



universidade
de aveiro

2022/2023

Escada Elevatória

Trabalho 2

Relatórios 1 e 2

Acácio Cruz, nº 66326

João Valinho, nº 88775

Tiago Santos, nº 93261

Índice

Relatório 1	2
1. Introdução.....	2
1.1. Objetivo do projeto e enunciado.....	2
1.2. Planeamento	2
2. Caderno de encargos do mecanismo	3
2.1. Descrição do mecanismo a projetar	3
3. Benchmarking – <i>Easy Big WH-KI</i>	3
4. Dimensionamento e seleção dos componentes mecânicos	4
4.1. Cabo	4
4.2. Tambor	7
4.3. Motor.....	9
4.4. Engrenagens	10
4.4.1. Determinação do número de andares	10
4.4.2. Determinação da relação de transmissão total.....	11
4.4.3. Determinação do número de dentes	11
4.4.4. Determinação dos módulos.....	12
4.4.5. Parâmetros geométricos associados ao dentado helicoidal	15
5. Evolução do esquema cinemático do sistema mecânico.....	16
6. Conclusão.....	18
Relatório 2	19
1. Introdução.....	19
2. Identificação das forças de engrenamento aplicadas nos veios	19
3. Dimensionamento de Rolamentos	22
3.1. Fatores de carga estáticos	22
3.2. Fatores de carga dinâmicos	24
4. Dimensionamento do veio	26
4.1. Critério de Cedência	26
4.1.1. Critério de Tresca	27
4.1.2. Critério de Von Mises	27
4.2. Critério de Rigidez	28
5. Dimensionamento de chavetas / veios estriados	29
4.3. Esboços dos veios.....	30
7.2 Definição do acoplamento	30
6. Conclusão.....	31
Referências	33

Relatório 1

1. Introdução

1.1. Objetivo do projeto e enunciado

Uma escada elevatória é um mecanismo para transporte de carga de um nível de altura para outro. Ela é composta por uma plataforma elevatória montada em uma estrutura vertical que é acionada por um sistema elétrico. São geralmente usadas para fornecer acesso de materiais aos telhados de edifícios, movendo-se verticalmente ou numa inclinação.

O presente projeto visa, no âmbito da unidade curricular de Projeto de Máquinas e Estruturas, projetar uma escada elevatória para o transporte de painéis solares térmicos e fotovoltaicos a serem instalados em telhados. Assim sendo, inicialmente, traçar o sistema mecânico e elevatório. Consequentemente elevar o nosso conhecimento através da interligação de competências previamente adquiridas.

Será aplicado a este mecanismo, um redutor de velocidades proporcionando, assim, a diminuição da velocidade de um motor elétrico, mantendo a transmissão da potência constante de um motor, e aumento do binário, assegurando o transporte de painéis solares ao longo de uma escada elevatória.

Na primeira parte deste relatório, mostra-se um cronograma referente ao planeamento, apresenta-se o caderno de encargos do mecanismo a projetar e a análise a uma solução de mercado similar à do projeto em causa.

A seguir, é realizada uma descrição do mecanismo que a ser projetado, onde se indica os requisitos impostos de acordo com um enunciado e os que foram definidos pelos elementos do grupo imprescindíveis para o dimensionamento dos componentes mecânicos. Além disso, mostra-se a comparação de uma solução de mercado com uma aplicação similar à que se está a elaborar.

Posteriormente, é apresentado o método sequencial de todos os cálculos inerentes para dimensionar cada componente, compreendendo definições e condições teóricas e as relações de dependência entre a determinação das proporções de cada um, como por exemplo, os diâmetros do cabo e do tambor e das potências entre o redutor de velocidades (de eixos paralelos com veio de entrada e saída coaxiais, que inclui rodas dentadas helicoidais) e o motor que o aciona. Após cada componente dimensionado, mostra-se e discute-se os dados obtidos.

Por fim, expõe-se quer as considerações e verificações finais quer os valores obtidos mais relevantes a fim de se atingir o objetivo deste primeiro relatório.

1.2. Planeamento

Procurou-se reunir todos os membros do grupo semanalmente e em cada reunião, discutir as etapas do projeto de forma clara e específica. De modo a identificar os recursos, quer pessoais quer temporais, necessários para o cumprimento de cada tarefa, definiram-se áreas de especialização para cada elemento. Além disso, recorreu-se à criação de um cronograma detalhado (diagrama de *Gantt*) para o projeto, que inclui prazos e tarefas específicas para cada membro do grupo. Na figura 1, observa-se detalhadamente o trabalho desenvolvido ao longo das primeiras 5 semanas.



Figura 1 – Diagrama de Gantt.

2. Caderno de encargos do mecanismo

2.1. Descrição do mecanismo a projetar

O sistema mecânico é constituído por um motor freio acoplado a uma caixa redutora que inclui três pares de engrenagens de dentado helicoidal, para além de estar fixado a um tambor. Para o sistema elevatório, o cabo terá de ser capaz de efetuar a subida de cargas até à altura mencionada a seguir.

O dimensionamento destes componentes teve em conta os dados fornecidos pelo enunciado:

- Capacidade de carga/elevação: 250 kg;
- Área para elevação: 0,5 m x 1 m;
- Capacidade de elevação: 12 m;
- Velocidade de elevação: 35 m/min;

Além disso, considerou-se outros parâmetros e/ou características inerentes aos componentes projetados:

- Caixa redutoras de 3 velocidades para aplicar em elevação de carga;
- Estrutura dos grupos redutores é 2x1;
- Acionamento é feito por um motor freio;
- Par de engrenagens- 1º em aço de carbono C45, 2º em carbono temperado 33Mn5, 3º em aço ligado temperado 34NiCrMo6;
- Seleção de velocidade por um único manípulo;
- Potência de entrada – 1,39 kW;
- Velocidade de entrada – 1430 rpm;
- Velocidade de saída– 40,53 rpm.

3. Benchmarking – Easy Big WH-KI

O Easy Big WH-KI da GGR Group é um guindaste de escada projetado para transportar materiais de construção e equipamentos para um local de trabalho em alturas elevadas. Ele é montado em uma escada ou andaime, e o material ou equipamento é levantado por meio de uma polia conectada a um motor elétrico. Este produto é frequentemente usado em espaços de obras. [3]

Abaixo estão alguns pontos fortes e fracos do produto:

Pontos fortes:

- Fácil montagem e desmontagem.

- Capacidade máxima de carga de 250 kg.
- Possibilidade de elevação de materiais até 24 metros de altura, com articulação.
- Velocidade de elevação ajustável.
- Sistema de freio automático de segurança.
- Adequado para locais de construção em áreas urbanas onde o espaço é limitado e não é possível usar guindastes maiores.
- Redução dos riscos de lesões nos trabalhadores que realizam a elevação manual de materiais.

Pontos fracos:

- Capacidade limitada de carga em comparação com guindastes maiores.
- A mobilidade é restrita a locais onde uma escada ou andaime podem ser utilizados para a sua instalação.
- A operação do guindaste requer treinamento e habilidade para garantir a segurança dos trabalhadores e evitar danos aos materiais ou equipamentos transportados.
- Custo de aluguer ou compra pode ser maior do que o de outras soluções de elevação de materiais.

Em resumo, o *Easy Big WH-KI* pode ser uma opção eficiente e segura para a elevação de materiais em locais de construção em áreas urbanas ou onde não é possível usar guindastes maiores, desde que seja operado adequadamente e respeitando as suas limitações de carga e mobilidade.

Em comparação com esse produto concorrente, o mecanismo projetado tem uma capacidade máxima de carga semelhante, mas uma altura máxima de elevação menor.



Figura 2 – Imagem ilustrativa do *Easy Big WH-KI*.

4. Dimensionamento e seleção dos componentes mecânicos

4.1. Cabo

O primeiro componente a ser dimensionado foi o cabo de aço. As classes e tipos de cabos de aço selecionados para o estudo serão apresentados na tabela 1, juntamente com as características imprescindíveis para os cálculos retiradas de [2].

A fim de se aumentar o tempo de vida deste componente e este não se romper, utilizou-se um fator de segurança (f_s) de 5 para guinchos, de acordo com a tabela 6.27 de [2].

Tabela 1 – Exemplos cabos de aço

Tipo	Classe	Fator de construção (f)	Fator para diâmetro mínimo/recomendado do tambor (f _i)	Carga de rutura mínima [kN]	Tensão de rutura [MPa]
1x7	Cordão	0,596	-	13,7	1570
1x19		0,58	-	13,2	
6x19	Seale	0,395	34/51	27	1770
6x25	Filler, WS	0,405	26/39	41	
6x36			23/35	35,7 (1*)	-

1* - O valor de carga de rutura mínima foi pesquisado em [2].

Primeiramente, definiu-se o comprimento do cabo através da equação (1), sendo a altura máxima 12 metros.

$$L_c = 2 \times H_{m\acute{a}x} \quad (1)$$

$$L_c = 2 \times 12 = 24$$

- L_c – comprimento do cabo [m]
- $H_{m\acute{a}x}$ – altura máxima [m]

Adicionou-se 2 metros ao comprimento final, obtendo-se então 26 metros de comprimento do cabo, visto que o diâmetro do tambor é 0,305 metros, conta-se com mais 2 polias do mesmo diâmetro, o que perfaz um aumento de 1,9 metros, aproximadamente.

