



Universidade do Minho
Escola de Engenharia

Luís Filipe da Mota Valente

Desenvolvimento de um Mecanismo
Automatizado de Limpeza de uma
Grelha de uma Barragem Mini-hídrica



Universidade do Minho
Escola de Engenharia

Luís Filipe da Mota Valente

Desenvolvimento de um Mecanismo
Automatizado de Limpeza de uma
Grelha de uma Barragem Mini-hídrica

Dissertação de Mestrado
Ciclo de Estudos Integrados Conducentes ao
Grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Trabalho efectuado sob a orientação do
Professor Doutor Eurico Augusto Rodrigues Seabra
Professor Doutor Luís Fernando Sousa Ferreira da Silva

DECLARAÇÃO

Nome: Luís Filipe da Mota Valente

Endereço eletrónico: a55796@mail.alunos.uminho.pt Telefone: 918491071

Bilhete de Identidade/Cartão do Cidadão: 13761865

Título da dissertação: Desenvolvimento De Um Mecanismo De Limpeza Automatizado

Orientadores:

Professor Doutor Eurico Augusto Rodrigues Seabra

Professor Doutor Luís Fernando Sousa Ferreira da Silva

Ano de conclusão: 2015

Mestrado em Engenharia Mecânica

DE ACORDO COM A LEGISLAÇÃO EM VIGOR, NÃO É PERMITIDA A REPRODUÇÃO DE QUALQUER PARTE DESTA TESE/TRABALHO.

Universidade do Minho, ____/____/_____

Assinatura:

AGRADECIMENTOS

Agradeço a todos que possibilitaram a realização deste documento e o desenvolvimento do projeto.

Agradeço acima de tudo e todos aos meus pais, por toda a compreensão e paciência demonstradas, como é de resto seu apanágio. Por toda a confiança depositada em mim e por todos os sacrifícios ao longo dos anos, que culminaram na finalização deste ciclo académico. Mais uma vez, aos meus pais, o meu mais sincero obrigado.

Agradeço ao professor Eurico Seabra por todo o apoio, pelas reuniões prolongadas e pelo conhecimento disponibilizado em horas de menor clarividência.

Agradeço ao professor Luís Ferreira da Silva pela preocupação e capacidade demonstradas e por toda a compreensão em momentos de dúvida e incerteza.

Agradeço à Ana Costa, por todo o apoio e interesse, por toda a compreensão e incentivo e principalmente pelos momentos de maior descontração, que se tornaram tão fundamentais como os momentos efetivos de trabalho.

Agradeço também ao Pedro Pina e ao Joel Antunes que me acompanharam durante este percurso, estando sempre presentes.

Agradeço, por fim, aos meus amigos, porque no final de contas são o melhor que a vida tem, e deram inúmeras provas disso no decorrer deste projeto, sendo eles o Diogo Machado, o Luís Guimarães, o Luís Fernandes, o João Sá, o João Santoalha, o Carlos Leiras, o João Mendes, o João Fernandes, o João Silva, a Joana Neiva e a Rosa Mendes.

A todos acima citados, o meu muito obrigado.

RESUMO

Vivendo-se, atualmente, num ambiente socioeconómico extremamente competitivo e consciente, que é cada vez mais carente de elevadas eficiências de processo, é essencial uma constante implementação de qualquer tipo de melhoria a todos os níveis.

Sendo esta uma realidade comum à maioria dos setores, no campo das energias renováveis trata-se de um aspeto fulcral. Quer o desenvolvimento de processos altamente eficientes, quer a produção de mecanismos que permitam manter a eficiência processual pretendida são pontos com bastante destaque e amplamente estudados.

O tema desta dissertação está intrinsecamente ligado a esta necessidade, é projetada e apresentada, uma forma de, através de um mecanismo automatizado externo, se assegurar a manutenção dos níveis de produção energética de uma turbina de uma central elétrica mini-hídrica.

O processo de manutenção da produção energética da turbina, nada mais é que a limpeza, por meio de uma pá polimérica, da grelha que executa a filtragem do fluido em movimento.

Todo o projeto é assente em literatura analisada bem como no parecer e apoio de ambos os tutores deste projeto, sendo o curso dos desenvolvimentos comandado pelos fundamentos do projeto mecânico.

Palavras-Chave: Mini-hídrica, Turbina, Grelha, Pá, Projeto mecânico

ABSTRACT

Due to the fact that we currently live in a highly competitive and conscious socioeconomic environment, which has an increasing need of high process efficiency, it's essential to maintain a constant search for improvement at all levels.

Since this is a reality common to most sectors, in the field of renewable energies it is a key aspect, therefore whether the development of highly efficient processes or the production of machinery that allows to maintain the processual efficiency are factors extensively studied

The theme of this dissertation is inextricably linked to this need. It is thus, projected and displayed, a way, through an external automated mechanism, to ensure the maintenance of energy production levels of a turbine for a mini-hydroelectric power plant.

The process of maintaining the energy production of the turbine, is nothing more than cleaning, by means of a polymeric shovel, the grille that performs the filtering of the moving fluid.

The whole project is based on well founded and acclaimed literature as well as on the advice and support of both guardians of this project, making the course of development led by the fundamentals of the mechanical design.

KEYWORDS: Mini-hydroelectric, Turbine, Grille, Shovel, Mechanical design

ÍNDICE

Agradecimentos.....	iii
Resumo.....	v
Abstract.....	vii
Lista de Figuras.....	xi
Lista de Tabelas	xv
1. Introdução	1
1.1 Estrutura do documento	1
1.2 Objetivos.....	1
1.3 Metodologia adotada	2
1.4 Enquadramento do tema.....	2
1.4.1 Introdução.....	2
1.4.2 Pertinência do projeto.....	4
1.5 Especificações	6
2. Revisão Bibliográfica	9
2.1 Noções básicas.....	9
2.2 Chumaceiras de rolamento.....	10
2.3 Seleção de materiais	16
2.3.1 Polímero de limpeza	16
2.3.2 Componentes metálicos	17
3. Projeto concetual	19
3.1 Mecanismo de limpeza.....	19
3.1.1 Soluções ponderadas.....	19
3.1.2 Processo de eliminação de hipóteses.....	21
3.2 Mecanismo de tratamento de resíduos	24
3.2.1 Soluções ponderadas.....	24
3.3 Meio de acionamento	26
3.4 Forma do polímero de limpeza	26
4. Projeto detalhado.....	27

4.1	O mecanismo projetado	27
4.2	Guia de montagem.....	31
4.3	Seleção de componentes “off the shelf”	37
4.3.1	Moto-reductor.....	37
4.3.2	Chumaceiras de rolamento.....	41
4.3.3	Casquilho da calha de descida.....	45
4.3.4	Cabo de aço	49
4.3.5	Roldanas	51
4.3.6	Sensor Indutivo.....	52
4.4	Manufatura da polia enroladora	52
4.5	Automação.....	54
4.6	Listagem de peças	57
4.7	Cálculo de esforços	60
4.7.1	Eixo dos casquilhos	60
4.7.2	Suporte das roldanas diretoras	62
4.7.3	Eixo das roldanas extensoras	63
4.7.4	Eixo do polímero.....	65
4.7.5	Calha Inferior.....	66
4.7.6	Polia enroladora	68
4.8	Previsão de custos	70
5.	Conclusão e trabalhos futuros	77
5.1	Conclusão.....	77
5.2	Trabalhos futuros	77
	Bibliografia	79
	Anexo I – Extrato do catálogo de casquilhos SKF.....	81
	Anexo II – Relatório do Moto Redutor	85
	Anexo III – Extrato do catálogo de roldanas eSheaves [14]	90
	Anexo IV – Dimensões nominais rosca ISO (métrico) (NP-110) [[18].....	91
	Anexo V – Sensor indutivo IIC220	92
	Anexo VI – Desenho do conjunto e identificação das peças.....	93
	Anexo VI – Desenhos técnicos	96

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 Esquema da obtenção de energia elétrica através de uma turbina.	3
Figura 1.2 Tipos de turbinas utilizadas em centrais mini-hídricas.	4
Figura 1.3 Grelha de retenção de resíduos desobstruída (1) e obstruída (2)	4
Figura 1.4 Diferentes caudais disponibilizados à turbina	5
Figura 1.5 Árvore de objetivos do projeto	7
Figura 1.6 Grau de inclinação da grelha de filtragem	8
Figura 3.1 Mecanismo de limpeza biela-manivela	19
Figura 3.2 Mecanismo de limpeza de guia de deslizamento	20
Figura 3.3 Mecanismo de limpeza de braço articulado	20
Figura 3.4 Mecanismo de limpeza de calha móvel	21
Figura 3.5 Tapete rolante de encaminhamento de resíduos recolhidos	24
Figura 3.6 Rampa de encaminhamento dos resíduos recolhidos.....	25
Figura 3.7 Formas ponderadas para o polímero de limpeza e respetivas linhas de contacto.....	26
Figura 4.1 Momento de maior extensão (vista em corte).....	27
Figura 4.2 Momento de limpeza pretendido (vista em corte).....	28
Figura 4.3 Resposta a um obstáculo imóvel/inquebrável (vista em corte)	28
Figura 4.4 Momento de atuação da patilha de transição (vista em corte)	29
Figura 4.5 Início do momento descendente da pá de limpeza (vista em corte)	29
Figura 4.6 Momento de descida (vista em corte)	30
Figura 4.7 Posicionamento das roldanas extensoras	30
Figura 4.8 Alinhamento roldana extensora 2 - roldana diretora	31
Figura 4.9 Alinhamento das roldanas diretoras.....	31
Figura 4.10 Vista explodida do mecanismo (vista em corte).....	32
Figura 4.11 Esquema de montagem da pá de limpeza	33
Figura 4.12 Esquema de montagem da calha inferior	33
Figura 4.13 Esquema de montagem da calha inferior na estrutura	34
Figura 4.14 Esquema de montagem da calha superior.....	34
Figura 4.15 Esquema de montagem das roldanas extensoras	35
Figura 4.16 Esquema de montagem das roldanas diretoras	35
Figura 4.17 Esquema de montagem do batente da patilha alternadora.....	36

Figura 4.18 Mecanismo montado (vista em corte)	36
Figura 4.19 Representação da força P (peso) e suas componentes	37
Figura 4.20 Representação da força de atrito no mecanismo de deslizamento.....	38
Figura 4.21 Esquema do mecanismo projetado e suas grandezas, necessárias, ao cálculo do binário	39
Figura 4.22 Características do moto-reductor selecionado disponibilizadas pelo fabricante	40
Figura 4.23 Interface de seleção de rolamentos: Seleção do tipo de rolamento e respectivas dimensões	41
Figura 4.24 Interface de seleção de rolamentos: Lista de rolamentos a ponderar.....	42
Figura 4.25 Interface de seleção de rolamentos: Seleção dos cálculos pretendidos.....	42
Figura 4.26 Interface de seleção de rolamentos: Introdução dos valores necessários para cálculo	43
Figura 4.27 Interface de seleção de rolamentos: Cálculo da vida do rolamento (5°C)	43
Figura 4.28 Interface de seleção de rolamentos: Cálculo da força radial mínima necessária (5°C).....	44
Figura 4.29 Interface de seleção de rolamentos: Cálculo da vida do rolamento (25°C)	44
Figura 4.30 Interface de seleção de rolamentos: Cálculo da carga de força radial mínima necessária (25°C)	44
Figura 4.31 Diagrama carga-velocidade para seleção de casquilhos da SKF [12]	45
Figura 4.32 Esquema auxiliar para o cálculo da pressão exercida no casquilho [12]	46
Figura 4.33 Esquema auxiliar para o cálculo da velocidade de deslizamento [12]	47
Figura 4.34 Grau de oscilação máximo do mecanismo.....	47
Figura 4.35 Diagrama carga-velocidade para seleção de casquilhos da SKF [12]	48
Figura 4.36 Dimensões do casquilho PWM202430	49
Figura 4.37 Organização dos fios do cabo de aço inoxidável 7*19	49
Figura 4.38 Tabela da capacidade de carga do cabo 7*19 em função do seu diâmetro do fabricante SWR [13].....	50
Figura 4.39 Comprimento necessário de cabo de aço	50
Figura 4.40 Excerto do catálogo de roldanas do fabricante eSheaves (Aço Zincado) [14].....	52
Figura 4.41 Tarugo base para a manufatura da polia	53
Figura 4.42 Fases do processo de abertura de um furo quadrado [12]	53
Figura 4.43 Tarugo após a abertura do furo quadrado.....	54
Figura 4.44 Tarugo após a abertura dos rasgos	54
Figura 4.45 Polia enroladora.....	54
Figura 4.46 Diagrama representativo da atuação do mecanismo	55

Figura 4.47	Movimento descendente ou momento de preparação para a limpeza da grelha	56
Figura 4.48	Movimento ascendente ou momento de limpeza da grelha	57
Figura 4.49	Momento de repouso	57
Figura 4.50	Dimensões do eixo do casquilho	60
Figura 4.51	Análise à tensão de von Mises e ao grau de deformação do eixo do casquilho	61
Figura 4.52	Vida do eixo do casquilho (ciclos)	61
Figura 4.53	Suporte das roldanas diretoras.....	62
Figura 4.54	Análise à tensão de von Mises e ao grau de deformação do suporte das polias diretoras.	62
Figura 4.55	Ensaio de fadiga - Vida do eixo do suporte das roldanas diretoras (ciclos)	63
Figura 4.56	Eixo das roldanas extensoras	63
Figura 4.57	Análise à tensão de von Mises e ao grau de deformação do eixo das roldanas extensoras	64
Figura 4.58	Ensaio de fadiga - Vida do eixo do polímero (ciclos)	64
Figura 4.59	Eixo do polímero	65
Figura 4.60	Análise à tensão de von Mises e ao grau de deformação do eixo do polímero.....	65
Figura 4.61	Ensaio de fadiga - Vida do eixo do polímero (ciclos)	66
Figura 4.62	Calha inferior	67
Figura 4.63	Análise à tensão de Von Mises e ao grau de deformação da calha inferior.....	67
Figura 4.64	Ensaio de fadiga - Vida da calha inferior (ciclos).....	68
Figura 4.65	Polia enroladora.....	68
Figura 4.66	Análise à tensão de von Mises e ao grau de deformação fruto do esforço de torção	69
Figura 4.67	Análise à tensão de von Mises e ao grau de deformação dos furos de fixação dos cabos.	69
Figura 4.68	Eixo dos casquilhos e das calhas superiores.....	70
Figura 4.69	Varão do polímero e suporte das roldanas diretoras.....	70
Figura 4.70	Eixo das roldanas diretoras e batente das patilhas alternadoras	71
Figura 4.71	Calha inferior	71
Figura 4.72	Calha superior	72
Figura 4.73	Patilha alternadora.....	72
Figura 4.74	Polímero de limpeza	72
Figura 4.75	Polia enroladora.....	73
Figura 4.76	Rampa diretora de resíduos	73
Figura 4.77	Fixador da guia da calha inferior.....	74

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 Excerto do abaco de seleção do catálogo da SKF [6].....	11
Tabela 2.2 Valores de referência para o valor do fator de segurança [7]	13
Tabela 2.3 Guia para valores de vida nominal requerida L10h em diferentes classes de máquinas [7]14	
Tabela 2.4 Ábaco de relação de carga (C/P) para diferentes vidas L10H e diferentes velocidades [7] 14	
Tabela 2.5 Fatores de cálculo para rolamentos rígidos de uma carreira de esferas (individuais ou dispostos em tandem) [7].....	15
Tabela 2.6 Fatores de cálculo para rolamentos rígidos de uma carreira de esferas (pares dispostos em X ou O) [7]	15
Tabela 2.7 Comparação dos materiais ponderados	17
Tabela 3.1 Ferramenta de auxílio à seleção do mecanismo de limpeza.....	23
Tabela 3.2 Ferramenta de auxílio à seleção do mecanismo de tratamento de resíduos	25
Tabela 4.1 Conversão polegada-milímetro das dimensões principais da roldana selecionada	51
Tabela 4.2 Lista de componentes do mecanismo	58
Tabela 4.3 Preço da matéria-prima necessária para a manufatura dos componentes.....	74
Tabela 4.4 Preço dos componentes " off the shelf "	75
Tabela 4.5 Custo total do fabrico do mecanismo (excluindo operações de maquinagem)	76

1. INTRODUÇÃO

No capítulo 1 é abordada a estrutura do relatório, sendo feito um breve resumo dos assuntos tratados em cada capítulo, são também expostos os objetivos propostos para o desenvolvimento do projeto, é clarificada a metodologia de trabalho seguida no decorrer do trabalho e por último é clarificado o tema da dissertação e são apresentadas as especificações do projeto.

1.1 Estrutura do documento

Este documento encontra-se organizado em 5 capítulos.

O primeiro capítulo, sendo introdutório, define os objetivos do projeto e as especificações do produto, aborda a metodologia adotada e elucida sobre os conceitos básicos e a pertinência do tema.

No segundo capítulo é realizada uma revisão bibliográfica onde são expostos os conceitos utilizados no projeto do mecanismo. São explicados os métodos de seleção de uma chumaceira de rolamentos de esferas e é abordada a seleção de materiais.

No terceiro capítulo é compilado o projeto concetual e nele são abordados detalhadamente os processos de seleção das respostas encontradas para as diferentes necessidades do projeto.

O quarto capítulo versa sobre o projeto detalhado, é exposto o funcionamento do mecanismo, são definidas as variáveis essenciais para a seleção dos componentes "*off-the-shelf*" bem como a manufatura de um componente específico. São realizados estudos aos esforços sofridos pelos componentes, é apresentada a simulação da automação do mecanismo e por fim é realizada uma previsão de custos do projeto.

No quinto capítulo são retiradas conclusões e são propostos trabalhos futuros.

1.2 Objetivos

Pretende-se com este projeto atingir as seguintes metas:

- Desenvolver um mecanismo capaz de promover uma limpeza eficaz de uma grelha de filtragem de uma central mini-hídrica;
- Dotar esse mecanismo de um dispositivo eficaz de tratamento e armazenamento dos resíduos removidos.

De forma a garantir que os procedimentos utilizados se adequam ao projeto e aos seus objetivos será levada a cabo uma pesquisa bibliográfica, sempre que necessário em momentos de menor clareza, será também procurado o apoio e a orientação dos tutores.

1.3 Metodologia adotada

Com o intuito de garantir um desenvolvimento fundamentado e adequado deste projeto e, por consequência, do mecanismo idealizado, foi adotada a seguinte metodologia:

- Pesquisa de trabalho alheio desenvolvido na área e revisão bibliográfica nas áreas relevantes para o projeto;
- Formulação de possíveis soluções e seleção da solução mais adequada;
- Desenvolvimento, modelação e validação da solução selecionada;

O último ponto está, intrinsecamente, relacionado com a central mini-hídrica visitada no decorrer do projeto. Apesar do propósito do projeto ser o desenvolvimento de um mecanismo aplicável a, virtualmente, qualquer central mini-hídrica, adotou-se este modelo como uma referência, de maneira a facilitar todo o desenvolvimento conceptual.

1.4 Enquadramento do tema

Este capítulo versa sobre a área das energias renováveis, são abordados o propósito e o funcionamento das centrais mini-hídricas, passando também pelos princípios aplicados aos diferentes tipos de turbinas. Por último é feita uma demonstração analítica da pertinência deste projeto em termos energéticos e, consequentemente, económicos.

1.4.1 Introdução

Num ambiente global que exige, cada vez mais, o máximo aproveitamento de todos os recursos disponíveis e contrastando com um obsoleto uso dos recursos petrolíferos para a produção de energia, quer por motivos ecológicos quer por motivos ambientais, a utilização das energias renováveis para a produção de eletricidade goza, nos últimos anos, de uma posição de destaque e de bastante interesse a nível global.

A produção de energia utilizando os recursos renováveis tem várias vertentes, sendo a energia hídrica umas das principais e, como consequência, das mais desenvolvidas.

Trata-se de um meio de produção de energia, no qual se inserem as centrais mini-hídricas, que gozou de um rápido desenvolvimento e que apresenta características bastante apelativas, sendo algumas delas:

- Baixo custo de produção;
- Produção de energia sem poluição;
- Possibilidade do controlo de cheias;
- Armazenamento de água para consumo doméstico e industrial.

O principal constituinte de uma central hidroelétrica é, sem dúvida, a sua turbina hidráulica, que transforma a energia cinética presente na água em energia mecânica que é posteriormente, através de um eixo, transferida para um gerador elétrico, sendo assim produzida a energia elétrica, como é possível ver na figura 1.1.

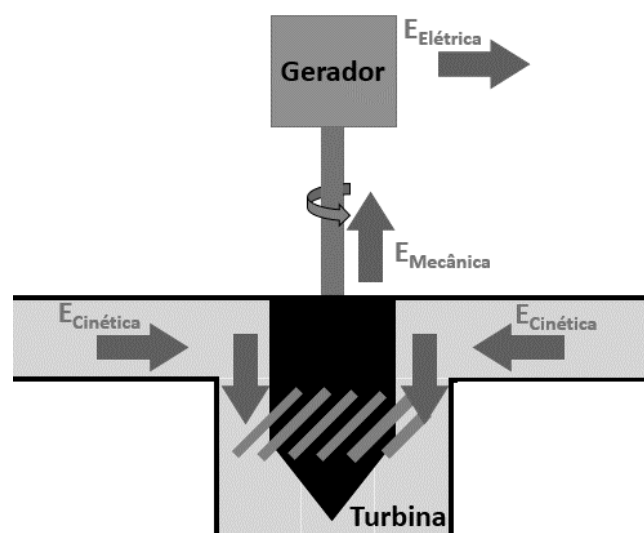


Figura 1.1 Esquema da obtenção de energia elétrica através de uma turbina.

Os 2 tipos de turbinas utilizados em centrais mini-hídricas são as turbinas de ação (Pelton) e as turbinas de reação (Francis e Kaplan).

As turbinas de ação não se encontram submersas, sendo o fluxo de água direcionado para as suas pás através de um injetor.

As turbinas de Reação podem ser de 2 tipos, radial e axial, sendo que a turbina de Francis é uma turbina de reação onde o fluxo de água tem uma direção normal ao eixo da turbina (radial) enquanto na turbina de Kaplan o movimento do fluxo é paralelo ao do eixo da turbina (axial). Na figura 1.2 é exemplificado o funcionamento das turbinas referidas [1].

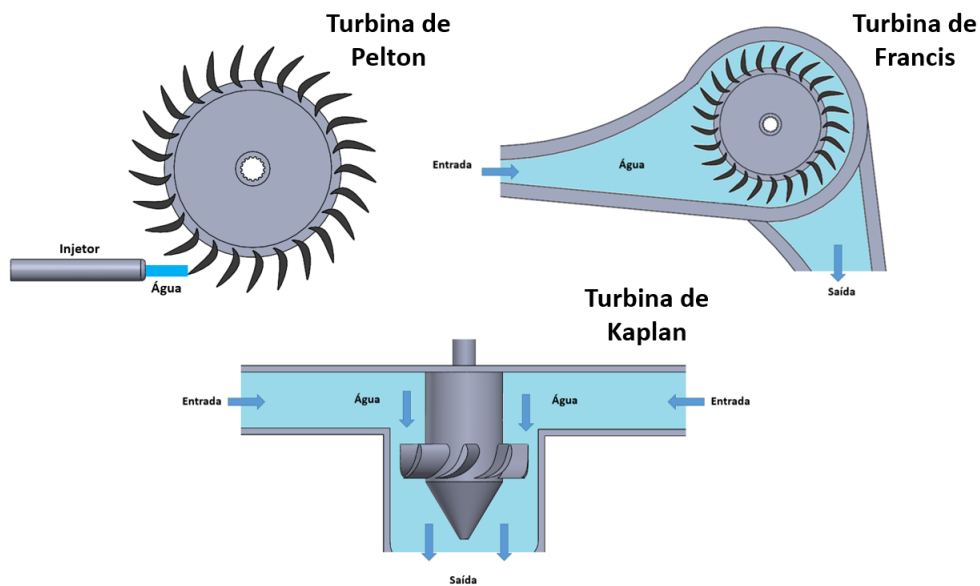


Figura 1.2 Tipos de turbinas utilizadas em centrais mini-hídricas.

1.4.2 Pertinência do projeto

Este projeto consiste no desenvolvimento de um mecanismo de limpeza automatizado que será instalado numa central mini-hídrica, com o propósito de promover uma limpeza eficaz da grelha de filtragem que se encontra a montante da turbina geradora da instalação.

É, contudo, importante explicar também o porquê da existência deste tipo de preocupação, mesmo sendo a resposta algo intuitiva, procede-se em seguida a uma demonstração.

O problema representado tem o objetivo de quantificar o impacto dos resíduos na potência produzida pela turbina, sendo no entanto uma formulação bastante simplista com algumas perdas desprezadas uma vez que o estudo detalhado deste fenómeno não é uma meta deste projeto.

Apresentam-se, na figura 1.3, duas situações distintas da mesma grelha de filtragem, na situação 1 não existe qualquer impedimento adicional ao escoamento da água, na situação 2 existe uma camada de resíduos a prejudicar a produção da turbina.

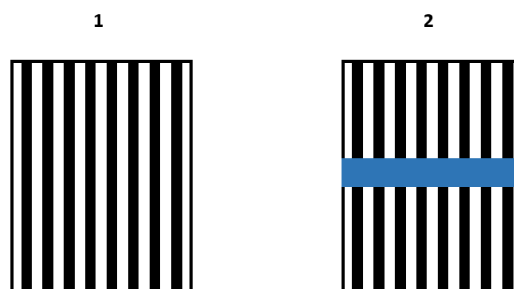


Figura 1.3 Grelha de retenção de resíduos desobstruída (1) e obstruída (2)

A existência desta camada irá ter impacto direto na área disponível para a passagem da água, para efeitos de cálculo arbitrou-se um impacto de cerca de $0,1 \text{ m}^2$. Foram também arbitradas outras variáveis que são comuns a ambas as situações, de maneira a que seja mais perceptível o impacto da camada de resíduos [2]. Segue-se a lista de variáveis arbitradas:

- Rendimento da Turbina (η) – 90 %
- Queda útil da instalação (H) – 20 m
- Densidade do fluido (ρ) – 10^3 g/cm^3
- Aceleração gravítica (g) – $9,81 \text{ m}^2/\text{s}$

A existência de uma camada de resíduos traduz-se numa diminuição do caudal disponível, ou seja, o volume de água disponível para a atuação da turbina por unidade de tempo, é menor [1].

Na figura 1.4 está representado o volume de água disponibilizado à turbina, em cada uma das situações, por cada minuto.

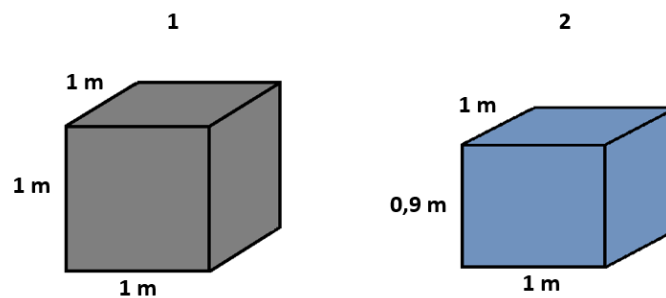


Figura 1.4 Diferentes caudais disponibilizados à turbina

É possível efetuar o cálculo dos diferentes caudais recorrendo a equação 1.1.

$$Q = \frac{\text{Volume (m}^3\text{)}}{\Delta t \text{ (s)}} \quad (1.1)$$

$$Q_1 = 0,02 \text{ m}^3/\text{min} \quad Q_2 = 0,015 \text{ m}^3/\text{min}$$

Analisando os resultados facilmente se comprova que a camada de resíduos tem um impacto considerável no caudal disponibilizado à turbina. São agora conhecidos todos os valores necessários para o cálculo das potências, P1 e P2, que são obtidos por intermédio da equação 1.2.

$$P = \eta * \rho * Q * g * H \quad (1.2)$$

$$P_1 = 3,53 \text{ kW}$$

$$P_2 = 2,65 \text{ kW}$$

Partindo dos resultados obtidos, é possível calcular a diferença de potência produzida nas duas situações estudadas através da equação 1.3.

$$\Delta P = P_1 - P_2 \quad (1.3)$$

$$\Delta P = 0,88 \text{ kW}$$

Está então encontrada a diferença de potência produzida pela turbina por minuto. Sendo que uma hora é composta por 60 minutos, perfaz uma diferença de 52,8 kW/h.

Uma lâmpada de 100 W, em funcionamento 8 horas/dia apresenta um consumo médio de cerca de 24 kW/mês, o que significa que a diferença de produção nas duas situações é suficiente para alimentar duas lâmpadas de 100 W nestas condições, durante um mês.

Concluindo, se durante um minuto de funcionamento, o impacto ascende a estes valores, é evidente que se trata de um problema que não pode ser ignorado e que justifica todo o tempo e trabalho investidos neste projeto.

1.5 Especificações

A definição das especificações é o fundamento de qualquer projeto, como tal é necessário que sejam definidas de forma bastante clara, possibilitando assim um desenvolvimento sustentado de todo o projeto e garantindo que o mesmo culmina num produto que satisfaz todas as necessidades a que se propôs [3].

Seguem-se as especificações definidas para o projeto e desenvolvimento de um mecanismo de limpeza automatizado de uma grelha de uma barragem mini-hídrica:

- Segurança;
- Baixo nível de supervisão;
- Elevado grau de manutenibilidade;
- Resistência à corrosão;
- Rigidez estrutural;
- Totalmente automatizado;
- Capacidade de armazenamento dos resíduos;
- Interferência mínima com o rendimento da turbina.

É agora apresentada na figura 1.5 a árvore de objetivos desenvolvida para auxiliar no desenvolvimento do projeto.

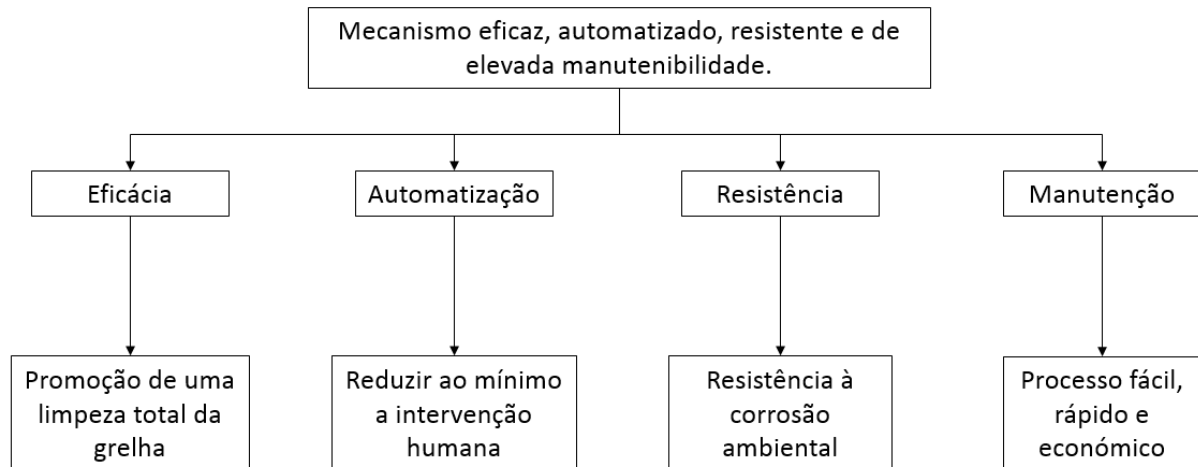


Figura 1.5 Árvore de objetivos do projeto

Até este ponto estão definidas as especificações gerais do projeto, no entanto é também importante definir algumas necessidades físicas a que o mecanismo necessita de dar resposta. São necessidades específicas, relacionadas com as instalações analisadas numa fase embrionária, instalações essas que servem de base para a totalidade do desenvolvimento do projeto.

Este tipo de especificações são um pouco menos abrangentes, no entanto são igualmente importantes para o desenvolvimento do projeto.

Uma das condicionantes observadas está relacionada com a grelha utilizada para filtrar o fluido e proteger a turbina geradora.

A grelha de filtragem neste tipo de instalações apresenta um grau de inclinação de 45° , como exemplificado na figura 1.6, sendo imperativo que o mecanismo respeite esta inclinação sem pôr em causa, quer a sua integridade quer a da grelha.

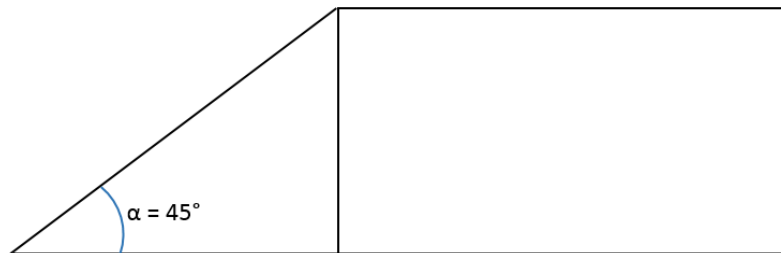


Figura 1.6 Grau de inclinação da grelha de filtragem

Outra condicionante do projeto é a liberdade do componente que promove a limpeza da grelha. Este não pode estar totalmente confinado a uma trajetória, a faculdade de variar a sua trajetória de contacto com a grelha funciona como uma resposta para a ocorrência de algum imponderável, que neste caso poderá ser algum obstáculo presente na grelha de filtragem.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo é primeiramente feita uma abordagem aos conceitos básicos utilizados no decorrer do projeto, e em seguida é apresentado todo o apoio teórico relevante que fundamenta as decisões tomadas ao longo deste trabalho. São abordados sucintamente os órgãos de máquinas presentes no projeto, sendo explicados os seus princípios básicos. É também tratada a seleção de materiais, levando a cabo um processo de pesagem dos prós e contras, justificando assim a sua escolha.

