193 000	139 000
$M_t(x)$ [N/mm]	2484,20	2484,20	2484,20	2484,20	2484,20
d (mm)	25	29	29	29	25
r (mm)	1	-	-	1	1
r/d	0,04	-	-	0,034483	0,04
D (mm)	29	29	29	39	39
D/d	1,16	-	-	1,34	1,56
K_t (flexão)	2	1,6	1,6	2,2	2,15
q	0,7	1	1	0,7	0,7
K_f	1,7	1,6	1,6	1,84	1,805
$\sigma_{fmax} = \sigma_a$ (MPa)	93,87	85,62	167,89	80,61	90,61
σ_m (MPa)	11,370	8,450	8,450	8,450	11,370
K_{AS}	0,690	0,690	0,690	0,690	0,690
K_s	0,870	0,858	0,858	0,858	0,870
σ_U (MPa)	1000	1000	1000	1000	1000
σ_e (MPa)	500	500	500	500	500
σ_e^c (MPa)	300,19	295,90	295,90	295,90	300,19
σ_y (MPa)	750	750	750	750	750
σ_{est}^{equiv} (MPa)	245,90	225,46	433,99	212,75	237,76
τ_m (MPa)	0,81	0,52	0,52	0,52	0,81
K_t (torção)	1,65	3,5	3,5	1,8	1,8
τ_{est}^{equiv} (MPa)	1,34	1,82	1,82	0,93	1,46
σ_{VM} (MPa)	245,91	225,48	434,01	212,76	237,77
FS	3,0	3,3	1,7	3,5	3,2

Como podemos ver, o fator de segurança obtido foi bastante satisfatório sendo que os veios não comprometem a integridade estrutural do redutor.

Parte 3

Introdução

Neste terceiro relatório, que é o relatório final, o objetivo é, primeiramente, corrigir e atualizar a segunda parte do relatório. Foram notados vários erros, como nos cálculos, e há partes incompletas, por isso todos os cálculos da parte dois do relatório vão ser repetidos e assim haverá várias mudanças nessa parte.

Depois, o objetivo passa por finalizar o dimensionamento do redutor de eixos paralelos com veio de entrada e saída coaxiais, que transmite uma potência de 22 kW e usa um fator de redução de 18.75. Já a velocidade de entrada é de 1500 rpm e a velocidade de saída de 80 rpm. O cárter é em fundição de alumínio.

Portanto, para acabar o dimensionamento do redutor, depois de revistas a parte 1 e principalmente a parte 2 do relatório, vamos começar por escolher o tipo de arquitetura do cárter tendo em conta o tipo de mecanismo, funcionalidade, acessibilidade para montagem dos seus componentes e manutenção. Depois vamos escolher o material e a espessura média da parede do cárter. Os vedantes para os veios de entrada e saída também necessitam de ser escolhidos a partir de um catálogo de fabricante. Também é preciso definir a vedação das tampas do cárter. E por fim outro aspeto importante a definir é a lubrificação do redutor.

Finalmente, vamos fazer os desenhos de conjunto do redutor dimensionado.

Cárter

O cárter é a estrutura que assegura o suporte de todos os elementos que formam este redutor e que os protege. Também permite que o redutor funcione corretamente, pois possibilita que haja certas condições necessárias. Uma dessas condições é a lubrificação dos mecanismos, que é importantíssima como por exemplo para reduzir o atrito e desgaste entre superfícies, para contribuir para o arrefecimento das superfícies e para a redução do ruído.