De seguida, procedeu-se à determinação da área transversal do cabo e do peso carga que o cabo tem de suportar, desprezando as forças de atrito, a partir das equações (2) e (3), respetivamente. Assim, a expressão (4) calcula a pressão nessa área. Os valores apresentados referem-se ao cabo que foi escolhido, sublinhado a verde, ou seja, para os outros cabos aplicou-se o mesmo procedimento.

$$A_c = \frac{\varnothing_c^2 \times \pi}{4} \quad (2)$$

$$A_c = \frac{0,008^2 \times \pi}{4} = 5,027 \times 10^{-5}$$

- A_c – área transversal do cabo [m²]
- \varnothing_c – diâmetro do cabo [m]

$$F = m \times g \quad (3)$$

$$P = 250 \times 9,81 = 2452,50$$

- F – força aplicada ao cabo [N]
- g – constante gravitacional = 9,81 [m/s²]
- m – massa da carga [kg]

$$\sigma = \frac{F}{A_c} \quad (4)$$

$$\sigma = \frac{2452,50}{5,027 \times 10^{-5}} = 49 \text{ Mpa}$$

- F – força aplicada ao cabo [N]
- A_c – área transversal do cabo [m²]
- σ – tensão axial no cabo [MPa]

Depois, mediu-se a deformação elástica do cabo pela lei de Hooke com a equação (5). A área metálica efetiva do cabo foi estimada com recorrendo à equação (6), sendo o módulo de Young para cabos de aço é 200 GPa.

$$\Delta_L = \frac{F \times L}{A_m \times E} \quad (5)$$

$$\Delta_L = \frac{2452,5 \times 26}{9,50 \times 10^{-6} \times 200 \times 10^9} = 0,17 \text{ m}$$

- F – força aplicada ao cabo [N]
- A_m – área metálica efetiva do cabo [m²]
- Δ_L – alongamento do cabo [m]
- E – módulo de elasticidade [GPa]
- L_c – comprimento do cabo [m]

$$A_m = f \times \varnothing_c^2 \quad (6)$$

$$A_m = 0,38 \times 0,005^2 = 9,56 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

- A_m – área metálica efetiva do cabo [m²]
- \varnothing_c – diâmetro do cabo [m]
- f - fator de construção [adimensional]

Por fim, aplicando a equação (7), determinou-se os valores mínimo e recomendado para o diâmetro do tambor, deve estar preferencialmente compreendido no intervalo [0,238; 0,476] metros. Deste modo, é permitido fazer a comparação dos resultados obtidos para cada um dos cabos na tabela 2.

$$\varnothing_t = f_t \times \varnothing_c \quad (7)$$

$$\varnothing_{t,min} = 42 \times 0,005 = 0,21 \text{ m}$$

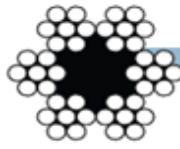
$$\varnothing_{t,rec} = 72 \times 0,014 = 0,36 \text{ m}$$

- \varnothing_t – diâmetro do tambor [m]
- \varnothing_c – diâmetro do cabo [m]
- f_t – Fator para o diâmetro mínimo/recomendado do tambor [adimensional]

Tabela 2 - Valores obtidos para selecionar o cabo.

Classificação	Classe	\varnothing [m]	E [Gpa]	Area cabo [m ²]	δ	Carga de Trabalho [kN]	A_m [m ²]	Δ_L [m]	\varnothing Tambor [m]	L Tambor [m]
6x7	CF	0,005	200	1,96E-05	125	3,00	9,50E-06	1,68E-01	0,36	0,22

Após o seu dimensionamento, o cabo selecionado é do tipo 6x7, da classe CF, fornecido pela Luiz Godinho. [3]



6x7 - CF

Diâm. nom. cabo	Massa aprox.	Força de rotura mínima			
		1770		1960	
mm	kg/100m	kN	kgf	kN	kgf
2	1.40	2.46	250	2.72	277
2.5	2.25	3.96	403	4.38	447
3	3.14	5.53	563	6.13	625
4	5.51	9.70	984	10.7	1090
5	8.33	14.6	1490	16.2	1650
6	12.3	21.6	2190	23.9	2440

Na figura 3 é possível observar informações adicionais sobre o mesmo.

4.2. Tambor

A partir da determinação do comprimento do cabo, pode-se utilizar esse valor para calcular o número de voltas do tambor, mas antes deve-se obter o seu perímetro, recorrendo aos valores dos diâmetros recomendado e mínimo, através das equações (8) e (9).

$$P_t = \varnothing_t \times \pi \quad (8)$$

$$P_{t,d \text{ rec}} = 0,36 \times \pi = 1,13 \text{ m}$$

$$P_{t,d \text{ mín}} = 0,21 \times \pi = 0,659 \text{ m}$$

- P_t – perímetro do tambor [m]
- \varnothing_t – diâmetro do tambor [m]

$$N_{\text{voltas}} = \frac{L_c}{P_t} \quad (9)$$

$$N_{\text{voltas},d \text{ rec}} = \frac{26}{1,13} = 23$$

$$N_{\text{voltas},d \text{ mín}} = \frac{26}{0,659} = 39$$

- N_{voltas} – número de voltas [adimensional]
- P_t – perímetro do tambor [m]
- L_c – comprimento do cabo [m]

Posteriormente, fez-se uma pesquisa em [4], e acrescentou-se o cálculo dos valores necessários para o dimensionamento do tambor.

Deste modo, determinou-se 4 parâmetros da ranhura do cabo que permitem definir o comprimento do tambor, sendo mencionados a seguir, bem como se apresenta as respetivas equações (10 a 13). Os resultados obtidos podem ser observados na tabela 3, tal como na figura 4 está ilustrado o desenho técnico de um tambor com esses parâmetros.

$$A = 1,08 \times \varnothing_c \quad (10)$$

$$A = 1,08 \times 0,005 = 0,0054 \text{ m}$$

$$B = 1,06 \times \varnothing_c \quad (11)$$

$$B = 1,06 \times 0,005 = 0,0053 \text{ m}$$

$$C = 0,3 \times \varnothing_c \quad (12)$$

$$C = 0,3 \times 0,005 = 0,0015 \text{ m}$$

$$R = 0,15 \times \varnothing_c \quad (13)$$

$$R = 0,15 \times 0,005 = 0,00075 \text{ m}$$

- A – elevação da ranhura [m]
- B – diâmetro da ranhura [m]
- C – profundidade da ranhura [m]
- D – raio superior [m]
- \varnothing_c – diâmetro do cabo [m]

Tabela 3 - Parâmetros associados às ranhuras do cabo.

Parâmetros	Resultado	Unidades
A	0,005	m
B	0,005	m
C	0,002	m
R	0,001	m

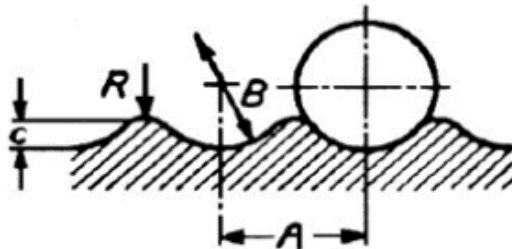


Figura 3 – Localização dos parâmetros A, B, C, D associados à ranhura do cabo num desenho técnico.

Após o cálculo da elevação da ranhura (A), deu-se o cálculo do comprimento do tambor através da equação (14). Os valores obtidos para o comprimento do tambor mínimo e recomendado foi 0,24 e 0,35 metros, respetivamente. A figura 5 mostra qual a dimensão do tambor que está a ser determinada.

$$L_t = (N_{voltas} \times A) + \varnothing_c \quad (14)$$

$$L_{t,d \text{ rec}} = (23 \times 0,005) + 0,005 = 0,12$$

$$L_{t,d \text{ min}} = (39 \times 0,005) + 0,005 = 0,20$$

- A – elevação da ranhura [m]
- N_{voltas} – número de voltas [adimensional]
- L_t – comprimento do tambor [m]
- \varnothing_c – diâmetro do cabo [m]

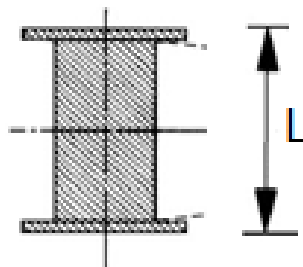


Figura 4 – Visualização do comprimento do tambor.

Por fim, determinou-se a distância mínima entre o tambor e a roldana. Tendo em conta que o nosso cabo tem ranhuras, recorreu-se à equação (15), previamente definida, para se obter essa distância.

O ângulo de desvio de cabos de aço (β) é 2°.

O resultado obtido para os comprimentos do tambor mínimo e recomendado foram 5,3 metros e 3,6 metros, respetivamente. Verifica-se na figura 6 um desenho representativo do mesmo.

$$L_{\min} = 15 \times L_t \quad (15)$$

$$L_{\min, d \text{ rec}} = 15 \times 0,12 = 1,8$$

$$L_{\min, d \text{ min}} = 15 \times 0,20 = 3$$

- L_{\min} – distância mínima entre o tambor e a polia [m]
- L_t – comprimento do tambor [m]

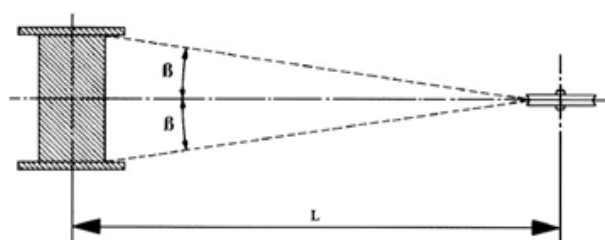


Figura 6 – Distância entre o tambor e a polia e o ângulo de desvio de cabos de aço.