2.1 Noções básicas

É importante definir, de uma forma muito elementar, alguns conceitos que são referidos neste documento, de forma a garantir a total compreensão dos desenvolvimentos do projeto. São numa primeira fase abordados os conteúdos tribológicos, utilizados por exemplo na análise da interação pá de limpeza-grelha, em seguida são tratados os conceitos referentes à mecânica dos materiais, utilizados indiretamente na simulação realizada no software *SolidWorks*.

Primeiramente é pertinente abordar, no âmbito da tribologia, o que é a corrosão e como pode afetar o comportamento do mecanismo e seus componentes.

A corrosão define-se como a perda de material de uma superfície metálica devido a ação química ou eletroquímica. Neste caso, a humidade inerente à natureza do projeto pode levar à perda de material e conseqüente degradação das condições do funcionamento dos componentes metálicos do mecanismo. Este tipo de mecanismo de desgaste pode ser minorado através de uma correta seleção do material constituinte dos componentes e de um controlo das condições ambientais a que o metal está sujeito [4].

O atrito é outro conceito que deve ser clarificado, uma vez que tem grande influência na interação pá de limpeza-grelha. Este caracteriza-se por ser a força que se opõe ao deslizamento de um corpo sólido sobre outro e é definido por 3 leis fundamentais, segundo Amontons e Coulomb.

- A força de atrito é proporcional à carga normal aplicada entre os dois corpos;
- A força de atrito é independente da área aparente de contacto;
- O atrito cinético é independente da velocidade de escorregamento.

É importante referir que as duas primeiras leis são praticamente de aplicação geral no entanto a terceira apresenta menor aplicabilidade principalmente quando se lida com não metais [4].

O atrito é dividido em dois tipos, sendo eles o atrito estático e o atrito cinético. O atrito estático é a força resistente que é necessário vencer para que o corpo deslizante inicie o seu movimento, por outro lado, o atrito cinético é a resistência que as superfícies em contacto oferecem à continuidade desse movimento. Por norma o atrito estático é superior ao atrito cinético [4].

Relativamente à mecânica dos materiais é importante clarificar a aplicabilidade do critério de von Mises no projeto de um componente.

Um material é composto por dois domínios, um elástico e um plástico que definem o seu comportamento face a uma força que nele atue. Enquanto um material se mantiver no seu domínio elástico, a energia absorvida pelo material, resultante dessa mesma força atuante, não é suficiente para o deformar permanentemente e por consequência, uma vez retirada a força que atua sobre ele, o material volta à sua forma original. Se por outro lado, a força atuante obrigar o material a entrar no seu domínio plástico, o material encontra-se permanentemente deformado.

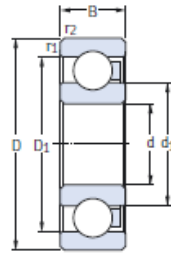
A análise segundo o critério de von Mises, verifica se a tensão máxima sentida no componente é inferior à tensão máxima admissível do seu material constituinte. Caso a tensão máxima admissível não seja ultrapassada, o material mantém-se no domínio elástico e tem a capacidade de resistir aos esforços a que estará sujeito sem deformar, caso contrário o material é deformado pelos esforços a que estará sujeito.

2.2 Chumaceiras de rolamento

Uma chumaceira de rolamento, ou simplesmente rolamento, tem o único propósito de aplicar o mecanismo de rolamento à movimentação entre duas superfícies, diminuindo o atrito e aumentando a longevidade dos componentes [5].

A seleção de rolamentos é feita recorrendo a catálogos disponibilizados pelo fabricante, onde são apresentadas as principais características do rolamento. A figura 2.1 é um excerto do catálogo de rolamentos poliméricos do fabricante SKF e é referente aos rolamentos de esferas, com diâmetros compreendidos entre os 17 e os 35 mm.

Single row ball bearings
d 17 – 35 mm



Boundary dimensions			Load carrying capability		Speed rating	Dimensions			Mass	Designations	
d	D	B	static ¹⁾	dynamic ²⁾	max ³⁾	d ₁	D ₁	r _{1,2} min x45°	max		
mm			N		r/min	mm			kg		
17	35	8	160	240	1400	22,2	29,8	0,4	10	16003/HR11TN	16003/HR11QN
	35	8	160	240	1230	22,2	29,8	0,4	8	16003/HR22T2	16003/HR22Q2
	35	10	170	260	1400	23,1	28,9	0,4	12	6003/HR11TN	6003/HR11QN
	35	10	170	260	1230	23,1	28,9	0,4	9	6003/HR22T2	6003/HR22Q2
	40	12	220	320	1250	24,2	32,7	0,9	20	6203/HR11TN	6203/HR11QN
	40	12	220	320	1100	24,2	32,7	0,9	16	6203/HR22T2	6203/HR22Q2
	47	14	260	370	1050	26,5	37,4	0,9	38	6303/HR11TN	6303/HR11QN
47	14	260	370	920	26,5	37,4	0,9	32	6303/HR22T2	6303/HR22Q2	
20	42	8	190	290	1150	26,5	34,5	0,4	14	16004/HR11TN	16004/HR11QN
	42	8	190	290	1010	26,5	34,5	0,4	11	16004/HR22T2	16004/HR22Q2
	42	12	200	300	1150	27,2	34,8	0,9	21	6004/HR11TN	6004/HR11QN
	42	12	200	300	1010	27,2	34,8	0,9	17	6004/HR22T2	6004/HR22Q2
	47	14	270	420	1050	28,5	38,5	0,9	34	6204/HR11TN	6204/HR11QN
	47	14	270	420	920	28,5	38,5	0,9	28	6204/HR22T2	6204/HR22Q2
	52	15	350	500	950	30,3	41,6	0,9	49	6304/HR11TN	6304/HR11QN
52	15	350	500	840	30,3	41,6	0,9	41	6304/HR22T2	6304/HR22Q2	
25	47	8	210	310	1050	32,3	40,9	0,4	20	16005/HR11TN	16005/HR11QN
	47	8	210	310	920	32,3	40,9	0,4	17	16005/HR22T2	16005/HR22Q2
	47	12	240	360	1050	32,2	39,8	0,9	24	6005/HR11TN	6005/HR11QN
	47	12	240	360	920	32,2	39,8	0,9	20	6005/HR22T2	6005/HR22Q2
	52	15	320	480	950	34	44	0,9	40	6205/HR11TN	6205/HR11QN
	52	15	320	480	840	34	44	0,9	33	6205/HR22T2	6205/HR22Q2
	62	17	400	600	725	37	50	0,9	77	6305/HR11TN	6305/HR11QN
62	17	400	600	640	37	50	0,9	64	6305/HR22T2	6305/HR22Q2	
30	55	9	240	370	900	37,7	47,3	0,4	27	16006/HR11TN	16006/HR11QN
	55	9	240	370	790	37,7	47,3	0,4	22	16006/HR22T2	16006/HR22Q2
	55	13	280	420	900	38,2	46,8	0,9	36	6006/HR11TN	6006/HR11QN
	55	13	280	420	790	38,2	46,8	0,9	29	6006/HR22T2	6006/HR22Q2
	62	16	360	550	800	40,3	51,6	0,9	64	6206/HR11TN	6206/HR11QN
	62	16	360	550	700	40,3	51,6	0,9	53	6206/HR22T2	6206/HR22Q2
	72	19	460	700	675	44,7	59,2	1,4	114	6306/HR11TN	6306/HR11QN
72	19	460	700	590	44,7	59,2	1,4	96	6306/HR22T2	6306/HR22Q2	
35	62	9	240	370	800	43,7	53,3	0,4	33	16007/HR11TN	16007/HR11QN
	62	9	240	370	700	43,7	53,3	0,4	27	16007/HR22T2	16007/HR22Q2
	62	14	320	480	800	43,7	53,3	0,9	48	6007/HR11TN	6007/HR11QN
	62	14	320	480	700	43,7	53,3	0,9	39	6007/HR22T2	6007/HR22Q2
	72	17	410	620	700	47	60	0,9	95	6207/HR11TN	6207/HR11QN
	72	17	410	620	620	47	60	0,9	80	6207/HR22T2	6207/HR22Q2
	80	21	490	750	600	49,55	65,35	1,4	154	6307/HR11TN	6307/HR11QN
	80	21	490	750	530	49,55	65,35	1,4	130	6307/HR22T2	6307/HR22Q2

Tabela 2.1 Excerto do abaco de seleção do catálogo da SKF [6]

A seleção de uma chumaceira de rolamento pode ser efetuada com base em dois critérios de seleção distintos, a capacidade de carga estática e a vida nominal [7].

O dimensionamento atendendo à capacidade de carga estática é usado para cálculos envolvendo rolamentos carregados dinamicamente, neste caso o resultado do dimensionamento é a carga que permite ao rolamento atingir uma vida nominal de 1 000 000 de revoluções. Este mecanismo de seleção é utilizado quando o rolamento está sujeito a variações consideráveis da velocidade de rolamento.

O dimensionamento à vida de um rolamento indica o número de revoluções, ou horas, a velocidade constante, que o rolamento pode atingir até que apresente o primeiro sinal de fadiga [7].

Na seleção baseada na capacidade de carga estática, C_0 , a seleção do rolamento não necessita de estar focada em parâmetros de fadiga do rolamento mas sim em deformações do material provocadas pela carga a que este é submetido. Este tipo de abordagem é aconselhada nas seguintes situações [7]:

- Rolamento com movimentos pouco frequentes e submetido a cargas intermitentes ou contínuas;
- Rolamento que oscila ou realiza movimentos de alinhamento sob carga;
- Rolamento sob carga a baixas rotações e uma vida baixa;
- Rolamento que além das cargas normais também deve suportar cargas de choque que atuam durante frações de revolução.

A seleção de um rolamento à capacidade de carga estática rege-se por 3 equações. Primeiramente é necessário saber se o rolamento está carregado radialmente, axialmente ou de ambas as formas, seguidamente é calculada a carga estática equivalente, P_0 , recorrendo à equação 2.1, onde X_0 é o fator de carga radial, Y_0 o fator de carga axial e F_r e F_a são a força radial e a força axial, respetivamente [7].

$$P_0 = X_0 * F_r + Y_0 * F_a \quad (2.1)$$

No cálculo da carga estática equivalente devem ser utilizadas as cargas máximas que podem ocorrer. Os valores dos fatores de carga radial e axial dependem da disposição de montagem dos rolamentos, sendo de 0.6 e 0.5 respetivamente, para rolamentos individuais ou em pares dispostos em tandem e de 1 e 1,7 respetivamente, para rolamentos em pares dispostos em O ou X [7].

Seguidamente calcula-se a capacidade de carga estática, C_0 , requerida através da equação 2.2, onde s_0 corresponde ao fator de segurança estática [6].

$$C_0 = s_0 * P_0 \quad (2.2)$$

Os valores referência para o fator de segurança estática podem ser consultados na figura 2.2. [4]

Tipo de operação	Rolamentos em rotação Exigência de giro silencioso				Rolamentos que não giram			
	sem importância		normal	Rolamentos de rolos	alta	Rolamentos de esferas	Rolamentos de esferas	Rolamentos de rolos
	Rolamentos de esferas	Rolamentos de rolos	Rolamentos de esferas		Rolamentos de esferas		Rolamentos de esferas	Rolamentos de esferas
Suave, sem vibração	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Cargas de choque pronunciadas ¹⁾	≥ 1,5	≥ 2,5	≥ 1,5	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

Para rolamentos axiais autocompensadores de rolos aconselha-se o uso de $a_0 \geq 4$

¹⁾ Quando a magnitude da carga é desconhecida, devem ser usados pelo menos valores de a_0 tão grandes quanto os da tabela acima. Se a magnitude das cargas de choque são conhecidas exatamente, pode-se adotar valores menores de a_0

Tabela 2.2 Valores de referência para o valor do fator de segurança [7]

A seleção de um rolamento atendendo à sua vida nominal é aconselhável nas situações que não se encontrem abrangidas pela lista anterior, estando focada mais na fadiga do material que compõe o rolamento. É no entanto importante referir que, na grande maioria das vezes a falha do rolamento é devida não à fadiga do material mas sim ao desgaste dos seus componentes [7].

O critério da vida nominal pode ser aplicado com diferentes graus de refinamento, dependendo o rigor da seleção, da precisão com que as condições de operação forem definidas.

A vida nominal pode vir expressa em milhões de revoluções, equação adotada pela norma ISO, equação 2.3, ou em horas de trabalho, equação 2.4. Geralmente é preferível expressar a vida em horas de trabalho, onde C é o valor da capacidade de carga dinâmica, P é o valor de carga dinâmica equivalente, p é o expoente de vida, sendo 3 para rolamentos de esferas e 10/3 para rolamentos de rolos e n corresponde a velocidade de rotação do rolamento (r/min) [7].

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (2.3)$$

$$L_{10h} = \frac{1\,000\,000}{60 * n} * L_{10} \quad (2.4)$$

Para a seleção do rolamento é agora necessário definir qual a vida nominal requerida, sendo este valor dependente do tipo de situação em que o rolamento vai estar inserido. As diferentes situações encontram-se agrupadas em classes de máquinas e podem ser consultadas na figura 2.3.

Classe de máquina	L _{10h} horas de trabalho
Eletrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, aparelhos técnicos para uso médico	300 ... 3 000
Máquinas utilizadas em curtos períodos ou intermitentemente: Máquinas-ferramentas manuais, dispositivos de elevação em oficinas, máquinas para construções	3 000 ... 8 000
Máquinas para trabalhar com alta confiabilidade durante períodos curtos ou intermitentemente: Elevadores, guindastes para produtos embalados, ou amarras de tambores, fardos, etc.	8 000 ... 12 000
Máquinas para 8 horas de trabalho diário, não totalmente utilizadas: Transmissões de engrenagens para uso geral, motores elétricos para uso industrial, trituradores rotativos, etc.	10 000 ... 25 000
Máquinas para 8 horas de trabalho diário, totalmente utilizadas: Máquinas-ferramentas, máquinas para trabalhar madeira, máquinas para indústria mecânica em geral, guias para materiais a granel, ventiladores, correias transportadoras, máquinas de impressão, separadores e centrífugas	20 000 ... 30 000
Máquinas para trabalho contínuo, 24 horas por dia: Caixas de pinhões para laminadores, maquinário elétrico de porte médio, compressores, elevadores de minas, bombas, máquinas têxteis	40 000 ... 50 000
Equipamentos de abastecimento de água, fornos rotativos, torcedoras de cabo, máquinas propulsoras de navios	80 000 ... 100 000
Máquinas elétricas de grande porte, centrais de energia, bombas e ventiladores para minas, mancais de eixos propulsoras de navios	≈ 100 000

Tabela 2.3 Guia para valores de vida nominal requerida L_{10h} em diferentes classes de máquinas [7]

Em seguida é necessário definir a relação de carga, C/P, sendo para tal consultado um ábaco de relações de carga como o que se apresenta na figura 2.4, que neste caso é utilizado para rolamentos de esferas, entre as 50 e as 1500 r/min.

L _{10h}	C/P quando n =														
	50	100	125	150	200	250	300	400	500	600	750	900	1 000	1 200	1 500
100	0,67	0,84	0,91	0,97	1,06	1,14	1,22	1,34	1,44	1,53	1,65	1,75	1,82	1,93	2,08
500	1,14	1,44	1,55	1,65	1,82	1,96	2,08	2,29	2,47	2,62	2,82	3,00	3,11	3,30	3,56
1 000	1,44	1,82	1,96	2,08	2,29	2,47	2,62	2,88	3,11	3,30	3,56	3,78	3,91	4,16	4,48
1 250	1,55	1,96	2,11	2,24	2,47	2,66	2,82	3,11	3,35	3,56	3,83	4,07	4,22	4,48	4,83
1 600	1,89	2,13	2,29	2,43	2,68	2,88	3,07	3,37	3,63	3,86	4,16	4,42	4,58	4,87	5,24
2 000	1,82	2,29	2,47	2,62	2,88	3,11	3,30	3,63	3,91	4,16	4,48	4,76	4,93	5,24	5,65
2 500	1,96	2,47	2,66	2,82	3,11	3,35	3,56	3,91	4,22	4,48	4,83	5,13	5,31	5,65	6,08
3 200	2,13	2,68	2,88	3,07	3,37	3,63	3,86	4,25	4,58	4,87	5,24	5,57	5,77	6,13	6,60
4 000	2,29	2,88	3,11	3,30	3,63	3,91	4,16	4,58	4,93	5,24	5,65	6,00	6,21	6,60	7,11
5 000	2,47	3,11	3,35	3,56	3,91	4,22	4,48	4,93	5,31	5,65	6,08	6,46	6,69	7,11	7,66
6 300	2,66	3,36	3,62	3,84	4,23	4,55	4,84	5,33	5,74	6,10	6,57	6,98	7,23	7,68	8,28
8 000	2,88	3,63	3,91	4,18	4,58	4,93	5,24	5,77	6,21	6,60	7,11	7,58	7,83	8,32	8,96
10 000	3,11	3,91	4,22	4,48	4,93	5,31	5,65	6,21	6,69	7,11	7,66	8,14	8,43	8,96	9,65
12 500	3,35	4,22	4,54	4,83	5,31	5,72	6,08	6,69	7,21	7,66	8,25	8,77	9,09	9,65	10,4
16 000	3,63	4,58	4,93	5,24	5,77	6,21	6,60	7,27	7,83	8,32	8,96	9,52	9,86	10,5	11,3
20 000	3,91	4,93	5,31	5,65	6,21	6,69	7,11	7,83	8,43	8,96	9,65	10,3	10,6	11,3	12,2
25 000	4,22	5,31	5,72	6,08	6,69	7,21	7,66	8,43	9,09	9,65	10,4	11,1	11,4	12,2	13,1
32 000	4,58	5,77	6,21	6,60	7,27	7,83	8,32	9,16	9,86	10,5	11,3	12,0	12,4	13,2	14,2
40 000	4,93	6,21	6,69	7,11	7,83	8,43	8,96	9,86	10,6	11,3	12,2	12,9	13,4	14,2	15,3
50 000	5,31	6,69	7,21	7,66	8,43	9,09	9,65	10,6	11,4	12,2	13,1	13,9	14,4	15,3	16,5
63 000	5,74	7,23	7,79	8,28	9,11	9,81	10,4	11,5	12,4	13,1	14,2	15,0	15,6	16,6	17,8
80 000	6,21	7,83	8,43	8,96	9,86	10,6	11,3	12,4	13,4	14,2	15,3	16,3	16,9	17,9	19,3
100 000	6,69	8,43	9,09	9,65	10,6	11,4	12,2	13,4	14,4	15,3	16,5	17,5	18,2	19,3	20,8
200 000	8,43	10,6	11,4	12,2	13,4	14,4	15,3	16,9	18,2	19,3	20,8	22,1	22,9	24,3	26,2

Tabela 2.4 Ábaco de relação de carga (C/P) para diferentes vidas L_{10H} e diferentes velocidades [7]

Obtido o valor da relação de carga é agora necessário calcular qual a carga dinâmica equivalente, P. Para rolamentos individuais e rolamentos em pares dispostos em tandem, são utilizadas as seguintes equações (2.5 e 2.6) e a seguinte tabela de folgas (figura 2.5).

$$P = F_r, \quad \text{quando } \frac{F_a}{F_r} \leq e \quad (2.5)$$

$$P = X * F_r + Y * F_a, \quad \text{quando } \frac{F_a}{F_r} > e \quad (2.6)$$

F_a/C_0	Folga normal			Folga C3			Folga C4		
	e	X	Y	e	X	Y	e	X	Y
0,025	0,22	0,56	2	0,31	0,46	1,75	0,4	0,44	1,42
0,04	0,24	0,56	1,8	0,33	0,46	1,62	0,42	0,44	1,36
0,07	0,27	0,56	1,6	0,36	0,46	1,46	0,44	0,44	1,27
0,13	0,31	0,56	1,4	0,41	0,46	1,3	0,48	0,44	1,16
0,25	0,37	0,56	1,2	0,46	0,46	1,14	0,53	0,44	1,05
0,5	0,44	0,56	1	0,54	0,46	1	0,56	0,44	1

Tabela 2.5 Fatores de cálculo para rolamentos rígidos de uma carreira de esferas (individuais ou dispostos em tandem) [7]

Se a disposição dos rolamentos for em O ou em X as equações necessárias são as equações 2.7 e 2.8, e os fatores de cálculo são obtidos na figura 2.6.

$$P = F_r + Y_1 * F_a, \quad \text{quando } \frac{F_a}{F_r} \leq e \quad (2.7)$$

$$P = 0.75 * F_r + Y_2 * F_a, \quad \text{quando } \frac{F_a}{F_r} > e \quad (2.8)$$

F_a/C_0	e	Y_1	Y_2
0,03	0,32	2	2,8
0,10	0,4	1,55	2,2
0,25	0,47	1,3	1,85

Tabela 2.6 Fatores de cálculo para rolamentos rígidos de uma carreira de esferas (pares dispostos em X ou O) [7]

De salguardar que todos os passos mencionados são utilizados para a seleção, quer à capacidade de carga estática quer à vida nominal, de rolamentos rígidos de esferas. A seleção de rolamentos de rolos rege-se pelos mesmos princípios, no entanto a sua seleção é realizada recorrendo a equações e tabelas distintas, que não são apresentadas neste capítulo, uma vez que o propósito do mesmo é apenas o de apresentar os métodos de seleção de rolamentos nas suas linhas mais gerais e não na sua totalidade.

2.3 Seleção de materiais

Atualmente o mercado disponibiliza vários tipos de materiais, sendo feita uma conjugação de constituintes, percentagens dos mesmos e de tratamentos aplicados, consoante as características que se querem favorecer e/ou custos de produção pretendidos.

Os processos de fabrico encontram-se também num nível bastante elevado de eficiência, onde os desperdícios estão praticamente abolidos, tudo é reutilizável e grande parte é reciclável, tornando os custos de fabrico e, por consequência, o preço dos materiais relativamente baixo.

Graças a esta enorme variedade e à elevada eficiência processual, é possível selecionar um grande número de materiais capazes de desempenhar a mesma função, sendo que cada um irá primar por um conjunto de respostas diferente às necessidades do projeto.

É portanto crucial definir quais as respostas necessárias para o projeto em causa, de maneira a reduzir o número de possibilidades até que seja possível efetuar um processo de seleção metódico e fundamentado.

2.3.1 Polímero de limpeza

A seleção do polímero de limpeza é realizada visando algumas características consideradas importantes, sendo elas a leveza, resistência ao desgaste, rigidez, baixo coeficiente de atrito e durabilidade. Sob estas premissas foi selecionado o poli óxido de metileno, que apresenta as seguintes propriedades [8]:

- Elevada rigidez
- Boas propriedades de atrito e resistência ao desgaste
- Baixa absorção de água

2.3.2 Componentes metálicos

Uma das principais agressões a que o mecanismo projetado vai estar sujeito é a corrosão, fruto da natureza do trabalho, que obriga parte do mecanismo a ser mergulhada em água e outra parte a estar próxima do fluido, o que torna o ambiente circundante bastante húmido.

Outro ponto importante é a densidade dos materiais, que influencia diretamente a sua massa. Uma vez que é necessário contacto entre a superfície limpante e a grelha filtrante, a massa deste componente deverá ser o menor possível garantindo que não causa deformações.

A rigidez dos componentes é essencial para o correto funcionamento e longevidade, é necessária a capacidade de manter os posicionamentos relativos o máximo possível evitando assim reações prejudiciais à integridade do mecanismo.

A resistência aos esforços gerados no mecanismo é extremamente importante, garantindo que os componentes não cedem e que são capazes de prosseguir com o desempenho das suas funções durante o tempo de vida do mecanismo.

Como em qualquer projeto, o custo de efetivação desempenha um papel fundamental, sendo na grande maioria das vezes o que inviabiliza projetos que teoricamente são excepcionais, mas que não são economicamente viáveis. Portanto o custo dos materiais é também um fator a ter em conta no processo de seleção que se pretende efetuar

Neste processo não serão atribuídos fatores de diferenciação às características, pois consideram-se todas como sendo do mesmo grau de importância [9] [10].

Os materiais comparados na tabela 2.1 são a liga de alumínio T6-7075 e o aço inoxidável 316 visto serem os materiais que mais se destacaram na pesquisa efetuada.

Tabela 2.7 Comparação dos materiais ponderados

Nome	Corrosão	Densidade	Rigidez	Resistência aos esforços	Custo
Liga Al T6-7075	0	+	-	-	+
Aço Inox 316	0	-	+	+	-

Em termos comparativos, ambos apresentam 2 pontos positivos e 2 negativos, no entanto em relação à resistência aos esforços e à rigidez torna-se ainda necessário elaborar uma análise dos esforços gerados no mecanismo e apurar se neste caso estes fatores são efetivamente uma desvantagem para a liga de alumínio ou se a sua capacidade é suficiente para o projeto em causa.

Ao abrigo deste facto, a seleção dos materiais será efetuada numa fase mais adiantada do projeto. Está perspetivada uma seleção relativa destes dois materiais, isto é, em vez de ser selecionado um material para todo o mecanismo, será realizada uma análise dos esforços e sempre que possível será utilizado o material com menor custo, neste caso a liga de alumínio T6-7075.

3. PROJETO CONCEPTUAL

Em linhas muito gerais o projeto conceptual pode ser descrito como a validação de uma solução para o problema ou seja é a garantia de que todos os requisitos do problema proposto são atendidos.

Este capítulo incide sobre as soluções ponderadas para as diferentes necessidades do projeto, passa pela exposição das mesmas e pela seleção de uma solução preferencial.

3.1 Mecanismo de limpeza

Nesta secção é exposto todo o processo criativo realizado em torno do mecanismo de limpeza. São explicadas as soluções ponderadas e é seleccionada a solução mais apropriada.

3.1.1 Soluções ponderadas

Em relação ao mecanismo de limpeza, o processo de “brainstorming” originou 4 mecanismos distintos, que no presente relatório são avaliados rigorosamente, de maneira a que se perceba o porquê da preterição de 3 das soluções.

Na figura 3.1 é apresentada a primeira solução, que consiste num mecanismo biela-manivela acionado por um motor elétrico (moto-reductor). O eixo do motor encontra-se a 45° com a superfície de suporte, de maneira a compensar a inclinação da grelha. A pá de limpeza, composta por um polímero de limpeza e pelo respetivo suporte, situa-se na extremidade da biela e em contacto permanente com a grelha. O alinhamento da pá é garantido por duas guias situadas nos lados da grelha.

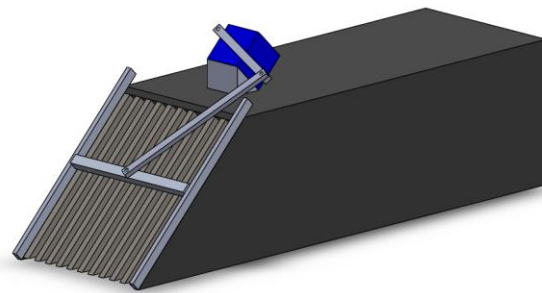


Figura 3.1 Mecanismo de limpeza biela-manivela

A segunda solução é um mecanismo acionado também por um motor elétrico (moto-reductor) no entanto, nesta solução, a ligação entre o motor e os componentes móveis do mecanismo é feita por intermédio de cabos de aço.

A pá de limpeza é suportada por dois braços que por sua vez se encontram ligados às guias de deslizamento. Os braços que suportam a pá são articulados na extremidade superior, o que lhes confere um grau de liberdade, tornando o mecanismo menos rígido, prevenindo possíveis deformações provocadas por algum obstáculo à normal movimentação da pá de limpeza.

O movimento descendente é promovido pela atuação do moto-reductor invertendo a direção da sua rotação, sendo o binário transmitido pelo intermédio de cabos de aço. Pode ser observada na figura 3.2.

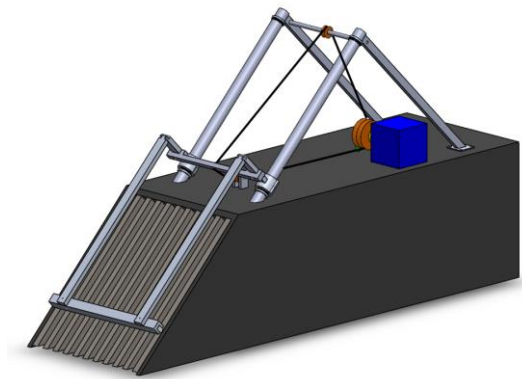


Figura 3.2 Mecanismo de limpeza de guia de deslizamento

A terceira solução (figura 3.3) é constituída por um eixo motor, acionado por um motor elétrico (moto-reductor), que se encontra acima do canal de escoamento. O eixo possui um braço que por sua vez sustenta a pá de limpeza na sua extremidade. O braço do eixo motor é articulado, sendo composto por dois segmentos, havendo um grau de liberdade entre eles, o que permite compensar a variação da distância entre o braço e a grelha bem como prevenir possíveis deformações resultantes do contacto com resíduos que se encontrem presos na grelha.

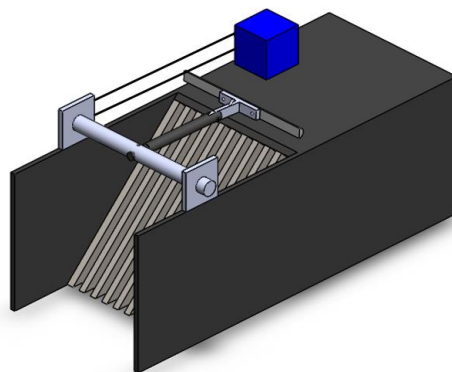


Figura 3.3 Mecanismo de limpeza de braço articulado

A figura 3.4 mostra a quarta solução desenvolvida, esta recorre a cabos de aço para animar a pá de limpeza. No movimento ascendente, o contacto polímero-grelha é motivado pela aceleração gravítica e pela força resultante da deslocação do fluido. O movimento descendente é feito com o propósito de reposicionar a pá de limpeza, para que possa ser iniciado novamente o processo de limpeza (movimento ascendente). Durante o movimento descendente a pá de limpeza será direcionada por uma guia. A transição entre movimentos ascendente e descendente e o próprio movimento descendente são facilitados por um par de rolamentos situados nas extremidades do varão que sustenta o polímero de limpeza.

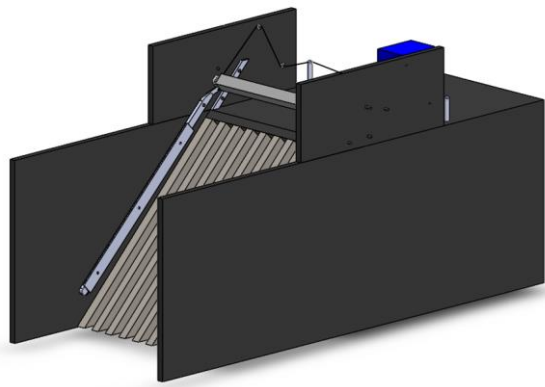


Figura 3.4 Mecanismo de limpeza de calha móvel

3.1.2 Processo de eliminação de hipóteses

O objetivo primário do projeto, como já foi referido, é a promoção de uma limpeza eficaz da grelha de filtragem de resíduos, no entanto, e apesar de todas as soluções terem sido desenvolvidas visando essa meta, há soluções que se superiorizam a outras, e em última instância, uma que se superioriza a todas as outras.

Nesta secção é levado a cabo um processo de ponderação, onde serão avaliados os prós e contras de todas as soluções desenvolvidas, com o objetivo de fazer uma escolha, o mais adequada e fundamentada possível. São expostos todos os pontos fortes e fracos de cada solução e por fim é eleita a solução superior.

A solução 1 prima pela simplicidade do mecanismo, sendo que o mecanismo biela-manivela é dos mais, se não mesmo, o mais utilizado em engenharia. Está presente por exemplo, no motor de combustão interna, sendo o responsável por transferir a energia da explosão que ocorre na câmara de combustão para a cambota. Trata-se de um mecanismo extensivamente estudado e documentado, o que se torna uma vantagem.

No entanto, assim que se analisa mais atentamente, apresenta algumas desvantagens. O comprimento necessário, para que as barras sejam capazes de promover uma limpeza eficaz em toda a grelha é excessivo, obrigando a que as barras necessitem de bastante espessura para evitar a encurvadura.

A inexistência de um grau de liberdade na pá de limpeza é outra desvantagem desta solução, uma vez que, na eventualidade de surgir algum resíduo que fique preso na grelha, quer as barras quer as calhas, que garantem o posicionamento da pá de limpeza, ficam sujeitas a elevados esforços desnecessários.

Este tipo de mecanismo apresenta outra grande desvantagem, o início da atuação será no movimento descendente, de maneira a posicionar a pá para o movimento de limpeza da grelha. Esta necessidade de iniciar a atuação no movimento descendente provoca uma dispersão dos resíduos acumulados na grelha, o que interfere com a correta limpeza e recolha dos resíduos.

A solução 2 destaca-se pela sua estabilidade, garantida pelas guias situadas na base superior da infraestrutura e também pela sua menor interferência com o escoamento do fluido, uma vez que após a limpeza, tanto as barras como a pá se encontram fora da linha de escoamento.

A pá de limpeza apresenta um grau de liberdade, uma vantagem em relação ao mecanismo biela-manivela, dotando o mecanismo de uma resposta eficaz caso surja um obstáculo na grelha e garantindo também um correto posicionamento do polímero na grelha em qualquer ponto da passagem.

