U.PORTO
FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA
UNIVERSIDADE DO PORTO

Gripper para Pneus em Verde, Agro/OTR

Cristina Maria Caldas Ferreira

Dissertação de Mestrado
Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica
Opção: Projeto e Construção Mecânica

Orientador e Coorientador:
Professor Luís António de Andrade Ferreira (FEUP)
Engenheiro Rui Manuel Fazenda da Silva (Gislotica)

Porto, julho 2021

Resumo

O projeto apresentado tem por objetivo o desenvolvimento de uma *gripper* para pneus em verde agrícolas e OTR (*Off the Road*) de grandes dimensões, com gama *bead* de 16-52". Este projeto foi realizado em ambiente empresarial, mais precisamente na Gislotica. Este tipo de equipamento pode ser encontrado ao longo de uma linha de produção de pneus, quer em aplicações móveis quer em aplicações fixas. No caso de aplicações móveis, a *gripper* é acoplada à lança de um AGV (*Automated Guided Vehicle*), permitindo, assim, o transporte de pneus entre secções de produção. Um exemplo de aplicação fixa corresponde ao acoplamento da *gripper* a um sistema de elevação na secção de vulcanização. Assim, à chegada de um pneu, a *gripper* é acionada, levando ao posicionamento do pneu no interior do molde de vulcanização.

Em Portugal, a produção de pneus agrícolas e OTR iniciou-se em 2017, encontrando-se, atualmente, em clara expansão. Por isso, o desenvolvimento deste equipamento vem na tentativa de responder às necessidades do mercado.

O projeto assenta na análise de diversas soluções construtivas e, por isso, a solução final apresentada decorre do cruzamento destas com os requisitos necessários e com a viabilidade técnica das mesmas, mediante a aplicação.

Nas fases de desenvolvimento do projeto, consta a análise da concorrência, a especificação do projeto, a seleção de um conceito e a sua materialização.

Na fase de materialização, encontram-se os cálculos de engenharia que permitem justificar a seleção dos componentes críticos, sejam eles normalizados ou fabricados.

Palavras Chave: *Gripper* para pneus, Pneus em Verde, AGV, Projeto Mecânico

Abstract

The project aims to develop a *gripper* for Agro/OTR green tyre of bead dimensions 16-52" and was developed in a company - Gislotica. This type of equipment can be found along tyre production lines, in mobile or fixed applications. As for mobile applications, the gripper is coupled to an AGV lifting system, resulting in tyre transport between production sectors. An example of a stationary application is the coupling of a gripper to a lifting system in the vulcanization sector. Therefore, when a green tyre arrives to the vulcanization sector, the gripper starts its operation by positioning the tyre into the vulcanization mold.

In Portugal, the production of Agro/OTR tyres started in 2017 and nowadays it is still in expansion. As such, the equipment discussed in this dissertation was designed in order to answer the market's needs.

The project is based on the analysis of different solutions and therefore the selected concept was chosen based on the initial specifications given by Gislotica and on the technical viability of the studied solutions.

The main stages of development of the project are: market analysis, project specification, selection of a conceptual design and embodiment. On the embodiment stage, engineering calculations are presented in order to justify the selection of the critical market and manufactured components.

Keywords: Tyre gripper, Green Tyre, AGV, Mechanical Design

Agradecimentos

A autora deseja expressar os seus agradecimentos à Gislotica pela oportunidade concedida para a realização da presente dissertação de mestrado em ambiente empresarial.

Ao orientador da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, o professor Luís Andrade Ferreira por ter aceite fazer parte da orientação deste projeto e por toda a disponibilidade demonstrada ao longo do período de dissertação. Um especial agradecimento ao professor José Luís Esteves por todo o acompanhamento dado ao longo da dissertação. Estende-se o agradecimento aos professores Luís Galamba Carvalho, Jorge Seabra, Carlos Fernandes e Sérgio Tavares pelo seu apoio e contribuição para esta dissertação.

Ao orientador da empresa, o engenheiro Rui Fazenda, por todo o apoio, a orientação e a paciência demonstrados durante todo o período de estágio, bem como a todos os engenheiros do gabinete de engenharia da Gislotica que contribuiram para esta dissertação através do seu conhecimento no projeto de equipamentos na indústria dos pneus. Pretende-se agradecer ainda aos operários da Gislotica com quem se teve o privilégio de contactar.

Ao engenheiro da Flupol, Paulo Vinicius Lopes, pela sua prontidão, conselhos técnicos e experiência de mercado transmitidos durante o período de dissertação.

Finalmente, aos colegas de estágio Rafael Marinho, Miguel Barros, Pedro Neto e Afonso Fernandes por toda a motivação, troca de conhecimentos e por terem tornado este estágio uma excelente experiência profissional e pessoal.

Índice

Resumo **i**

Abstract **iii**

Agradecimentos **v**

1 Introdução **1**
1.1 A empresa Gislotica – Mechanical Solutions Lda 1
1.2 Enquadramento do Projeto 3
1.3 Objetivos da dissertação 3
1.4 Estrutura do documento 3

2 Estado de Arte **5**
2.1 Transporte automático de pneus em verde 5
2.2 *Gripper* 7
2.2.1 Definição e Funções 7
2.2.2 Princípio de Funcionamento Básico de uma *Gripper* 8
2.2.3 Estratégia de Pré Tensão 14
2.2.4 Tipos de *Gripper* 17
2.2.5 Requisitos e Características de uma *Gripper* 18
2.2.6 Projeto e Seleção de *Grippers* 20
2.2.7 Geração de *Grip* em pneus 20
2.2.8 *Gripper* para Pneus 21
2.3 Conclusões 23