No seguimento das necessidades encontradas, no mercado propõe-se a seguinte solução na Tabela 4, cujo fornecedor é a *Eletrolift*. [5]

Tabela 4 – Comparação entre os valores obtidos e os do tambor.

	\varnothing_t [m]	P_t [m]	Nvoltas	L_t [m]	L_{\min} [m]
Intervalo aceitável	[0,21; 0,36]	[1,13; 0,659]	[23; 39]	[0,12; 0,20]	[1,8; 3]
Modelo M-303-P2	0,3048	0,958	23	0,22	3,2

4.3. Motor

As características que se teve em conta para a seleção do motor foram este ser elétrico, a sua potência e a sua velocidade de rotação.

Deste modo, seguiu-se o seguinte procedimento de cálculo: força aplicada (Peso) quando a escada é vertical e o torque do motor quando a distância do eixo do tambor é igual ao seu raio (metade do diâmetro), recorrendo às equações (3) e (16).

$$\tau_m = F \times \frac{\varnothing_t}{2} \quad (16)$$

$$T_m = 2452,5 \times \frac{0,360}{2} = 441,45$$

- F – força aplicada ao cabo [m]
- \varnothing_t – diâmetro do tambor [m]
- T_m – torque do motor [Nm]

Após o cálculo do torque, obteve-se o valor da velocidade de saída do redutor com o intuito de definir a potência do motor, recorrendo às equações (17) e (18). Considerou-se a velocidade de elevação igual a 35 m/min, isto é, 0,583 m/s, aproximadamente.

$$\omega_{saída} = \frac{v_{elev} \times 60}{\pi \times \phi_t} \quad (17)$$

$$\omega_{saída} = \frac{0,583 \times 60}{\pi \times 0,360} = 30,93$$

- $\omega_{saída}$ – velocidade de saída do redutor [rpm]
- v_{elev} – velocidade de elevação [m/s]
- ϕ_t – diâmetro do tambor [m]

$$P = \frac{2 \times \pi \times T_m \times \omega_{saída}}{60 \times 1000} \quad (18)$$

$$P = \frac{2 \times \pi \times 441,45 \times 30,93}{60 \times 1000} = 1,43$$

- $\omega_{saída}$ – velocidade de saída do redutor [rpm]
- P – potência do motor [kW]
- T_m – torque do motor [Nm]

Assim sendo, escolheu-se um trifásico IEC com freio DC fabricado pela *Bernati*, da série BCL. Algumas das características adicionais são as seguintes: [6]

- Potência do motor: 1,5 kW;
- Velocidade de rotação: 1500 rpm;
- Frequência (f): 50 Hz;
- 4 pólos;
- IP65: proteção total contra poeiras e contra jatos de água.



Figura 7 – Imagem do motor freio selecionado.

4.4. Engrenagens

4.4.1. Determinação do número de andares

Com a velocidade de saída do redutor determinada, estabeleceu-se o número de andares que o redutor terá, recorrendo à equação (19). Obteve-se um valor de 2,77, ou seja, 3 andares.

$$N_{andares} = \frac{\log_{10} \left(\frac{\omega_{entrada}}{\omega_{saída}} \right)}{\log_{10}(4)} \quad (19)$$

$$N_{andares} = \frac{\log_{10} \left(\frac{1430}{30,93} \right)}{\log_{10}(4)} = 2,77 \cong 3$$

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

4.4.2. Determinação da relação de transmissão total

De seguida, obteve-se a relação de transmissão total através da equação (20), sendo esta a razão entre as velocidades de entrada e de saída. Chegou-se a 46,23, cujo valor resulta da relação de transmissão de cada engrenagem através da equação (21). Deste modo, obtém-se as relações de 4:1, 4:1, 2,5:1 referente aos andares 1, 2 e 3, respetivamente.

$$U_{total} = \frac{\omega_{entrada}}{\omega_{saida}} \quad (20)$$

$$U_{total} = \frac{1430}{30,93} = 46,23$$

$$U_{total\ real} = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \quad (21)$$

$$U_{total\ real} = 4 * 4 * 2,5 = 40$$

U_{total} – relação de transmissão total [adimensional]

$U_{total\ real}$ – relação de transmissão total real [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]

Os resultados da transmissão total são idênticos, então pode-se afirmar que os valores atribuídos para a relação de transmissão de cada andar são aceitáveis.

4.4.3. Determinação do número de dentes

Definiu-se o número de dentes (Z) do pinhão recorrendo à equação (22), sendo que o valor do ângulo α_t determinado a partir do ângulo de pressão α (este cálculo será apresentado mais tarde no subcapítulo 4.4.5) e o de β admitido inicialmente como 20°. O valor escolhido poderá ser arbitrário desde que cumpra a condição de que o número destes seja superior ou igual a 15.

$$Z_{pinhão} \geq \frac{2 \times \cos \beta}{(\sin \alpha_t)^2} \quad (22)$$

$$Z_{pinhão} \geq \frac{2 \times \cos(20)}{(\sin(21,17))^2} = 14,41 \cong 15$$

• $Z_{pinhão}$ – número de dentes do pinhão [adimensional]

• β – ângulo de hélice primitiva do dentado [°]

• α_t – ângulo de pressão aparente [°]

Com base nas relações de transmissão de cada andar e no número de dentes do pinhão, obteve-se o número de dentes da roda através da relação apresentada pela equação (23). Os valores obtidos foram sendo alterados com o decorrer das iterações com o intuito de determinar um módulo mais eficiente para que o redutor fique o mais compacto possível. O valor do número de dentes pode ser visualizado na Tabela 5.

$$u = \frac{Z_{roda}}{Z_{pinhão}} \equiv Z_{roda} = Z_{pinhão} \times u \quad (23)$$

$$Z_{roda,1} = Z_{pinhão,1} \times u_1 = 17 \times 4 = 68$$

$$Z_{roda,2} = Z_{pinhão,2} \times u_2 = 19 \times 4 = 76$$

$$Z_{roda,3} = Z_{pinhão,3} \times u_3 = 25 \times 2,5 = 63$$

• u – relação de transmissão [adimensional]

• $Z_{pinhão}$ – número de dentes do pinhão [adimensional]

• Z_{roda} – número de dentes da roda [adimensional]

Tabela 5 - Número de dentes das engrenagens.

Nível da engrenagem	Pinhão	Roda
1	$Z_1 = 17$	$Z_2 = 68$
2	$Z_3 = 19$	$Z_4 = 76$
3	$Z_5 = 25$	$Z_6 = 63$

4.4.4. Determinação dos módulos

Após a obtenção dos dentes de cada roda dentada, procedeu-se ao cálculo do módulo da engrenagem. Foi dimensionado utilizando dois métodos: a rutura de em flexão do dente e a fadiga por ação de tensões de contacto durante o engrenamento, ou seja, as tensões de Hertz, sendo que será selecionado o maior valor obtido entre ambos os métodos. Este irá corresponder aos critérios de segurança impostos por cada um deles.

Para isso, foi necessário o cálculo dos parâmetros expressos nas equações de cada um dos métodos. Pode ser observado na Tabela 6 os resultados obtidos arredondados a 4 casas decimais bem como as informações relevantes para a compreensão dos mesmos. É de salientar que foram utilizados aços para a constituição das engrenagens. Para o nível 1 (Z_1+Z_2) foi escolhido o de carbono C45, para os níveis 2 (Z_3+Z_4) e 3 (Z_5+Z_6) foram selecionados o carbono temperado (óleo) 33Mn5. Ao escolher este material, os valores assumidos para os módulos de elasticidade (E) e para os coeficientes de Poisson caracterizam cada liga de aço.

Tabela 6 - Parâmetros necessários ao cálculo dos módulos.

Parâmetro	Símbolo	Expressão	Resultado	Observação
Fator proporcional largura/módulo	$C_{L\beta}$	$(C_L = L / m_n)$	10	1* $\beta_1 = 20^\circ$ $\beta_2 = 35^\circ$ $\beta_3 = 40^\circ$
		$C_{L\beta} = C_L / \cos\beta$	$C_{L\beta,1} = 10,6418$ $C_{L\beta,2} = 12,2077$ $C_{L\beta,3} = 13,0541$	
Fator de efeito do dentado helicoidal	Y_β	$Y_\beta = 1 / \cos\beta$	$Y_{\beta,1} = 1,0642$ $Y_{\beta,2} = 1,2208$ $Y_{\beta,3} = 1,3054$	
Fator de efeito dinâmico	K_M	-	1	2*
Fator de duração	K_{bL}	$K_{bL} = \log_{10}(N_{Lh}) / 8$	$K_{bL,1} = 1,1543$ $K_{bL,2} = K_{bL,3} = 1,0791$	3*
Fator de fadiga à tensão de contacto	K_{HL}	$K_{HL} = 8 / \log_{10}(N_{Lh})$	$K_{HL,1} = 0,8663$ $K_{HL,2} = K_{HL,3} = 0,9267$	3*
Fator de alinhamento	K_A	$K_A = 1$ se $L / d_1 < 1$	1	$L/d_1 < 1$
Fator de condução	Y_ϵ	$Y_\epsilon = 1 / \epsilon$	$Y_{\epsilon,1} = 0,6569$ $Y_{\epsilon,2} = 0,8$ $Y_{\epsilon,3} = 0,8$	Calculado a seguir. 4*
Fator de concentração de tensões	Y_F	$Y_F = 0,4$ se $x = 0$	0,4	Correção do dentado (x) é igual a 0. 5*

Módulo de elasticidade	E	-	E ₁ =200 GPa E ₂ =E ₃ =210 GPa	Módulos para liga utilizada.
Coeficiente de Poisson	v	-	0,3	Coeficiente para cada liga
Rotação do primeiro pinhão	n ₁	-	1430 rpm	Valor do catálogo 6*

1* - Valor de CL retirado da tabela 4.7 de [2], porque potência é maior que 10 kW e são rodas helicoidais, optou-se pelo valor de 10.