Tal como na solução anterior, o movimento inicial da pá seria o descendente interferindo com a correta limpeza da grelha.

O comprimento necessário às barras e guias é também um ponto negativo, uma vez que torna estes elementos bastantes suscetíveis a encurvadura, que terá de ser combatida com um aumento da espessura e, como consequência, do peso do mecanismo.

As duas soluções já apresentadas (1 e 2) apresentam uma possível variação na sua configuração que soluciona o problema do início da atuação. A pá de limpeza poderia permanecer submersa e iniciar a sua atuação com o movimento ascendente, no entanto a constante submersão no fluido iria promover um aumento na probabilidade de corrosão da pá de limpeza e seus meios de suporte. Outro fator que torna esta abordagem inapropriada é a presença de todos os componentes submersos na linha de escoamento do fluido, o que influencia negativamente o rendimento da turbina.

A terceira solução é também bastante simples nas suas bases, apresentando vantagens em relação às anteriores no que toca ao início da atuação, visto que o eixo tem liberdade de 360°, ou seja,

o único momento de contacto existente entre polímero de limpeza e grelha, é o momento de limpeza efetiva.

O maior problema associado a esta solução é a dificuldade de acondicionamento de uma mola que garanta o contacto entre o polímero e a grelha durante todo o processo. A aceleração gravítica promove esse contacto inicialmente, mas passado determinado ponto a gravidade funciona contra esse mesmo contacto, o que torna necessário o uso de uma mola. No entanto, para executar esse tipo de ação, é necessária uma mola cujas dimensões se tornam difíceis de acomodar no braço articulado.

Outro entrave a esta hipótese é a inexistência de uma posição ideal de repouso do mecanismo, uma vez que o eixo e a mola estão sempre sujeitos a suportar todo o peso da pá de limpeza.

A quarta solução apresentada é a que promove uma limpeza de maior área da grelha, uma vez que o seu movimento ascendente é o que se inicia mais perto do fundo do canal, tornando esta hipótese a mais versátil em termos de variações de caudal. Não carece da ação de molas ou de outro tipo de atuadores secundários para realizar uma limpeza eficaz.

A pá de limpeza não se encontra submersa em situação de repouso, como tal não influencia negativamente o escoamento do fluido. Mesmo em situação de limpeza, o impacto do mecanismo é o menor de todas as soluções, uma vez que não existem barras ou eixos a suportar a pá de limpeza, apenas cabos, que terão um impacto mínimo.

A complexidade de implementação, alinhando todas as roldanas com a polia do moto-reductor para garantir o melhor funcionamento é o único ponto negativo desta solução.

Expostos todos os pontos fracos e fortes das soluções elaboradas, é apresentada agora a tabela 3.1, que torna o processo de escolha da solução ideal mais intuitivo.

São atribuídos fatores de diferenciação aos objetivos, de maneira a que a escolha seja baseada também na importância das necessidades a que responde.

Tabela 3.1 Ferramenta de auxílio à seleção do mecanismo de limpeza

Solução	Simplicidade (1)	Interferência (3)	Manutenção (2)	Qualidade (3)	Custo (3)	Total
1	++	0	0	-	++	5
2	-	-	0	-	-	-10
3	0	+	0	+	0	6
4	+	++	0	+	+	13

Analisando a tabela facilmente concluímos que a solução 4 se destaca como sendo a melhor opção.

3.2 Mecanismo de tratamento de resíduos

É agora apresentado o processo criativo relativo ao mecanismo de tratamento dos resíduos recolhidos pelo mecanismo de limpeza.

Foi estabelecido que os resíduos serão armazenados num contentor instalado de um dos lados do mecanismo de limpeza, por uma questão de simplicidade e facilidade de recolha. Como tal todos os desenvolvimentos que se seguem estão condicionados por esta decisão.

3.2.1 Soluções ponderadas

No que toca ao mecanismo de encaminhamento de resíduos, os objetivos apresentam-se bastante claros: terá de ser um mecanismo prático, simples e económico. Foram estudadas duas soluções, sendo que cada uma delas apresenta diferentes focos.

A primeira solução encontrada é o uso de um tapete rolante, acionado por um motor elétrico, que transporta os resíduos para o contentor que se situa ao lado do mecanismo e encontra-se modelado na figura 3.5.

Este mecanismo foi a resposta encontrada à necessidade do mecanismo ser prático e autónomo, uma vez que sendo totalmente automatizado, a intervenção do operador é eliminada.

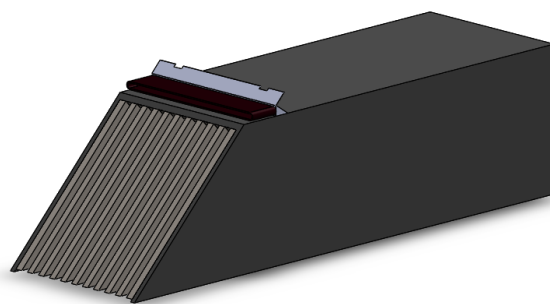


Figura 3.5 Tapete rolante de encaminhamento de resíduos recolhidos

Nesta hipótese o tapete rolante é acionado por um motor elétrico que é ativado unicamente quando o mecanismo de limpeza tiver cessado a sua atuação. A superfície do tapete que entra em contacto com

os resíduos apresenta características hidrofóbicas, de maneira a garantir que os resíduos não ficam agarrados ao tapete e são corretamente depositados no contentor.

A segunda abordagem a este problema foi feita tendo como meta a simplicidade e o baixo custo. Trata-se de uma rampa, em alumínio, que promove o deslizamento dos resíduos para o contentor de armazenamento, a solução pode ser analisada na figura 3.6.

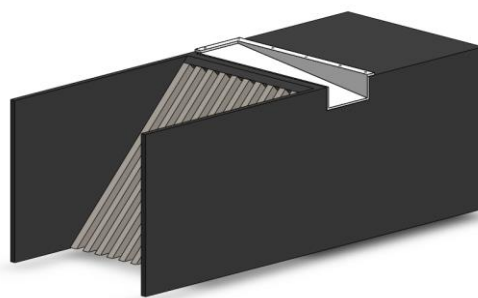


Figura 3.6 Rampa de encaminhamento dos resíduos recolhidos

Esta solução torna-se bastante mais económica, simples e fácil de implementar uma vez que se elimina toda a automação e componentes inerentes ao tapete rolante. Torna-se no entanto menos prática uma vez que poderão ficar alguns resíduos depositados na rampa, o que implica a intervenção do operador que se desloca até ao mecanismo para remover o contentor de armazenamento.

Com o propósito de tornar a escolha mais metódica é desenvolvida uma tabela de valores (tabela 3.2) que auxilia a escolha de um mecanismo de tratamento dos resíduos removidos.

Tal como na decisão anterior são atribuídos fatores de diferenciação aos objetivos que representam a sua importância.

Tabela 3.2 Ferramenta de auxílio à seleção do mecanismo de tratamento de resíduos

Solução	Simplicidade (3)	Implementação (1)	Intervenção Op. (3)	Manutenção (2)	Desgaste (3)	Custo (2)	Total
1	-	-	+	-	0	-	3
2	+	+	-	+	0	+	8

Analisando a tabela resultante do estudo das opções, podemos facilmente concluir que a opção 2 é claramente a mais vantajosa, superiorizando-se na maioria dos campos apresentados.

3.3 Meio de acionamento

Em relação ao meio de acionamento não foi levado a cabo nenhum processo de eliminação de hipóteses, uma vez que o acionamento por motor eléctrico (moto-reductor) é, claramente, a melhor resposta ao problema.

Trata-se de um meio de acionamento de baixo custo com elevado rendimento e fiabilidade. Apresenta também uma característica importantíssima, é um motor que não produz resíduos, eliminando assim a possibilidade de contaminação da água.

3.4 Forma do polímero de limpeza

Foram equacionadas duas formas elementares para o polímero de limpeza, a forma cilíndrica e a forma paralelepipedica.

Foi seleccionada a forma paralelepipedica, pois esta mantém uma maior linha de contacto com a grelha, como se pode comprovar na figura 3.7.

Uma maior linha de contacto proporciona uma limpeza mais eficaz, pois diminui a probabilidade de os resíduos permanecerem colados à grelha.

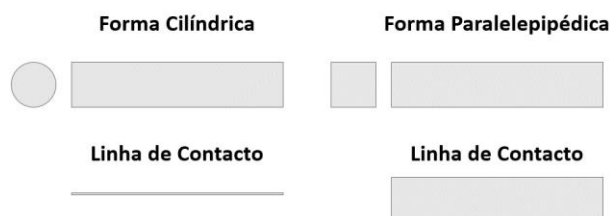


Figura 3.7 Formas ponderadas para o polímero de limpeza e respetivas linhas de contacto

4. PROJETO DETALHADO

Neste capítulo são desenvolvidas e finalizadas todas as especificações do produto, garantindo assim que todos os pontos do mecanismo são corretos e totalmente definidos, permitindo a sua produção. É abordado o funcionamento do mecanismo e a sua resposta em situações críticas, é também feita a seleção, devidamente fundamentada, dos componentes “*off-the-shelf*”.

4.1 O mecanismo projetado

Nesta secção é abordado o funcionamento do mecanismo projetado sendo também justificada a utilização dos seus componentes. É feita uma abordagem com maior conteúdo gráfico sob a ideologia de que a visualização promove uma compreensão mais completa dos processos de atuação.

O momento apresentado na figura 4.1 corresponde ao de maior extensão do mecanismo, significa isto que neste momento todo o cabo se encontra tensionado, não existindo qualquer porção do cabo enrolado na polia.

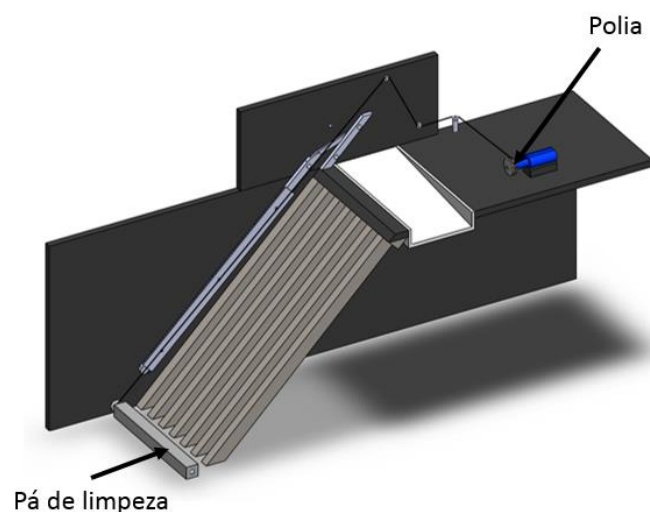


Figura 4.1 Momento de maior extensão (vista em corte)

Na figura 4.2 está representado o momento de limpeza previsto, este é o modo de atuação pretendido para o mecanismo, o polímero está em total contacto com a grelha sem obstáculos ao seu deslocamento, sendo também este o modo mais eficaz de atuação do mecanismo.

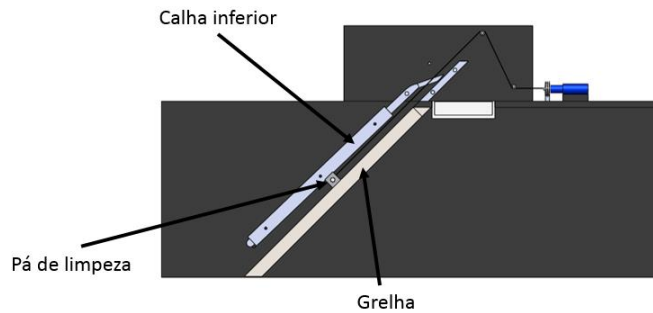


Figura 4.2 Momento de limpeza pretendido (vista em corte)

No entanto é necessário dotar o mecanismo de respostas para a eventualidade do aparecimento de um obstáculo. Foram projetadas duas formas do mecanismo vencer obstáculos que surjam na sua trajetória de limpeza.

Uma delas é o sobredimensionamento propositado do moto-reductor em termos de binários, que permite, até certo ponto, que o moto-reductor utilize a sua capacidade binária para mover o obstáculo ou mesmo quebrá-lo.

Na eventualidade da primeira resposta ao problema não ser eficaz, o mecanismo é dotado de um grau de liberdade na calha de descida, que permite que a pá de limpeza ultrapasse o obstáculo, prosseguindo com o curso das operações, como se mostra na figura 4.3.

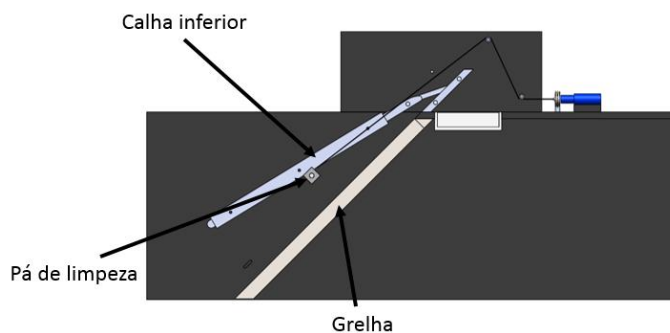


Figura 4.3 Resposta a um obstáculo imóvel/inquebrável (vista em corte)

Abordado o momento de limpeza, inicia-se agora a elucidação do momento de transição. Neste momento pretende-se que a pá de limpeza transite de plano, deixando de estar em contacto com a grelha, situando-se num plano paralelo promovido pela calha inferior. Esta transição é proporcionada pela patilha de transição que se encontra acoplada à extremidade superior da calha inferior.

A patilha de transição encontra-se em contacto com a calha superior, no entanto a passagem da pá de limpeza interrompe esse contacto, levantando a patilha de transição. Uma vez que a pá de limpeza tenha passado na totalidade, a patilha é reposta em contacto com a calha superior por ação da força gravítica. Este momento é demonstrado na figura 4.4.

Este reposicionamento da patilha é crucial, pois, quando o moto redutor libertar o cabo para se iniciar a descida da pá de limpeza, a patilha garante que esta inicia o percurso correto, descendo pela calha inferior e não pelo caminho utilizado para a subida.

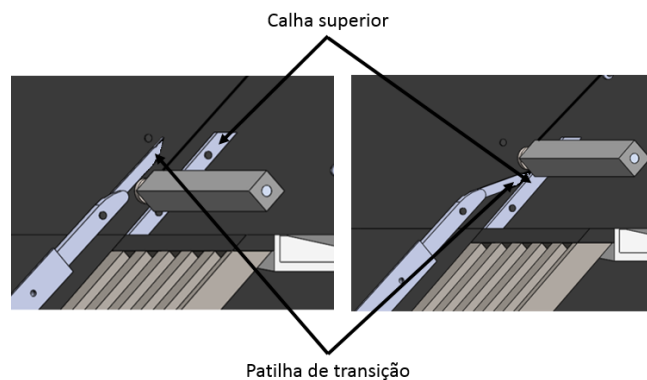


Figura 4.4 Momento de atuação da patilha de transição (vista em corte)

Uma vez terminado o contacto polímero-grelha, a pá de limpeza passa a ser sustentada pelos rolamentos nas suas extremidades. Os rolamentos promovem um contacto entre a pá de limpeza e as calhas o mais suave possível, permitindo uma descida mais controlada e menos sujeita a desgaste.

O momento de transição pode ser precedido de um momento de repouso ou não, estão previstas 2 passagens do polímero pela grelha de maneira a potenciar uma limpeza mais eficaz. Caso o mecanismo se encontre ainda no primeiro momento de limpeza será iniciado novamente o momento descendente (figura 4.5), caso contrário será iniciado o momento de repouso.

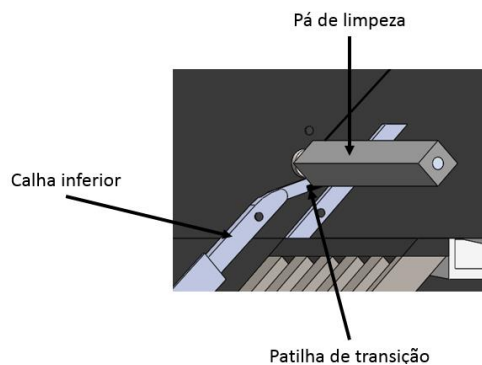


Figura 4.5 Início do momento descendente da pá de limpeza (vista em corte)

Findo o esclarecimento do momento de transição resta esclarecer o momento de descida da pá de limpeza pela calha inferior. Neste caso, por intermédio dos rolamentos, a pá desloca-se à medida que o cabo é libertado pelo moto-reductor, até que seja atingido o fundo do canal de escoamento do líquido para que possa ser iniciado o momento de limpeza.

Pretende-se que a descida da pá de limpeza seja executada em 30 segundos, sendo adicionados 20 segundos ao tempo de inversão do movimento do moto-reductor para garantir que, na eventualidade de algum imprevisto, a pá de limpeza atinja a posição correta para o início da subida.

Durante o momento de descida, demonstrado na figura 4.6, a guia da calha inferior garante o alinhamento da pá de limpeza, na eventualidade de um dos rolamentos promover uma descida mais rápida de um dos lados da pá de limpeza, a guia garante que a pá de limpeza não sai da calha inferior.

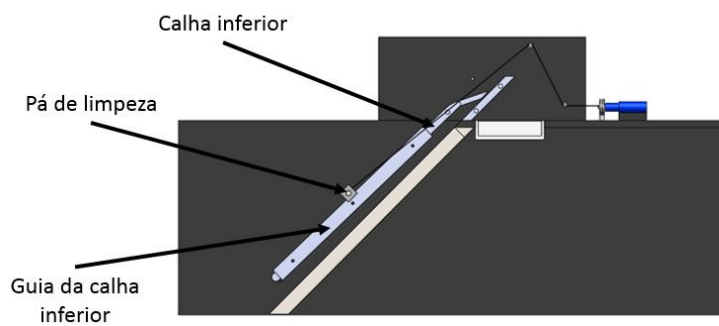


Figura 4.6 Momento de descida (vista em corte)

Relativamente ao posicionamento das roldanas é necessário garantir 3 alinhamentos entre as roldanas e os componentes. Como podemos ver na figura 4.7, é necessário que a roldana extensora 1 se encontre alinhada para que o cabo, no momento de limpeza, se encontre paralelo à grelha, evitando assim perda de potência e esforços adicionais.

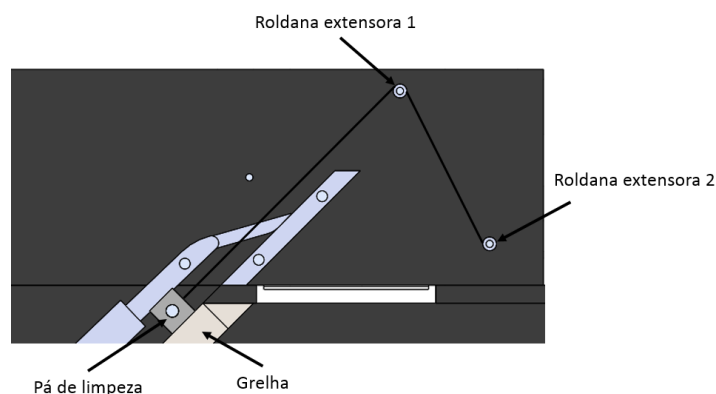


Figura 4.7 Posicionamento das roldanas extensoras

É também necessário que a roldana extensora 2 se encontre alinhada com a roldana diretora, como é mostrado na figura 4.8.

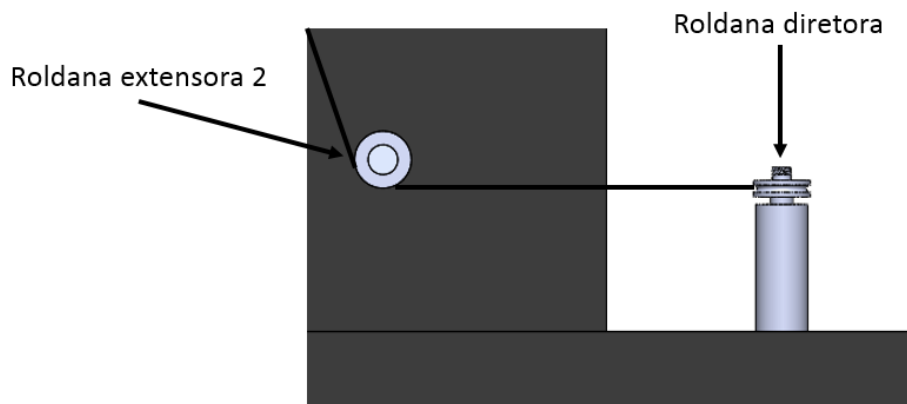


Figura 4.8 Alinhamento roldana extensora 2 - roldana diretora

Por último é necessário garantir o alinhamento da roldana diretora com a polia acoplada ao motor-reductor. Neste ponto é necessário referir que o alinhamento das roldanas não é um alinhamento centrado com a polia. Visto a polia ter duas ranhuras de enrolamento distintas, cada roldana está alinhada com a sua ranhura, garantindo que os cabos não interagem durante o enrolamento. Esse alinhamento é demonstrado na figura 4.9.

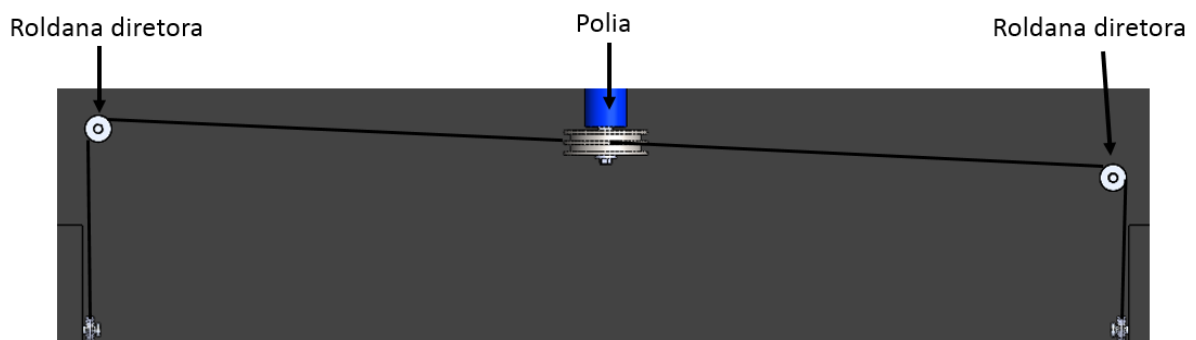


Figura 4.9 Alinhamento das roldanas diretoras

4.2 Guia de montagem

É agora apresentado um guia de montagem do mecanismo projetado, onde é explanada a correta ordem de montagem dos componentes e são identificados os componentes individualmente. A vista explodida da figura 4.10 identifica os componentes do mecanismo numa vista de corte.

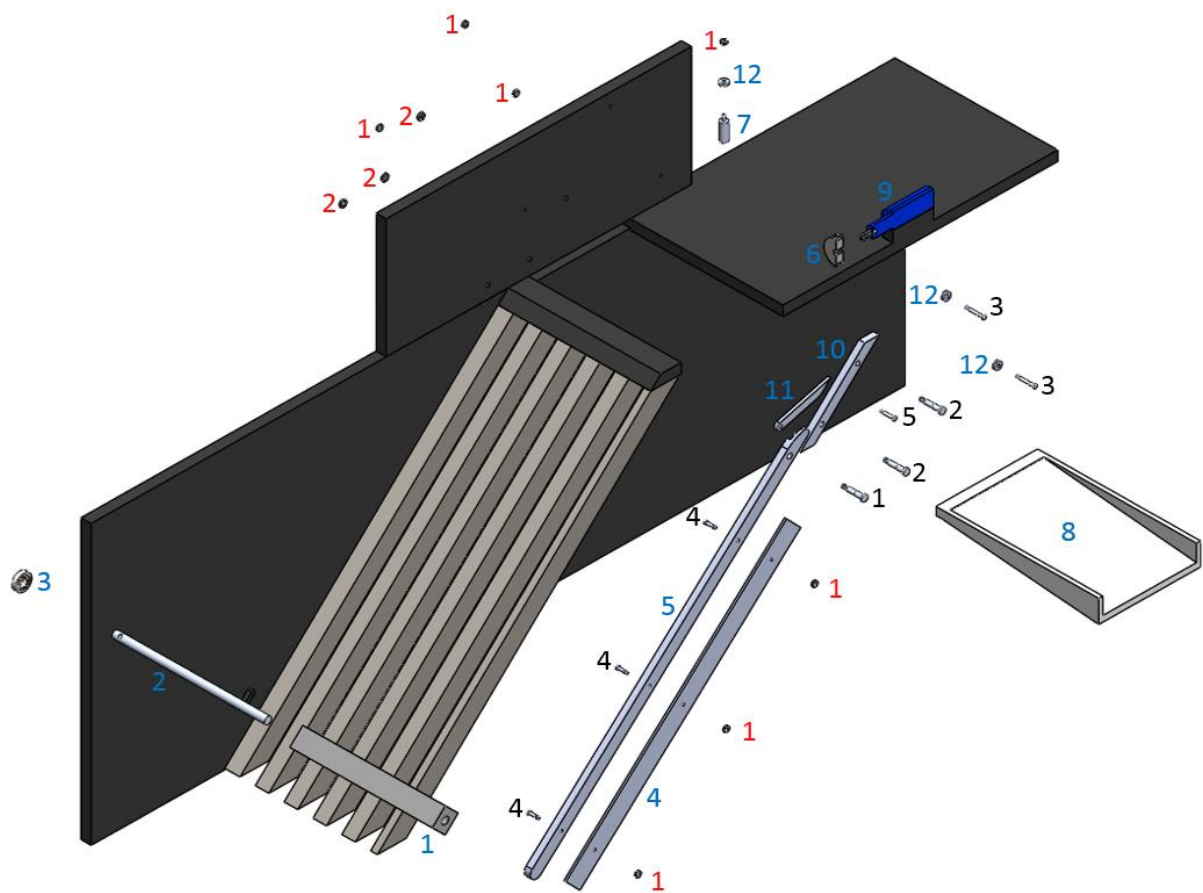


Figura 4.10 Vista explodida do mecanismo (vista em corte)

Componente	Nº Identificativo
Polímero	1
Varão do polímero	2
Rolamento	3
Guia da calha inferior	4
Calha inferior	5
Polia	6
Eixo roldana diretora	7
Rampa dos resíduos	8
Moto-reductor	9
Calha superior	10
Patilha	11
Roldana	12

Componente	Nº Identificativo
Eixo fixação da calha inferior	1
Eixo fixação da calha superior	2
Eixo fixação das roldanas	3
Eixo de fixação da guia da calha inf.	4
Batente da patilha	5

Componente	Nº Identificativo
Porca M12	1
Porca M18	2

O primeiro componente a ser montado é a pá de limpeza, o eixo do polímero é inserido no furo do polímero, sendo posteriormente colocados os rolamentos nas extremidades do eixo, como demonstrado na figura 4.11.

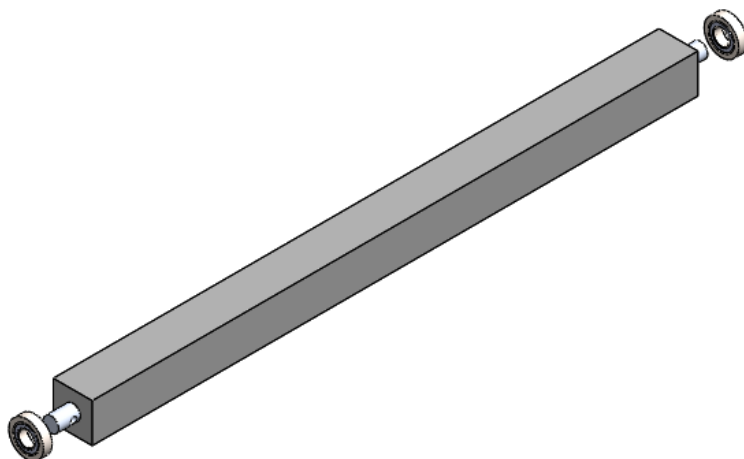


Figura 4.11 Esquema de montagem da pá de limpeza

Em seguida procede-se à montagem das calhas inferiores. São inseridos os eixos de fixação da guia da calha inferior nos orifícios do lado exterior da calha, é então posicionada a guia da calha e são aparafusadas as porcas M12 aos parafusos correspondentes garantido assim a fixação da guia à calha inferior (figura 4.12).

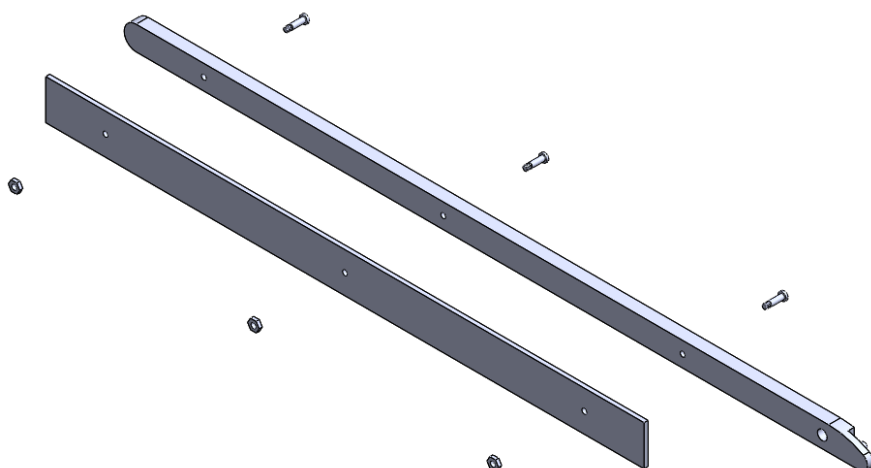


Figura 4.12 Esquema de montagem da calha inferior

É agora possível posicionar a calha inferior na estrutura da mini-hídrica. Nesta operação de montagem é necessário também colocar a patilha alternadora no perno da calha inferior, do lado exterior da calha. Uma vez que a calha se encontre posicionada, procede-se a sua fixação, recorrendo ao eixo do casquilho e à porca M18 (figura 4.13),

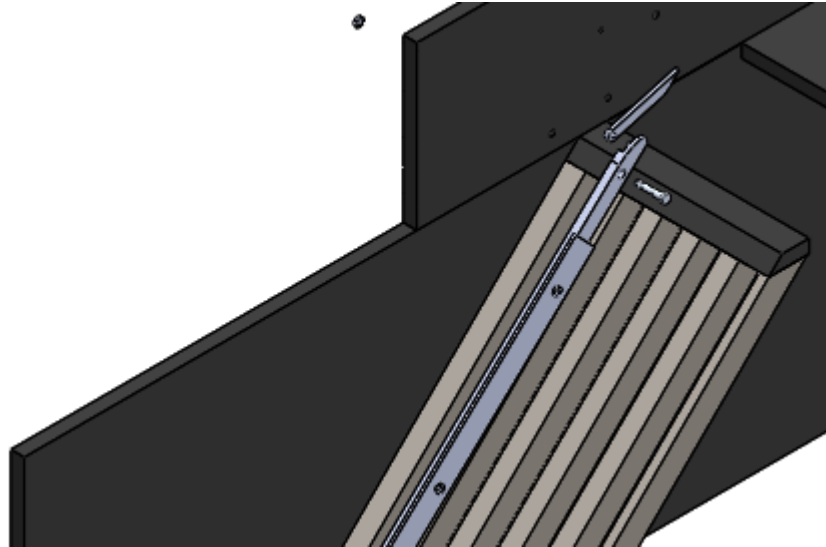


Figura 4.13 Esquema de montagem da calha inferior na estrutura

Em seguida deve ser posicionada a calha superior, recorrendo ao eixo da calha superior e às porcas M18 para proceder à sua fixação, como exemplificado na figura 4.14.

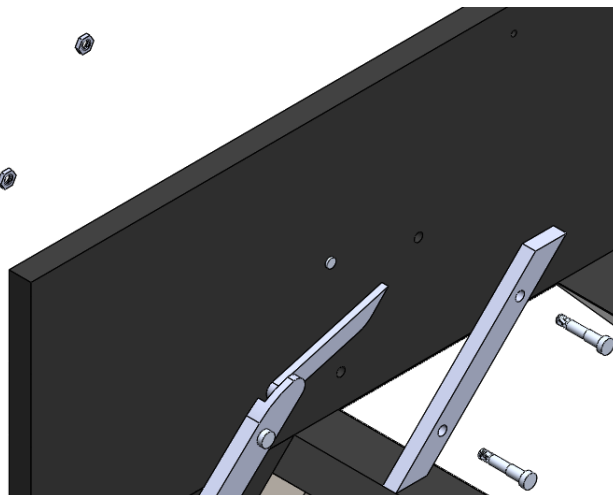


Figura 4.14 Esquema de montagem da calha superior

Em seguida executa-se o posicionamento das roldanas extensoras, utilizando para tal o eixo das polias extensoras e as porcas M12 (figura 4.15).