3 Processo de Projeto **25**
3.1 Definição e Clarificação da Tarefa 25
3.1.1 Perfil da *Gripper* a Desenvolver 26
3.1.2 Análise de Mercado 26
3.1.3 Especificação de Projeto 28
3.1.4 Legislação e Normalização associada ao equipamento 29
3.2 Projeto de Conceção 30
3.2.1 Estrutura de Funções 30
3.2.2 Geração de Ideias e Conceitos 31
3.2.3 Pesquisa de Princípios de Solução 35
3.2.4 Descrição das Variantes Conceptuais 39
3.2.5 Seleção do Conceito 43
3.3 Conclusões 45

4 Materialização do Conceito **47**
4.1 Transmissão de Movimento por Disco Came . . . 47
4.1.1 Rolamento Seguidor . . . 47
4.1.2 Disco Came com Rasgos Espiral . . . 48
4.1.3 Problema do contacto linear: interface rolamento-parede do rasgo . . . 51
4.1.4 Material do Disco Came . . . 52
4.1.5 Processo de Fabrico e suas Implicações . . . 53
4.2 Guiamentos . . . 53
4.3 Dimensionamento do Engrenamento - 2º Andar de Redução . . . 55
4.3.1 Cálculo do Binário Máximo Exigido pelo Sistema . . . 56
4.3.2 Dimensionamento da Coroa de Orientação . . . 57
4.3.3 Verificação do Engrenamento . . . 59
4.4 Dimensionamento do Acionamento de Posicionamento . . . 60
4.4.1 Sequência de Posicionamento . . . 60
4.4.2 Servomotor . . . 61
4.4.3 Caixas Redutoras . . . 63
4.5 Pré Seleção do Servomotor . . . 65
4.5.1 Verificação da Capacidade de Aceleração . . . 65
4.6 Verificação de Ligações Aparafusadas . . . 67
4.7 Estrutura dos dedos da *Gripper* . . . 68
4.8 Verificação da Resistência da Estrutura da *Gripper* . . . 69
4.8.1 Determinação das Cargas a Aplicar sobre a Estrutura Suporte da *Gripper* . . . 69
4.8.2 Verificação da Resistência da Estrutura de Suporte da *Gripper* . . . 69
4.8.3 Verificação da Resistência do Conjunto: Flange/Dedo/Rolamento Seguidor . . . 72
4.9 Lubrificação . . . 73
4.9.1 Lubrificantes . . . 73
4.9.2 Períodos de Relubrificação . . . 74
4.10 Conclusões . . . 75

5 Conclusões **77**
5.1 Conclusões . . . 77
5.2 Trabalhos Futuros . . . 77

References **79**

A Metodologia para a seleção de uma *gripper* **83**

B Metodologias **85**

C Teoria de Hertz **87**
C.1 Contacto Hertziano . . . 87
C.1.1 Contacto Linear . . . 88
C.1.2 Valores Máximos das Tensões segundo Z no interior de sólidos em contacto linear . . . 90

D Cálculo da Pressão de Contacto entre Rolamento Seguidor e Came **91**

E Verificação do Engrenamento - KISSsoft AG **93**

F Curvas da evolução da velocidade/posição de um dedo durante a trajetória de abertura **95**

G Simulações Numéricas MEF **97**
G.1 Verificação da viga de suporte dos guiamentos - figura 3.14 97
G.2 Verificação da estrutura de suporte dos guiamentos sob a forma de um disco rasgado - figura 3.15 97
G.3 Verificação da Estrutura de Suporte da *Gripper* 98
G.3.1 Aplicação da Carga a Meio Vão 98
G.3.2 Aplicação da Carga na Extremidade 98
G.4 Verificação do Conjunto Flange/Dedo/Rolamento Seguidor 98

H Desenhos de Conjunto, Montagem e Fabrico **109**

Lista de Figuras

1.1 Cadeia de produção dos equipamentos da Gislotica (adaptado [1]). 1
1.2 Gama de produtos da Gislotica [1]. 2

2.1 Componentes de um pneu agrícola: A - Piso; B - Cinta têxtil; C - Ombro; D - Camada; E - Camada estanque; F - Parede lateral; G - Talão (adaptado de [3]). 6
2.2 Pneu em verde (adaptado de [5]). 6
2.3 Identificação das dimensões principais de um pneu: 1 - Largura do piso; 2 - Altura da parede lateral; 3 - Diâmetro interior (*rim/bead*); 4 - Diâmetro exterior (adaptado de [6]). 7
2.4 Opções para a geração de preensão de um objeto esférico [7]. 9
2.5 Demonstração da posição do TCP [7]. 10
2.6 Sistemas de transmissão de movimento para *grippers* paralelas. Legenda: 1 - cilindro pneumático; 2 - dedo da *gripper*; 3 - guia linear; 4 - correia dentada; 5 - cremalheira; 6 - cilindro pneumático rotativo; 7 - barra articulada (alavanca); 8 - came; 9 - seguidor; 10 - segmento de roda dentada; 11 - fuso rosca esquerda/direita; 12 - motor; 13 - combinação de dois cilindros; 14 - pistão pneumático; 15 - mecanismo tesoura ; 16 - disco com rasgos came [7]. 11
2.7 Forças aplicadas sobre um dado objeto [7]. 15
2.8 Forças aplicadas sobre a garra da *gripper*. Legenda: 1 - garra da *gripper*; 2 - *gripper*; 3 - eixo de translação; 4 - peça de trabalho (adaptado de [7]). . . 16
2.9 *Gripper* paralela (adaptado de [7]). 17
2.10 Cinemática de uma *gripper* angular com pelos menos 3 juntas rotativas e uma linear(adaptado de [7]). 18
2.11 *Grippers* de impacto com efeito centrador, a) *gripper* externa, b) *gripper* interna, F_A: força motriz (adaptado de [7]). 18
2.12 Modelo físico da interação entre pneu e piso [13]. 21
2.13 Ciclo de tensões estabelecido durante a adesão do pneu ao piso [13]. 21