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

3* - Número de ciclos de cada pinhão:

- $N_{Lh}(1) = 20 \text{ anos} \times 250 \text{ dias} \times 8 \text{ horas} \times 60 \text{ minutos} \times n_1 = 1,7160 \times 10^9$
- $N_{Lh}(3) = 20 \text{ anos} \times 250 \text{ dias} \times 8 \text{ horas} \times 60 \text{ minutos} \times n_1 / u_1 = 4,2900 \times 10^8$
- $N_{Lh}(5) = 20 \text{ anos} \times 250 \text{ dias} \times 8 \text{ horas} \times 60 \text{ minutos} \times n_1 / u_2 = 4,2900 \times 10^8$

4* - A razão de condução (ϵ) teve de ser calculada, pois $Z_1 < 19$. A sua equação é

$$\epsilon = \frac{1}{\pi m_t \cos \alpha_t} \left[\sqrt{R_{e1}^2 - R_{b1}^2} + \sqrt{R_{e2}^2 - R_{b2}^2} - e \sin \alpha_t \right] + \frac{L \tan \beta}{\pi m_t}$$

sendo R_e e R_b o raio externo e o raio da base do pinhão ou roda, por essa ordem. O resultado obtido para o nível 1 de engrenagem é $\epsilon_1 = 1,5222$. Para os outros níveis utilizou-se o valor admitido.

5* - Valor assumido inicialmente. Após o cálculo do módulo, como no grupo reductor base, o número de dentes do par é 17/68 e assume o mesmo valor de 4 mm, não será necessário realizar a correção de dentado.

6* - Valor retirado do catálogo [7].

Depois de determinar as incógnitas necessárias, recorreu-se às equações (25) e (26) 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. Os resultados obtidos estão presentes na tabela 7.

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{1,96 \times 10^4 \times P \times \cos \beta \times K_M \times K_{bL} \times Y_\epsilon}{C_{L\beta} \times \sigma_{b, \text{Limite}} \times n_1 \times K_A \times Z_{V1} \times Y_F \times Y_\beta}} \times \left(\frac{u+1}{u} \right) \quad (25)$$

$$m_{n1} \geq \sqrt[3]{\frac{1,96 \times 10^4 \times 1500 \times \cos(20) \times 1 \times 1,1543 \times 0,6569}{10,6418 \times 240 \times 1430 \times 1 \times 20,4876 \times 0,4 \times 1,0642}} \times \left(\frac{5}{4} \right) = 0,8513$$

$$m_{n2} \geq \sqrt[3]{\frac{1,96 \times 10^4 \times 1500 \times \cos(35) \times 1 \times 1,0792 \times 0,8}{12,2077 \times 285 \times 357,5 \times 1 \times 34,5669 \times 0,4 \times 1,2208}} \times \left(\frac{5}{4} \right) = 1,0206$$

$$m_{n3} \geq \sqrt[3]{\frac{1,96 \times 10^4 \times 1500 \times \cos(40) \times 1 \times 1,0792 \times 0,8}{13,0541 \times 285 \times 89,375 \times 1 \times 55,6132 \times 0,4 \times 1,0354}} \times \left(\frac{3,5}{2,5} \right) = 1,3427$$

- m_n – módulo real da engrenagem [mm]
- P – potência a transmitir pela engrenagem do catálogo [W]

- $\sigma_{b, \text{Limite}}$ – tensão limite de fadiga à flexão [MPa]
- u – razão de transmissão [adimensional]
- $C_{L\beta}$ – fator proporção largura / módulo [adimensional]
- n_1 – rotação do 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 [°]

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{6 \times 10^4 \times P \times \cos \beta \times K_M}{\pi^2 \times C_{L\beta} \times \sigma_{H, \text{Lim}}^2 \times n_1 \times K_A \times Z_{v1} \times K_{HL} \times \sin(2\alpha)} \times \frac{2 \times E}{(1 - \nu^2)} \times \left(\frac{u + 1}{u}\right)} \quad (26)$$

$$m_{n1} \geq \sqrt[3]{\frac{6 \times 10^4 \times 1500 \times \cos(20) \times 1}{\pi^2 \times 10,6418 \times 500^2 \times 1430 \times 1 \times 20,4876 \times 0,8663 \times \sin(2 \times 20)} \times \frac{2 \times 200 \times 10^9}{(1 - 0,3^2)} \times \left(\frac{5}{4}\right)} = 4,7692$$

$$m_{n2} \geq \sqrt[3]{\frac{6 \times 10^4 \times 1500 \times \cos(35) \times 1}{\pi^2 \times 12,2077 \times 745^2 \times 357,500 \times 1 \times 34,5669 \times 0,9267 \times \sin(2 \times 20)} \times \frac{2 \times 210 \times 10^9}{(1 - 0,3^2)} \times \left(\frac{5}{4}\right)} = 4,4209$$

$$m_{n3} \geq \sqrt[3]{\frac{6 \times 10^4 \times 1500 \times \cos(40) \times 1}{\pi^2 \times 13,0541 \times 745^2 \times 89,375 \times 1 \times 55,6132 \times 0,9267 \times \sin(2 \times 20)} \times \frac{2 \times 210 \times 10^9}{(1 - 0,3^2)} \times \left(\frac{3,5}{2,5}\right)} = 5,9477$$

- m_n – módulo real da engrenagem [mm]
- P – potência a transmitir pela engrenagem do catálogo [W]
- u – razão de transmissão [adimensional]
- $C_{L\beta}$ – fator proporção largura / módulo [adimensional]
- n_1 – rotação do pinhão [rpm]
- Z_{v1} – número de dentes virtual do pinhão [adimensional]
- K_M – fator de efeito dinâmico [adimensional]
- K_A – fator de alinhamento [adimensional]
- Y_β – fator de efeito do dentado helicoidal [adimensional]
- β – ângulo de hélice primitiva do dentado [°]
- $\sigma_{H, \text{Lim}}$ – tensão limite de fadiga de contacto [MPa]
- K_{HL} – fator de fadiga à tensão de contacto [adimensional]
- α – ângulo de pressão [°]
- E – módulo de elasticidade [MPa]
- ν – coeficiente de Poisson [adimensional]

Tabela 7 - Módulos da fadiga em flexão e da fadiga em contacto obtidos.

$\frac{u}{m_n}$	módulo da fadiga em flexão [mm]	módulo normalizado [mm]	módulo da fadiga em contacto [mm]	módulo normalizado [mm]	módulo final [mm]
u_1	0,8513	1,00	4,7692	5,0	5,0
u_2	1,0206	1,25	4,4209	4,5	4,5
u_3	1,3427	1,50	5,9477	6,0	6,0

4.4.5. Parâmetros geométricos associados ao dentado helicoidal

Com os valores do módulo das engrenagens determinados, sucedeu-se o cálculo dos parâmetros finais das mesmas. Na tabela 8, pode-se consultar quais as expressões usadas para calcular os parâmetros. Os resultados obtidos podem ser verificados na tabela 9.

Tabela 8 - Tabela retirada de [1], com os parâmetros geométricos referentes 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	20°	$^\circ$
Ângulo de pressão aparente	α_t	$\tan\alpha_t = \tan\alpha / \cos\beta$	$^\circ$
Diâmetro primitivo	D	$D = m_n \cdot Z$	mm
Diâmetro de base	D_b	$D_b = D \cdot \cos\alpha$	mm
Ângulo de dentado	β	$\beta = [0^\circ, 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ, 20^\circ, 25^\circ, 30^\circ, 35^\circ, 40^\circ, 45^\circ]$	$^\circ$
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 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

Como no grupo reductor base, o número de dentes entre os pares é 17/68 e assumem o mesmo módulo de 4 mm, não será necessário realizar a correção de dentado.

Tabela 9 - Resultados obtidos para os parâmetros geométricos referentes ao dentado helicoidal.

Parâmetros	u_1	u_2	u_3
m_t	5,32	5,49	7,83
p	15,71	14,14	18,85
p_t	16,72	17,26	24,61
α	20	20	20
α_t	21,17	23,96	25,42
D (pinhão/roda)	90,46 / 361,82	104,38 / 417,51	195,81 / 493,44
D_b (pinhão/roda)	84,35 / 337,40	95,38 / 381,54	176,86 / 445,69
β	20	20	20
Z (pinhão/roda)	17 / 68	19 / 76	25 / 63

Z_v (pinhão/roda)	20,49 / 81,95	34,57 / 138,27	55,61 / 140,15
L	35	60	35
L_t	37,24	73,24	45,68
D_p (pinhão/roda)	77,96 / 349,32	93,13 / 406,25	180,81 / 478,44
D_e (pinhão/roda)	100,46 / 371,82	113,37 / 426,50	207,81 / 505,44
h_z	11,25	10,125	13,5
h_c	5,00	4,50	6,00
h_f	6,25	5,625	7,50
s	1,25	1,125	1,50
u	4	4	2,5
e	226,14	260,94	344,63

5. Evolução do esquema cinemático do sistema mecânico

Inicialmente, esboçou-se o esquema cinemático de modo a ter uma visualização da configuração do interior do redutor a ser dimensionado, ilustrando o pensamento da separação dos pares de engrenagens ao longo dos níveis, como se pode observar na figura 8.