Quanto à arquitetura do cárter utilizada, a escolha foi por um cárter separável, com plano que passa pelos eixos. Isto porque a fabricação deste tipo de arquitetura precisa apenas de um simples aperto peça e a montagem é bastante fácil e acessível e também pode ser automatizada. Também tem inconvenientes como a face de referência exigir uma maquinagem cuidada, as caixas dos rolamentos devem ser maquinadas com as meias metades montadas e o cárter não é tão rígido, mas as outras arquiteturas também têm inconvenientes como custos mais elevados e condições de montagem desfavoráveis. E o facto de o cárter não ser tão rígido pode ser melhorado, aumentando a rigidez com a adição de nervuras na sua estrutura. Esta arquitetura, de acordo com o livro (1), é também bastante utilizada na construção de redutores clássicos de um ou mais andares.

De acordo com o caderno de encargos, o cárter é em fundição de alumínio. Sendo assim, para a escolha da espessura média da parede fomos à tabela 8.2 do livro (1) e devido ao comprimento da parede para ligas leves, que mede entre 500 e 600 mm, seleccionámos a espessura da parede de 6,5 mm. O que é a maior espessura mínima na tabela e assim ajuda a que o cárter tenha mais rigidez, sendo que a arquitetura escolhida concede menor rigidez que outras.

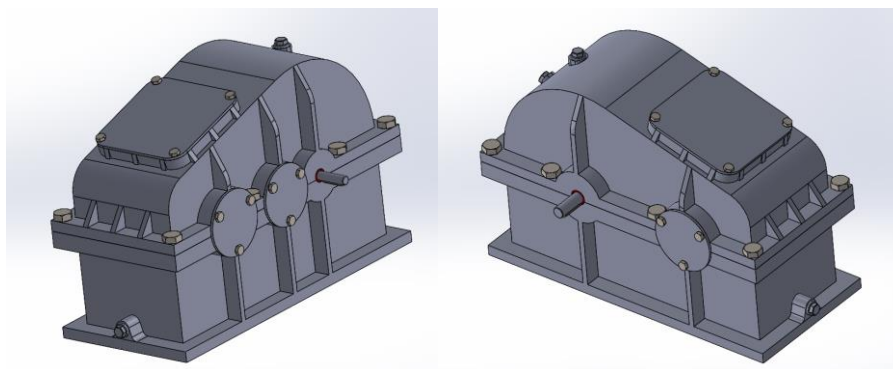


Figura 24 – Cárter Desenvolvido

Vedação

A vedação é bastante importante porque é o que impede as perdas de lubrificante. Lubrificante esse que é requisito para o correto funcionamento dos mecanismos e que reduz custos com a manutenção ao protegê-los. A falha da vedação também, muitas vezes, tem mais custos, tanto para o ambiente como a fazer a reparação, do que o custo da vedação.

Neste redutor necessitamos de vedação para os veios de entrada e saída, para as tampas do cárter e para os 3 bujões.

Para a vedação dos veios de entrada e saída utilizamos vedação dinâmica, tendo indicação para usar vedantes do tipo A nas notas de entrega do relatório, acabamos por utilizar um vedante AS 16*24*4 (mm) para o veio de entrada e um vedante S 21*29*4 (mm) para o veio de saída. Isto porque no catálogo (5) para o diâmetro necessário não existia nos vedantes tipo A.

Na vedação estática entre as duas tampas do cárter é utilizada a vedação por filme de silicone.

Por fim, na vedação dos orifícios de entrada, nível e saída de óleo, foram utilizados 3 bujões, selecionados a partir do catálogo (6), e três anilhas de vedação, com dimensões selecionadas na tabela 8.12 do livro (1).

Tabela 17 – Referências e dimensões dos bujões utilizados.