3.1 *Gripper* modular da empresa GMG [14]. 27
3.2 *Gripper* angular de 3 garras, hidraúlica da empresa AME *International* [15]. 27
3.3 *Gripper* paralela, 4 garras da empresa *Lifts All* [16]. 28
3.4 Patente CN109080183A. 31
3.5 Patente CN205416131U. 32
3.6 Patente CN203665785U. 32
3.7 Patente CN203792350U. 33
3.8 Disco com rasgos em espiral que servem de came para um componente seguidor [20]. 36
3.9 Estrutura em L para o acoplamento dedo/patim/rolamento seguidor. 40

3.10 Estrutura em forma de caixa para o acoplamento dedo/patim/rolamento seguidor. 40
3.11 Alternativas para o posicionamento do dedo: conjunto de dedo 1 (à esquerda) e conjunto de dedo 2 (à direita). 41
3.12 *Redesign* do disco em espiral 6 dedos para retirar material. 42
3.13 Alternativa para o *design* e projeto do disco em espiral, para facilitar manutenção. 42
3.14 Estrutura de suporte dos guiamentos na forma de L. 43
3.15 Estrutura de suporte dos guiamentos sob a forma de um disco rasgado. . . 43

4.1 Retângulos dourado onde $AE = AB = 1, AD = \Phi, FC = \Phi - 1 = 1/\Phi$ [24]. 50
4.2 Secção de espiral de Fibonacci utilizada para construir os rasgos que servirão de came para o rolamento seguidor. 50
4.3 Disposição das 8 porções de espiral de Fibonacci no disco came. 51
4.4 Possíveis situações de contacto entre o rolamento seguidor e as paredes do respetivo rasgo em espiral. Legenda: F_n - força normal ao contacto, τ - tensão de corte máxima, z_s - profundidade à qual se dá a tensão de corte máxima, p_0 - pressão de contacto no centro do contacto, $2a$ - largura do contacto, R_1 - raio de curvatura do rolamento, R_2 - raio de curvatura da came, C - ponto de contacto, 1 - rolamento seguidor, 2 - came. 52
4.5 Diagrama de corpo livre de um guiamento linear em situação estática. . . . 54
4.6 Diagrama de corpo livre resultante da interação entre o rolamento e a came. 56
4.7 Diagrama de corpo livre que resulta do engrenamento do pinhão (assinalado por 1) com a coroa de orientação (assinalada por 2). 58
4.8 Perfil de velocidade e binário para o acionamento do sistema. 61
4.9 Curvas características binário velocidade angular de um servomotor. Adaptado de [29]. 63
4.10 Curvas características do servomotor (adaptado de [31]). 65
4.11 Diagrama de corpo livre, relativo à aplicação de carga a meio vão, utilizado para determinar as reações nos furos da guia linear. 70
4.12 Diagrama de corpo livre, relativo à aplicação de carga na extremidade mais afastada do TCP, utilizado para determinar as reações nos furos da guia linear. 70
4.13 Modelo da estrutura total utilizado para a simulação numérica. 71
4.14 Conjunto Flange/Dedo/Rolamento seguidor. 72
4.15 Anel externo do rolamento seguidor selecionado revestido com FLUCOAT T001. 75

A.1 Fluxograma de orientação para a seleção de uma *gripper* [7]. 84

C.1 Contacto linear entre dois cilindros (adaptado de [34]). 88
C.2 Figura representativa da distribuição de pressão, considerando a existência do efeito de bordo. 89

D.1 Definição do ângulo α que estabelece a direção da força F_N. 92

F.1 Evolução da velocidade linear de cada dedo em função do tempo, ao longo da trajetória de abertura dos dedos, para uma velocidade angular do disco came igual a 2 rpm. 95
F.2 Evolução do deslocamento linear de cada dedo com o deslocamento angular do disco came. 96

G.1 Condições de fronteira e cargas aplicadas sobre a viga. 99
G.2 Malha aplicada sobre a viga. 99
G.3 Resultados da simulação numérica em termos de deslocamento. 100
G.4 Condições de fronteira e cargas aplicadas sobre o disco rasgado. 100
G.5 Malha aplicada sobre o disco rasgado. 101
G.6 Resultados da simulação numérica em termos de deslocamento, considerando uma espessura de disco igual a 25 mm (igual à da viga). 101
G.7 Resultados da simulação numérica em termos de deslocamento, considerando uma espessura de disco igual a 20 mm. 102
G.8 Condições de fronteira e cargas aplicadas sobre a estrutura de suporte da *gripper* para o caso de carga a meio vão. 102
G.9 Malha aplicada sobre a estrutura de suporte da *gripper* para o caso de carga a meio vão. 103
G.10 Resultados da simulação numérica em termos de deslocamento (caso de carga a meio vão). Observação: deslocamento máximo a meio vão e igual a 1.88 mm. 103
G.11 Resultados da simulação numérica em termos de tensões de Von Mises (caso de carga a meio vão). Observação: a tensão máxima igual a 297 MPa corresponde a uma irregularidade no modelo que originou um erro de cálculo. 104
G.12 Condições de fronteira e cargas aplicadas sobre a estrutura de suporte da *gripper* para o caso de carga na extremidade. 104
G.13 Malha aplicada sobre a estrutura de suporte da *gripper* para o caso de carga na extremidade. 105
G.14 Resultados da simulação numérica em termos de deslocamento (para o caso de carga na extremidade). Observação: Deslocamento máximo na extremidade e igual a 2.3 mm. 105
G.15 Resultados da simulação numérica em termos de tensões de Von Mises (para o caso de carga na extremidade). Observação: Tensão máxima de Von Mises foi igual a 197 MPa, igualmente na zona da cabeça do parafuso que liga o disco de suporte ao veio. 106
G.16 Condições de fronteira e cargas aplicadas sobre o conjunto Flange/Dedo/Rolamento Seguidor. 106
G.17 Malha aplicada sobre o conjunto Flange/Dedo/Rolamento Seguidor. 107
G.18 Resultados da simulação numérica em termos de deslocamento do conjunto Flange/Dedo/Rolamento Seguidor. Observação: Deslocamento máximo igual a 1.8 mm. 107
G.19 Resultados da simulação numérica em termos de tensões de Von Mises do conjunto Flange/Dedo/Rolamento Seguidor. Observação: Tensão máxima de Von Mises igual a 366 MPa na zona da cabeça do parafuso. 108