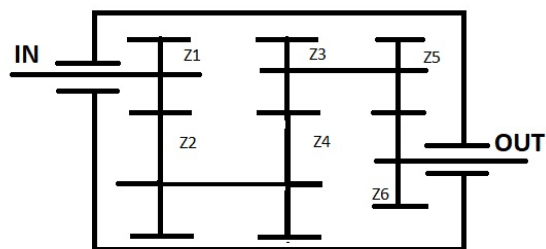


Figura 8 - Esboço do esquema cinemático.

Após o cálculo de todos os parâmetros necessários, desenhou-se o esquema cinemático do redutor com o intuito de avaliar se não haveria interceção entre engrenagens e veios ou erros na arquitetura do mesmo.

É de salientar que a escolha desta arquitetura para o redutor tem como principal objetivo a otimização do espaço presente na base da escada.

Pode ver-se o resultado do esquema cinemático, através da figura 8.

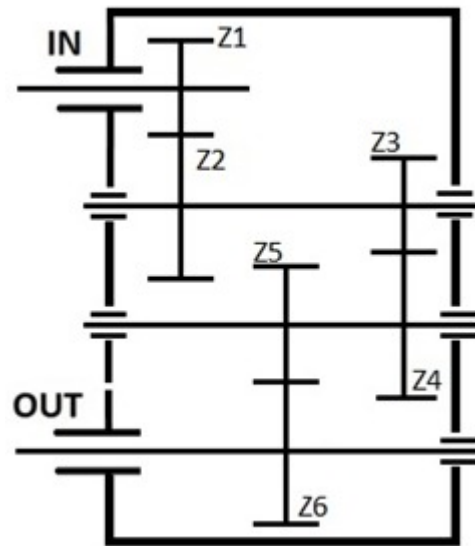


Figura 9 - Esquema cinemático final.

6. Conclusão

Este relatório está dividido em diferentes etapas, e todas elas com o seu peso relativo para obtenção da solução para o problema proposto.

Na primeira etapa realizamos uma pesquisa de várias soluções, todas elas com diferentes tipos de estratégia para o mesmo tipo de problema. Optamos por escolher a opção apresentada acima neste relatório, porque inferimos ser o mais semelhante em características técnicas à nossa necessidade e com a maior diversidade de soluções para possíveis controvérsias.

Posto isto, a etapa seguinte é basicamente cálculos, ou seja, forças e cargas, dimensionamento do cabo de aço, motor elétrico, tambor para o cabo de aço e caixa-redutora (engrenagens).

Para o nosso cabo de aço, escolhemos um 6x25 Filler com um diâmetro 0,008 m que é utilizado para este tipo de trabalhos com uma enorme capacidade de resistência à rutura e fadiga, consequentemente dimensionamos um tambor onde se irá enrolar o cabo selecionado. Como se trata de uma carga já consideravelmente alta optamos por um tambor com nervuras. Pelos nossos cálculos e para os requisitos exigidos o tambor deveria ter um diâmetro de 0,31 m com a capacidade para 27 voltas com nervuras, assim sendo com estes valores obtidos e considerando os valores aconselhados fomos ao mercado e escolhemos um tambor de diâmetro 0,30 m com capacidade para 35 voltas. No seguimento deste processo necessitamos de seleccionar o equipamento que irá fornecer potência ao nosso sistema, o motor elétrico, sabendo a carga que irá ser movimentada e velocidade de movimentação da mesma. Após a realização de uma pesquisa optamos por um motor elétrico com freio DC de 1,5kw com 1500 rpm. Este motor tem um freio eletromagnético que para este tipo de trabalhos tem um papel de elevada importância que consiste no travamento do cabo impedindo que o mesmo se mova quando o motor não é ativado.

Por fim, a última etapa neste relatório é o dimensionamento da caixa redutora, pela análise e cálculos feitos a nossa caixa irá ter 3 andares, com 3 pares pinhão – roda, isto é, a nível de dentes Z1 tem 17 dentes, Z2 tem 68, Z3 tem 17, Z4 tem 68, Z5 tem 26 e por fim Z6 tem 58 dentes. Cada par tem uma relação de 4:1, 4:1 e 2,5:1 respetivamente. Apesar de terem sido seleccionados estas relações de transmissão, a relação total desejada não coincide com a real. A norma DIN 804 assume para estes casos que o erro associado das velocidades de saída deve estar compreendido entre -2% e 3%. O erro obtido no caso dimensionado foi de 0.63%, respeitando assim a norma e não sendo necessário alterar as relações de transmissão. Este erro foi calculado através da fórmula do erro relativo.

Em geral, os objetivos principais previstos para este relatório foram cumpridos. É importante salientar ainda que o material usado no último par de engrenagem (34NiCrMo6) é um material caro e difícil de fabricar sendo que mais à frente é necessário otimizar este par de modo a poder ser seleccionado um material mais economicamente favorável mantendo o módulo inferior ou igual a 6.

Os valores gerais das engrenagens, no entanto, serão possivelmente alvo de alterações durante o processo de dimensionamento dos veios para cada roda dentada.

Relatório 2

1. Introdução

De modo a continuar com o dimensionamento do redutor, 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 tissor, 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 tissor 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.

2. Identificação das forças de engrenamento aplicadas nos veios

Como se pode observar no esquema cinemático do relatório 1, o redutor irá possuir 4 veios sendo que estes precisam de ser dimensionados tendo em conta os esforços exercidos nos mesmos, essencialmente pelas forças de engrenamento. Que podem ser caracterizadas por três: força tangencial, força radial e força axial. As fórmulas para calcular cada uma delas estão representadas pelas equações (27) a (31), cujos resultados, para cada par pinhão/roda, são apresentados juntamente com essas equações. É de notar que foi adotada esta sequência, pois cada uma delas depende da anterior.

$$\omega_i = \frac{\pi \times D_i \times n_i}{1000 \times 60} \quad (27)$$

$$\omega_i = \frac{\pi \times 90,4551 \times 1430}{1000 \times 60} \quad \omega_i = \frac{\pi \times 104,3762 \times 357,50}{1000 \times 60}$$

$$\omega_i = \frac{\pi \times 195,8111 \times 89,375}{1000 \times 60} \quad \omega_i = \frac{\pi \times 195,8111 \times 89,375}{1000 \times 60}$$

$$M_{ti} = \frac{P}{\omega_i} \quad (28)$$

$$M_{t0} = T_m = 441,45 \quad M_{t1} = \frac{1500}{1,9538} = 767,7415$$

$$M_{t2} = \frac{1500}{0,9163} = 1637,0 \quad M_{t3} = \frac{1500}{2,3092} = 649,5891$$

$$F_{ti} = \frac{M_{ti}}{D_i/2} \quad (29)$$

$$F_{t1} = \frac{441,45}{90,4551/2} = 9760,6 \quad F_{t2} = \frac{767,7415}{104,3762/2} = 14711$$

$$F_{t3} = \frac{1637}{195,8111/2} = 16720$$

$$F_{ri} = F_{ti} \frac{\tan \alpha}{\tan \beta} \quad (30)$$

$$F_{r1} = 9760,6 \times \frac{\tan 20}{\tan 20} = 3780,6 \quad F_{r2} = 14711 \times \frac{\tan 20}{\tan 35} = 6536,5$$

$$F_{r3} = 16720 \times \frac{\tan 20}{\tan 40} = 7944,1$$

$$F_{ai} = F_{ti} \times \tan \beta \quad (31)$$

$$F_{a1} = 3780,6 \times \tan 20 = 3552,6 \quad F_{a2} = 6536,5 \times \tan 35 = 10301$$

$$F_{a3} = 7944,1 \times \tan 40 = 14030$$

- F_{ti} – força tangencial de engrenamento [N]
- F_{ri} – força radial de engrenamento [N]
- F_{ai} – força axial de engrenamento [N]
- α – ângulo de pressão [°]
- β – ângulo de hélice primitiva do dentado [°]
- M_{ti} – momento torsor a transmitir pelo pinhão [Nm]
- P – potência a transmitir pela engrenagem [W]
- ω_i – velocidade angular do pinhão [rad/s]
- D_i – diâmetro primitivo do pinhão [m]
- n_i – rotação do pinhão [m]

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 respetivamente. Os resultados obtidos foram calculados através da ferramenta *Ftool* e estão apresentados na tabela 10, bem como os diagramas na figura 10 e 11.

Tabela 10 – Forças tangenciais e radiais distribuídas pelos veios.

Veio	Plano	Apoio	R [N]
1	OYX	a	100
		b	3900
	OYZ	a	-3900
		b	5900
2	OYX	a	700
		b	3400
	OYZ	a	3900
		b	8800
3	OYX	a	-7100
		b	-5100
	OYZ	a	-3600
		b	-1600
4	OYX	a	-25100
		b	-33000
	OYZ	a	3900
		b	-12900

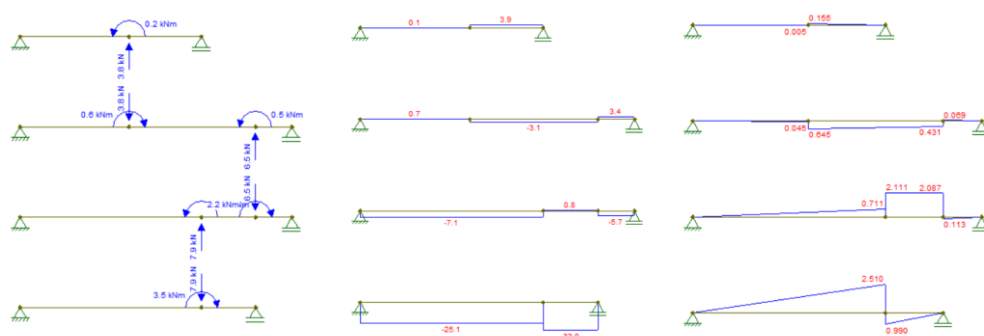


Figura 10 – Cálculo obtido pela ferramenta *Ftool* das forças aplicadas no plano OXY, sendo a representação de forças, variação das mesmas e a variação dos momentos respetivamente.