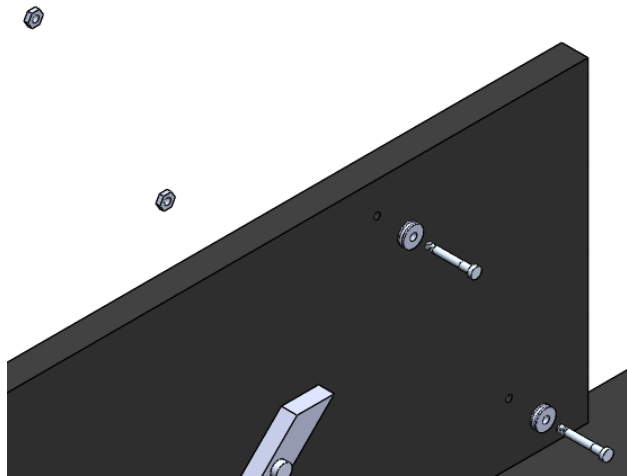


Figura 4.15 Esquema de montagem das roldanas extensoras

Os suportes das roldanas diretoras devem ser acopladas diretamente à estrutura aquando da sua construção, não necessitando assim de órgãos de fixação. As polias devem ser posicionadas no eixo o suporte e posteriormente fixadas com as porcas M12 (figura 4.16).

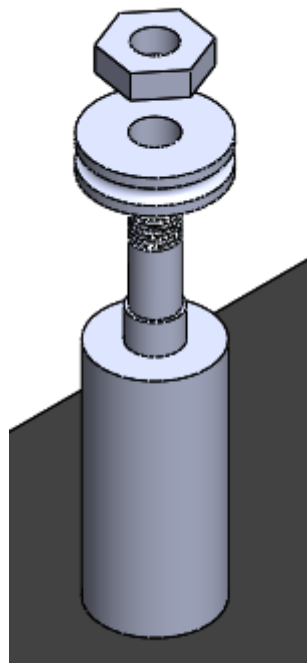


Figura 4.16 Esquema de montagem das roldanas diretoras

Em seguida é posicionado o batente da patilha alternadora que impede a patilha de rodar no sentido da calha inferior. Para proceder a fixação do batente da patilha é utilizada uma porca M12 (figura 4.17).

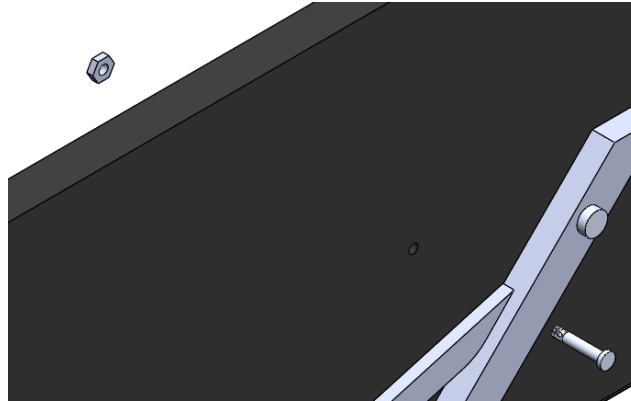


Figura 4.17 Esquema de montagem do batente da patilha alternadora

Por último é posicionada a pá de limpeza no mecanismo, sendo então possível fixar os cabos à pá de limpeza e à polia enroladora (figura 4.18). Segue-se uma vista em corte do mecanismo totalmente montado.

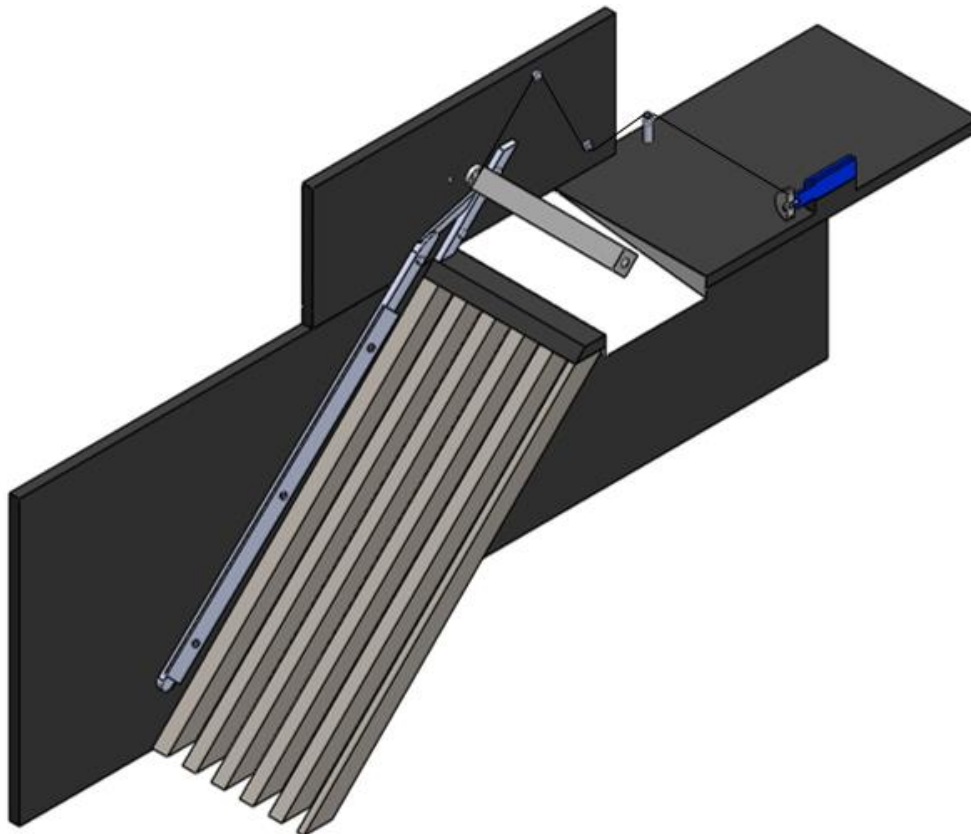


Figura 4.18 Mecanismo montado (vista em corte)

4.3 Seleção de componentes “off the shelf”

Nesta secção são abordadas as necessidades do mecanismo de forma mais analítica, garantindo assim uma seleção fundamentada dos componentes “*off-the-shelf*”. São também apresentados os frutos dessa análise, ou seja os componentes escolhidos.

4.3.1 Moto-reductor

O moto-reductor é parte crucial deste projeto, uma vez que será este componente que irá acionar todo o mecanismo, tornando todo o projeto dependente da sua correta seleção.

Considerando o ambiente em que vai ser inserido, com elevada humidade, torna-se inevitável a escolha de um equipamento protegido contra este tipo de agressões, limitando assim o impacto ambiental na sua longevidade.

Outro ponto fundamental é o binário de saída, uma vez que é esta característica que confere ao equipamento a capacidade de mover a pá de limpeza. Para uma seleção correta do acionador são tidos em conta 2 fatores fundamentais, o peso do conjunto da pá de limpeza e o atrito existente entre o polímero de limpeza e a grelha.

Uma vez que o contacto entre o polímero e a grelha se dá num plano inclinado, é necessário recorrer à decomposição da força gerada pelo peso do conjunto da pá de limpeza (força P). O esquema da figura 4.19 demonstra o processo de decomposição da força exercida pela massa da pá de limpeza.

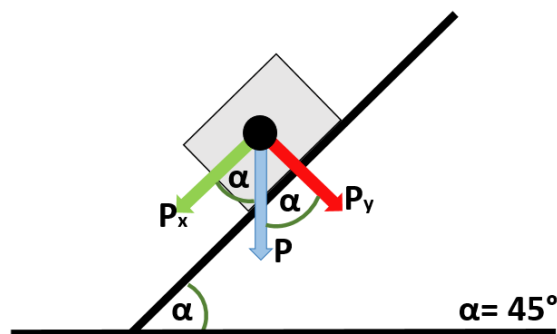


Figura 4.19 Representação da força P (peso) e suas componentes

Como especificado anteriormente, o conjunto da pá de limpeza totaliza uma massa de, aproximadamente, 18,5 kg. Sendo conhecida a massa do conjunto facilmente retiramos o valor de P da equação 4.1.

$$P = m * a \quad (4.1)$$

$$P = 181,3 \text{ N}$$

É necessário agora proceder à decomposição da força para determinar qual a sua componente em x (equação 4.2).

$$P_x = P * \text{sen}(\alpha) \quad (4.2)$$

$$P_x = 128,2 \text{ N}$$

Segue-se a determinação da força de atrito existente entre a grelha e o polímero de limpeza.

Sabe-se que o atrito estático é superior ao atrito dinâmico, assim sendo calcula-se apenas a força de atrito estático, uma vez que se o moto-reductor for capaz de vencer o atrito estático é também capaz de vencer o cinético.

O ambiente em que o mecanismo está inserido torna o cálculo do atrito algo indefinido, uma vez que, a presença da água em determinados pontos, mas não em todos, altera o seu coeficiente de atrito passando a interação de lubrificada a não lubrificada. No entanto irá ser realizado o cálculo para a situação mais crítica, deslizamento sem lubrificação.

A componente do peso a ter em conta no cálculo do atrito é P_y , pois é a força normal à grelha. O ângulo de inclinação aferido nas instalações visitadas nos primórdios do projeto era de 45° , assim sendo, foi assumido esse valor para o cálculo da componente, como demonstrado na figura 4.20.

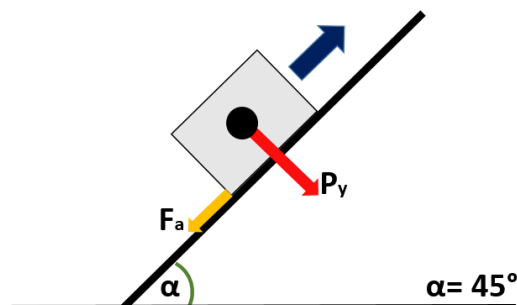


Figura 4.20 Representação da força de atrito no mecanismo de deslizamento

$$P_y = P * \cos(\alpha) \quad (4.3)$$

$$P_y = 128,2 \text{ N}$$

Estando a força normal exercida pela pá de limpeza na grelha definida, resta calcular a força de atrito estático. É considerado o coeficiente de atrito estático entre o aço e o poliestireno (0.35) para a realização do cálculo, visto ser, na informação disponível, o par que mais se assemelha ao par presente neste projeto [11].

$$F_a = \mu_{estático} * P_y \quad (4.4)$$

$$F_a = 44,87 \text{ N}$$

Sabendo que a polia idealizada para o moto-reductor tem 100 mm diâmetro, são agora conhecidos todos os dados necessários para o cálculo do binário mínimo necessário. O esquema da figura 4.21 clarifica o cálculo do binário realizado.

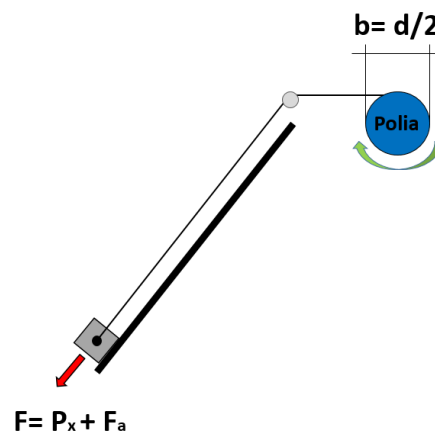


Figura 4.21 Esquema do mecanismo projetado e suas grandezas, necessárias, ao cálculo do binário

$$T = (P_x + F_a) * b \quad (4.5)$$

$$T = 8,65 \text{ N.m}$$

O binário mínimo necessário para movimentar o conjunto da pá de limpeza é de aproximadamente 9 N.m, o que, para os moto-redutores atuais é um binário relativamente baixo e fácil de obter.

Nesta fase é possível iniciar o processo de seleção do moto-redutor para o projeto uma vez que são conhecidos todos os dados.

Em suma é pretendido um equipamento que resista às agressões ambientais (humidade), que tenha a capacidade de movimentar a pá de limpeza ($T > 9 \text{ N.m}$), que disponha de uma velocidade de saída entre 10 a 15 r/min e que permita uma frenagem do movimento, mantendo a pá em posição de descanso até que se inicie novamente o processo de limpeza.

Neste ponto, visando uma escolha o mais adequada possível do moto-redutor, foi solicitado o apoio da SEW-Eurodrive, enviando as especificações para o seu apoio ao cliente.

A figura 4.22 apresenta as características do moto-redutor selecionado. De notar que o binário do moto-redutor selecionado é bastante superior ao necessário, no entanto sendo pretendida uma velocidade entre 10 a 15 r/min este é o menor binário disponibilizado pelo fabricante. Este sobredimensionamento acaba por ser benéfico, dotando o moto-redutor de uma capacidade extra para remover obstáculos que fiquem presos na grelha.

**Moto-redutor trifásico com redutor Spiroplan
W20DR63M6**

Velocidade nominal do motor	[1/min] : 900
Velocidade de saída	[1/min] : 12
Relação de transmissão total	: 75
Binário de saída	[Nm] : 38
Factor de serviço SEW FB	: 1,1
Posição de montagem / IM	: M1A
Pintura fundo de cobertura	: 7031 Cinza Azulado (53170310)
Posição da caixa de terminais	[°] : 0
Posição da entrada de cabos/conector	: NORMAL
Veio de saída	[mm] : 20X40
Carga radial máx. permitida no lado de saída com n=1400	[N] : 2200
Potência do motor	[kW] : 0,12
Factor de duração do ciclo	: S1
Tensão do motor	[V] : 230/400
Esquema de ligações	: DT13
Frequência	[Hz] : 50
Corrente nominal	[A] : 0,99 / 0,57
Cos Phi	: 0,65
Classe de temperatura	: F
Tipo de protecção do motor	: IP 55
Símbolo CE	: Sim
Requer Design	: * IEC
Peso líquido	[kg] : 6,6

Figura 4.22 Características do moto-redutor selecionado disponibilizadas pelo fabricante

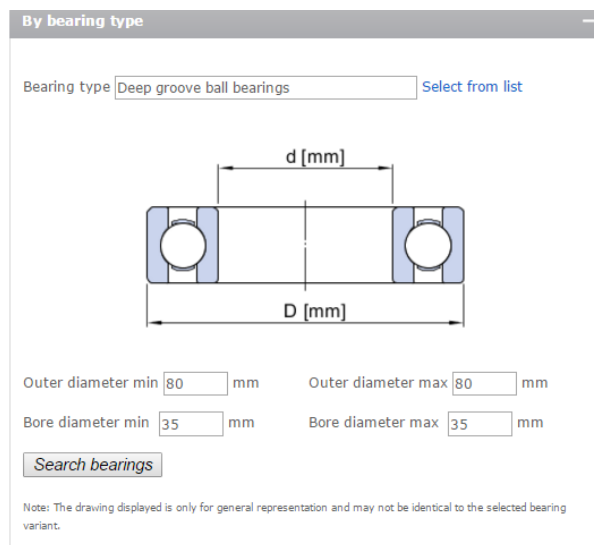
4.3.2 Chumaceiras de rolamento

O rolamento possibilita um movimento fluido, sendo este controlado pelo moto-reductor através da libertação do cabo de aço enrolado na polia. Qualquer obstáculo, como por exemplo, algum resíduo que se tenha acumulado na calha, é facilmente ultrapassado pelo rolamento e sendo este em aço inoxidável e selado, o contacto com a água não afeta a sua longevidade.

Como facilmente se constata, os rolamentos vão desempenhar um papel significativo no funcionamento do mecanismo, como tal a sua correta seleção é vital.

Atualmente, a seleção de uma chumaceira de rolamento está bastante facilitada, uma vez que a grande maioria dos fabricantes disponibiliza um calculador, que auxilia a escolha de um rolamento adequado.

Primeiramente é necessário selecionar o tipo de rolamento, neste caso será um rolamento de esferas, e inserir as dimensões pretendidas para o mesmo como demonstrado na figura 4.23, sendo neste caso as mesmas apresentadas anteriormente, 80 mm de diâmetro exterior e 35 mm de diâmetro do cubo.



By bearing type

Bearing type: [Select from list](#)

d [mm]

D [mm]

Outer diameter min: mm Outer diameter max: mm

Bore diameter min: mm Bore diameter max: mm

Note: The drawing displayed is only for general representation and may not be identical to the selected bearing variant.

Figura 4.23 Interface de seleção de rolamentos: Seleção do tipo de rolamento e respetivas dimensões

Na figura 4.24 é exibida uma lista com os rolamentos que correspondem às características desejadas.

Designation	
307	[d:35 mm D:80 mm B:21 mm C:39.1 kN C ₀ :28.5 kN]
307 NR	[d:35 mm D:80 mm B:21 mm C:39.1 kN C ₀ :28.5 kN]
307-2Z	[d:35 mm D:80 mm B:21 mm C:39.1 kN C ₀ :28.5 kN]
307-2ZNR	[d:35 mm D:80 mm B:21 mm C:39.1 kN C ₀ :28.5 kN]
307-Z	[d:35 mm D:80 mm B:21 mm C:39.1 kN C ₀ :28.5 kN]
307-ZNR	[d:35 mm D:80 mm B:21 mm C:39.1 kN C ₀ :28.5 kN]
4307 ATN9	[d:35 mm D:80 mm B:31 mm C:50.7 kN C ₀ :38 kN]
62307-2RS1	[d:35 mm D:80 mm B:31 mm C:33.2 kN C ₀ :19 kN]
62307-2RS1/W64	[d:35 mm D:80 mm B:31 mm C:33.2 kN C ₀ :19 kN]
6307	[d:35 mm D:80 mm B:21 mm C:35.1 kN C ₀ :19 kN]
6307 N	[d:35 mm D:80 mm B:21 mm C:35.1 kN C ₀ :19 kN]
6307 NR	[d:35 mm D:80 mm B:21 mm C:35.1 kN C ₀ :19 kN]
6307-2RS1	[d:35 mm D:80 mm B:21 mm C:35.1 kN C ₀ :19 kN]
6307-2RS1/W64	[d:35 mm D:80 mm B:21 mm C:35.1 kN C ₀ :19 kN]
6307-2Z	[d:35 mm D:80 mm B:21 mm C:35.1 kN C ₀ :19 kN]
6307-2ZNR	[d:35 mm D:80 mm B:21 mm C:35.1 kN C ₀ :19 kN]
6307-RS1	[d:35 mm D:80 mm B:21 mm C:35.1 kN C ₀ :19 kN]
6307-Z	[d:35 mm D:80 mm B:21 mm C:35.1 kN C ₀ :19 kN]
6307-Z/W64	[d:35 mm D:80 mm B:21 mm C:35.1 kN C ₀ :19 kN]
6307-ZNR	[d:35 mm D:80 mm B:21 mm C:35.1 kN C ₀ :19 kN]
6307/W64	[d:35 mm D:80 mm B:21 mm C:35.1 kN C ₀ :19 kN]
E2.6307-2Z/C3	[d:35 mm D:80 mm B:21 mm C:33.8 kN C ₀ :19 kN]

Figura 4.24 Interface de seleção de rolamentos: Lista de rolamentos a ponderar

Após avaliação das diferentes hipóteses e aconselhamento com os representantes do fabricante foi selecionado o rolamento 6307-2RS1. Trata-se de um rolamento de composição “mista”, com o anel exterior em polipropileno (PP), o anel interior em vidro borossilicato, as esferas em aço inoxidável e a gaiola em poli óxido de metileno (POM).

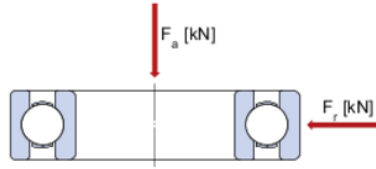
Em seguida há que selecionar quais os cálculos que se pretendem efetuar em relação ao rolamento selecionado, como por exemplo o cálculo da vida nominal como se pode ver na figura 4.25.



Figura 4.25 Interface de seleção de rolamentos: Seleção dos cálculos pretendidos

Foram selecionados os cálculos de vida e de carga mínima de trabalho.

No próximo passo, figura 4.26, é necessário indicar a que esforços estará sujeito o rolamento, qual a sua velocidade de funcionamento, o tipo de graxa lubrificante pretendida, a temperatura de funcionamento, etc.



Note: The drawing displayed is only for general representation and may not be identical to the selected bearing variant.

Bearing life, Minimum load, Grease life for capped deep groove ball bearings

Select bearing internal radial clearance: Normal internal radial clearance

Select from list

F_r Radial load: 0.18 kN

F_a Axial load: 0 kN

n_i Rotational speed of the inner ring: 20 r/min

Operating temperature Bearing outer ring: 25 °C

η_c specification method: Cleanliness classification(recommended)

Select from list

Lubricant type and cleanliness: High cleanliness (sealed bearing)

Select from list

Grease used in the bearing: MT47

Select from list

Calculate Reset

Figura 4.26 Interface de seleção de rolamentos: Introdução dos valores necessários para cálculo

Foram efetuados cálculos quer para 5 quer para 25°C, de maneira a garantir o funcionamento do rolamento nas condições de funcionamento consideradas extremas neste projeto. Os resultados são apresentados nas figuras 4.27, 4.28, 4.29 e 4.30.

Bearing life : 6307-2RS1		Result
Input parameters		L_{10mh} SKF rating life >1000000 hour
Select bearing internal radial clearance	Normal internal radial clearance	a_{SKF} SKF life modification factor a_{SKF} 50
F_r Radial load	0.18 kN	κ Viscosity ratio 2.1
F_a Axial load	0 kN	P Equivalent dynamic bearing load 0.18 kN
n_i Rotational speed of the inner ring	20 r/min	η_c Factor for contamination level 0.82
Operating temperature Bearing outer ring	5 °C	v_1 Required kinematic viscosity for $\kappa=1$ 466.9 mm ² /s
η_c specification method	Cleanliness classification(recommended)	L_{10h} Basic rating life >1000000 hour
Lubricant type and cleanliness	High cleanliness (sealed bearing)	L_{10} Capped bearing grease life ⚡ hour
Grease used in the bearing	MT47	C/P Load ratio 195
Viscosity at 40 °C	70.0 mm ² /s	
Viscosity at 100 °C	7.3 mm ² /s	

Figura 4.27 Interface de seleção de rolamentos: Cálculo da vida do rolamento (5°C)

Minimum load : 6307-2RS1

Input parameters

n_i Rotational speed of the inner ring	20 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	5 °C
Grease used in the bearing	MT47
Viscosity at 40 °C	70.0 mm ² /s
Viscosity at 100 °C	7.3 mm ² /s

Result

F_{rm} Minimum radial load	0.07 kN
---	---------

Figura 4.28 Interface de seleção de rolamentos: Cálculo da força radial mínima necessária (5°C)

Bearing life : 6307-2RS1

Input parameters

Select bearing internal radial clearance	Normal internal radial clearance
F_r Radial load	0.18 kN
F_a Axial load	0 kN
n_i Rotational speed of the inner ring	20 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	25 °C
η_c specification method	Cleanliness classification(recommended)
Lubricant type and cleanliness	High cleanliness (sealed bearing)
Grease used in the bearing	MT47
Viscosity at 40 °C	70.0 mm ² /s
Viscosity at 100 °C	7.3 mm ² /s

Result

L_{10mh} SKF rating life	>1000000 hour
a_{SKF} SKF life modification factor a_{SKF}	7.86
κ Viscosity ratio	0.39
P Equivalent dynamic bearing load	0.18 kN
η_c Factor for contamination level	0.35
v_1 Required kinematic viscosity for $\kappa=1$	466.9 mm ² /s
L_{10h} Basic rating life	>1000000 hour
L_{10} Capped bearing grease life	⚡ hour
C/P Load ratio	195

Figura 4.29 Interface de seleção de rolamentos: Cálculo da vida do rolamento (25°C)

Minimum load : 6307-2RS1

Input parameters

n_i Rotational speed of the inner ring	20 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	25 °C
Grease used in the bearing	MT47
Viscosity at 40 °C	70.0 mm ² /s
Viscosity at 100 °C	7.3 mm ² /s

Result

F_{rm} Minimum radial load	0.02 kN
---	---------

Figura 4.30 Interface de seleção de rolamentos: Cálculo da carga de força radial mínima necessária (25°C)

Em suma o rolamento selecionado é um rolamento “misto” como foi referido anteriormente, é lubrificado com graxa, neste caso a graxa MT47 disponibilizada pela SKF, tem condições de funcionamento garantidas entre os 5 e os 25 °C e apresenta uma força radial mínima para funcionamento de cerca de 0,07 kN à temperatura de 5°C.

4.3.3 Casquilho da calha de descida

De forma a evitar possíveis deformações provenientes de esforços adicionais gerados pela presença de obstáculos imprevistos presentes na grelha, a calha de descida é dotada de um grau de liberdade, como já foi referido. Para que tal seja possível, a calha necessita de rodar sobre um eixo, que será também o seu eixo de fixação à estrutura. Este movimento, ainda que seja porventura esporádico, desgasta os componentes intervenientes (calha e eixo de fixação).

Como meio de prevenção do desgaste destes componentes, deve ser utilizado um casquilho polimérico, colocado entre o eixo de fixação e o cubo da calha. Desta forma o desgaste será essencialmente no casquilho polimérico, aumentando a longevidade dos componentes metálicos.

A seleção do casquilho é feita recorrendo a um catálogo de seleção disponibilizado pelo fabricante SKF. É possível efetuar a escolha do casquilho de forma analítica, no entanto é mais simples recorrer a um diagrama disponibilizado no catálogo que relaciona a pressão exercida sobre o casquilho (N/mm^2) com a velocidade de deslizamento (m/s). O digrama referido é apresentado na figura 4.31 [12].

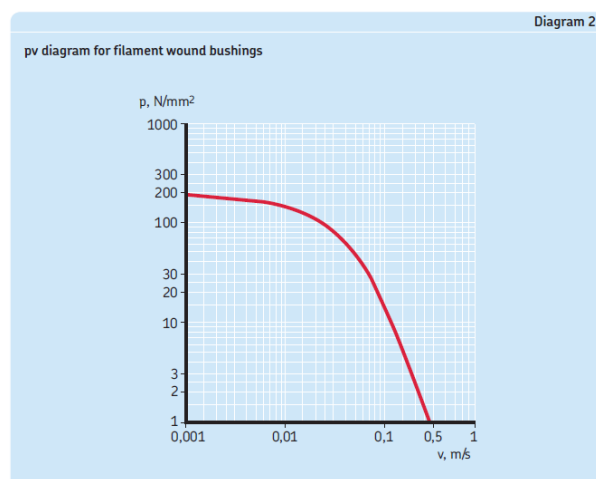


Figura 4.31 Diagrama carga-velocidade para seleção de casquilhos da SKF [12]

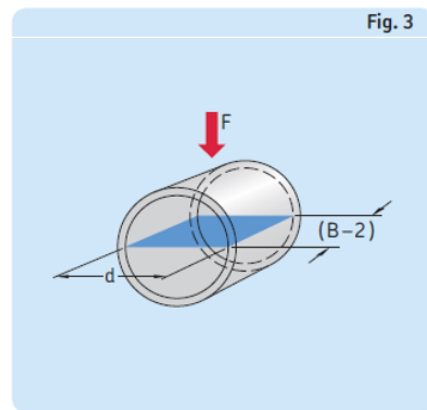
Qualquer combinação de valores que se encontre situada abaixo da linha vermelha é apropriada para a aplicação de um casquilho.

Pretende-se um casquilho com 20 mm de comprimento, uma vez que se pretende que este preencha todo o cubo da calha, com um diâmetro externo de 24 mm e com o diâmetro do furo de 20 mm.

Para proceder à seleção do casquilho é preciso definir qual a pressão exercida sobre o mesmo, como se pode comprovar no esquema auxiliar do catálogo (figura 4.32), para realizar o cálculo é necessário saber qual a força exercida no casquilho e também qual a área de secção resistente a essa força [12].

$$p = \frac{F}{A}$$

where
 p = specific bearing load, N/mm²
 F = bearing load, N
 A = load carrying cross section, mm²



Load-carrying cross section
 $A = d \times (B - 2)$

Figura 4.32 Esquema auxiliar para o cálculo da pressão exercida no casquilho [12]

A carga exercida pela calha no casquilho é de 6,1 kg o que equivale a uma força de 59,8 N e a área da secção resistente à carga é de 360 mm².

$$A = d * (B - 2) \tag{4.6}$$

$$A = 360 \text{ mm}^2$$

Sendo conhecidos todos os valores, é possível calcular a pressão exercida no casquilho, através da equação 18, que é de 0.166 N/mm².

$$P = \frac{F}{A} \tag{4.7}$$

$$P = 0.166 \text{ N/mm}^2$$

É agora necessário calcular a velocidade de deslizamento, com apoio na figura 4.34, sendo para tal necessário definir o ângulo de oscilação (φ) e a frequência de oscilação (f). O ângulo de oscilação considerado é de 20° , como apresentado na figura 4.33, sendo o ângulo previsto para a oscilação da calha, para a frequência de oscilação considerou-se que a oscilação seria 1, visto ser um acontecimento esporádico. Poderiam ser considerados valores mais baixos, mas neste caso não advém qualquer efeito negativo desta assunção, resultando apenas um sobredimensionamento do casquilho [12].

The sliding speed is calculated as follows:

$$v = 5,82 \times 10^{-7} d \beta f$$

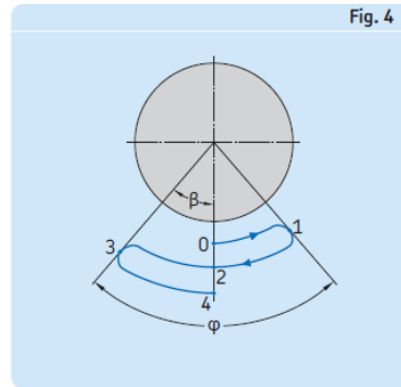
where

v = sliding speed, m/s

d = bushing bore diameter, mm

f = oscillation frequency or speed, min^{-1}

β = half the oscillation amplitude, degrees (\rightarrow fig. 4). One complete oscillation (from point 0 to point 4) equals 4β . For rotating movements $\beta = 90^\circ$.



φ = angle of oscillation = 2β
One complete oscillation equals 4β

Figura 4.33 Esquema auxiliar para o cálculo da velocidade de deslizamento [12]

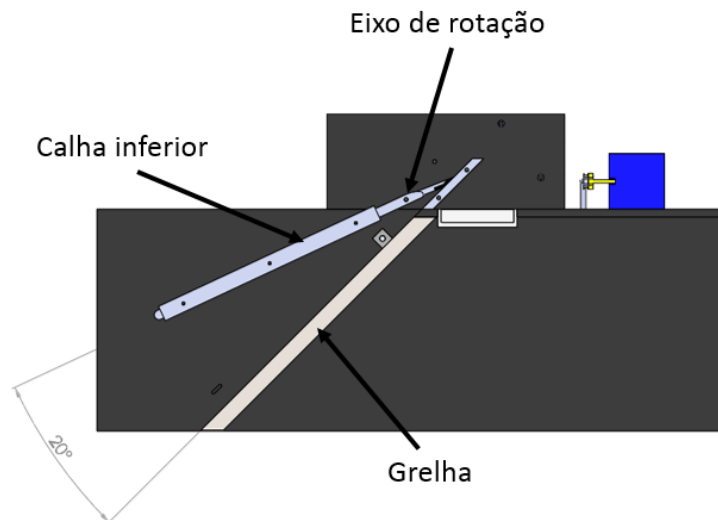


Figura 4.34 Grau de oscilação máximo do mecanismo

$$v = 5,82 * 10^{-7} * d * \beta * f \quad (4.8)$$

$$v = 0.000116 \text{ m/s}$$

Reunidos todos o dados necessários, é agora possível determinar se o uso de um casquilho para suavizar o deslocamento entre a calha de descida e o seu eixo é plausível. Para o efeito, é consultado o diagrama disponibilizado no catálogo (figura 4.35) [12].

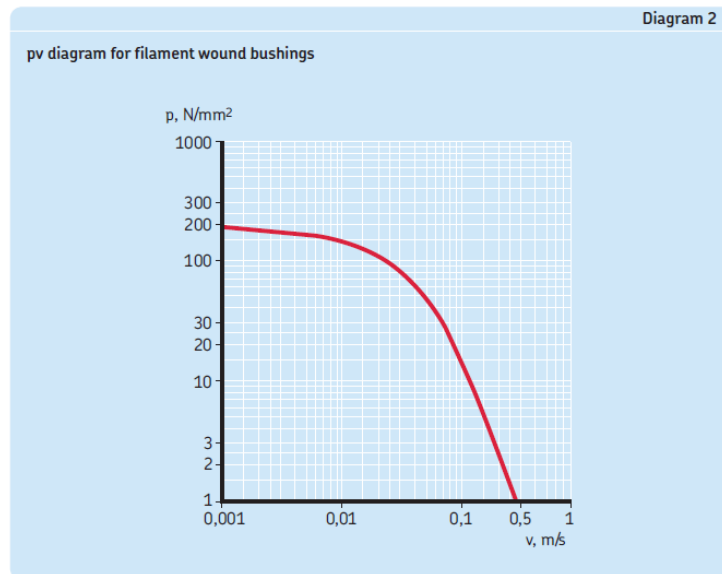


Figura 4.35 Diagrama carga-velocidade para seleção de casquilhos da SKF [12]

Analisando o diagrama, é constatável que realmente o casquilho não terá problemas em lidar com os esforços gerados pelo deslocamento da calha, uma vez que os valores de pressão e velocidade gerados na calha são demasiado pequenos para sequer serem confrontados com a escala do diagrama.

Alertando no entanto para o facto de ser necessário tratar a superfície que entra em contacto com o casquilho se a sua rugosidade for superior a $0,4 \mu\text{m}$ visto a rugosidade superficial (R_a) aconselhada para a superfície se situar entre $0,2$ e $0,4 \mu\text{m}$. Os melhores resultados em testes realizados pelo fabricante são obtidos quando a superfície é tratada com nitreto ou banhada a crómio e posteriormente polida [9].