Lista de Tabelas

2.1 Pressão máxima de contacto entre as superfícies dos dedos da *gripper* e o objeto de acordo com a forma do contacto (adaptado de [7]). 12
2.2 Relação entre parâmetros m e $(2 \cdot r)/d$ (adaptado de [7]). 13
2.3 Valores típicos de coeficientes de atrito entre superfícies ([7]). 15

3.1 Requisitos iniciais estabelecidos pela Gislotica. 26
3.2 Características funcionais de sistemas de guiamento [21]. 38

4.1 Valores de binário produzidos no eixo da came pela força de fecho num dedo. 57
4.2 Parâmetros de entrada da engrenagem para a sua verificação no KISSsoft. . 59
4.3 Coeficientes de segurança nos flancos e nas raízes dos dentes da engrenagem considerada. 60
4.4 Dados do desempenho relativos ao redutor planetário Alpha de referência NP035S-MA2-40-0G1-1S [30]. 64
4.5 Parâmetros de desempenho do servomotor SEW CM3C71L-20A-N [31]. . . 65
4.6 Inércias dos componentes em rotação. Componentes 1,2,3 e 4: inércias calculadas pelo *Solidworks* e componentes 5 e 6: inércias fornecidas pelos fornecedores [30], [31]. 66
4.7 Esforços máximos de corte e tração suportados por parafusos de métricas iguais às utilizadas no projeto. 68
4.8 Definição da espessura mínima de peça de modo a que os parafusos utilizados não sofram esmagamento. 68
4.9 Reações nos furos do guiamento linear quando sujeitos às condições de carregamento a meio vão e na extremidade. 70

D.1 Parâmetros de entrada necessários para a obtenção da pressão máxima de contacto. 91
D.2 Pressão máxima de contacto ao longo da parede de um rasgo espiral. Esta é obtida para várias posições do rolamento seguidor ao longo da sua trajetória, mediante o deslocamento angular do disco came, β. 91

Glossário

Agro Pneus agrícolas.

AGV *Automated Guided Vehicle* - veículo autónomo.

Bead Diâmetro interno do pneu em verde.

CAD *Computer Aided Design* - *design* assistido por computador, habitualmente designado por modelação 3D.

CE Comunidade Europeia.

CNC Comando numérico computadorizado.

OTR Pneus *off the road* (fora de estrada), habitualmente utilizados na indústria mineira.

PCR Pneus radiais para veículos ligeiros.

Pneus bias Pneus diagonais que apresentam duas ou mais camadas que se estendem de um talão para o outro. As camadas são dispostas de tal forma que as fibras existentes nestas formem um ângulo de cerca de 40° em relação à linha central do piso do pneu.

Pneus radiais Pneus diagonais que apresentam duas ou mais camadas que se estendem de um talão para o outro. As fibras das camadas encontram-se dispostas num ângulo de 90° em relação à linha central do piso.

Rim Diâmetro interno do pneu vulcanizado.

TBR Pneus radiais para camiões e autocarros.

TCP *Tool center point* - eixo central da *gripper*.

Capítulo 1

Introdução

O presente capítulo serve para contextualizar o leitor com os assuntos que serão tratados ao longo deste documento. Como esta dissertação de mestrado foi desenvolvida em contexto empresarial, nomeadamente na Gislotica, então inicialmente apresentar-se-á a respetiva empresa. Em seguida, é apresentado o enquadramento do projeto bem como os objetivos da presente dissertação e, finalmente, expõe-se a estrutura do documento.

1.1 A empresa Gislotica – Mechanical Solutions Lda

A Gislotica – Mechanical Solutions Lda é uma empresa de engenharia fundada no ano 2000, cuja especialização assenta no estudo e desenvolvimento de projetos que compreendem o desenho e conceção de máquinas industriais. Para tal, procura-se a utilização de componentes de mercado de modo a garantir a flexibilidade das suas soluções. O desenvolvimento dos projetos integra quer as vertentes de projeto mecânico e de automação quer o respetivo fabrico, o que resulta em equipamentos de entrega chave na mão (figura 1.1). A indústria alvo da empresa corresponde à indústria de pneus, tendo já produzido para mais de 30 países. Quatro dos clientes da Gislotica são: a Continental, a Good Year, a Pirelli e a Michelin.