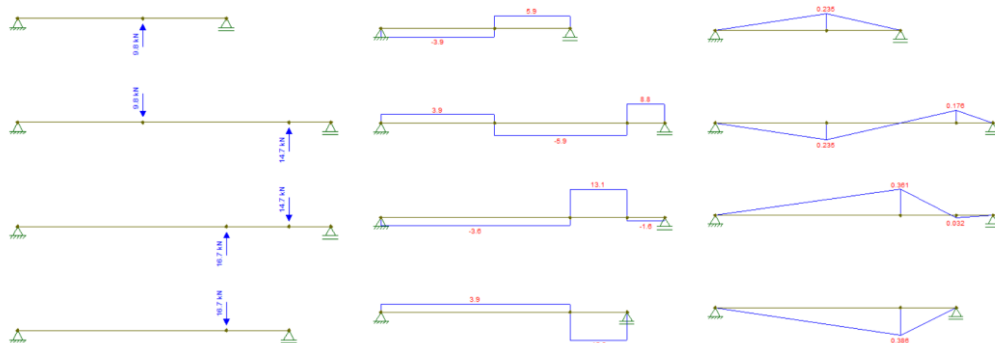


Figura 11 – Cálculo obtido pela ferramenta *FTool* das forças aplicadas no plano OZY, sendo a representação de forças, variação das mesmas e a variação dos momentos respetivamente.

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.

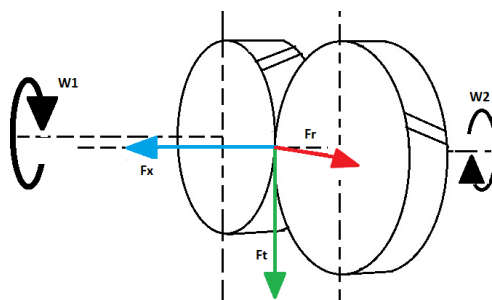


Figura 12 –Diagrama de forças resultantes entre engrenagens.

3. 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.

Estará presente nos apoios forças radiais como forças axiais. Inicialmente optou-se por escolher rolamentos de contacto angular de esferas carreira simples de 25° para o primeiro (a) e segundo (b) apoios. Assim sendo, determinou-se 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.

3.1. Fatores de carga estáticos

Primeiramente, efetuou-se o cálculo da força radial exercida para cada rolamento dos 4 veios, sendo a correspondente ao primeiro apoio e b ao segundo. Através da equação (32), obteve-se os valores pretendidos.

$$F_{ri} = \sqrt{(R_{xy})^2 + (R_{zy})^2} \quad (32)$$

$$F_{r1,a} = \sqrt{(0,100)^2 + (-3,900)^2} = 3,9013$$

$$F_{r1,b} = \sqrt{(3,900)^2 + (5,900)^2} = 7,0725$$

$$F_{r2,a} = \sqrt{(0,700)^2 + (3,900)^2} = 3,9623$$

$$F_{r2,b} = \sqrt{(3,400)^2 + (8,800)^2} = 6,7482$$

$$F_{r3,a} = \sqrt{(-7,100)^2 + (-3,600)^2} = 7,9605$$

$$F_{r3,b} = \sqrt{(-5,100)^2 + (-1,600)^2} = 5,9203$$

$$F_{r4,a} = \sqrt{(-25,100)^2 + (3,900)^2} = 25,401$$

$$F_{4,b} = \sqrt{(-33,000)^2 + (-12,900)^2} = 35,432$$

- F_{ri} – força radial do rolamento [kN]
- R_{xy} – Reação no plano XY [N]
- R_{zy} – Reação no plano YZ [N]

Posteriormente, determinou-se os valores dos fatores de carga estáticos, através das equações (32) e (33). Os valores de X_0 e Y_0 foram retirados da tabela 5.8 [2] para rolamentos de esferas radial-axial, com contacto angular de 40 graus, sendo os seus valores de 0.5 e 0.26 respetivamente.

Para o rolamento do primeiro apoio (a), tem-se:

$$P_0 = X_0 \times F_r + Y_0 \times F_a \quad (33)$$

$$C_0 = f_s \times P_0 \quad (34)$$

$$P_{0,1} = 0,5 \times 3,9013$$

$$+ 0,26 \\ \times 3,5526 \\ = 2,874$$

$$C_{0,1} = 1,2 \times 2,874 = 3,449$$

$$P_{0,2} = 0,5 \times 3,9623$$

$$+ 0,26 \\ \times 6,7482 \\ = 3,736$$

$$C_{0,2} = 1,2 \times 3,736 = 4,486$$

$$P_{0,3} = 0,5 \times 7,9605$$

$$+ 0,26 \\ \times 3,7288 \\ = 4,950$$

$$C_{0,3} = 1,2 \times 4,950 = 5,940$$

$$P_{0,4} = 0,5 \times 25,401$$

$$+ 0,26 \\ \times 14,030 \\ = 16,348$$

$$C_{0,4} = 1,2 \times 16,348 = 19,618$$

Para o rolamento do segundo apoio (b), tem-se:

$$P_{0,1} = 0,5 \times 7,0725 + 0,26 \times 3,5526 = 4,460$$

$$C_{0,1} = 1,2 \times 4,460 = 5,352$$

$$P_{0,2} = 0,5 \times 9,4340 + 0,26 \times 6,7482 = 6,472$$

$$C_{0,2} = 1,2 \times 6,472 = 7,776$$

$$P_{0,3} = 0,5 \times 5,9203 + 0,26 \times 3,7288 = 3,930$$

$$C_{0,3} = 1,2 \times 3,930 = 4,716$$

$$P_{0,4} = 0,5 \times 35,432 + 0,26 \times 14,030 = 21,364$$

$$C_{0,4} = 1,2 \times 21,364 = 25,636$$

- 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]
- F_r – força radial [kN]
- F_a – força axial [kN]

3.2. Fatores de carga dinâmicos

De seguida, calculou-se os fatores de carga dinâmicos, recorrendo às equações 35 e 36. É preciso ter em consideração que na obtenção dos valores de X e Y, for preciso calcular a razão das forças axial e radial, sendo que, para o caso da mesma ser maior que o coeficiente de carga axial ($e = 1,14$ para rolamentos de esferas radial-axial, com contacto angular de 40 graus), os valores de X e Y são respetivamente 0,35 e 0,57 (caso do veio 2 e 3). Para o caso contrário, os valores tomam-se como 1,0 e 0,0 respetivamente (caso do veio 1 e 4).

Relativamente aos fatores de rotação (retirados da tabela 5.7 [2]), considerou-se os valores de 0,281 para a velocidade do veio 1, 0,405 para a velocidade do veio 2, 0,693 para a velocidade do veio 3 e 0,693 para a velocidade do veio 4. No caso do fator de temperatura considerou-se que a temperatura máxima seria de 120° sendo o seu valor de 1,0. Por fim, o fator dinâmico considerou-se o de motores elétricos pequenos escolhendo-se 1,5.

Para o primeiro apoio (a), tem-se:

$$P = X \times F_r + Y \times F_a \quad (35)$$

$$C = \frac{f_l}{f_n \times f_t} \times P \quad (36)$$

$$P_1 = 1,0 \times 3,9013 \\ + 0,0 \times 3,5526 \\ = 3,9013$$

$$P_2 = 0,35 \times 3,9623 \\ + 0,57 \\ \times 6,7482 \\ = 5,233$$

$$P_3 = 0,35 \times 7,9605 \\ + 0,57 \\ \times 3,7288 \\ = 4,912$$

$$P_4 = 1,0 \times 25,401 \\ + 0,0 \times 14,030 \\ = 25,401$$

$$C_1 = \frac{1,5}{0,281 \times 1} \times 3,9013 = 20,825$$

$$C_2 = \frac{1,5}{0,405 \times 1} \times 5,233 = 19,383$$

$$C_3 = \frac{1,5}{0,693 \times 1} \times 4,912 = 10,631$$

$$C_4 = \frac{1,5}{0,693 \times 1} \times 25,401 = 54,981$$

Para o segundo apoio (b), tem-se:

$$P_1 = 1,0 \times 7,0725 + 0,0 \times 3,5526 = 7,0725$$

$$P_2 = 0,35 \times 9,4340 + 0,57 \times 6,7482 = 7,148$$

$$P_3 = 0,35 \times 5,9203 + 0,57 \times 3,7288 = 4,198$$

$$P_4 = 1,0 \times 35,432 + 0,0 \times 14,030 = 35,432$$

$$C_1 = \frac{1,5}{0,281 \times 1} \times 7,0725 = 37,753$$

$$C_2 = \frac{1,5}{0,405 \times 1} \times 7,148 = 26,475$$

$$C_3 = \frac{1,5}{0,693 \times 1} \times 4,198 = 9,086$$

$$C_4 = \frac{1,5}{0,693 \times 1} \times 35,432 = 76,692$$

- C – capacidade de carga dinâmica [kN]
- P – carga dinâmica equivalente [kN]

- X – fator radial [adimensional]
- Y – fator axial [adimensional]
- F_r – carga radial [kN]
- F_a – carga axial [kN]
- f_n – fator de carga de rotação [adimensional]
- f_i – fator de esforços dinâmicos [adimensional]
- f_t – fator de temperatura [adimensional]

Os resultados obtidos são apresentados na tabela 11, a fim comparar com as características dos fornecedores, arredondados às centésimas.