Relativamente a escolha das medidas do casquilho foi seleccionado o casquilho com menor diâmetro possível, por razões óbvias de redução custos, no entanto em termos de largura do casquilho a escolha recaiu sobre o casquilho de 30 mm. Esta escolha foi condicionada barra disponível para a manufatura da calha inferior, que apresenta uma largura que ronda os 30 mm de diâmetro.

O casquilho seleccionado é o PWM202430, o catálogo com as suas características pode ser consultado no anexo I, no entanto na figura 4.36 são apresentadas as dimensões principais do casquilho seleccionado.

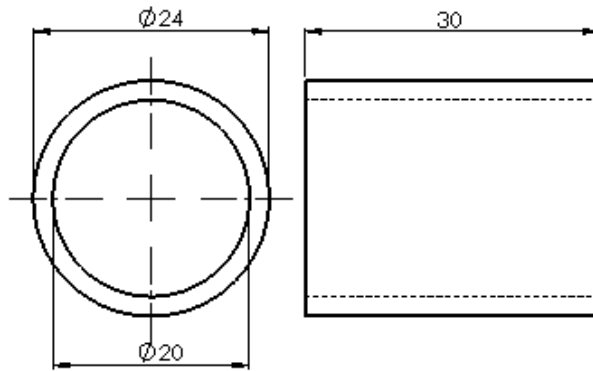


Figura 4.36 Dimensões do casquilho PWM202430

4.3.4 Cabo de aço

No que diz respeito ao material a utilizar no cabo foi desde início estipulado que o cabo seria um cabo de aço, devido à elevada resistência e durabilidade deste material.

Uma vez que o cabo entrará em contacto direto com o fluido, será em aço inoxidável, garantindo assim que a sua fiabilidade não é afetada pelas agressões ambientais.

O cabo selecionado é da categoria 7*19, o que significa que é constituído por 7 cordões cada um composto por 19 fios de aço. A disposição dos cordões é demonstrada na figura 4.37. É um cabo com elevada flexibilidade, normalmente aplicado a guinchos de embarcações, o que o torna ideal para o responder ao tipo de esforços e ao ambiente em que estará inserido o mecanismo projetado [13].

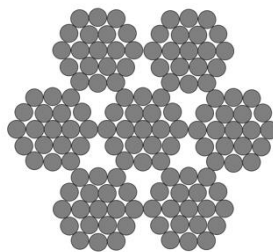


Figura 4.37 Organização dos fios do cabo de aço inoxidável 7*19

Analisando a tabela das características do cabo selecionado, é comprovada a sua resistência aos esforços desenvolvidos no mecanismo projetado. Tal como foi aferido previamente, o conjunto da pá de limpeza pesa cerca de 18 kg, valor muito inferior ao máximo permitido pelo cabo de 3 mm.

No entanto trata-se do cabo com menor diâmetro disponível, como é comprovável na figura 4.38, como tal o seu sobredimensionamento é inevitável, no entanto não há qualquer desvantagem inerente a esta capacidade de carga extra.

Breaking Load Table			
Nominal Diameter	Approximate Mass	Minimum breaking loads - 1570 Mpa	
[mm]	[kg/m]	[kN]	[Kg]
3	0.033	5.00	509
4	0.059	8.89	906
5	0.093	13.90	1,417
6	0.134	20.00	2,039
7	0.182	27.30	2,783
8	0.238	35.60	3,630
10	0.372	55.60	5,669
12	0.535	80.00	8,157
14	0.728	109.00	11,114

Figura 4.38 Tabela da capacidade de carga do cabo 7*19 em função do seu diâmetro do fabricante SWR [13]

Na figura 4.39 é apresentada a estimativa do comprimento de cabo necessário, neste caso o total deve ser multiplicado por 2, visto só estar representado um lado do mecanismo no esquema.

São então necessários 8,7 metros de cabo, no entanto garantindo algum espaço de manobra para os respetivos acoplamentos do cabo ao componente motor e ao componente tracionado é pretendido um comprimento de 9 metros. É no entanto importante referir que a distância entre 2 e 3 e entre 3 e 4 podem ser alteradas, uma vez que estruturalmente não terá implicações no projeto.

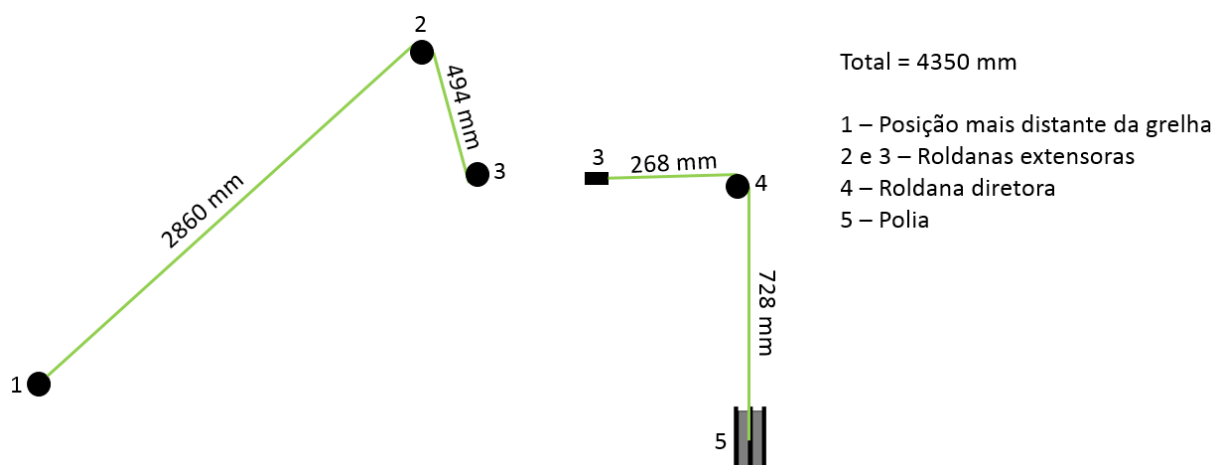


Figura 4.39 Comprimento necessário de cabo de aço

4.3.5 Roldanas

A polia enroladora pretende transferir o binário gerado pelo moto-reductor para os cabos de aço, que por sua vez, o irão transferir para a pá de limpeza, originando assim o movimento de subida da pá. Este objetivo é atingido enrolando o cabo de aço em torno da polia.

O movimento de descida é obtido por via da inversão do movimento rotativo do moto-reductor, o que origina uma libertação do cabo enrolado e uma conseqüente descida da pá de limpeza.

As roldanas proporcionam direção ao cabo, garantindo que a força debitada pelo moto-reductor é aplicada no sentido pretendido e asseguram que o cabo se encontra sempre tensionado.

A seleção das roldanas é feita em função do diâmetro do cabo que vão direcionar. O cabo selecionado previamente é um cabo de aço com 3 mm de diâmetro. Para efetuar a seleção é utilizado o catálogo do fabricante.

Uma vez que o catálogo se encontra em polegadas, é necessária a conversão para milímetros, bastando multiplicar por 25,4 os valores obtidos em polegadas. Foi realizada a conversão das dimensões da roldana selecionada na tabela 4.1.

Tabela 4.1 Conversão polegada-milímetro das dimensões principais da roldana selecionada

Dimensão	Polegadas	Milímetros
Diâmetro exterior	1,5	38,10
Diâmetro do Eixo	0,50	12,70
Diâmetro do Cabo	0,44	11,11
Largura da Roldana	0,19	4,76
Largura do Rolamento	0,47	11,91

A roldana adequada corresponde à referência 100003, sendo a roldana de menores dimensões disponível no catálogo como se pode comprovar na figura 4.40. É uma roldana em aço zincado, o casquilho é em bronze e é auto lubrificante. A zincagem da roldana confere-lhe alguma resistência à corrosão, uma vantagem tendo em conta o ambiente em que o mecanismo tem de atuar.

Seria possível selecionar uma roldana em aço inoxidável, no entanto o custo do componente seria bastante superior, não sendo o custo justificável pelo benefício, uma vez que o tratamento de zincagem confere a resistência à corrosão pretendida.

1-1/2" to 5" STEEL SHEAVES

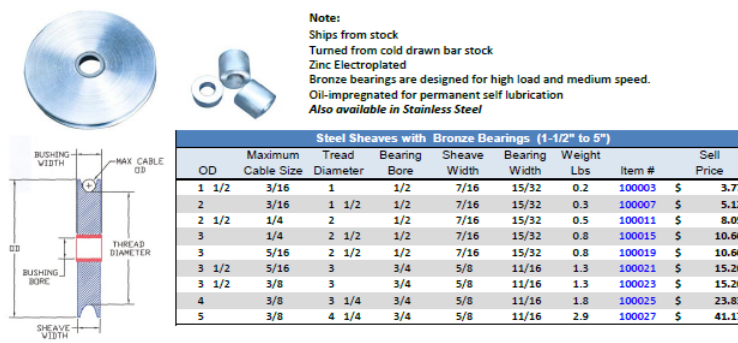


Figura 4.40 Excerto do catálogo de roldanas do fabricante eSheaves (Aço Zincado) [14]

4.3.6 Sensor Indutivo

Em termos de sensórica são considerados três tipos de sensores, os indutivos, os mecânicos e os de presença. No entanto não é necessário recorrer a uma tabela para o processo de seleção, a escolha neste ponto recai sobre os sensores indutivos, devido às eventualidades que podem causar falsos positivos nos outros sensores.

Analisando os sensores ponderados é importante compreender que o ambiente em que o mecanismo está inserido é propício à acumulação e movimentação de resíduos, situações que podem facilmente interferir com os sensores caso eles sejam acionados quer pela presença de um corpo no seu raio de ação (sensor de presença), quer pelo contacto com um corpo (sensor mecânico).

Assim sendo a opção mais apropriada neste caso é o sensor indutivo, pois atua mediante a presença de um corpo metálico, facilmente colocado nas extremidades da pá de limpeza, no seu raio de ação.

O sensor selecionado é o IIC220, disponibilizado pela ifm, apresenta uma distância de detecção de 14 mm é roscado (M30) e é em aço inoxidável 316. É possível consultar as características completas do sensor no anexo V.

4.4 Manufatura da polia enroladora

O objetivo é manufaturar uma polia enroladora, com cerca de 35 mm de largura e um diâmetro do tambor de 100 mm. Pretende-se que a polia possua uma divisória a meio, de forma a impedir a interação dos dois cabos que atuam no conjunto da pá de limpeza.

A produção da polia enroladora inicia-se a partir de um tarugo de aço inoxidável de 120 mm de diâmetro (figura 4.41), sendo esse o diâmetro pretendido para as flanges da polia e com 35 mm de espessura.

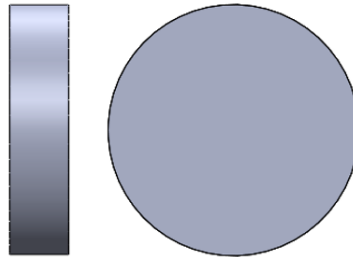


Figura 4.41 Tarugo base para a manufatura da polia

Primeiramente é efetuado o furo quadrado no centro do tarugo. A geometria do furo justifica-se pela necessidade de transferir o binário do eixo do moto-reductor para os cabos sem escorregamento. O furo quadrado pode ser efetuado na fresadora, recorrendo a uma ferramenta especial. A ordem do processo de abertura de um furo quadrado é exibida na figura 4.42 [15].

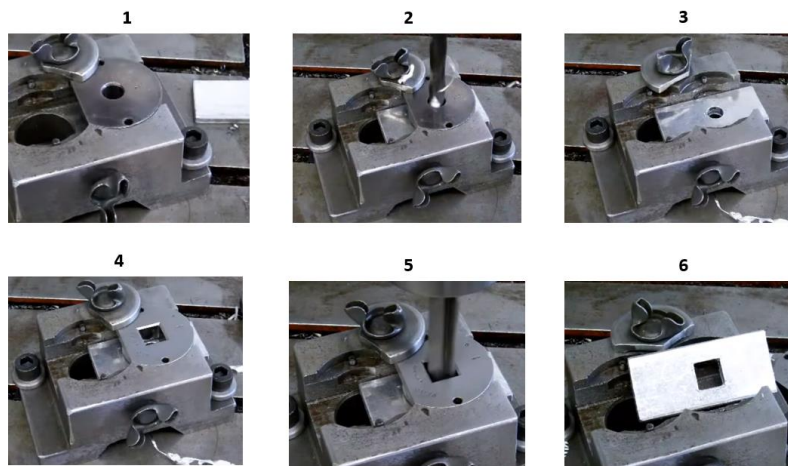


Figura 4.42 Fases do processo de abertura de um furo quadrado [12]

Inicia-se o processo com a abertura de um furo centrado no tarugo, recorrendo a uma guia de centragem (fase 1 a 3). Em seguida é utilizada uma guia quadrada, que é utilizada em conjunto com a ferramenta específica de abertura de furos quadrados (fases 4 a 6), o resultado pode ser visto na figura 4.43.

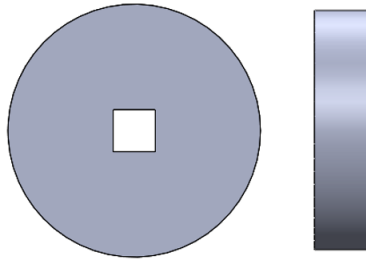


Figura 4.43 Tarugo após a abertura do furo quadrado

É agora necessário torneiar o tarugo, para abrir os rasgos da polia como se pode ver na figura 4.44. Este processo é efetuado num torno mecânico.

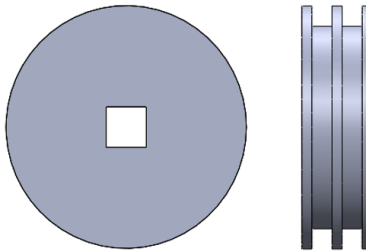


Figura 4.44 Tarugo após a abertura dos rasgos

Por último pretende-se abrir dois furos diametralmente opostos, na flange central da polia. Por imposição física é necessário efetuar um furo passante, furando também as flanges exteriores tal como se vê na figura 4.45.

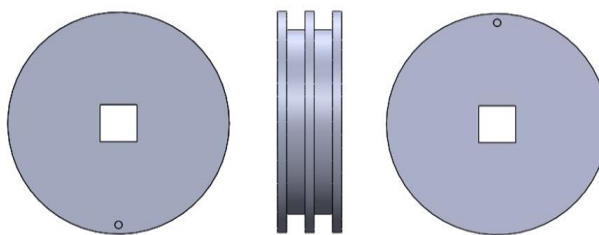


Figura 4.45 Polia enroladora

4.5 Automação

Por definição, no dicionário da Priberam, automação ou automatização, é a “*execução automática de tarefas industriais ou científicas sem intervenção humana intermediária, desde o mais simples, como a regulação da temperatura de um forno, até aos mais complexos...*”.

É este o grande propósito deste projeto, conceber um mecanismo capaz de efetuar a limpeza de uma grelha e de atuar sem intervenção humana, tanto quanto possível, uma vez que será sempre necessária alguma supervisão, garantindo que o mecanismo se encontra a atuar conforme previsto. Serão também necessárias operações de manutenção, com o intuito de garantir que o mecanismo prossegue com a sua função em perfeitas condições.

Recorrendo a um *software* de simulação é possível simular a atuação do mecanismo, ainda que com algumas assunções, no entanto estes condicionalismos não invalidam a simulação. Para efeitos de simulação é assumido que o mecanismo é um atuador simples, com uma mola de retorno, que força o êmbolo a voltar à posição inicial assim que deixa de existir uma força atuante. Esta mola representa a aceleração gravítica, que é responsável pelo retorno da pá de limpeza, representada no diagrama como sendo o êmbolo, ao início do momento de limpeza. O cabo de aço é representado pela linha de ar comprimido, que atua no êmbolo, vencendo a atuação da mola (gravidade) sobre o mesmo. O sensor dita o tempo de atuação do compressor, que logicamente representa o moto-reductor do mecanismo. Quando o sensor “fim de limpeza” está ativo o moto-reductor cessa a sua atividade uma vez que a pá atingiu o final do seu curso. Para iniciar novo ciclo o travão do moto-reductor é desativado, permitindo que o motor vá libertando cabo o que leva à descida da pá de limpeza. Esta descida é temporizada, sendo dada uma margem de segurança para garantir que a pá atingiu a posição inicial do momento de limpeza. O diagrama representativo da simulação pode ser consultado na figura 4.46 [16].

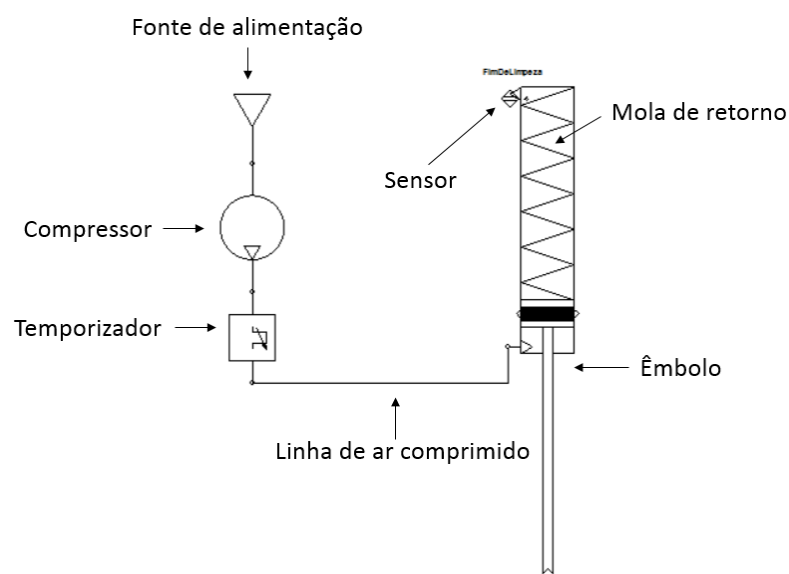


Figura 4.46 Diagrama representativo da atuação do mecanismo

A simulação apresenta 3 momentos distintos, tal como a atuação do mecanismo, sendo eles o movimento de posicionamento para limpeza (descendente), o movimento de limpeza (ascendente) e o momento de repouso.

Na figura 4.47 podemos ver a primeira ação do mecanismo que é o momento de preparação para a limpeza, ou movimento descendente. Entre a fase 1 e 2 a pá de limpeza desce pela calha, a descida é promovida pela gravidade e auxiliada pelos rolamentos colocados nas suas extremidades, no início da fase 2, a pá de limpeza inicia a sua submersão. Finda a fase 2, a pá de limpeza transita da calha de descida para o solo do canal onde circula o fluido, estando posicionada para o início do momento de limpeza ou movimento ascendente.

Movimento descendente

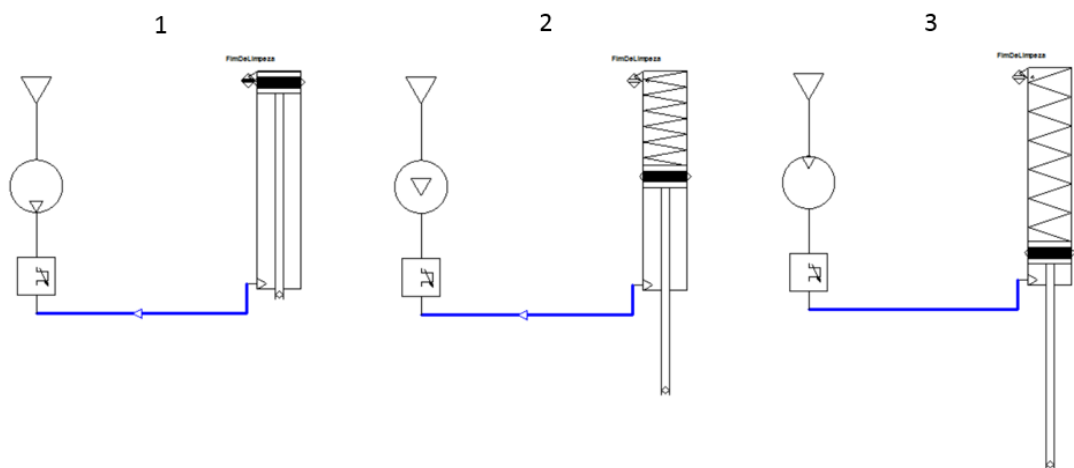


Figura 4.47 Movimento descendente ou momento de preparação para a limpeza da grelha

O movimento de limpeza está representado na figura 4.48. Na fase 1 inicia-se a subida da pá de limpeza, estando todo o conjunto imerso no fluido, na fase 2 dá-se a transição e a pá de limpeza deixa de estar submersa, na 3ª fase entram em ação os rolamentos, estando terminado o contacto polímero-grelha.

Movimento ascendente

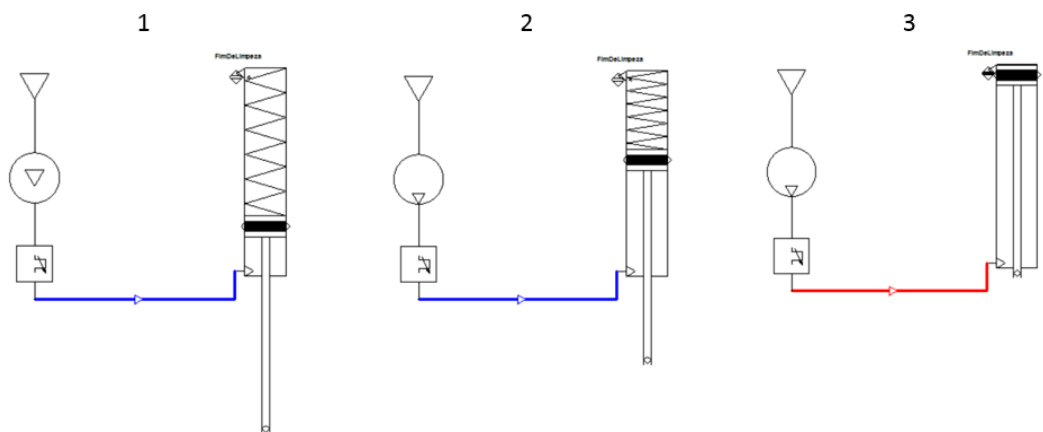


Figura 4.48 Movimento ascendente ou momento de limpeza da grelha

Dependendo do número de repetições poderá iniciar-se o momento de repouso ou novamente o movimento descendente. Estão previstas 2 passagens da pá de limpeza por ciclo de ativação, garantindo assim uma menor possibilidade da permanência de resíduos na grelha. Caso estejam efetuadas as duas passagens inicia-se o momento de repouso, exemplificado na figura 4.49, que se mantém até que o mecanismo seja novamente ativado.

Momento de repouso

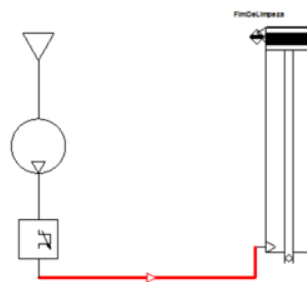


Figura 4.49 Momento de repouso









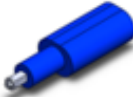
4.6 Listagem de peças

Nesta secção é elaborada uma lista das peças constituintes do mecanismo projetado que pode ser consultada na tabela 4.2.

É importante referir que todos os componentes roscados utilizam rosca métrica adequada para o seu diâmetro, facilitando assim o uso de peças normalizadas complementares, como é o caso das porcas utilizadas no mecanismo. No anexo IV é possível consultar a tabela referente às dimensões das roscas utilizadas [18].

No anexo VI é possível consultar os desenhos técnicos de todos os componentes, com exceção dos componentes “*off-the-shelf*” e dos componentes normalizados.

Tabela 4.2 Lista de componentes do mecanismo

Nome	Imagem	Quantidade
Batente da Patilha		2
Calha Inferior Direita		1
Calha Superior		2
Calha Inferior Esquerda		1
Casquilho		2
Contentor		1
Fixador Guia da Calha Inferior		6
Guia da Calha Inferior		2
Moto-reductor		1

Patilha Alternadora		2
Polia		1
Polimero		1
Porca M12		14
Porca M18		6
Rampa de Direcionamento dos Resíduos		1
Rolamento do Veio do Polimero		2
Roldana		6
Veio das Roldanas Diretoras		2
Veio do Casquilho		2
Veio do Polimero		1
Veio Roldanas Extensoras		4
Total de componentes		59

4.7 Cálculo de esforços

É importante lembrar que em termos de seleção do material a utilizar para os componentes do mecanismo é dada prioridade à liga de alumínio T6-7075, pela sua densidade inferior, relativamente ao aço inoxidável.

Assim sendo, todas as análises são inicialmente efetuadas à liga T6-7075, se for concluído que a sua resistência aos esforços é suficiente então não será realizado um estudo do mesmo componente em aço inoxidável. Excepcionalmente não foi feita uma análise à liga de alumínio como material constituinte da polia enroladora, uma vez que o aço inoxidável se torna mais apropriado para a interação com os cabos de aço.

4.7.1 Eixo dos casquilhos

O eixo do casquilho (figura 4.40) é um dos componentes mais importantes do mecanismo uma vez que é ele que sustenta e posiciona corretamente a calha inferior. Este serve também de eixo de rotação, caso o mecanismo de resposta a obstáculos na grelha necessite de ser acionado. O seu diâmetro é ditado pelo diâmetro interior do casquilho.

As suas dimensões foram ditadas pelo casquilho selecionado, tendo a zona de acomodação do casquilho um diâmetro de 20 mm e uma largura de 35 mm como se pode observar na figura 4.5.

O diâmetro da rosca selecionado é de 18 mm, por ser o diâmetro nominal imediatamente antes na tabela de dimensões nominais das roscas ISO [18].

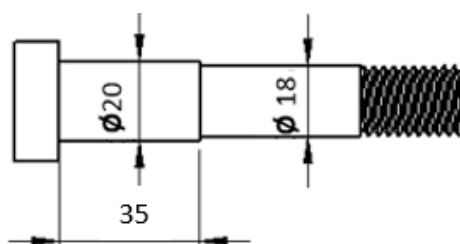


Figura 4.50 Dimensões do eixo do casquilho

Em termos de esforços, o seu momento mais exigente é sem dúvida a sustentação da calha inferior durante a passagem da pá de limpeza (movimento descendente), como tal é realizada a análise de esforços para essa situação em particular.

. O eixo do casquilho é testado como se um único eixo suportasse o peso da calha inferior, da sua guia e da pá de limpeza na totalidade, quando na verdade o peso da pá de limpeza é partilhado

pelos dois eixos. Esta abordagem tem por objetivo garantir que o eixo não cede, na eventualidade do aparecimento de algum obstáculo que altere o equilíbrio da pá de limpeza.

Na figura 4.51 são visíveis os resultados do estudo elaborado sobre as capacidades de resistência do eixo do casquilho. A deformação do componente no momento de maior esforço é de 0,004 mm, não sendo permanente uma vez que o valor da tensão máxima é inferior à tensão limite do ensaio de von Mises.

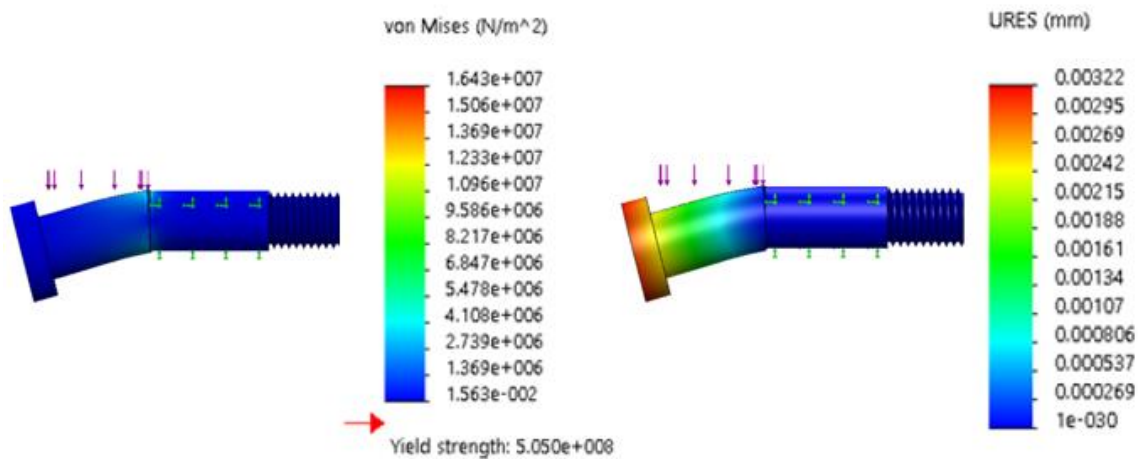


Figura 4.51 Análise à tensão de von Mises e ao grau de deformação do eixo do casquilho

Relativamente à vida do componente o ensaio de fadiga revelou um limite de 40 milhões de ciclos de carregamento como pode ser comprovado na figura 4.52.

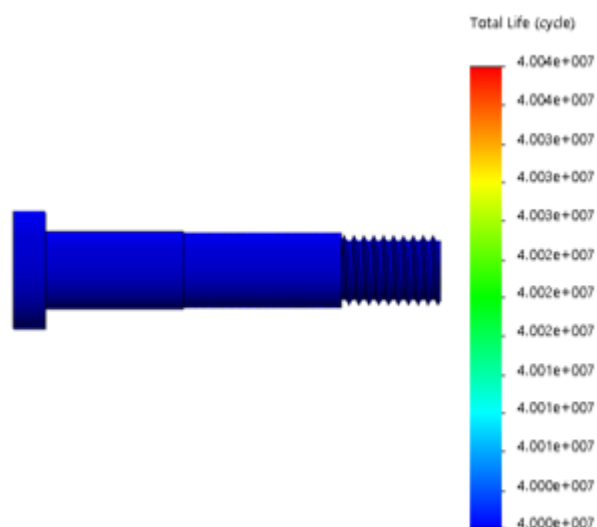


Figura 4.52 Vida do eixo do casquilho (ciclos)

4.7.2 Suporte das roldanas diretoras

O suporte da roldana diretora (figura 4.53) mantém a roldana na posição correta, o que garante que o acionamento do mecanismo não gera esforços adicionais nos seus componentes. A liga de alumínio T6-7075 é o material selecionado para este componente.

No caso do suporte das roldanas diretoras, o diâmetro do eixo de acomodação da roldana é ditado pelo cubo da própria roldana, o diâmetro do seu apoio é de 35 mm unicamente por motivos de redução de custos, sendo escolhido este diâmetro por ser o mesmo diâmetro do eixo do polímero.

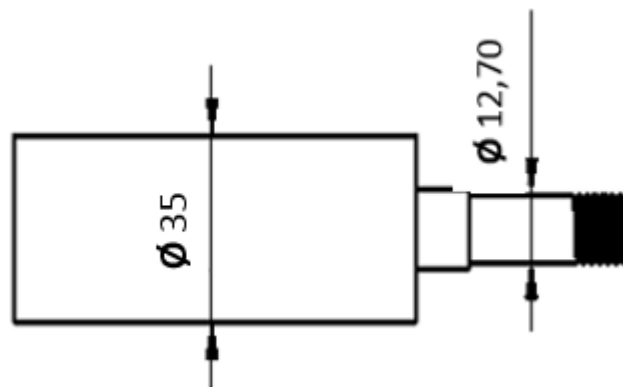


Figura 4.53 Suporte das roldanas diretoras

Observando a figura 4.54 é possível concluir que os esforços sentidos pelos suportes das roldanas não obrigam o material a entrar no domínio plástico, assim sendo a deformação de 0,02 mm não é permanente.

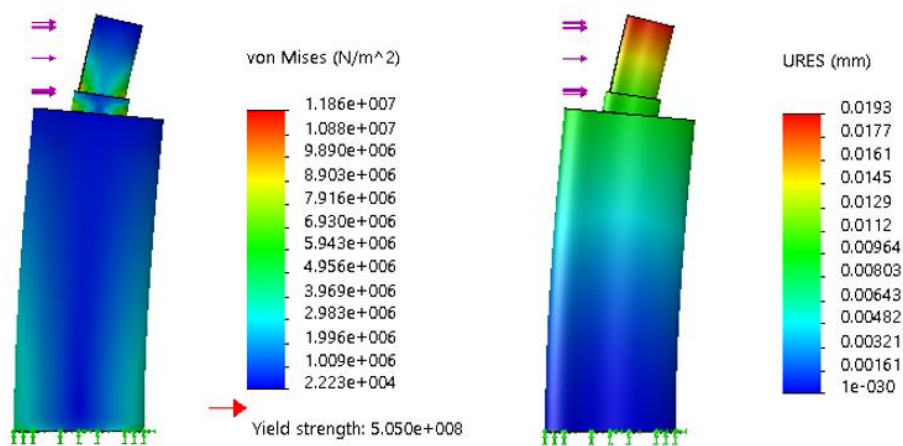


Figura 4.54 Análise à tensão de von Mises e ao grau de deformação do suporte das polias diretoras

Na figura 4.55 encontra-se o resultado do ensaio de fadiga realizado ao componente, que estima uma vida de 40 milhões de ciclos de carregamento.

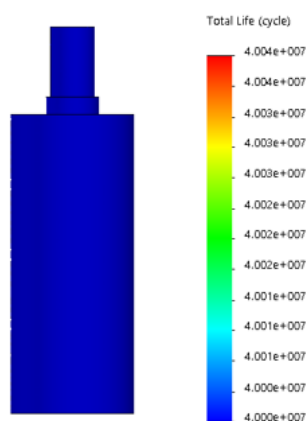


Figura 4.55 Ensaio de fadiga - Vida do eixo do suporte das roldanas diretoras (ciclos)

4.7.3 Eixo das roldanas extensoras

O eixo das roldanas extensoras (figura 4.56) garantem o correto posicionamento das roldanas que têm o objetivo de tensionar e orientar o cabo de aço. O eixo é construído na liga de alumínio T6-7075.