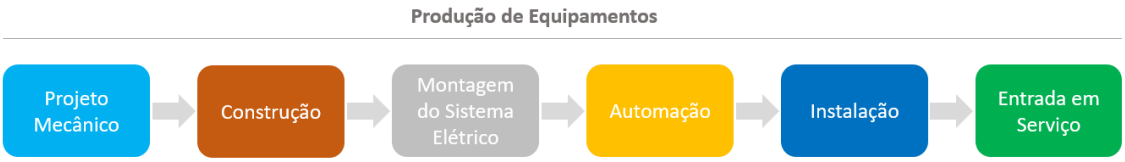


Figura 1.1: Cadeia de produção dos equipamentos da Gislotica (adaptado [1]).

Dentro do catálogo de produtos destacam-se cabines de pintura para pneus ligeiros (PCR e *bias*) e Agro/OTR, estações automáticas de recarga de bobinas, sistemas de inspeção visual de pneu, lubrificador de *bead*, estação de marcação de pneus, aplicador de etiquetas, entre outros (figura 1.2).

A Gislotica tem por objetivo encontrar soluções mecânicas que satisfaçam as necessidades do cliente de modo a refletir o período de desenvolvimento dedicado ao projeto, assegurando resultados excelentes, bem como o sucesso e a sustentabilidade para o cliente. Assim, os conhecimentos técnicos, os recursos e experiência no fornecimento de soluções para a indústria fazem parte da missão da empresa. Para certos projetos, a Gislotica recorre a serviços de consultoria industrial de maneira a fornecer a melhor solução para o cliente.

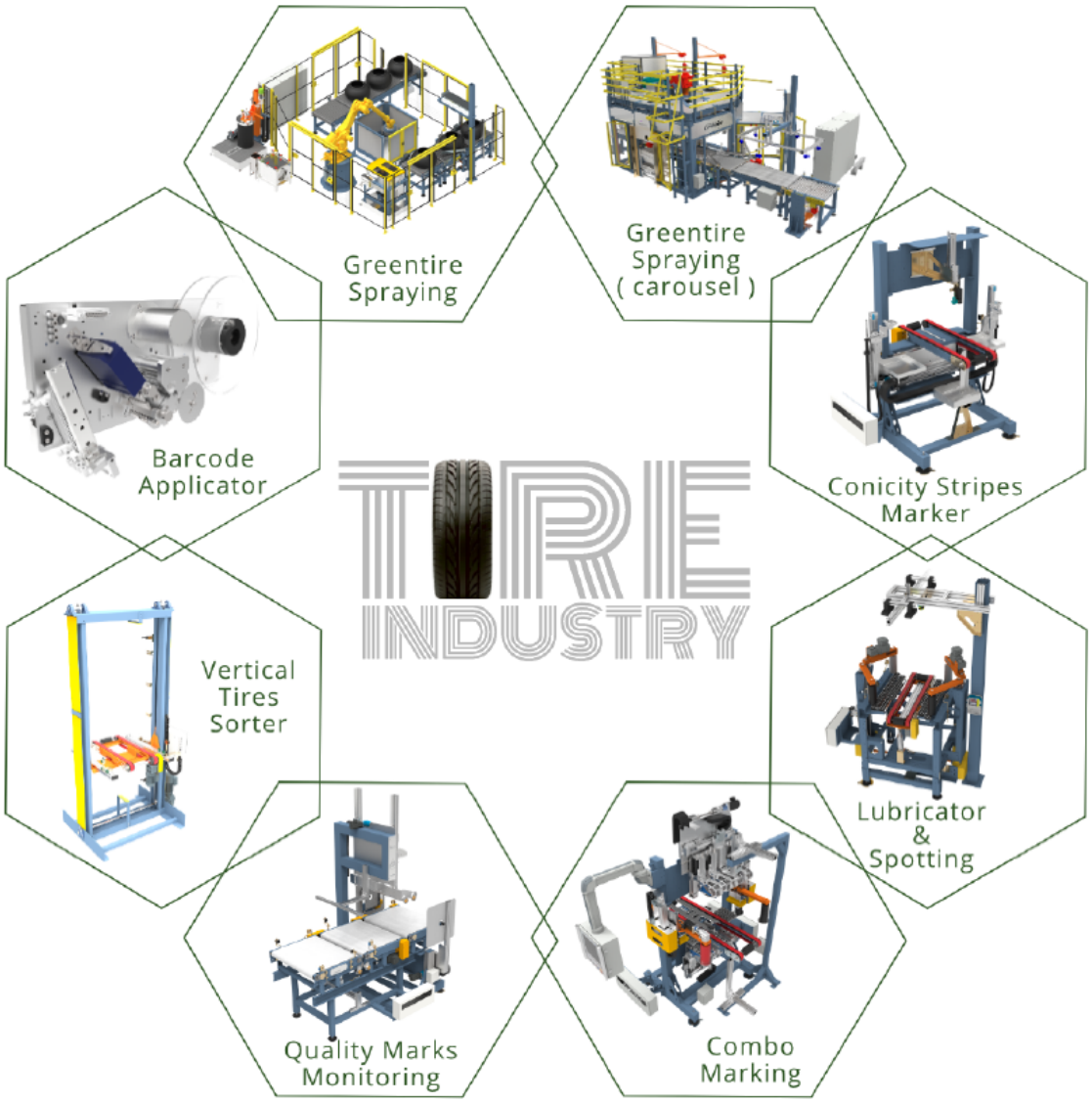


Figura 1.2: Gama de produtos da Gislotica [1].

A empresa procura, a curto prazo, expandir a sua atividade para a manutenção industrial de maneira a apoiar o cliente através da minimização dos tempos de paragem dos equipamentos, garantindo, assim, uma maior produtividade e rentabilidade dos mesmos.