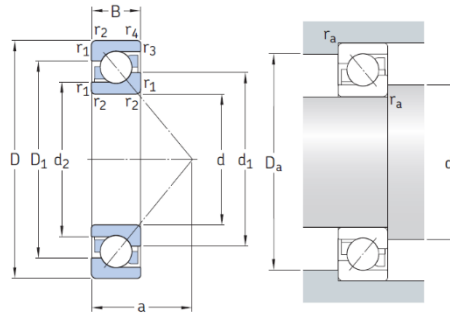
Tabela 11 – Valores dos fatores de carga estática e dinâmica.

A	Carga Dinâmica		Carga Estática	
	P [kN]	C [kN]	P_0 [kN]	C_0 [kN]
Veio 1	3,901	20,825	2,874	3,449
Veio 2	5,233	19,383	3,736	4,483
Veio 3	4,912	10,631	4,950	5,940
Veio 4	25,401	54,981	16,348	19,618
B	Carga Dinâmica		Carga Estática	
	P [kN]	C [kN]	P_0 [kN]	C_0 [kN]
Veio 1	7,072	37,753	4,460	5,352
Veio 2	7,148	26,475	6,472	7,766
Veio 3	4,198	9,086	3,930	4,716
Veio 4	35,432	76,692	21,364	25,636

Na tabela 12 encontram-se as características e os números dos rolamentos selecionados no catálogo da RKF.

Tabela 12 - Características dos rolamentos selecionados.

A	Ø Rolamento	Carga Dinâmica	Carga Estática	Designação
	a [mm]	C_a [kN]	C_{0a} [kN]	
Veio 1	25,0	26,5	15,3	7305 BECBP
Veio 2	25,0	26,5	15,3	7305 BECBP
Veio 3	17,0	11,1	6,1	7203 BEY
Veio 4	45,0	55,9	37,5	7309 BEP
B	Ø Rolamento	Carga Dinâmica	Carga Estática	Designação
	b [mm]	C_b [kN]	C_{0b} [kN]	
Veio 1	35,00	39,00	24,50	7307 BECBY
Veio 2	25,00	26,50	15,30	7305 BECBP
Veio 3	25,00	26,00	15,60	7305 BECBP
Veio 4	55,0	85,0	60,0	7311 BECBM



Dimensões principais			Classificações básicas de carga dinâmica		Limite de carga de fadiga	Classificações de velocidade		Massa	Designações ¹⁾		Dimensões							Dimensões de encosto e raio				
d	D	B	C	C ₀	P ₀	Velocidade de referência	Velocidade limite		Rolamento de pareamento universal	Rolamento de projeto básico	d	d ₁	d ₂	D ₁	r _{1,2} min.	r _{3,4} min.	a	d _a min.	D _a máx.	D _b máx.	r _a máx.	r _b máx.
mm			kN		kN	r/min		kg	–		mm							mm				
25	62	17	26,5	15,3	0,655	15 000	15 000	0,23	* 7305 BECBP	–	25	36,1	30,9	41,5	1	0,6	24	30,6	46,4	47,8	1	0,6
35	80	21	39	24,5	1,04	10 000	10 000	0,45	7307 BECBY	7307 BEP	35	52,8	43,6	63,3	1,5	1	35	44	71	74,4	1,5	1
55	120	29	85	60	2,55	7 000	7 000	1,4	* 7311 BECBM	–	55	80,3	66,7	96,6	2	1	51	66	109	114	2	1

Figura 13 – Desenho de construção dos rolamentos e suas características dimensionais e mecânicas.

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

4. Dimensionamento do veio

4.1. 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 se verifica nas equações (37) e (38).

$$(\sigma_{b,máx})_i = \frac{32 \times M_b(x)}{\pi \times D_i^3} \quad (37)$$

- $\sigma_{b,máx}$ – tensão normal máxima [Pa]
- $M_b(x)$ – momento fletor [Nm]
- D_i – diâmetro [m]

$$(\tau_{b,máx})_i = \frac{16 \times M_t(x)}{\pi \times D_i^3} \quad (38)$$

- $\tau_{b,máx}$ – tensão de corte máxima [Pa]
- $M_t(x)$ – momento torsor [Nm]
- D_i – diâmetro [m]

Como se pode observar, estas equações dependem tanto do momento torsor como do momento fletor. O momento torsor pode ser calculado através da equação 37 e da qual se obteve os resultados para cada veio.

Já o momento fletor foi calculado através do software FTool, nos planos OXY e OXZ.

4.1.1. Critério de Tresca

Tendo os valores para cada plano, procedeu-se então primeiro ao cálculo do critério de Tresca. Este pode ser visto na equação (39) obtida através das expressões 36 e 37, bem como o seu resultado. Assim, rearranjou-se a equação (40) para se determinar esse diâmetro mínimo. Para os veios 1 e 2, a tensão de cedência é 430 MPa, correspondendo ao aço Ck45 tempera mais revenido; para os veios 3 e 4, ela é 750 MPa, correspondendo ao aço 42CrMo4 tempera mais revenido.

$$\frac{\sigma_y}{y} \geq \sqrt{(\sigma_{b,máx})^2 + 4 \times (\tau_{b,máx})^2} \Leftrightarrow \frac{\sigma_y}{2 \times y} \geq \sqrt{\left(\frac{16 \times M_b(x)}{\pi \times D_i^3}\right)^2 + \left(\frac{16 \times M_t(x)}{\pi \times D_i^3}\right)^2} \quad (39)$$

$$D_i \geq \sqrt[3]{\frac{32 \times y}{\pi \times \sigma_y} \times \sqrt{M_b(x)^2 + M_t(x)^2}} \quad (40)$$

$$D_1 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \times 1,5}{\pi \times 430 \times 10^6} \times \sqrt{281,5138^2 + 441,4500^2}} \geq 0,0265$$

$$D_2 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \times 1,5}{\pi \times \sigma_y} \times \sqrt{686,4765^2 + 767,7415^2}} \geq 0,0332$$

$$D_3 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \times 1,5}{\pi \times 750 \times 10^6} \times \sqrt{2141,645^2 + 1636,9646^2}} \geq 0,0380$$

$$D_4 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \times 1,5}{\pi \times 750 \times 10^6} \times \sqrt{2539,507^2 + 649,5891^2}} \geq 0,0377$$

- $M_b(x)$ – momento fletor [Nm]
- $M_t(x)$ – momento torsor [Nm]
- D_i – diâmetro mínimo [m]
- σ_y – tensão de cedência do material [Pa]
- y – fator de segurança [adimensional]

4.1.2. Critério de Von Mises

Mais tarde, recorreu-se ao critério de Von Mises usando as equações (41) e (42), obtendo-se os resultados indicados a seguir. Os valores para a tensão de cedência são os mesmos utilizados para o critério anterior.

$$\frac{\sigma_y}{y} \geq \sqrt{(\sigma_{b,m\acute{a}x})^2 + 3 \times (\tau_{b,m\acute{a}x})^2} \Leftrightarrow \frac{\sigma_y}{2 \times y} \geq \sqrt{\left(\frac{16 \times M_b(x)}{\pi \times D_i^3}\right)^2 + \left(\frac{16 \times M_t(x)}{\pi \times D_i^3}\right)^2} \quad (41)$$

$$D_i \geq \sqrt[3]{\frac{32 \times y}{\pi \times \sigma_y} \times \sqrt{M_b(x)^2 + 0,75 \times M_t(x)^2}} \quad (42)$$

$$D_1 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \times 1,5}{\pi \times 430 \times 10^6} \times \sqrt{281,5138^2 + 0,75 \times 441,4500^2}} \geq 0,0256$$

$$D_2 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \times 1,5}{\pi \times \sigma_y} \times \sqrt{686,4765^2 + 0,75 \times 767,7415^2}} \geq 0,0324$$

$$D_3 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \times 1,5}{\pi \times 750 \times 10^6} \times \sqrt{2141,645^2 + 0,75 \times 1636,9646^2}} \geq 0,0374$$

$$D_4 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \times 1,5}{\pi \times 750 \times 10^6} \times \sqrt{2539,507^2 + 0,75 \times 649,5891^2}} \geq 0,0376$$

- $M_b(x)$ – momento fletor [Nm]
- $M_t(x)$ – momento torsor [Nm]
- D_i – diâmetro mínimo [m]
- σ_y – tensão de cedência do material [Pa]
- γ – fator de segurança [adimensional]

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:

- $D_{veio,1} = 35$ mm;
- $D_{veio,2} = 25$ mm;
- $D_{veio,3} = 25$ mm;
- $D_{veio,4} = 55$ 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.

4.2. 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 para o plano OZY. Nesta medição recorreu-se ao software FTool. Nas imagens seguintes é possível visualizar os resultados das flechas e rotações.

Tabela 13 – Flexas e rotações dos veios .