O seu diâmetro da zona de acomodação da roldana é ditado pelo diâmetro do cubo da roldana selecionada, o diâmetro da rosca selecionada é de 12 mm pois é o diâmetro imediatamente anterior ao diâmetro da zona de acomodação da roldana na tabela de dimensões nominais da rosca ISSO [18].

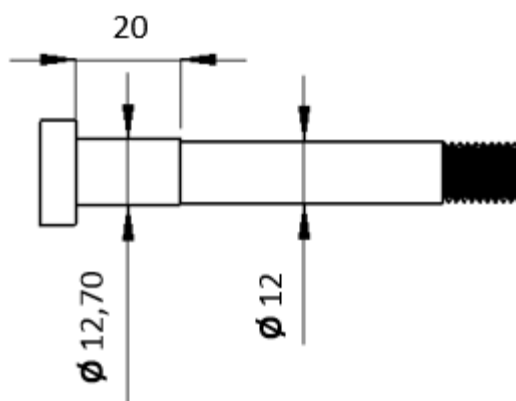


Figura 4.56 Eixo das roldanas extensoras

A análise do eixo foi realizada como se um único eixo suportasse o peso da pá de limpeza completa, resultando dessa assunção um sobredimensionamento do eixo.

Numa análise aos resultados do teste efetuado (figura 4.57), conclui-se que a deformação máxima sentida no eixo das roldanas extensoras é de 0.004 mm e que a deformação não é permanente.

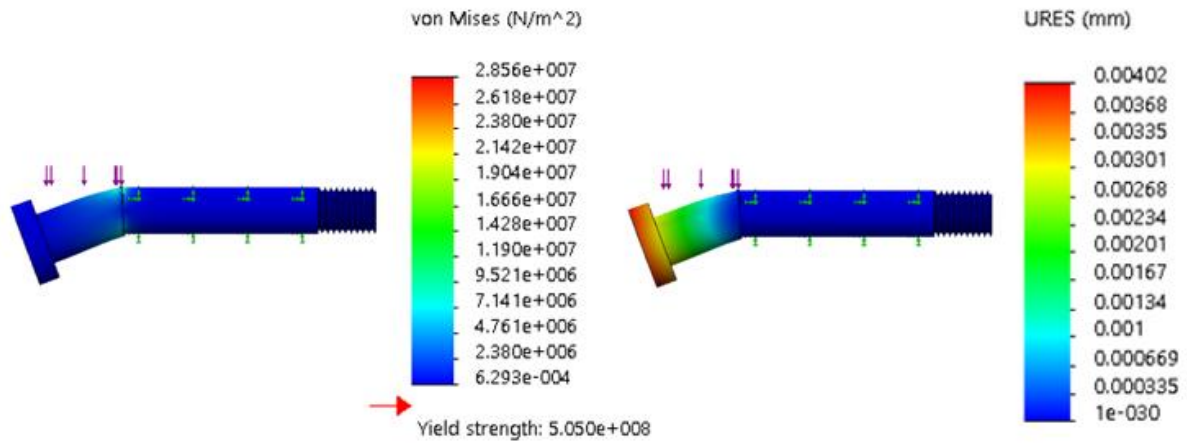


Figura 4.57 Análise à tensão de von Mises e ao grau de deformação do eixo das roldanas extensoras

Numa análise à fadiga do componente é possível aferir o número de ciclos a que pode estar sujeito, neste caso a vida do eixo das roldanas diretoras é de 40 milhões de ciclos de carregamento (figura 4.58).

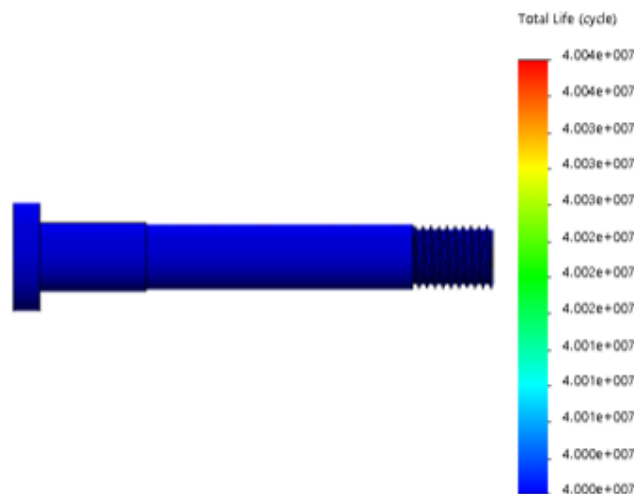


Figura 4.58 Ensaio de fadiga - Vida do eixo do polímero (ciclos)

4.7.4 Eixo do polímero

O eixo do polímero (figura 4.59) garante a rigidez estrutural necessária ao polímero, impedindo deformações que teriam consequências negativas no desempenho do mecanismo. O material selecionado para este componente é a liga de alumínio T6-7075.

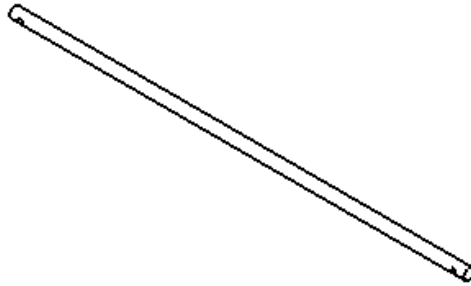


Figura 4.59 Eixo do polímero

É feita uma análise do eixo sujeito à aceleração gravítica e à pressão exercida pelo polímero, de maneira a garantir que os esforços não comprometem a integridade do componente.

Analisando a escala exibida na figura 4.60 comprovamos que a estabilidade dimensional do eixo do polímero está assegurada, visto que a deformação máxima sofrida no eixo por ação da força exercida pelo polímero e pelo seu próprio peso é inferior a 0,07 mm. A garantia de estabilidade dimensional por parte do eixo do polímero é também garantia de que o polímero irá manter as suas dimensões.

Comparando a tensão existente no componente com a tensão máxima admissível segundo o critério de von Mises deduz-se que o grau de deformação a que o eixo está sujeito se encontra no domínio elástico, ou seja a atuação do seu próprio peso e do peso do polímero de limpeza não causa uma deformação permanente no eixo.

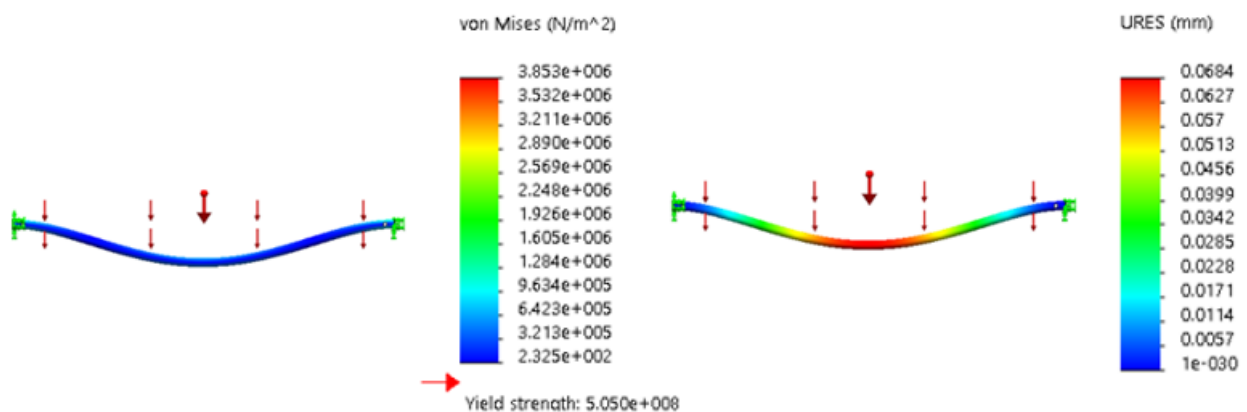


Figura 4.60 Análise à tensão de von Mises e ao grau de deformação do eixo do polímero

Por último, é efetuada uma análise à fadiga do componente, demonstrada na figura 4.61, com o propósito de determinar qual será o número total de ciclos a que o eixo pode estar sujeito. Consultando a figura 63 conclui-se que a vida esperada do eixo é de 40 milhões de ciclos.

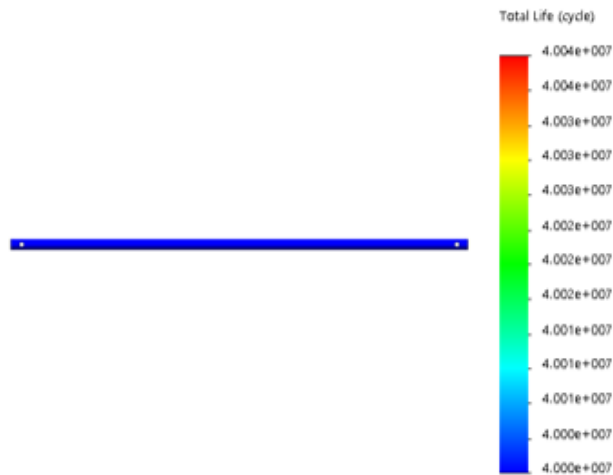


Figura 4.61 Ensaio de fadiga - Vida do eixo do polímero (ciclos)

É no entanto, importante referir que neste estudo foram desprezados os efeitos que o fluido tem sobre o eixo. Como tal a vida do eixo do polímero deverá ser inferior aos valores retirados do estudo efetuado.

4.7.5 Calha Inferior

Outro componente, que pela necessidade da manutenção da sua integridade e estabilidade dimensional deve ser analisado, é a calha inferior do mecanismo (figura 4.62). O material constituinte da calha inferior é a liga de alumínio T6-7075.

A calha inferior apresenta uma largura de 30 mm de maneira a que os rolamentos que se situam nas extremidades da pá de limpeza estejam totalmente apoiados e que possuam alguma folga facilitando assim o momento de descida e prevenindo possíveis encravamentos dos mecanismos de descida.

O seu comprimento de 1900 mm foi estipulado de maneira a garantir que a pá limpa a maior área de grelha possível, esta medida é no entanto variável, uma vez que o mecanismo está totalmente habilitado a funcionar com outros comprimentos da calha inferior, sendo no entanto necessário ajustar o comprimento do cabo de aço.

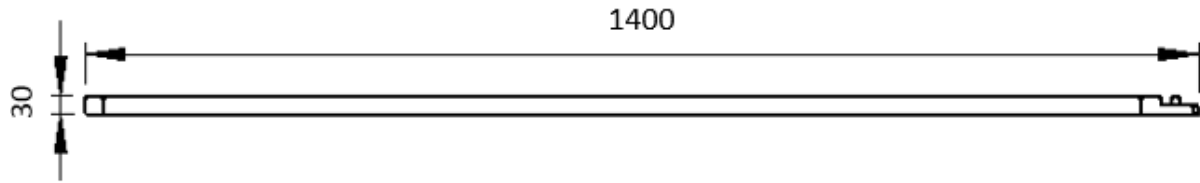


Figura 4.62 Calha inferior

Neste caso os esforços sentidos na calha são o peso da pá de limpeza, sendo este transmitido pelos rolamentos que se encontram nas extremidades do eixo do polímero, e a ação da gravidade.

Foi realizado um estudo em que a força é aplicada no ponto mais central da calha, sendo este o ponto com maior distância aos apoios.

Da análise realizada à deformação da calha inferior (figura 4.63), constata-se que a sua deformação máxima será inferior a 0,17 mm. Esta mesma deformação não é permanente uma vez que se encontra no domínio elástico do material, como podemos comprovar pela interpretação dos valores da tensão de Von Mises.

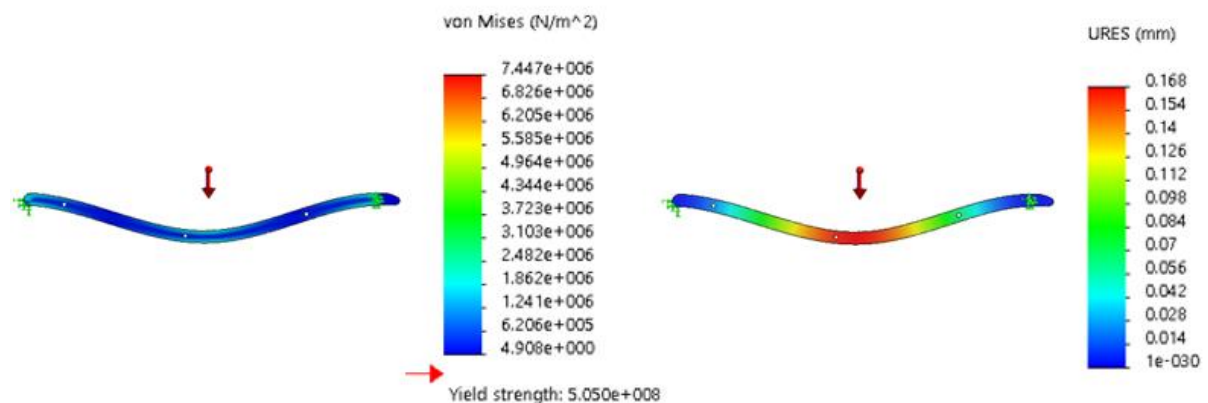


Figura 4.63 Análise à tensão de Von Mises e ao grau de deformação da calha inferior

A calha inferior, face aos esforços a que é sujeita durante a atuação do mecanismo apresenta uma vida estimada de 40 milhões de ciclos como se pode ver na figura 4.64. Mais uma vez foram desprezados os efeitos do fluido no componente, tal facto influencia positivamente a vida da calha.

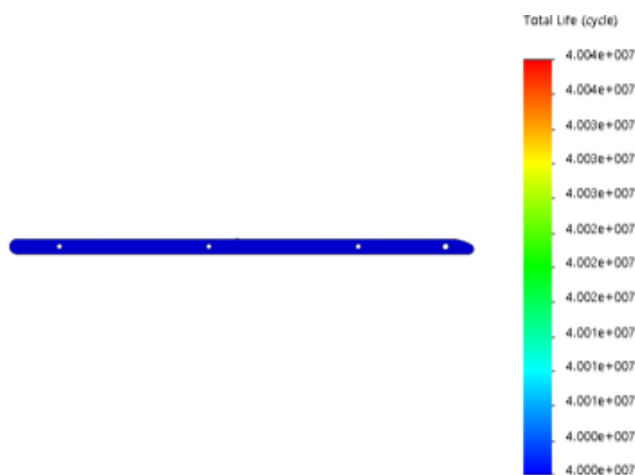


Figura 4.64 Ensaio de fadiga - Vida da calha inferior (ciclos)

4.7.6 Polia enroladora

A polia enroladora (figura 4.65) como é um componente manufaturado do mecanismo projetado é obviamente alvo de uma análise à sua capacidade de resistir aos esforços a que está sujeita. A polia é em aço inoxidável, garantindo assim que a interação com os cabos de aço não danifica a polia.

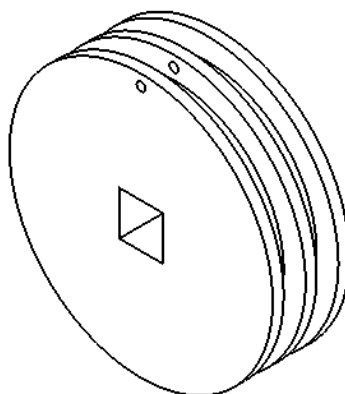


Figura 4.65 Polia enroladora

Neste caso será elaborado uma análise à capacidade dos furos de fixação dos cabos resistirem aos esforços de tração bem como uma análise a capacidade do componente resistir aos esforços de torção gerados.

Analisando a figura 4.66, conclui-se que a deformação da polia fruto do esforço de torção é inferior a 0,0002 mm, sendo praticamente desprezável. Esta deformação não é permanente como é comprovado pelo estudo realizado com base no critério de von Mises.

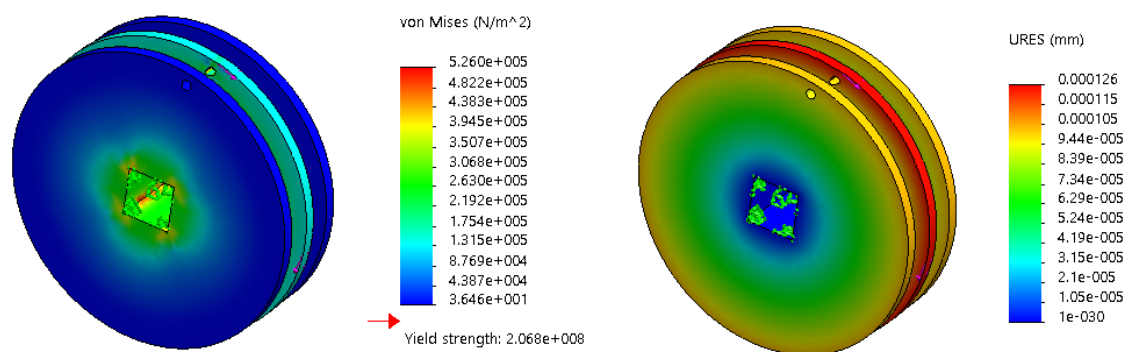


Figura 4.66 Análise à tensão de von Mises e ao grau de deformação fruto do esforço de torção

A deformação máxima dos furos de fixação dos cabos face ao esforço exercido pelos cabos é inferior a 0,0006 mm, como é demonstrado pela figura 4.67. Essa mesma deformação encontra-se dentro do domínio elástico e como tal não tem um caráter permanente.

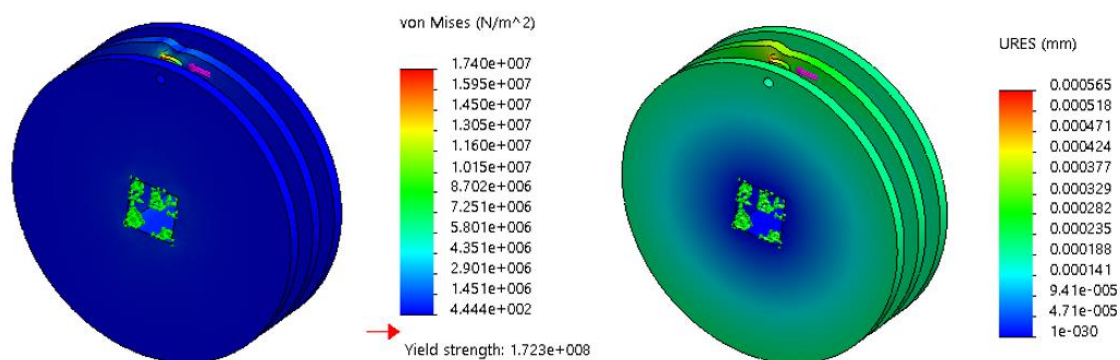


Figura 4.67 Análise à tensão de von Mises e ao grau de deformação dos furos de fixação dos cabos

Não foi possível efetuar uma análise da vida da polia enroladora uma vez que o *software* não dispunha da curva S-N necessária para o cálculo. No entanto, uma vez que as deformações em ambos os casos são tão pequenas, é razoável assumir que o componente não irá ceder, nem a curto nem a médio prazo, face aos esforços. Como tal o componente é capaz de desempenhar plenamente a sua função sem sucumbir aos efeitos da fadiga.

4.8 Previsão de custos

Nesta secção é previsto o valor do investimento necessário em matéria-prima para o fabrico do mecanismo projetado bem como de componentes “*off-the-shelf*”. Não se torna possível efetuar uma previsão mais precisa uma vez que não é viável cotar os processos de maquinagem que serão necessários para transformar a matéria-prima em componentes.

Com este condicionalismo presente, segue-se uma cotação das matérias-primas necessárias para a efetivação do projeto em que se baseia esta dissertação.

Iniciamos o processo de cotação com as matérias-primas, mais precisamente com os varões de liga de alumínio T6-7075 necessários para a manufatura dos eixos, batentes e suportes necessários.

Para a obtenção dos dois eixos dos casquilhos e dos quatro eixos de suporte das calhas superiores (figura 4.68) é necessário um varão de liga de alumínio T6-7075 com um diâmetro de 30 mm e um comprimento de 666 mm.

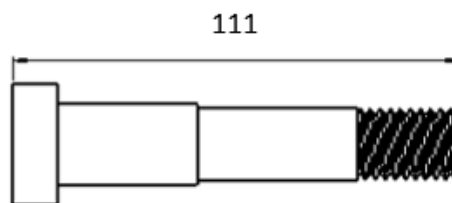


Figura 4.68 Eixo dos casquilhos e das calhas superiores

Em consulta à página TWmetals, o varão disponível mais próximo do pretendido apresenta um diâmetro exterior de 31,75 mm e um comprimento de 910 mm com um custo de 47,28 € [19].

Para a manufatura do eixo do polímero e dos suportes das roldanas diretoras (figura 4.69) é pretendido um varão em liga de alumínio T6-7075 com um diâmetro de 35 mm e um comprimento de 1730 mm.



Figura 4.69 Varão do polímero e suporte das roldanas diretoras

Em consulta à mesma página o varão disponível mais próximo das medidas que pretendemos tem 44,45 mm de diâmetro e um comprimento de 1829 mm. O valor deste varão ronda os 119 € [20].

Para produzir os batentes das patilhas alternadoras e os eixos das roldanas extensoras (figura 4.70) é necessário um varão com 20 mm de diâmetro e 508 mm de comprimento.

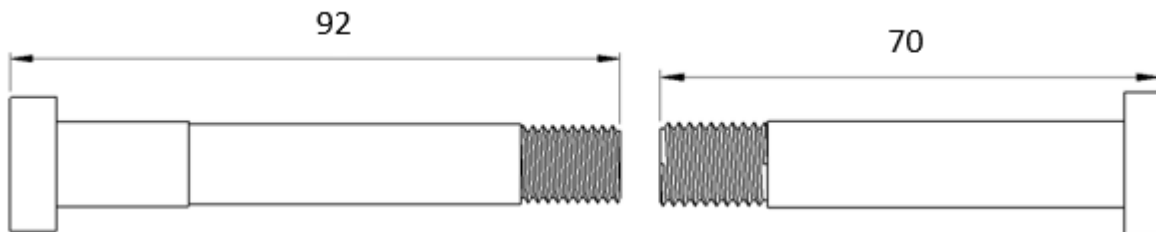


Figura 4.70 Eixo das roldanas diretoras e batente das patilhas alternadoras

Neste caso o varão com as dimensões mais próximas disponível tem 25,4 mm de diâmetro e um comprimento de 610 mm, com o preço unitário de 34,40 € [21].

Em relação à produção das calhas inferiores (figura 4.71), são necessárias duas barras retangulares com cerca de 1900 mm de comprimento, com uma espessura de 30 mm e uma altura de 60 mm.

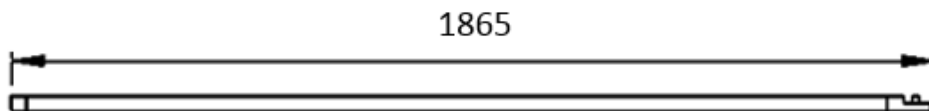


Figura 4.71 Calha inferior

Mais uma vez não é possível encontrar uma barra que preencha exatamente os requisitos pretendidos, como tal a barra mais próxima disponível tem 2134 mm, uma espessura de 31,75 mm e uma largura de 76.2 mm. Tem um custo unitário de 201,84 €. Serão no entanto necessárias 2 barras para produzir as duas calhas inferiores o que implica o dobro do preço, 403,68 € [22].

A construção das calhas superiores (figura 4.72) carece de uma barra com os mesmos 30mm de espessura da calha inferior, no entanto a sua largura é de 50 mm e o seu comprimento de 110 mm. A barra será a mesma que no caso da calha inferior, sendo apenas diferente o comprimento necessário.

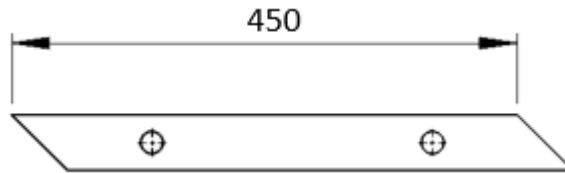


Figura 4.72 Calha superior

A barra disponível mais próxima do pretendido tem um comprimento de 1220 mm, uma largura de 50.8 mm e uma espessura de 15 mm, o que permite a construção das duas calhas a partir de uma única barra. O custo da barra é de 92,84 € [23].

A manufatura das patilhas alternadoras (figura 4.73) carece de uma barra com 15 mm de espessura, 36 de largura e 556 mm de comprimento.

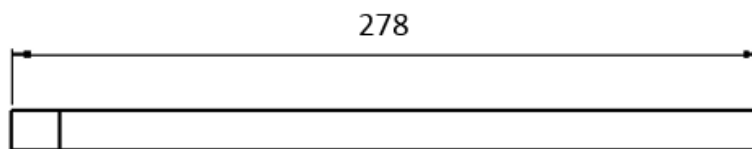


Figura 4.73 Patilha alternadora

Uma vez mais não é possível obter um produto com as dimensões pretendidas, no entanto é possível adquirir uma barra com as medidas aproximadas. Neste caso a barra mais aproximada tem 19 mm de espessura, 50 de largura e 610 mm de comprimento e tem um custo de 44,96 €.

A produção do polímero de limpeza (figura 4.74) carece de uma barra quadrangular polimérica com 1400 mm de comprimento e 90 mm de lado.

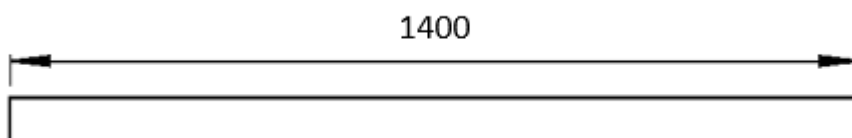


Figura 4.74 Polímero de limpeza

É disponibilizada uma barra quadrangular com um lado de 101,6 mm, com um preço por metro de 219,84 € e necessitando a barra de 1,4 metros de comprimento, o custo total do polímero é de 307,78 € [24].

Relativamente à produção da polia enroladora (figura 4.75), a proposta apresentada pelo fornecedor IMS Portugal para o tarugo de 120 mm de diâmetro em aço inoxidável 316 é de 3,57 €/kg, ficando o corte por mais 5 €. O peso do tarugo pretendido ronda os 3,2 kg, o que totaliza um valor de 16,43 €, corte incluído.

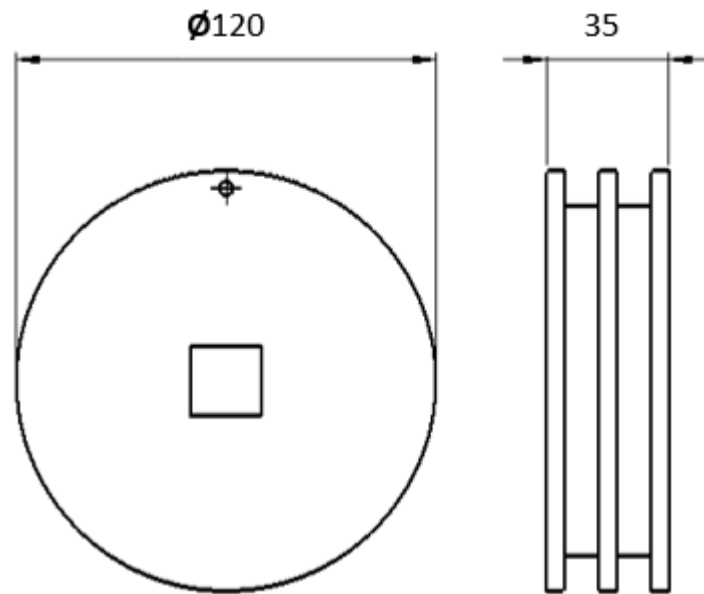


Figura 4.75 Polia enroladora

A rampa diretora de resíduos (figura 4.76) será produzida a partir de uma folha de alumínio devendo ser cortada, dobrada e posteriormente soldada. A folha de alumínio pretendida tem uma espessura de 2mm e um comprimento de 1700 mm e uma largura de 900 mm.

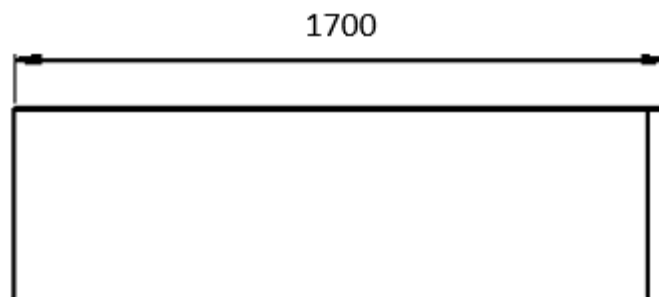


Figura 4.76 Rampa diretora de resíduos

A folha de alumínio disponível que mais se aproxima das medidas pretendidas tem um comprimento de 2000 mm e uma largura de 1000 mm e tem um custo de 95,72 € [25].

Para a manufatura dos eixos fixadores da calha (figura 4.77) é necessário um varão com 300 mm de comprimento e um diâmetro de 20 mm.

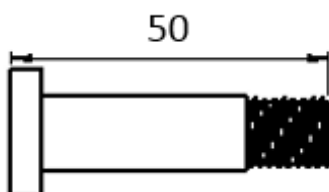


Figura 4.77 Fixador da guia da calha inferior

O varão disponível mais próximo das medidas pretendidas tem 25,4 mm de diâmetro e 300 mm de comprimento e custa cerca de 29,13 € [26].

A tabela 4.3 apresenta um resumo do custo da matéria-prima por componente (excluindo as operações de maquinagem) e o valor total gasto em matéria-prima no projeto.

Tabela 4.3 Preço da matéria-prima necessária para a manufatura dos componentes

Componente	Preço
Eixo dos casquilhos e das calhas superiores	47,28 €
Varão do polímero e suporte das roldanas diretoras	119 €
Eixo das roldanas extensoras e batente das patilhas alternadoras	34,40 €
Calha inferior	403,68 €
Calha superior	99,80 €
Patilha alternadora	92,84 €
Polímero de limpeza	307,78 €
Rampa diretora de resíduos	95,72 €
Polia enroladora	16,43 €
Eixo fixador da guia da calha inferior	29,13 €
Total	1246,06 €

É agora necessário estimar, ainda que com alguma incerteza o custo dos processos de maquinagem. Apesar dos processos necessários não serem os mesmos para todos os componentes é feita uma média de custo tendo em conta os componentes mais críticos, sendo eles a polia, a calha

inferior e a calha superior. A polia é o componente que requer maior trabalho como tal o seu custo poderá ascender aos 80 €, justificados pela abertura do furo quadrado e da operação de torneamento, a calha inferior ronda os 30 euros, sendo este valor variável consoante a tolerância dos furos e dos filetes por último a calha superior tem um custo de fabrico de cerca de 20 euros.

Os varões selecionados para os componentes cilíndricos que não apresentam as medidas pretendidas serão alvo de retificação cilíndrica para garantir que vão de encontro às medidas pretendidas, esta operação e a abertura de rosca deverão ir ao encontro do preço médio estipulado.

Fazendo uma média obtemos o valor de cerca 44 €, o que multiplicado pelo número total de componentes que carecem de operações de maquinaria, resulta numa soma de 948 €.

Finda a cotação dos produtos manufacturados, iniciamos agora o processo de cotação dos componentes "off the shelf", sendo eles as chumaceiras de rolamento, os casquilhos de deslizamento, as roldanas, o cabo de aço e o moto-reductor.

Apresenta-se a tabela 4.4 com o preço dos componentes selecionados, é ainda importante informar que os preços apresentados foram facultados pelos fornecedores mas que estão sujeitos a alterações.

Tabela 4.4 Preço dos componentes "off the shelf "

Componente	Fabricante	Preço unitário
Cabo de aço (9)	SWR	1,40 € / m
Casquilho (2)	SKF	51,86 €
Moto-reductor (1)	SEW-Eurodrive	293,52 €
Porcas M12 (100) [27]	ScrewFIX	0,27 €
Porcas M18 (6) [28]	Fastenal	2,09 €
Rolamento (2)	SKF	42,98 €
Roldana (6)	eSheaves	3,42 €
Sensor indutivo (1)	ifm	75,00 €
	Total	595,68 €

Nota: As porcas M12 têm de ser compradas em quantidades pré-definidas pelo fornecedor, como tal não é possível obter apenas os números necessários, no entanto os componentes em excesso devem ser armazenados sendo posteriormente utilizados para propósitos de manutenção.

Os custos totais do projeto estão apresentados na tabela 4.5. É importante referir que não se torna viável realizar um estudo de mercado em relação ao produto, uma vez que este tipo de mecanismo tem um campo de aplicação relativamente pequeno e como tal não dispõe de um nicho de mercado.

Trata-se também de um mecanismo muito específico em relação à sua forma de atuação, que o diferencia dos mecanismos existentes conhecidos, o que torna a sua comparação com os mesmos imprecisa e como tal inconsequente.

Tabela 4.5 *Custo total do fabrico do mecanismo (excluindo operações de maquinagem)*

Matéria-prima	1246,06 €
Operações de maquinagem	1320 €
Componentes "off the shelf"	595,68 €
Total	3161,74 €

5. CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS

Este capítulo apresenta as conclusões retiradas de todo o projeto bem como os trabalhos futuros perspectivados.

5.1 Conclusão

A realização desta dissertação revelou-se um trabalho bastante motivante e gratificante, não só pelos objetivos propostos terem sido atingidos mas também pelo conhecimento adquirido e mecanismos de trabalho desenvolvidos.