A política de qualidade da Gislotica defende os seguintes valores:

- Luta por uma presença competitiva no mercado;
- Utilização de materiais de qualidade;
- Respeito pelos requisitos do cliente;
- Respeito por todos os requisitos legais e regulamentos aplicáveis;
- Procura pela inovação e criatividade;
- Compromisso de uma melhoria contínua do Sistema de Gestão da Qualidade.

1.2 Enquadramento do Projeto

O projeto desenvolvido na presente dissertação assinala a etapa final do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica (MIEM) na Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto (FEUP). A oportunidade de realizar o projeto em colaboração com a Gislotica surgiu da disponibilidade da mesma empresa em atribuir projetos a serem desenvolvidos em âmbito de dissertação no ano letivo 2020/2021, sendo um deles alvo de estudo no presente documento. Esta dissertação foi realizada no gabinete de engenharia da Gislotica, onde é desenvolvido o projeto mecânico e de automação dos equipamentos da empresa. Na fase de desenvolvimento, procura-se um contacto direto com a oficina, de modo a acompanhar o processo de montagem dos mesmos equipamentos e a otimizar o produto final.

Em Portugal, a produção de pneus agrícolas iniciou-se em 2017, na Continental Mabor, com expectativa de expansão quer em termos de quantidade de pneus produzidos por dia quer em termos de dimensão de pneus produzidos. Assim, na tentativa de responder às necessidades do mercado, pretende-se desenvolver um equipamento versátil e de baixo custo para transporte de pneus em verde numa gama de 16-52". Portanto, pretende-se que o equipamento seja indicado para o transporte desde pneus ligeiros até pneus Agro/OTR de grandes dimensões. Até à data, as soluções apresentadas pela Gislotica para este tipo de equipamento cobrem uma gama de pneus de 24-48". Por isso, o objetivo é fornecer uma solução que possa alargar o leque de modelos de pneus possíveis de transportar.

1.3 Objetivos da dissertação

O equipamento a desenvolver corresponde a uma *gripper* para transporte de pneus em verde (Agro/OTR) a instalar num AGV. Para tal, o projeto mecânico deve focar nos seguintes pontos:

- Desenvolvimento de uma solução de baixo custo;
- Projeto da solução mecânica em CAD 3D através do *Software Solidworks*;
- Seleção da motorização elétrica para o acionamento do sistema;
- Cálculo estrutural dos elementos críticos para que possam resistir a cargas e solicitações.

1.4 Estrutura do documento

A presente dissertação inicia-se com o presente capítulo, nomeadamente o capítulo 1, onde foi introduzida a empresa onde foi realizada esta dissertação, tendo sido ainda apresentado o enquadramento do projeto bem como os seus objetivos. O objetivo principal do capítulo 2 é contextualizar o leitor para o equipamento a projetar. Para tal, apresentou-se o contexto industrial onde será inserido o equipamento, nomeadamente o seu acoplamento a um AGV para transporte de pneus em verde, na indústria dos pneus. Além disso, é realizado um estudo sobre *grippers* que incide sobre as suas funções, os vários princípios de funcionamento, as várias categorias de *gripper* bem como selecionar o tipo de *gripper* adequado mediante a aplicação. Além disso, são abordadas as várias características do equipamento, bem como a sua aplicação para pneus em verde. Neste último ponto, destaca-se a estratégia de levantamento e suporte do pneu pela *gripper*, sendo esta uma abordagem já adotada pela Gislotica.

No capítulo 3, inicia-se o processo de projeto, nomeadamente a fase conceptual do mesmo, baseada no método de Pahl, Beitz [2]. Ao longo do capítulo, são apresentados os requisitos principais definidos pela Gislotica, bem como a sua extensão através da realização de uma Especificação de Projeto. Foi, ainda, realizada uma análise do mercado, tendo sido inconclusiva para o desenvolvimento do projeto. De modo a selecionar o conceito para o equipamento, foram estudadas diversas variantes construtivas, tendo em conta as funções e subfunções do equipamento apresentadas na Estrutura de Funções.

Posteriormente à seleção do conceito do equipamento, procedeu-se à sua materialização no capítulo 4, no qual foram justificadas as decisões tomadas relativamente a componentes normalizados e de fabrico através de cálculos de engenharia.

Finalmente, no capítulo 5, foram apresentadas as conclusões deste projeto bem como possíveis trabalhos futuros a serem realizados, por forma a otimizar o equipamento.

Nos anexos, foram incluídos documentos importantes para a compreensão do trabalho realizado, tendo estes sido mencionados, quando necessário, ao longo do texto.

Capítulo 2

Estado de Arte

No presente capítulo, apresentar-se-á brevemente uma contextualização do problema, nomeadamente o ambiente de trabalho do equipamento a projetar para, em seguida, se proceder a uma *overview* de *grippers*, compreendendo os seus diversos tipos, as suas funcionalidades, fenómenos físicos e requisitos/características a atender na fase de projeto. Finalmente, é dado foco à integração deste equipamento na indústria de pneus para o manuseio dos mesmos.

2.1 Transporte automático de pneus em verde

O processo produtivo de um pneu inclui diversas etapas. Contudo, destaca-se a etapa de construção do pneu devido à sua relevância para a contextualização do problema no âmbito do projeto mecânico a desenvolver. Na figura 2.1, pode-se observar os vários componentes de um pneu agrícola. Na etapa de construção podem identificar-se dois estágios:

- Estágio 1: produção da carcaça do pneu constituída pelos talões e camada estanque;
- Estágio 2: aplicação das cintas têxteis, das camadas e do piso.