	Referência	Diâmetro (mm)	D1 (mm)	K (mm)	D2 (mm)	L (mm)	L1 (mm)	SW (mm)	Torque de aperto max (Nm)	Carga de pressão max (bar)
Bujão 1 (entrada)	28016-102015	25	M20x1,5	8	-	14	4	19	-	-
Bujão 2 (nível)	28010-241815	24,5	M18x1,5	-	13	10	9	22	12	10
Bujão 3 (saída)	28016-102015	25	M20x1,5	8	-	14	4	19	-	-

Tabela 18 – Dimensões das anilhas de vedação utilizados para cada bujão.

	d (mm)	D (mm)	e (mm)
Anilha 1	20	26	1,5
Anilha 2	18	24	1,5
Anilha 3	20	26	1,5

Lubrificação

A lubrificação é responsável por reduzir o atrito e o desgaste entre as superfícies dos mecanismos, por proteger contra a corrosão, por arrefecer superfícies e por reduzir o ruído. Assim é importante termos o redutor com a lubrificação certa para o melhor funcionamento dos mecanismos.

Podemos ter lubrificação com massa lubrificante, que é barata mas não é indicada para velocidades de rotação elevadas, ou com óleo que é muito bom a lubrificar todos os tipos de elementos móveis como rolamentos e engrenagens. Por isso, o óleo vai ser o lubrificante para o redutor.

O tipo de lubrificação será a chapinhagem. Este tipo de lubrificação é muito comum. O nível do óleo fica baixo e nem as engrenagens nem os rolamentos ficam imersos no óleo. Assim, o movimento dos elementos que contactam com o óleo permite que ocorra a lubrificação dos outros componentes dos mecanismos.

Para a seleção do óleo a utilizar foi necessário, primeiro, calcular a viscosidade cinemática do óleo indicada para os rolamentos e depois obter essa viscosidade cinemática a 40° e com isso selecionar a classe de viscosidade ISO VG mais indicada para os rolamentos. Depois foi preciso calcular e selecionar a viscosidade cinemática do óleo para as engrenagens. E finalmente escolhemos a classe de viscosidade mais elevada de entre as duas, da indicada para os rolamentos e da indicada para as engrenagens.

Os cálculos efetuados através das equações 44 e 45 encontram-se abaixo. Assim como as tabelas 18 e 19 com os resultados para os rolamentos e engrenagens.

Rolamentos

$$d_m = 0,5 \times (d + D) \text{ (mm)} \quad (44)$$

$$d_{m_1} = d_{m_2} = 0,5 \times (20 + 52) = 36,0 \text{ mm}$$

$$d_{m_3} = d_{m_4} = 0,5 \times (20 + 72) = 46,0 \text{ mm}$$

$$d_{m_5} = d_{m_6} = 0,5 \times (25 + 80) = 52,5 \text{ mm}$$

$$d_{m_7} = d_{m_8} = 0,5 \times (25 + 62) = 43,5 \text{ mm}$$

Tabela 19 – viscosidade cinemática do óleo indicada para os rolamentos.

Rolamentos	Diâmetro médio (mm)	Rotação (rpm)	Viscosidade cinemática do óleo (mm²/c)	Classificação da viscosidade cinemática
1	36,0	1500	18	-
2	36,0	1500	18	-
3	46,0	500	36	-
4	46,0	500	36	-
5	52,5	200	70	-
6	52,5	200	70	-
7	43,5	80	175	ISO VG 220
8	43,5	80	175	ISO VG 220

*Apenas foi escolhida a classificação para o rolamento com a viscosidade cinemática mais elevada.

Engrenagens

$$V = \omega \times R \quad ; \quad \omega = \frac{2 \times \pi \times n}{60}$$

$$V = \frac{\pi \times n \times R}{30} \quad (\text{m/s}) \quad (45)$$

- V – velocidade periférica da engrenagem [m/s]
- ω – velocidade angular [rad/s]
- R – raio primitivo [m]
- n – rotação [rpm]

$$V_1 = \frac{\pi \times n \times R_1}{30} = \frac{\pi \times 1500 \times 19 \times 10^{-3}}{30} = 2,98 \text{ m/s}$$

$$V_2 = \frac{\pi \times n \times R_2}{30} = \frac{\pi \times 500 \times 67 \times 10^{-3}}{30} = 3,51 \text{ m/s}$$