Além do aprofundamento óbvio de conhecimentos relacionados com o projeto mecânico, foi também possível rever e consolidar conhecimentos relativos a órgãos de máquinas e seleção de materiais, bem como potenciar as capacidades de manuseamento com o *software* SolidWorks.

Esta dissertação consistiu no desenvolvimento de um método automatizado de limpeza de uma grelha de uma barragem mini-hídrica, tendo resultado do processo criativo um mecanismo que promove essa mesma limpeza por intermédio de uma pá polimérica, recorrendo a cabos de aço e a um motor-reductor para animar a mesma.

De referir que este tipo de equipamento deverá experienciar um aumento na sua procura, uma vez que o campo das energias renováveis está em franca expansão o que implica uma maior procura deste tipo de mecanismos, visto serem de um auxílio importante à produção do gerador.

5.2 Trabalhos futuros

Apesar do projeto do mecanismo não foi possível construir um protótipo físico, como tal fica em perspetiva a conclusão desse ponto. Dessa forma seria possível o aperfeiçoamento de alguns pontos do mecanismo que carecem da construção de um protótipo físico para que possam ser analisados.

Outro ponto de interesse seria o estudo do mecanismo de desgaste do polímero da pá de limpeza e do impacto quer das variações da temperatura ambiente quer das sucessivas emersões e imersões em água.

Em termos de custos seria também possível, entrando em contato com um maior número de fabricantes e distribuidores, quer de componentes quer de matéria-prima, obter uma redução considerável no custo total do mecanismo.

Por último, já com o mecanismo totalmente otimizado e funcional seria necessário proceder a uma divulgação do mesmo. Apesar de não se tratar, como já foi referido, de um mecanismo que disponha de um nicho de mercado, seria proveitosa uma divulgação junto de entidades e empresas do meio das energias renováveis.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Hydraulic turbines, acedido em 11/2015
<https://docs.google.com/document/d/1zsY70sFOExMnjSOcM0gMqUDi8AiSW7IFzuGXWIWiWEU/edit>
- [2] - OLIVEIRA, Luís A. “Mecânica dos fluidos”. Lisboa: ETEP - Edições Técnicas e Profissionais, D.L. 2006.
- [3] - CROSS, Nigel. “Engineering Design Methods”. 2ª Edição. John Wiley & Sons. 1994
- [4] - SOUSA MIRANDA, António “Noções básicas de Tribologia”, Universidade do Minho, Guimarães.
- [5] - FERREIRA DA SILVA, Luís “Órgãos de Máquinas I, Rolamentos” Universidade do Minho, Guimarães, 2001
- [6] – Catálogo de rolamentos de esferas poliméricos SKF “ Polymer ball bearings” acedido em 11/2015
http://www.skf.com/binary/31-26876/6299_EN_Polymer-ball-bearings-from-SKF.pdf
- [7] - Catálogo de rolamentos SKF “Princípios de seleção e aplicação de rolamentos”
- [8] - CRAMEZ, Clara “Seleção e aplicação de materiais – Materiais plásticos” Universidade do Minho, Guimarães, 2004
- [9] – Overview of materials for stainless steel , acedido em 11/2015
<http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=71396e57ff5940b791ece120e4d563e0&ckck=1>
- [10] - Aluminum 7075-T6; 7075-T651, acedido em 11/2015
<http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=4f19a42be94546b686bbf43f79c51b7d>
- [11] - Coeficientes de atrito para alguns materiais, acedido em 11/2015
http://www.mspc.eng.br/mecn/fric_120.shtml
- [12] - Catálogo de casquilhos SKF “ SKF Filament wound bushings”
- [13] - “7x19 (12/6/1) - Marine Grade Stainless Steel Wire Rope Specification” acedido em 11/2015
<http://www.steelwirerope.com/WireRopes/Constructions/MarineGrade/7x19-stainless-steel-wire-rope.html#.VknyfHbNxD8>
- [14] – Catálogo de seleção de roldanas eSheaves “ Small Cable Sheaves Catalog”, acedido em 11/2015
http://www.esheaves.com/media/.../Small_Cable_Sheaves_Brochure_10-14.pdf
- [15] - Drilling square holes, 2015, acedido em 11/2015
<https://www.youtube.com/watch?v=rjckF0-VeGI>

- [16] - MACHADO, José; FERREIRA DA SILVA, Jaime “Automação II” Universidade do Minho, Guimarães, 2010.
- [17] - Threads - Metric ISO 724, acedido em 11/2015
http://www.engineeringtoolbox.com/metric-threads-d_777.html
- [18] – VEIGA DA CUNHA, Luís. “Desenho técnico”. 11ª Edição. Fundação Calouste Gulbenkian. 1999
- [19] - TWmetals, catálogo on-line, acedido em 11/2015
<http://www.twmetals.com/catalog.html?cid=bar-aluminum-round&id=53133-3&unit=metric>
- [20] - TWmetals, catálogo on-line, acedido em 11/2015
<http://www.twmetals.com/catalog.html?cid=bar-aluminum-round&id=34448-6&unit=metric>
- [21] - TWmetals, catálogo on-line, acedido em 11/2015
<http://www.twmetals.com/catalog.html?cid=bar-aluminum-round&id=11874-2&unit=metric>
- [22] - TWmetals, catálogo on-line, acedido em 11/2015
<http://www.twmetals.com/catalog.html?cid=bar-aluminum-rect&id=36004-7&unit=metric>
- [23] - TWmetals, catálogo on-line, acedido em 11/2015
<http://www.twmetals.com/catalog.html?cid=bar-aluminum-rect&id=35999-4&unit=metric>
- [24] - K-mac Plastics, catalogo on-line, acedido em 11/2015
<http://k-mac-plastics.com/acetel-celcon-square-rectangle-bar-stock.htm>
- [25] – The metal store, 2mm aluminium sheet, acedido em 11/2015
<https://www.themetalstore.co.uk/products/aluminium-sheet-2mm-thick>
- [26] - TWmetals, catálogo on-line, acedido em 11/2015
<http://www.twmetals.com/catalog.html?cid=bar-aluminum-round&id=11874-1&unit=metric>
- [27] - “Hexagonal Nuts A2 Stainless Steel M12 Pack of 100”, acedido em 11/2015
<http://www.screwfix.com/p/hex-nuts-a2-stainless-steel-m12-pack-of-100/18600>
- [28] - “M18-1.5 DIN 439B Grade A2-70 Stainless Steel Jam Nut”, acedido em 11/2015
<https://www.fastenal.com/products/details/11505761>
- [29] - MARTINS, Jorge “Guia para Elaboração de relatórios” Universidade do Minho, Guimarães, 2007

SKF filament wound bushings

The maintenance-free heavy-duty bushing

- High load carrying capacity
- Corrosion resistant
- Maintenance-free



Calculation

The performance of SKF filament wound bushings depends on their position and application in question as well as on the combination of load, surface roughness and hardness, sliding speed, temperature and seal arrangement.

Diagram 2 indicates acceptable combinations of specific bearing loads and sliding speeds for these bushings. The specific bearing load is calculated from the following equation:

$$p = \frac{F}{A}$$

where

p = specific bearing load, N/mm^2

F = bearing load, N

A = load carrying cross section, mm^2

(→ fig. 3 and product table on page 7)

The sliding speed is calculated as follows:

$$v = 5,82 \times 10^{-7} d \beta f$$

where

v = sliding speed, m/s

d = bushing bore diameter, mm

f = oscillation frequency or speed, min^{-1}

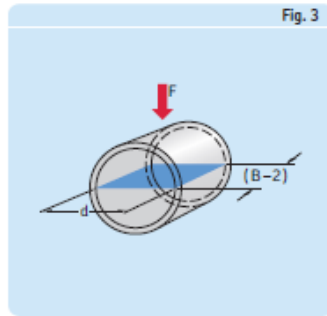
β = half the oscillation amplitude, degrees

(→ fig. 4). One complete oscillation (from point 0 to point 4) equals 4β . For rotating movements $\beta = 90^\circ$.

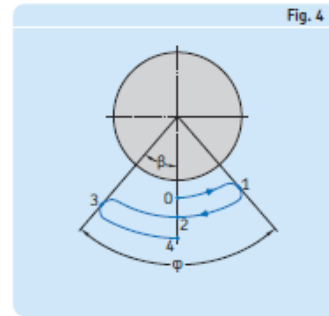
If the values for the specific bearing load and the sliding speed are positioned below the curve in the p v diagram, the bearing is suitable for the application. Under favourable conditions, operating ranges above the curve are also possible. In this case, contact the SKF application engineering service.

Designation system

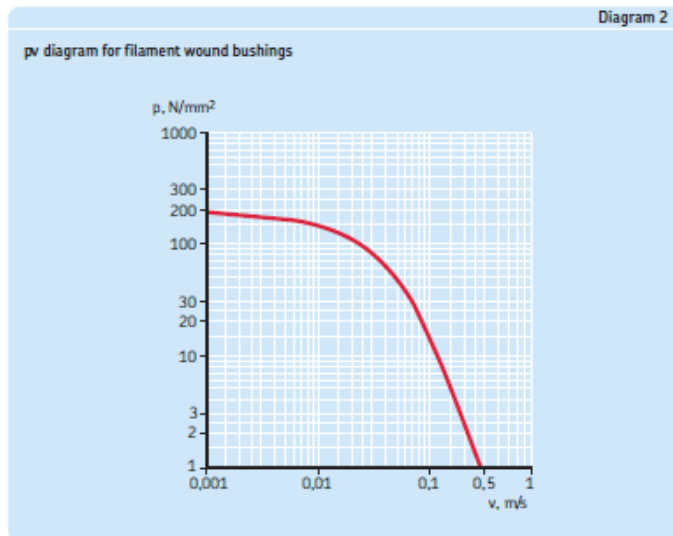
SKF filament wound bushings are identified by the prefix PWM (P = plain bearing, W = filament wound, M = metric). This is followed by the dimensions of the bore diameter, outside diameter and width in millimetres, uncoded, e.g. PWM 354130 with $d = 35$ mm, $D = 41$ mm and $B = 30$ mm.



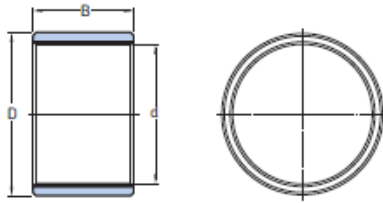
Load-carrying cross section
 $A = d \times (B - 2)$



$\varphi = \text{angle of oscillation} = 2\beta$
One complete oscillation equals 4β



Filament wound bushings, PWM series
d 20 – 200 mm



Dimensions				Mass	Designation	Dimensions				Mass	Designation
d	D	B	A ¹⁾			d	D	B	A ¹⁾		
mm			mm ²	kg	–	mm			mm ²	kg	–
20	24	15	260	0,0039	PWM 202415	90	105	60	5 220	0,26	PWM 9010560
	24	20	360	0,0052	PWM 202420		105	80	7 020	0,34	PWM 9010580
	24	30	560	0,0078	PWM 202430		105	120	10 620	0,52	PWM 90105120
25	30	20	450	0,0081	PWM 253020	95	110	60	5 510	0,27	PWM 9511060
	30	30	700	0,012	PWM 253030		110	100	9 310	0,45	PWM 95110100
	30	40	950	0,016	PWM 253040		110	120	11 210	0,54	PWM 95110120
30	36	20	540	0,012	PWM 303620	100	115	80	7 800	0,38	PWM 10011580
	36	30	840	0,017	PWM 303630		115	100	9 800	0,47	PWM 100115100
	36	40	1 140	0,023	PWM 303640		115	120	11 800	0,57	PWM 100115120
35	41	30	980	0,020	PWM 354130	105	120	80	8 190	0,40	PWM 10512080
	41	40	1 330	0,027	PWM 354140		120	100	10 290	0,50	PWM 105120100
	41	50	1 680	0,034	PWM 354150		120	120	12 390	0,59	PWM 105120120
40	48	30	1 120	0,031	PWM 404830	110	125	80	8 580	0,41	PWM 11012580
	48	40	1 520	0,041	PWM 404840		125	100	10 780	0,52	PWM 110125100
	48	60	2 320	0,062	PWM 404860		125	120	12 980	0,62	PWM 110125120
45	53	30	1 260	0,035	PWM 455330	120	135	100	11 760	0,56	PWM 120135100
	53	40	1 710	0,046	PWM 455340		135	120	14 160	0,67	PWM 120135120
	53	60	2 610	0,069	PWM 455360		135	150	17 760	0,84	PWM 120135150
50	58	40	1 900	0,051	PWM 505840	130	145	100	12 740	0,61	PWM 130145100
	58	50	2 400	0,063	PWM 505850		145	120	15 340	0,73	PWM 130145120
	58	60	2 900	0,076	PWM 505860		145	150	19 240	0,91	PWM 130145150
55	63	40	2 090	0,056	PWM 556340	140	155	100	13 720	0,65	PWM 140155100
	63	50	2 640	0,069	PWM 556350		155	150	20 720	0,97	PWM 140155150
	63	70	3 740	0,12	PWM 556370		155	180	24 920	1,15	PWM 140155180
60	70	40	2 280	0,076	PWM 607040	150	165	120	17 700	0,83	PWM 150165120
	70	60	3 480	0,11	PWM 607060		165	150	22 200	1,05	PWM 150165150
	70	80	4 680	0,15	PWM 607080		165	180	26 700	1,25	PWM 150165180
65	75	50	3 120	0,10	PWM 657550	160	180	120	18 880	1,20	PWM 160180120
	75	60	3 770	0,12	PWM 657560		180	150	23 680	1,50	PWM 160180150
	75	80	5 070	0,16	PWM 657580		180	180	28 480	1,80	PWM 160180180
70	80	50	3 360	0,11	PWM 708050	170	190	120	20 060	1,25	PWM 170190120
	80	70	4 760	0,15	PWM 708070		190	180	30 260	1,90	PWM 170190180
	80	90	6 160	0,20	PWM 708090		190	200	33 660	2,10	PWM 170190200
75	85	50	3 600	0,12	PWM 758550	180	200	150	26 640	1,70	PWM 180200150
	85	70	5 100	0,16	PWM 758570		200	180	32 040	2,00	PWM 180200180
	85	90	6 600	0,21	PWM 758590		200	250	44 640	2,80	PWM 180200250
80	90	60	4 640	0,15	PWM 809060	190	210	150	28 120	1,75	PWM 190210150
	90	80	6 240	0,20	PWM 809080		210	180	33 820	2,10	PWM 190210180
	90	100	7 840	0,25	PWM 8090100		210	250	47 120	2,95	PWM 190210250
85	95	60	4 930	0,16	PWM 859560	200	220	180	35 600	2,20	PWM 200220180
	95	80	6 630	0,21	PWM 859580		220	200	39 600	2,45	PWM 200220200
	95	100	8 330	0,26	PWM 8595100		220	250	49 600	3,10	PWM 200220250

¹⁾ Load carrying cross section.



The Power of Knowledge Engineering

Drawing on five areas of competence and application-specific expertise amassed over 100 years, SKF brings innovative solutions to OEMs and production facilities in every major industry worldwide.

These five competence areas include bearings and units, seals, lubrication systems, mechatronics (combining mechanics and electronics into intelligent systems), and a wide range of services, from 3-D computer modelling to advanced condition monitoring and reliability and asset management systems.

A global presence provide SKF customers uniform quality standards and universal product availability.

Catalogues

CD-ROM: SKF Interactive Engineering Catalogue. Also on the internet: www.iec.skf.com.

Other catalogues for SKF spherical plain bearings and rod ends, and seals are available. Contact your local SKF representative or your SKF distributor.

© SKF is a registered trademark of the SKF Group.

© SKF Group 2008

The contents of this publication are the copyright of the publisher and may not be reproduced (even extracts) unless permission is granted. Every care has been taken to ensure the accuracy of the information contained in this publication but no liability can be accepted for any loss or damage whether direct, indirect or consequential arising out of the use of the information contained herein.

Publication 6242/1 EN - June 2008

This publication supersedes publication 5187 E.

Printed in Sweden on environmentally friendly paper.

skf.com

ANEXO II – RELATÓRIO DO MOTO REDUTOR

Getriebemotoren Industriegriebe Antriebselektronik Antriebsautomatisierung Services	
SEW EURODRIVE	
Cliente	
Projecto	Projecto1
Encarregado	SEW-EURODRIVE PORTUGAL Jorge Aguiar 93 2559 110 jaguiar@sew-eurodrive.pt
Ficheiro Data Estado de verificação	25-10-2015 18:30:12 Teste de verificação ok !
SEW Workbench 2.18.944.100 / KAT-0505-00-002	
Relatório do projecto <small>BTBRBALW2yXWJzQ8TDeaxL+ - JkKHc8NkVg5QVPSjRRLPykl</small>	





Atenção:

As informações fornecidas servem como base para o nosso cálculo/nossa selecção. Para a aplicação prevista do accionamento é essencial que estas informações estejam correctas e completas. É favor verificar se as informações foram correctamente transferidas bem e se as nossas conclusões são correctas. Contacte a SEW Em caso de divergência das condições ambientais é fundamental contactar a SEW-EURODRIVE!

O conteúdo deste documento não é vinculativo e está sujeito às condições de venda e de fornecimento conhecidas, pode podem ser lidas no nosso site de Internet. As condições e preços oferecidos indicados neste documento são preços e condições exclusivamente fixadas para o respectivo cliente ao qual se referem, e não são aplicáveis a terceiros.

Lista de produtos

Pos.(Ref)	Quantidade	Designação / Referência	Net	Preço unitário	Preço total
1	1	Moto-reductor trifásico com reductor Spiroplan W20DR83M8, P=0,12kW, ED=S1, nM=900rpm, i=75, nA=12rpm		293,52	293,52



Pos.: 1

**Moto-redutor trifásico com redutor Spiroplan
W20DR63M6**

Velocidade nominal do motor	[1/min] : 900
Velocidade de saída	[1/min] : 12
Relação de transmissão total	: 75
Binário de saída	[Nm] : 38
Factor de serviço SEW FB	: 1,1
Posição de montagem / IM	: M1A
Pintura fundo de cobertura	: 7031 Cinza Azulado (53170310)
Posição da caixa de terminais	[°] : 0
Posição da entrada de cabos/conector	: NORMAL

Veio de saída	[mm] : 20X40
Carga radial máx. permitida no lado de saída com n=1400	[N] : 2200

Potência do motor	[kW] : 0,12
Factor de duração do ciclo	: S1
Tensão do motor	[V] : 230/400
Esquema de ligações	: DT13
Frequência	[Hz] : 50
Corrente nominal	[A] : 0,99 / 0,57
Cos Phi	: 0,85
Classe de temperatura	: F
Tipo de protecção do motor	: IP 55
Símbolo CE	: Sim
Requer Design	: * IEC

Peso líquido	[kg] : 6,6
--------------	------------

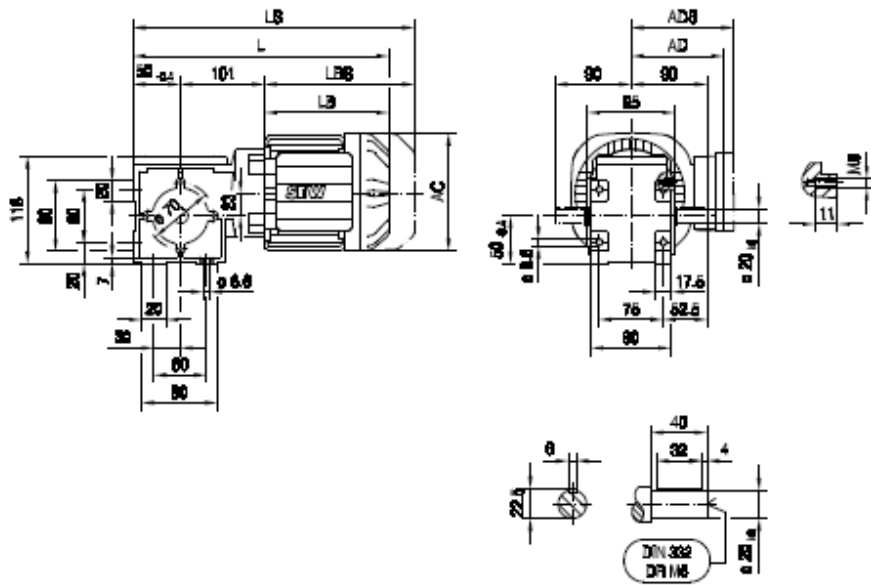
Preço básico sem IVA [EUR] 195,53

Versões adicionais e opções:	Preço líquido opcional [EUR] 97,99
- Protecção superficial OS2 (poluição ambiental média)	
- Cor: 7031 Cinza Azulado (53170310)	
- Corrosion protection	
- Protecção IP 55 - motor padrão	
- Classificação térmica F	

**Preço por unidade sem IVA [EUR] 293,52
mais IVA**

W20..

20 013 00 06 ^L



7

(→ 131)	DR63..	DR71S						
AC	132	139						
AD	105	119						
ADS	105	129						
L	300	311						
LS	355	379						
LB	149	160						
LBS	204	228						

20013nn06 08.04.10

SEW
EURODRIVE

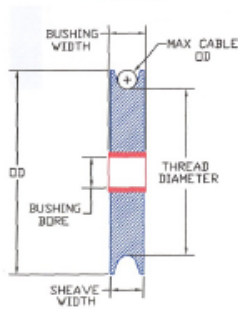
ANEXO III – EXTRATO DO CATÁLOGO DE ROLDANAS E SHEAVES [14]

SMALL CABLE SHEAVES

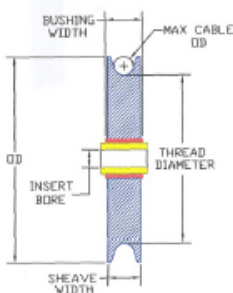
1-1/2" to 5" STEEL SHEAVES



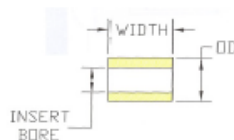
Note:
 Ships from stock
 Turned from cold drawn bar stock
 Zinc Electroplated
 Bronze bearings are designed for high load and medium speed.
 Oil-impregnated for permanent self lubrication
Also available in Stainless Steel



Steel Sheaves with Bronze Bearings (1-1/2" to 5")								
OD	Maximum Cable Size	Tread Diameter	Bearing Bore	Sheave Width	Bearing Width	Weight Lbs	Item #	Sell Price
1 1/2	3/16	1	1/2	7/16	15/32	0.2	100003	\$ 3.77
2	3/16	1 1/2	1/2	7/16	15/32	0.3	100007	\$ 5.12
2 1/2	1/4	2	1/2	7/16	15/32	0.5	100011	\$ 8.05
3	1/4	2 1/2	1/2	7/16	15/32	0.8	100015	\$ 10.60
3	5/16	2 1/2	1/2	7/16	15/32	0.8	100019	\$ 10.60
3 1/2	5/16	3	3/4	5/8	11/16	1.3	100021	\$ 15.20
3 1/2	3/8	3	3/4	5/8	11/16	1.3	100023	\$ 15.20
4	3/8	3 1/4	3/4	5/8	11/16	1.8	100025	\$ 23.83
5	3/8	4 1/4	3/4	5/8	11/16	2.9	100027	\$ 41.17



Steel Sheaves without Bronze Bearings and Inserts (1-1/2" to 5")								
OD	Maximum Cable Size	Tread Diameter	Insert Bore	Sheave Width	Insert Width	Weight Lbs	Item #	Sell Price
1 1/2	3/16	1	1/4	7/16	1/2	0.2	100000	\$ 4.90
1 1/2	3/16	1	5/16	7/16	1/2	0.2	100001	\$ 4.90
1 1/2	3/16	1	3/8	7/16	1/2	0.2	100002	\$ 4.90
2	3/16	1 1/2	1/4	7/16	1/2	0.3	100004	\$ 6.26
2	3/16	1 1/2	5/16	7/16	1/2	0.3	100005	\$ 6.26
2	3/16	1 1/2	3/8	7/16	1/2	0.3	100006	\$ 6.26
2 1/2	1/4	2	1/4	7/16	1/2	0.5	100008	\$ 9.18
2 1/2	1/4	2	5/16	7/16	1/2	0.5	100009	\$ 9.18
2 1/2	1/4	2	3/8	7/16	1/2	0.5	100010	\$ 9.18
3	1/4	2 1/2	1/4	7/16	1/2	0.8	100012	\$ 11.74
3	1/4	2 1/2	5/16	7/16	1/2	0.8	100013	\$ 11.74
3	1/4	2 1/2	3/8	7/16	1/2	0.8	100014	\$ 11.74
3	5/16	2 1/2	1/4	7/16	1/2	0.8	100016	\$ 11.74
3	5/16	2 1/2	5/16	7/16	1/2	0.8	100017	\$ 11.74
3	5/16	2 1/2	3/8	7/16	1/2	0.8	100018	\$ 11.74
3 1/2	5/16	3	3/8	5/8	3/4	1.3	100020	\$ 16.68
3 1/2	3/8	3	3/8	5/8	3/4	1.3	100022	\$ 16.68
4	3/8	3 1/4	3/8	5/8	3/4	1.8	100024	\$ 25.30
5	3/8	4 1/4	3/8	5/8	3/4	2.9	100026	\$ 42.66



Steel Inserts (1-1/2" to 5")				
OD	Bore	Width	Item #	SP
1/2	1/4	1/2	100120	\$ 1.13
1/2	5/16	1/2	100122	\$ 1.13
1/2	3/8	1/2	100121	\$ 1.13
3/4	3/8	3/4	100123	\$ 1.47



Prices/Specifications subject to change

ANEXO IV – DIMENSÕES NOMINAIS ROSCA ISO (MÉTRICO) (NP-110) [[18]]

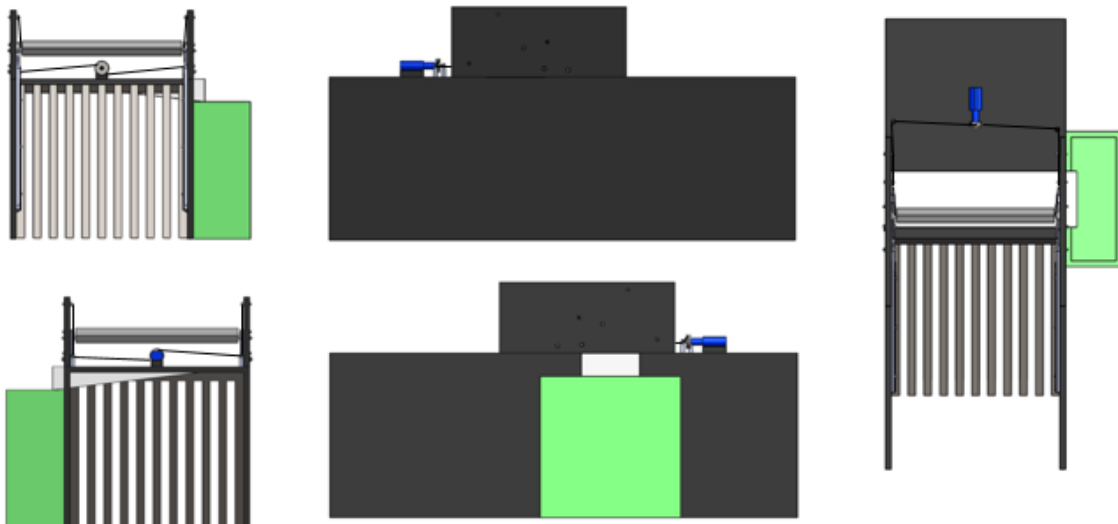
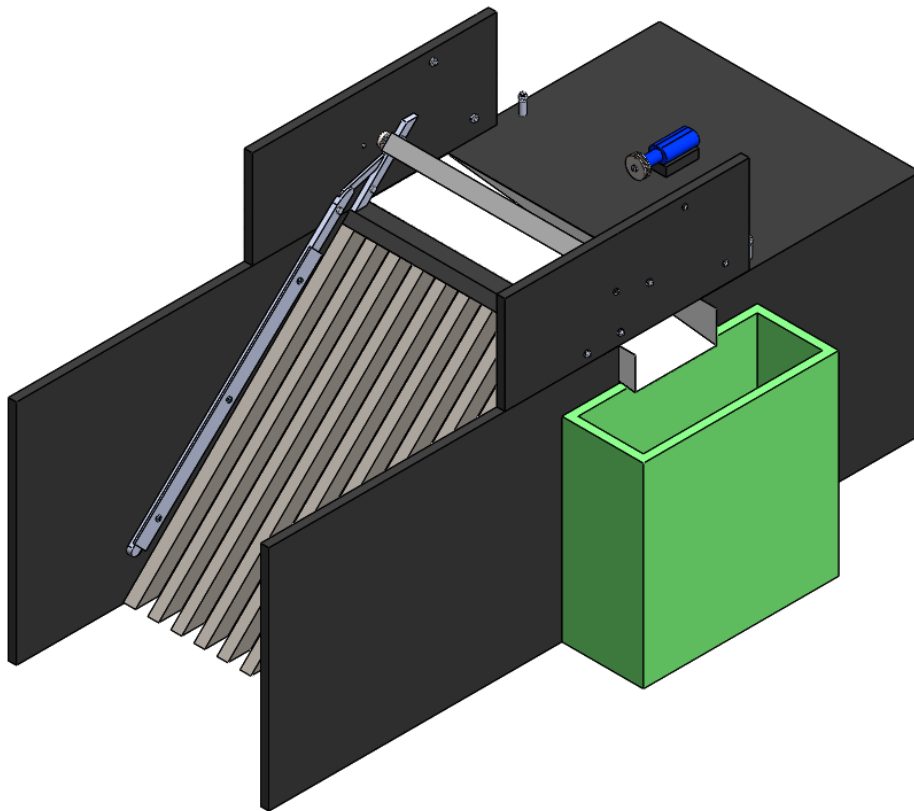
Dimensões em mm; secções em mm²

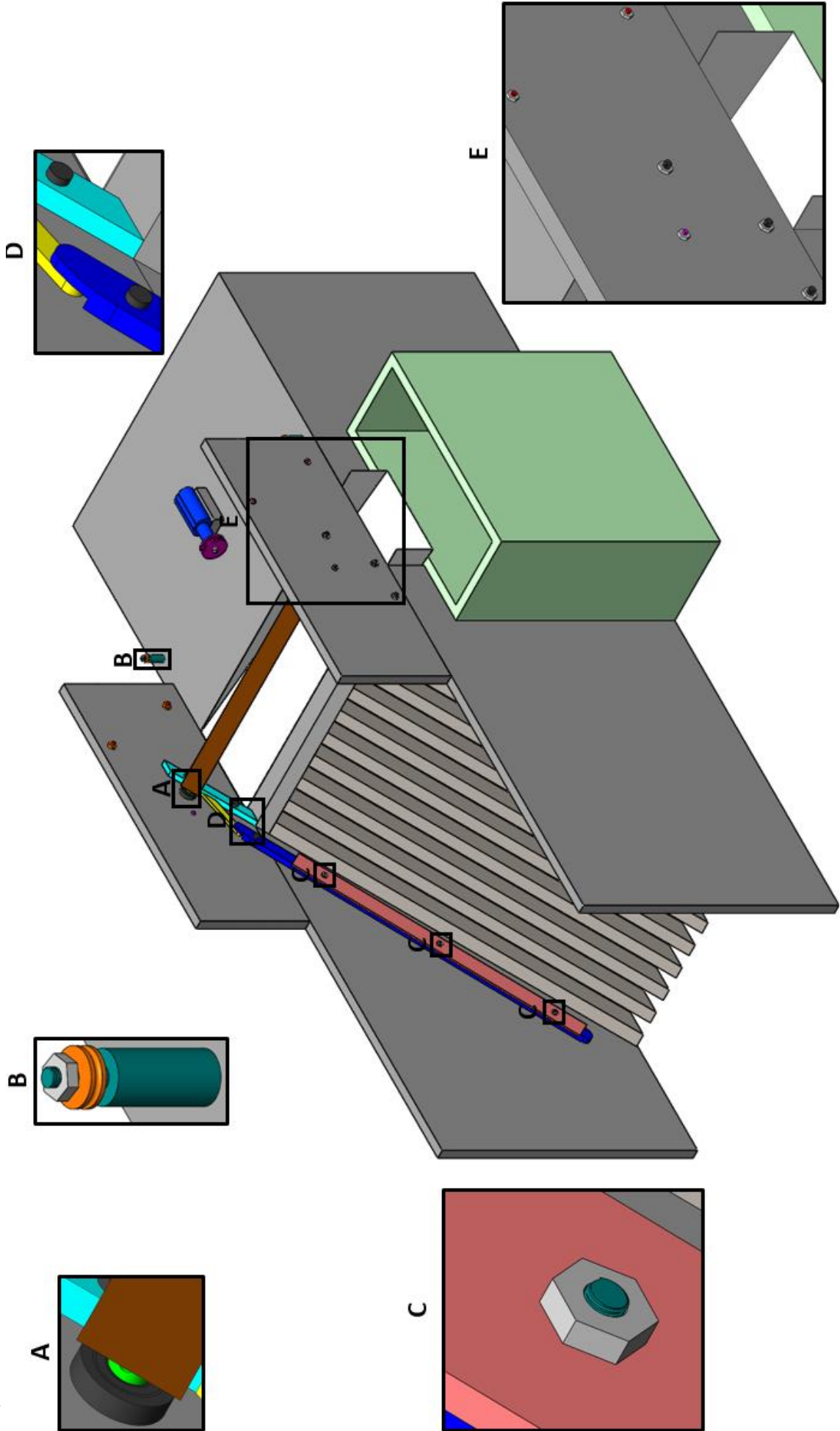
Diâmetro nominal	Passo	Diâmetro nos flancos	Diâmetro interior do parafuso	Diâmetro interior da porca	Profundidade do filete do parafuso	Profundidade do filete da porca	Secção (r) resistente	Secção do núcleo
<i>d</i>	<i>p</i>	<i>df</i>	<i>di</i>	<i>Di</i>	<i>t</i>	<i>T</i>	<i>Sr</i>	
0,25	0,075	0,201	0,158	0,169	0,046	0,041	0,025	0,020
0,3	0,08	0,248	0,202	0,213	0,049	0,043	0,040	0,032
0,35	0,09	0,292	0,240	0,253	0,055	0,049	0,055	0,045
0,4	0,1	0,335	0,277	0,292	0,061	0,054	0,074	0,060
0,45	0,1	0,385	0,327	0,342	0,061	0,054	0,100	0,084
0,5	0,125	0,419	0,347	0,365	0,077	0,068	0,115	0,094
0,55	0,125	0,469	0,397	0,415	0,077	0,068	0,147	0,124
0,6	0,15	0,503	0,416	0,438	0,092	0,081	0,166	0,136
0,7	0,175	0,586	0,485	0,511	0,107	0,095	0,225	0,185
0,8	0,2	0,670	0,555	0,583	0,123	0,108	0,295	0,242
0,9	0,225	0,754	0,624	0,656	0,138	0,122	0,373	0,306
1	0,25	0,838	0,693	0,729	0,153	0,135	0,460	0,377
1,1	0,25	0,938	0,793	0,829	0,153	0,135	0,588	0,494
1,2	0,25	1,038	0,893	0,929	0,153	0,135	0,732	0,627
1,4	0,3	1,205	1,032	1,075	0,184	0,162	0,983	0,836
1,6	0,35	1,373	1,171	1,221	0,215	0,189	1,27	1,08
1,8	0,35	1,573	1,371	1,421	0,215	0,189	1,70	1,48
2	0,4	1,740	1,509	1,567	0,245	0,217	2,07	1,79
2,2	0,45	1,908	1,648	1,713	0,276	0,244	2,48	2,13
2,5	0,45	2,208	1,948	2,013	0,276	0,244	3,39	2,98
3	0,5	2,675	2,387	2,459	0,307	0,271	5,03	4,47
4	0,7	3,545	3,141	3,242	0,429	0,379	8,78	7,75
5	0,8	4,480	4,019	4,134	0,491	0,433	14,2	12,7
6	1	5,350	4,773	4,917	0,613	0,541	20,1	17,9
7	1	6,350	5,773	5,917	0,613	0,541	28,9	26,2
8	1,25	7,188	6,466	6,647	0,767	0,677	36,6	32,8
10	1,5	9,026	8,160	8,376	0,920	0,812	58,0	52,3
12	1,75	10,863	9,853	10,106	1,074	0,947	84,3	76,2
14	2	12,701	11,546	11,835	1,227	1,083	115	105
16	2	14,701	13,546	13,835	1,227	1,083	157	144
18	2,5	16,376	14,933	15,294	1,534	1,353	192	175
20	2,5	18,376	16,933	17,294	1,534	1,353	245	225
22	2,5	20,376	18,933	19,294	1,534	1,353	303	282
24	3	22,051	20,819	20,752	1,840	1,624	353	324
27	3	25,051	23,319	23,752	1,840	1,624	459	427
30	3,5	27,727	25,706	26,211	2,147	1,894	561	519
33	3,5	30,727	28,706	29,211	2,147	1,894	694	647
36	4	33,402	31,093	31,670	2,454	2,165	817	759
39	4	36,402	34,093	34,670	2,454	2,165	976	913