Depois de finalizada a etapa de construção, obtém-se o pneu em verde (figura 2.2), onde os seus constituintes são não vulcanizados [4].

O manuseamento de um pneu em verde deverá ser o mais cuidado possível, já que, nesta fase, o pneu poderá ser caracterizado como frágil e, por isso, quanto maior for o controlo sobre o seu manuseio, menor será a probabilidade de ocorrência de deformações permanentes localizadas. Caso ocorram deformações inaceitáveis no pneu em verde, este é considerado *scrap* (pneu com imperfeições que o impede de ser comercializado) e não poderá seguir para as seguintes etapas do processo de produção. Os custos de produção de um pneu em verde são bastante elevados devido ao processamento prévio das matérias primas envolvidas, daí que seja necessário um elevado controlo sobre o tratamento destes pneus.

Para concluir o processo de produção, o pneu em verde é sujeito a uma operação de pintura que permite lubrificar o seu interior, de modo a facilitar a última etapa, nomeadamente a vulcanização. A vulcanização corresponde a um processo de cura do pneu no qual este adquire a forma final. Neste processo, o pneu é colocado num molde metálico, contendo, no seu interior, um diafragma. Aquando do fecho do molde, o diafragma expande e o material do pneu é sujeito a vapor de água a temperaturas entre os 140-200°C e a pressões entre os 8-28 bar.

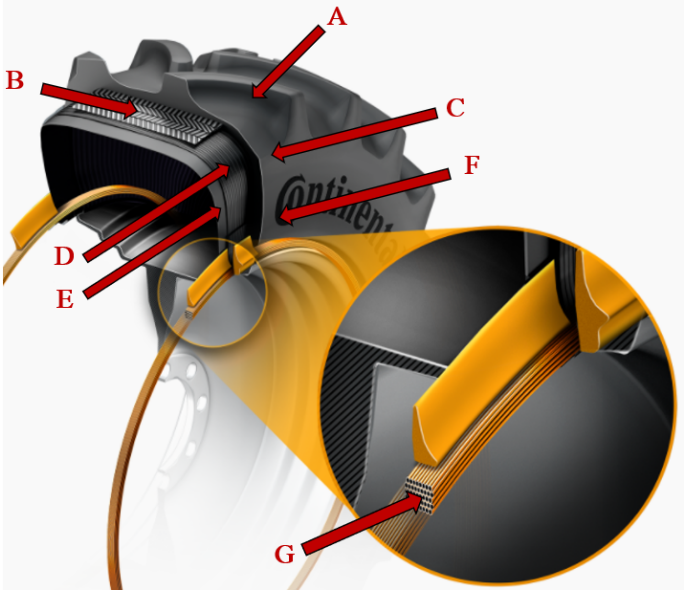


Figura 2.1: Componentes de um pneu agrícola: A - Piso; B - Cinta têxtil; C - Ombro; D - Camada; E - Camada estanque; F - Parede lateral; G - Talão (adaptado de [3]).



Figura 2.2: Pneu em verde (adaptado de [5]).

Finalmente, segue-se a etapa de inspeção final, na qual os pneus são minuciosamente examinados pelos operadores e caso estejam em boas condições, são paletizados e armazenados [4].

O transporte do pneu em verde desde a etapa de construção até à etapa de inspeção final pode ser realizado de forma automática através de um AGV. Para tal, o AGV terá incorporado na sua lança, uma *gripper*. A abertura dos dedos da *gripper* até ao diâmetro *bead* do pneu permite a sustentação do mesmo para a subsequente operação de transporte. Na figura 2.3, são identificadas as dimensões principais de um pneu.

Este método de transporte é apreciado em detrimento do método manual (no qual os operadores são responsáveis pelo transporte) já que, por um lado, correspode a um sistema automático, podendo assim aumentar a cadência de produção e diminuir a probabilidade de más formações no pneu e, por outro lado, permite uma maior facilidade do manuseio



Figura 2.3: Identificação das dimensões principais de um pneu: 1 - Largura do piso; 2 - Altura da parede lateral; 3 - Diâmetro interior (*rim/bead*); 4 - Diâmetro exterior (adaptado de [6]).

dos pneus. Esta segunda vantagem revela-se como uma mais valia especialmente em pneus de maiores dimensões e, portanto, com maior massa. Desta forma, os operadores são dispensados desta operação.

2.2 *Gripper*

2.2.1 Definição e Funções

A *gripper* é um equipamento que permite agarrar e sustentar um dado objeto, geralmente através de aderência por fricção, para a sua posterior manipulação. Para melhor compreensão, faça-se uma analogia entre um mecanismo de uma *gripper* e uma mão humana. Assim, tal como a mão humana, uma *gripper* permite sustentar, por fricção, um determinado objeto por forma a manuseá-lo e a libertá-lo, de forma controlada. Contudo, a sustentação de um objeto pode ocorrer sem aderência por fricção entre superfícies, isto é, recorrendo a forças de sucção que atuam sobre um ponto, linha ou superfície (exemplo: ventosas) [7], [8]. Para o desempenho da sua função, este equipamento é uma parte integrante de um sistema automático e, por isso, a *gripper* puderá estar conectada a um *robot* ou a um sistema automático fixo. Existem diversos modelos de *grippers* e, portanto, a escolha do equipamento ideal passará por avaliar o seu campo de aplicação ou a peça de trabalho a sustentar.