$$V_3 = \frac{\pi \times n \times R_3}{30} = \frac{\pi \times 500 \times 34 \times 10^{-3}}{30} = 1,78 \text{ m/s}$$

$$V_4 = \frac{\pi \times n \times R_4}{30} = \frac{\pi \times 200 \times 94 \times 10^{-3}}{30} = 1,97 \text{ m/s}$$

$$V_5 = \frac{\pi \times n \times R_5}{30} = \frac{\pi \times 200 \times 64 \times 10^{-3}}{30} = 1,34 \text{ m/s}$$

$$V_6 = \frac{\pi \times n \times R_6}{30} = \frac{\pi \times 80 \times 156,5 \times 10^{-3}}{30} = 1,31 \text{ m/s}$$

$$\sigma_{HLim} = 956 \text{ N/mm}^2$$

- σ_{HLim} – tensão limite de fadiga de contacto [$\text{MPa} = \text{N/mm}^2$]

Tabela 20 – viscosidade cinemática do óleo indicada para as engrenagens.

Engrenagem	Velocidade (m/s)	σ_H (N/mm ²)	Viscosidade cinemática do óleo (mm ² / s)	Classificação da viscosidade cinemática
Pinhão 1	2,98	956	50	-
Roda 2	3,51		50	-
Pinhão 3	1,78		60	ISO VG 68
Roda 4	1,97		60	ISO VG 68
Pinhão 5	1,34		60	ISO VG 68
Roda 6	1,31		60	ISO VG 68

*Apenas foi escolhida a classificação as engrenagens com a viscosidade cinemática mais elevada.

Com a classificação indicada para os rolamentos e para as engrenagens podemos então escolher a mais elevada que é a dos rolamentos, ISO VG 220.

E assim com esta classificação escolhemos o óleo, no catálogo (7), Shell Omala S4 GXV 220, que é indicado para este tipo de mecanismo e para estas rodas com este dentado.

Conclusão

Ao longo desta última parte do desenvolvimento do projeto, conseguimos corrigir grande parte dos erros de dimensionamento da segunda entrega. Obtivemos valores bem mais aceitáveis, tanto durante a seleção de rolamentos como no dimensionamento de chavetas. Relativamente ao dimensionamento do veio pelo critério de fadiga, desta vez foi aplicada a todos os pontos críticos presentes no veio e os diagramas foram mais bem desenhados, abrangendo todas as zonas críticas.

No que toca ao desenvolvimento da última parte deste projeto, a dificuldade baseou-se na construção do cárter e dimensionamento de vedantes, bem como o seu desenho. No entanto, foram todos representados da melhor maneira possível.

Relativamente ao desenho de conjunto, foi complicado de arranjar espaço na folha que abrangesse o nosso projeto todo. Crê-se que exista falta de vistas importantes como por exemplo a da parte superior da tampa de acesso rápido ou a parte frontal das tampas de acesso aos rolamentos externos. Faltou também a identificação numérica de dois componentes e o registo normalizado dos casquilhos.

Apesar de existirem falhas neste projeto, o grupo crê que a maior parte dos objetivos foi cumprido. Apresentamos um redutor de eixos paralelos coaxiais e este foi representado de acordo com as normas ISSO.

Referências

- 1 – Completo A., Melo F.Q. 2019. Introdução ao Projeto Mecânico, PubIndústria, Porto, ISBN: 9789897232251.
- 2 – Koyo, Ball & Roller Bearings Popular Size, CAT.NO.203E-1 Printed in Japan '00.4-2CNK('97.3).
- 3 – Rexnord, M131-110 03/2007 Delzer Litho Printed in USA.
- 4 – A. B. Morais 2012, Desenho Técnico Básico, Porto editora, Porto.
- 5 – Barnwell. *Rotary shaft seals*.
- 6 – Norelem (2022). *The big green book 2*.
- 7 – Shell Lubricants. *From extending gearbox life to driving industry*.