Veio	Rotação / Flexa	Valor	Límite
Veio 1	Rot. esquerda	1,797e-3 rad	3e-3 rad
	Flexa Z1	1,314e-2 mm	2,5 mm
	Rot. direita	4,257e-4 rad	3e-3 rad
Veio 2	Rot. esquerda	1,797e-3 rad	3e-3 rad
	Flexa Z2	7,104e-2 mm	2,5 mm
	Flexa Z3	-5,452e-3 mm	2,25 mm

	Rot. direita	1,193e-4 rad	3e-3 rad
Veio 3	Rot. esquerda	2,960e-3 rad	3e-3 rad
	Flexa Z4	1,391e-1 mm	2.25 mm
	Flexa Z5	5,961e-2 mm	3 mm
	Rot. direita	2,952e-3 rad	3e-3 rad
Veio 4	Rot. esquerda	-1,145e-04 rad	3e-3 rad
	Flexa Z6	-4,295e-3 mm	3 mm
	Rot. direita	-1,646e-04 rad	3e-3 rad

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

5. 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 deste projeto, o dimensionamento foi feito na totalidade para chavetas.

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 85 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 [2], o valor de 80 MPa.

De seguida, tendo em consideração o diâmetro de cada veio e após a consulta da tabela 6.1 do livro [2] com as dimensões das chavetas paralelas, podemos determinar as dimensões das chavetas para cada diâmetro de cada veio.

Depois, através das equações 43 e 44, ver se as condições de resistência ao corte e ao esmagamento se verificaram e assim determinar o comprimento mínimo da chaveta (L).

$$\tau_a = \frac{2 \times M_t}{L \times b \times d} < \tau_a adm \quad L > \frac{2 \times M_t}{\tau_a adm \times b \times d} \quad (43)$$

$$\sigma_d = \frac{2 \times M_t}{L \times d \times (h - t_1)} < \sigma_d adm \quad L > \frac{2 \times M_t}{\sigma_d adm \times d \times (h - t_1)} \quad (44)$$

O comprimento do cubo (lc) 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. Como todas as rodas dentadas corresponderam a este critério, não houve problema e dimensionou-se apenas chavetas.

As características das chavetas podem ser consultadas na tabela abaixo.

Tabela 14 – Chavetas dimensionadas.

Veio	Roda dentada	L [mm]	b [mm]	h [mm]	t1 [mm]	t2 [mm]
1	Z1	25	10	8	5	3,3
2	Z2	25	8	7	4	3,3
2	Z3	45	8	7	4	3,3
3	Z4	45	8	7	4	3,3
3	Z5	25	8	7	4	3,3
4	Z6	25	16	10	6	4,3

4.3. 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 possível observar os resultados obtidas nas figuras apresentadas a seguir.



Figura 14 – Modelação dos veios

7.2 Definição do acoplamento

Após o dimensionamento e seleção dos rolamentos e veios podemos escolher o acoplamento mais indicado para esta aplicação. Optou-se por um Rotex acoplamento elástico modelo S-H, estes são de fácil montagem/desmontagem radial, a substituição do elastômero não necessita deslocação dos eixos a nível axial, é livre de manutenção e fácil inspeção visual, compacto e possui ótimas propriedades dinâmicas, com baixo efeito rotacional e alto torque graças à sua geometria.

Binário Nominal
$$M_t = \frac{P}{n} = \frac{P}{2\pi n \tau m}$$

Binário Máximo
$$M_{kmax} = M_t \times f_{st} \times f_{sz} \times f_{sr} \times f_{sb}$$

Temp. -30 a 30°C [Fst]	1
Arranques inferior a 25 [Fsz]	1,2
Fator Direcional [Fsr]	1
Aplic. Acion. (1,5 a 2) [Fsb]	1,5

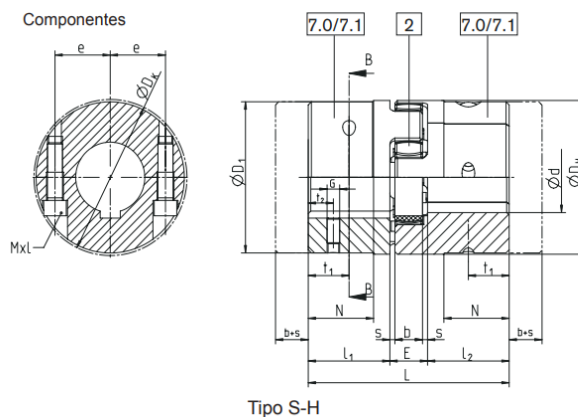
	M_t	M_{kmax}
	[N.m]	[N.m]
Veio- Acionamento	9,55	17,19
Veio - Tambor	400,67	721,21

Tipo S-H	\varnothing	Torque	M_{kmax}	Tamanho Acoplamento
	[mm]	[N.m]	[N.m]	
Veio- Acionamento	35,0	441,5	12,19	42,0
Veio - Tambor	55,0	649,6	721,21	55,0



Figura 15 – Desenho construção acoplamento tipo S-H.

6. Conclusão



ROTEX® S-H*																			
Tamanho	Furação Ød		Elastômero TKK ⁽¹⁾ [Nm]			Dimensões [mm]													
	Mín.	Máx.	92 Sh A	98 Sh A	64 Sh D	L	l ₁ /l ₂	E	b	s	D _H	D ₁	D _K	N	e	t ₁	t ₂	G	Parafuso c/ cab.
42	24	55	265	450	560	126	50	26	20	3	95	94	97	40	34	25	20	M8	M10x30 67
55	24	70	410	685	825	160	65	30	22	4	120	118	122	52	44	32,5	20	M10	M12x40 115

Neste relatório começamos por otimizar parâmetros e valores calculados no relatório anterior, tais como, seleção do cabo de aço, dimensionamento do tambor, posição da roldana de apoio e otimização das engrenagens.

O cabo de aço previamente selecionado era substancialmente sobredimensionado, numa forma de otimização optamos por um cabo de diâmetro menor e do tipo 6x7 CF que também é para o mesmo tipo de funções e com o mesmo fator de segurança. Esta alteração leva-nos a redimensionar o tambor, que terá de ter a capacidade pelo menos 23 voltas com uma elevação de ranhura de 0,005 m e comprimento mínimo de 0,12 m. A roldana de apoio (guia) deverá ser colocada a 1,9 m de distância do tambor, em que o ângulo β será de 2°.

Ao nível das engrenagens, foi possível alterar os cálculos de modo a reduzir a qualidade do material e consequentemente reduzir o seu custo. Isto resultou da alteração dos dentes e consequentemente o dos módulos também. No entanto, temos a plena noção de que os valores ainda podem ser mais otimizados com a escolha de um motor com um numero mais reduzido de rotação.

Nesta segunda fase após efetuarmos as melhorias necessárias demos seguimento ao projeto, tal como o dimensionamento dos veios e chavetas, selecionamento de rolamentos e dos acoplamentos.

Para um dimensionamento dos veios começamos por um processo de identificação das forças resultantes de engrenamento, desde a força radial, tangencial e axial. Conseguimos obter os valores as reações normais para cada veio e para cada seu ponto de apoio (Tabela 10) e a representação do momento fletor em cada um dos mesmos (Figura 10 e 11).

Após conclusão do passo anterior tínhamos os dados suficientes para calcular a carga estática e dinâmica em cada um dos apoios e depois podermos selecionar os rolamentos mais adequados para cada uma das situações (Tabela 12). Optamos por rolamentos de contacto angular de esferas de carreira simples (Tabela 13).

No encadeamento do processo, após identificação das forças, cálculos das cargas, seleção de rolamentos, já podemos dimensionar os veios. Aplicamos dois métodos de cedência, Tresca (conservador) e o Von Mises (vanguardista) conseguimos obter um diâmetro mínimo.

Conjugando todos estes fatores podemos por fim selecionar o acoplamento mais indicado para esta aplicação, optamos por um acoplamento do tipo S-H, visto que é de fácil aplicação, não necessita manutenção e entre outras boas vantagens.

O grupo tem a noção que o dimensionamento dos veios há fadiga está em falta, no entanto, este já foi iniciado. Como se encontra numa fase bastante inicial foi optando por não se colocar aqui. Este atraso deveu-se há enorme perda de tempo a tentar corrigir os problemas do primeiro relatório. Os cálculos há fadiga serão devidamente apresentados no próximo momento de avaliação.

Referências

- [1] GGR Group. "Easy Big WH-KI Ladder Hoist". Consultado a 11 de março de 2023, em <https://www.ggrgroup.com/products/ladder-hoists/easy-big-wh-ki-ladder-hoist/>
- [2] Completo, A., Melo, F. Q. (2019). Introdução ao Projeto Mecânico, Segunda Edição, Engenbook.
- [3] Rasmussen Equipment Co. "6x25 Filler Wire With IWRC". Consultado a 25 de fevereiro, em <https://www.raseq.com/wire-rope/6x25-filler-wire-with-iwrc/>
- [4] Randers Reb. "Handling, Inspection and Installation". Consultado a 1 de março de 2023, em <https://www.randers-reb.com/fishing-rope/rope-technology/handling-inspection-and-installation>
- [5] Eletrolift. "Drums". Consultado a 2 de março de 2023, em <https://electrolift.com/product/drums/>
- [6] Remain. "Motores Elétricos Trifásicos IEC com freio DC - Série BCL". Consultado a 5 de março de 2023, em <https://reiman.pt/pt/bcl-three-phase-motor-with-dc-brake/>
- [7] WEG S. A. "Motores Trifásicos". Consultado a 18 de fevereiro de 2023, em <https://www.weg.net/institutional/PT/pt/>
- [9] KTR Catálogo de Acoplamentos ROTEX