ANEXO V – SENSOR INDUTIVO IIC220

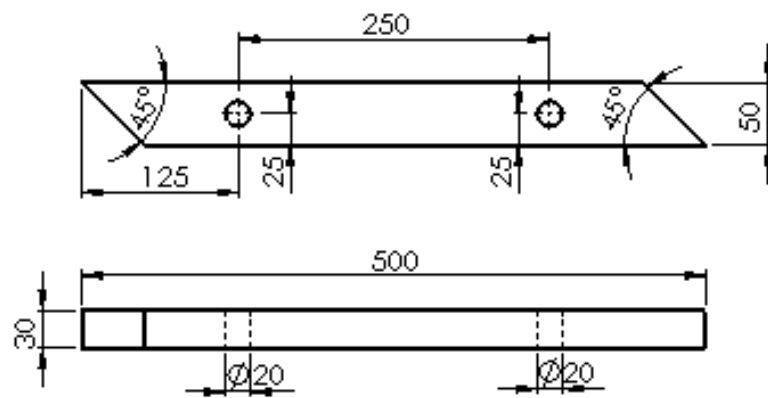
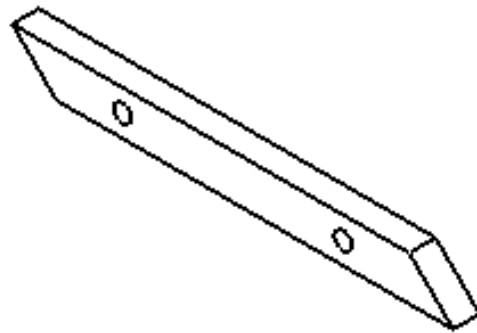
Sensor indutivo IIC220	
Tensão de operação:	26,5 ... 31,6 V DC
Função elétrica:	AS-i
Comprimento:	60 mm
Montagem:	Embutido
Alcance de detecção:	14 mm
Frequência de comutação:	100 Hz
Conexão:	Conectores M12
Material da carcaça:	Inox 316; face ativa; LCP transparente
Temperatura ambiente:	-25°C a 70°C
Proteção:	IP 68; “Refrigerante”
Indicação de comutação:	LED amarelo (4x90°)
Marca:	ifm electronic gmbh

ANEXO VI – DESENHO DO CONJUNTO E IDENTIFICAÇÃO DAS PEÇAS

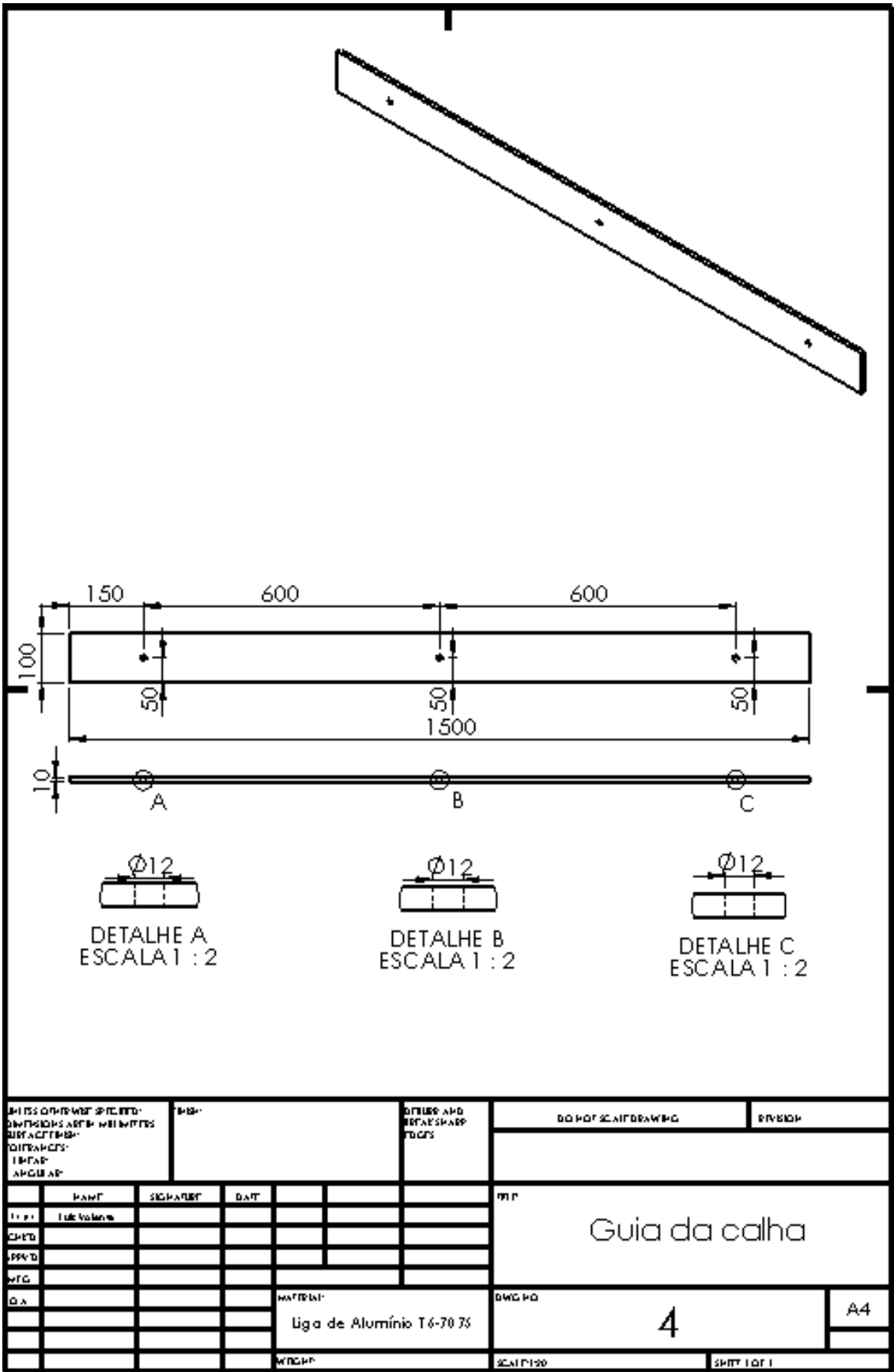


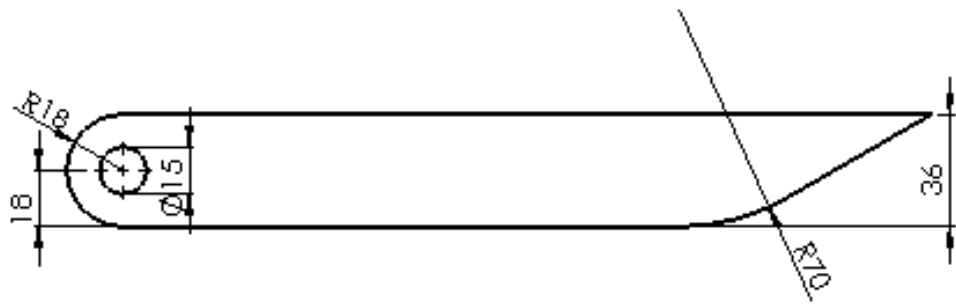
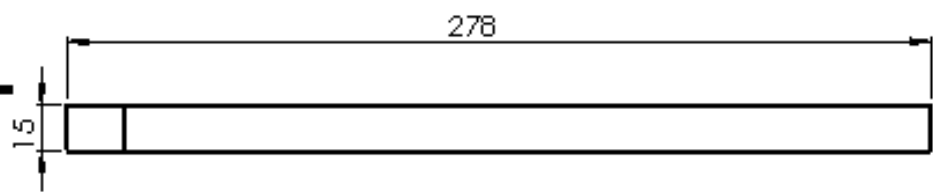
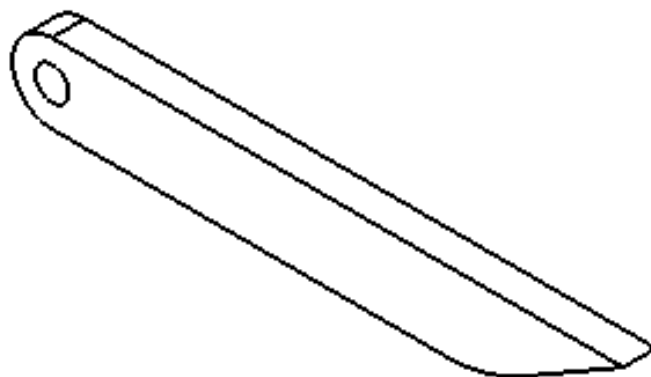


Número identificativo	Componente	Cor
1	Calha inferior	
3	Calha superior	
4	Guia da calha inferior	
5	Patilha alternadora	
6	Varão do polímero	
7	Polímero	
8	Eixo do casquilho	
9	Suporte das roldanas diretoras	
10	Eixo roldanas extensoras	
11	Polia	
12	Rampa diretora de resíduos	
13	Batente da patilha alternadora	

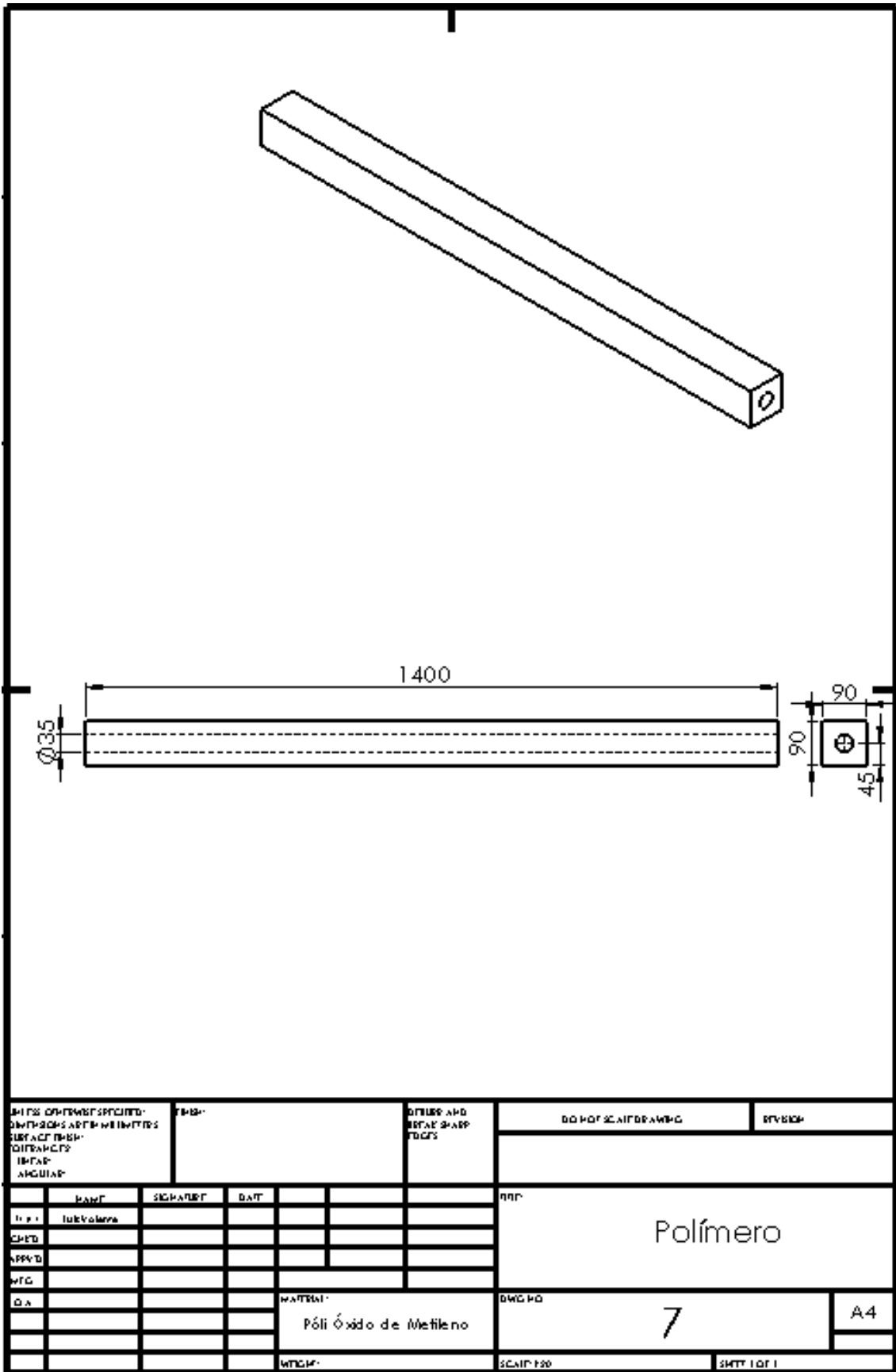


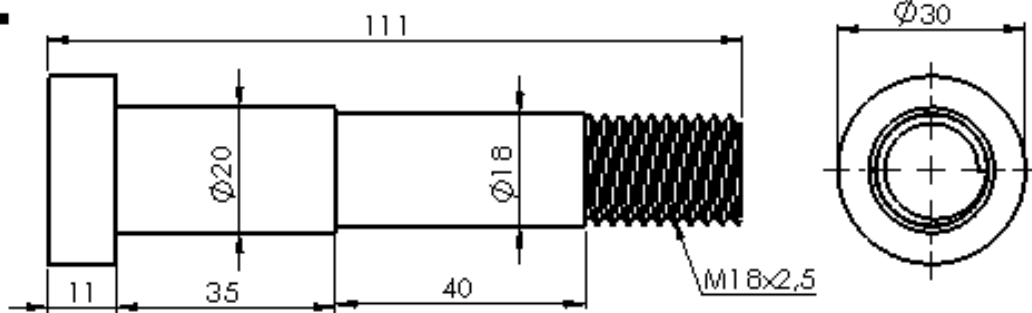
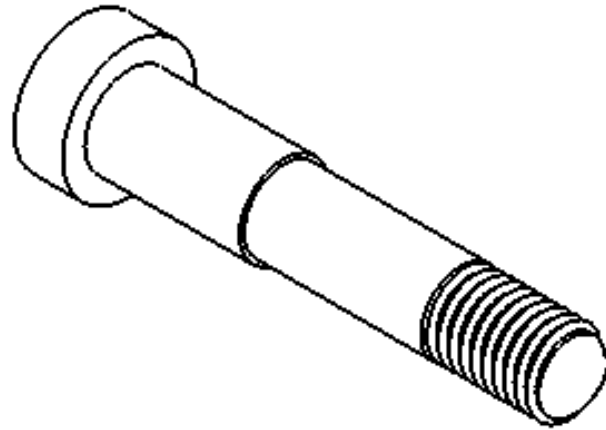
DIMENSIONS SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS DIMENSIONS UNLESS OTHERWISE SPECIFIED				DIMENSIONS AND SURFACE FINISHES		DO NOT SCALE DRAWING		DESIGN	
PART				SHEET		DATE		TITLE	
1.0				1.0		1.0		Calha superior	
2.0				2.0		2.0		3	
3.0				3.0		3.0		A4	
4.0				4.0		4.0		3	
5.0				5.0		5.0		3	
6.0				6.0		6.0		3	
7.0				7.0		7.0		3	
8.0				8.0		8.0		3	
9.0				9.0		9.0		3	
10.0				10.0		10.0		3	
11.0				11.0		11.0		3	
12.0				12.0		12.0		3	
13.0				13.0		13.0		3	
14.0				14.0		14.0		3	
15.0				15.0		15.0		3	
16.0				16.0		16.0		3	
17.0				17.0		17.0		3	
18.0				18.0		18.0		3	
19.0				19.0		19.0		3	
20.0				20.0		20.0		3	
21.0				21.0		21.0		3	
22.0				22.0		22.0		3	
23.0				23.0		23.0		3	
24.0				24.0		24.0		3	
25.0				25.0		25.0		3	
26.0				26.0		26.0		3	
27.0				27.0		27.0		3	
28.0				28.0		28.0		3	
29.0				29.0		29.0		3	
30.0				30.0		30.0		3	
31.0				31.0		31.0		3	
32.0				32.0		32.0		3	
33.0				33.0		33.0		3	
34.0				34.0		34.0		3	
35.0				35.0		35.0		3	
36.0				36.0		36.0		3	
37.0				37.0		37.0		3	
38.0				38.0		38.0		3	
39.0				39.0		39.0		3	
40.0				40.0		40.0		3	
41.0				41.0		41.0		3	
42.0				42.0		42.0		3	
43.0				43.0		43.0		3	
44.0				44.0		44.0		3	
45.0				45.0		45.0		3	
46.0				46.0		46.0		3	
47.0				47.0		47.0		3	
48.0				48.0		48.0		3	
49.0				49.0		49.0		3	
50.0				50.0		50.0		3	
51.0				51.0		51.0		3	
52.0				52.0		52.0		3	
53.0				53.0		53.0		3	
54.0				54.0		54.0		3	
55.0				55.0		55.0		3	
56.0				56.0		56.0		3	
57.0				57.0		57.0		3	
58.0				58.0		58.0		3	
59.0				59.0		59.0		3	
60.0				60.0		60.0		3	
61.0				61.0		61.0		3	
62.0				62.0		62.0		3	
63.0				63.0		63.0		3	
64.0				64.0		64.0		3	
65.0				65.0		65.0		3	
66.0				66.0		66.0		3	
67.0				67.0		67.0		3	
68.0				68.0		68.0		3	
69.0				69.0		69.0		3	
70.0				70.0		70.0		3	
71.0				71.0		71.0		3	
72.0				72.0		72.0		3	
73.0				73.0		73.0		3	
74.0				74.0		74.0		3	
75.0				75.0		75.0		3	
76.0				76.0		76.0		3	
77.0				77.0		77.0		3	
78.0				78.0		78.0		3	
79.0				79.0		79.0		3	
80.0				80.0		80.0		3	
81.0				81.0		81.0		3	
82.0				82.0		82.0		3	
83.0				83.0		83.0		3	
84.0				84.0		84.0		3	
85.0				85.0		85.0		3	
86.0				86.0		86.0		3	
87.0				87.0		87.0		3	
88.0				88.0		88.0		3	
89.0				89.0		89.0		3	
90.0				90.0		90.0		3	
91.0				91.0		91.0		3	
92.0				92.0		92.0		3	
93.0				93.0		93.0		3	
94.0				94.0		94.0		3	
95.0				95.0		95.0		3	
96.0				96.0		96.0		3	
97.0				97.0		97.0		3	
98.0				98.0		98.0		3	
99.0				99.0		99.0		3	
100.0				100.0		100.0		3	



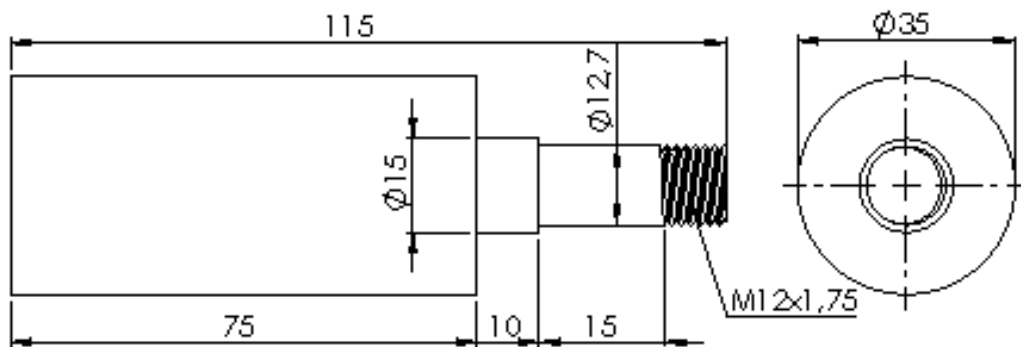
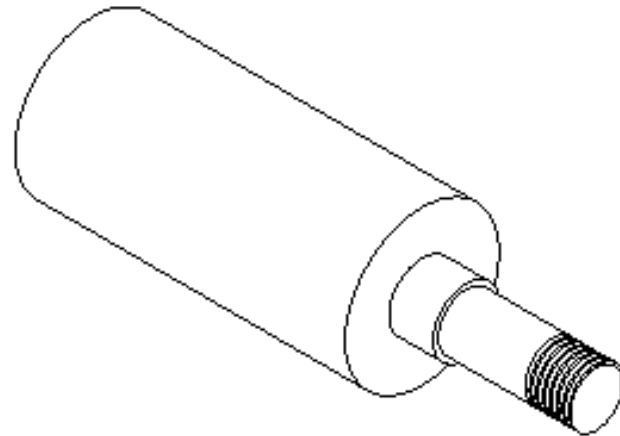


UNITS DIMENSIONS SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: DIMENSIONS: TOLERANCES: ANGULAR			TMR		OTHER AND SPECIAL NOTES		NO. OF SHEET DRAWING		REVISION	
							PRP		Patilha alternadora	
							QWC PD		5	
					MATERIAL: liga de alumínio T6-7075				A4	
					WTEG		SIGNATURE		SHEET 1 OF 1	

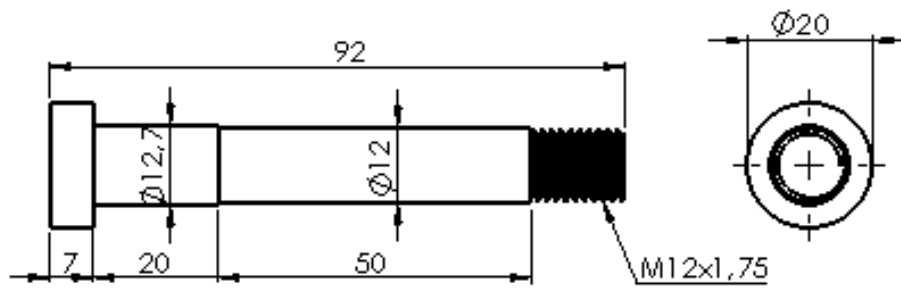
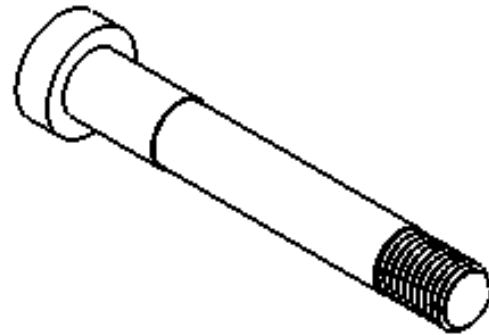




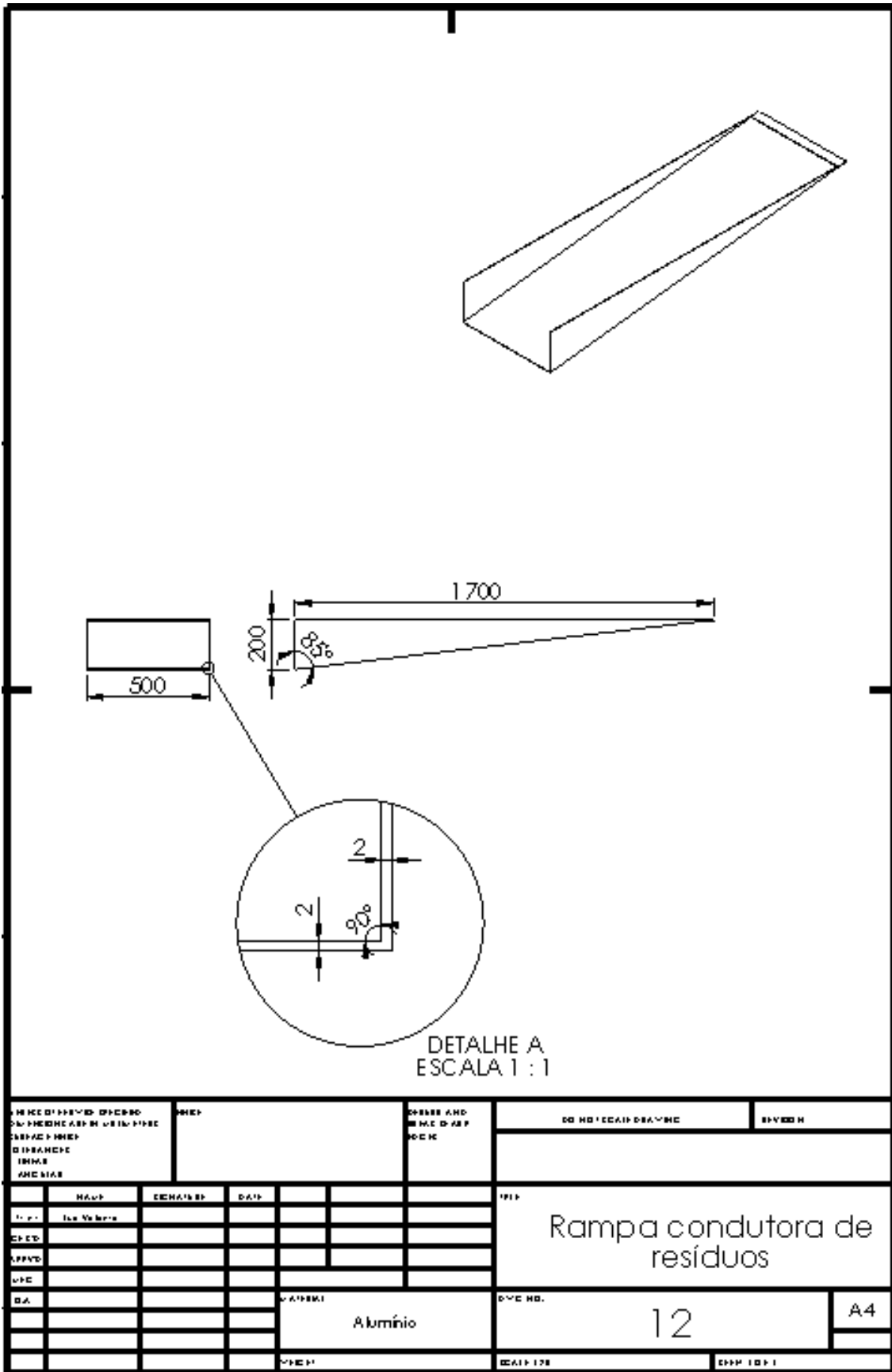
DIMENSIONS SPECIFIED IN DIMENSIONS ARE TO BE INTERPRETED UNLESS OTHERWISE SPECIFIED UNLESS OTHERWISE SPECIFIED UNLESS OTHERWISE SPECIFIED UNLESS OTHERWISE SPECIFIED			DIMENSIONS UNLESS OTHERWISE SPECIFIED UNLESS OTHERWISE SPECIFIED UNLESS OTHERWISE SPECIFIED UNLESS OTHERWISE SPECIFIED			DIMENSIONS AND OTHER SPECIFICATIONS UNLESS OTHERWISE SPECIFIED UNLESS OTHERWISE SPECIFIED UNLESS OTHERWISE SPECIFIED UNLESS OTHERWISE SPECIFIED			DIMENSIONS OF SCALING DRAWING UNLESS OTHERWISE SPECIFIED UNLESS OTHERWISE SPECIFIED UNLESS OTHERWISE SPECIFIED UNLESS OTHERWISE SPECIFIED			DIMENSIONS UNLESS OTHERWISE SPECIFIED UNLESS OTHERWISE SPECIFIED UNLESS OTHERWISE SPECIFIED UNLESS OTHERWISE SPECIFIED		
NAME Lda. Veio do Casquilho			DRAWING NO. 8			TITLE Veio do casquilho			DATE A4					
MATERIAL Liga de Alumínio T6-70 75			QUANTITY 8			SCALE 1:1			SHEET NO. 1 OF 1					



ANFEC DIT 16 110 EFFEND DA INEDNE ABP M U RI M PPEC D BMO P PHE D IFRANCHE I 80 AS ANCHIAS		REF		OPERE AND SEME D AS P SOCK		DO HOI DE M P DBAYNE		SWEDEN																																																																			
<table border="1"> <thead> <tr> <th>NO</th> <th>DE M A B P</th> <th>DATA</th> <th></th> <th></th> <th></th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td></tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td></tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td></tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td></tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td></tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td></tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td></tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td></tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td></tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td></tr> </tbody> </table>		NO	DE M A B P	DATA																																																																MATERIAL Liga de Alumínio T6-7075		DVE NO. 9		A4		Suporte das roldanas diretoras	
NO	DE M A B P	DATA																																																																									
D.A.		V.M.E.S.		REVIZ. 12		DESIN. 101.1		104																																																																			



DIMENSIONS UNITS SPECIFIED: ДИМАНСІЇ ОДИНЦІ ВКАЗАНІ:			UNIT: ОДИНЦІ		DOTTLES AND SURFACE FINISHES: ПОВЕРХНІ ФІНІШІ:		DO NOT SCALE DRAWING НЕ ШКАЛУВАТИ ЧЕРТЕЖ	
DATE	SIGNATURE	NAME			PART Veio das roldanas extensoras			
MATERIAL: МАТЕРІАЛ:			QTY REQD: КІЛЬКИТ. ПОТРЕБ.		SCALE: ШКАЛА:		SHEET NO. OF I: ЛІСТ № З КІЛЬКОТИ	
Liga de Alumínio T6-70 75			10		A4			



NOME DO PROJETO: DIVERSOS Nº: 12345678901234567890 DATA: 01/01/2023 LOCAL: SÃO PAULO AUT: JACQUES		PROJETO:	DESER. AND. E EXEC. DO PROJ.	Nº DO DESENHO:	DATA:
PROJ.	DESER.	EXEC.	REVIS.	Rampa condutora de resíduos	
PROJ.	DESER.	EXEC.	REVIS.		
PROJ.	DESER.	EXEC.	REVIS.		
PROJ.	DESER.	EXEC.	REVIS.		
PROJ.	DESER.	EXEC.	REVIS.	Nº DO PROJ.	Nº DO DESENHO
PROJ.	DESER.	EXEC.	REVIS.	12	A4
PROJ.	DESER.	EXEC.	REVIS.	Nº DO PROJ.	Nº DO DESENHO
PROJ.	DESER.	EXEC.	REVIS.	12	A4