Dependendo do seu campo de aplicação, as suas funções incluem:

- Manuseio de uma dada peça de trabalho, devido à capacidade de suporte da mesma numa determinada posição e orientação;
- Capacidade de manubrabilidade estática (peso), dinâmica (movimento, aceleração ou desaceleração) ou de forças e momentos específicos de um dado processo;
- Definição ou alteração de uma dada posição ou orientação de uma peça de trabalho em relação ao equipamento a que se encontra acoplada a *gripper*.

As *grippers* não são apenas utilizadas em contexto industrial, dado que correspondem a

um equipamento fundamental em qualquer sistema de automação. Assim, estas podem operar em [7]:

- *Robots* industriais (manuseio e manipulação de objetos);
- *Hard automation*: assemblamento, micro assemblamento, maquinagem e armazenamento;
- Máquinas CNC para mudança de ferramenta;
- Manipuladores manuais;
- Equipamentos de elevação;
- *Robots* de serviço como ferramentas de retenção potencialmente idênticas a próteses de mãos.

2.2.2 Princípio de Funcionamento Básico de uma *Gripper*

O acionamento típico de uma *gripper* é feito através de um cilindro pneumático ([7], [8], [9]), localizado no centro da estrutura do equipamento. O movimento ascendente e descendente da haste do cilindro resulta, respetivamente, no fecho e na abertura dos dedos da *gripper*, devido à relação mecânica entre os elementos referidos. Esta abertura/fecho dos dedos permite o estabelecimento de uma pré tensão e retenção de um dado objeto. Além do movimento de abertura/fecho dos dedos, é possível estabelecer um movimento de rotação da estrutura da *gripper* em torno do seu eixo.

O procedimento que permite exercer a funcionalidade de uma *gripper* é o seguinte [7]:

1. Preparação para o contacto através da orientação apropriada do objeto, forçando-o até à posição requerida, recorrendo um sistema de posicionamento;
2. Pré tensão através do estabelecimento do contacto entre o objeto e as superfícies de agarre dos dedos da *gripper*;
3. Retenção do objeto durante a sua manipulação que pode envolver o seu transporte ou rotação. Durante o movimento podem surgir forças e momentos dinâmicos;
4. Entrega do objeto no seu destino através do acionamento dos dedos no sentido contrário ao realizado inicialmente.

Contudo, existem diversos modelos deste tipo de equipamento e, portanto, vários métodos para o acionamento do mesmo, destacando-se a alternativa hidraúlica e elétrica. No acionamento elétrico, podem ser utilizados motores de indução ou servomotores. Os últimos permitem um maior controlo sobre o movimento dos dedos, sendo, por isso, apropriados para equipamentos de maior precisão.

Na figura 2.4, observam-se as três principais formas de preensão de um dado objeto, nomeadamente através de *gripper* por impacto, *astrictive gripper* (termo sem tradução) e por *contigutive gripper* (termo sem tradução).

Uma *gripper* por impacto é uma gripper mecânica onde a preensão é obtida por forças de impacto sobre a superfície do objeto a sustentar. Este é o tipo de conceito de *gripper* mais utilizado. A sua relevância para o desenvolvimento do conceito do projeto em mãos resulta no seu destaque, neste documento, perante as restantes categorias de *gripper*. O acionamento elétrico deste tipo de *grippers* pode ser através de [7]:

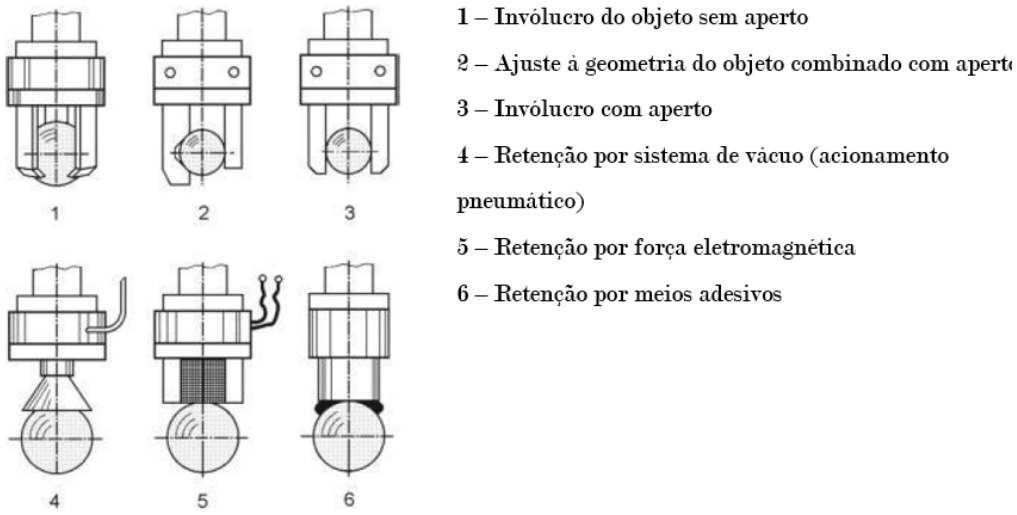


Figura 2.4: Opções para a geração de preensão de um objeto esférico [7].

- Motores passo a passo, que são soluções de baixo custo relativamente a sistemas pneumáticos;
- Servomotores (síncronos), usados para aplicações exigentes, permitindo o controlo de força/posição;
- Motores lineares, aplicáveis em operações de elevadas velocidades, isto é, para uma elevada velocidade dos dedos da *gripper*;
- *Drives* piezoelétricos indicados para objetos de pequena massa e baixos tempos de ciclo. A sua durabilidade é elevada, não obstante o curso máximo permitido é considerado limitado.

No segundo tipo de *gripper* referido (*astrictive gripper*), a força de ligação é produzida por um dado campo seja ele magnético, eletroestático ou por sucção de ar [9], [8], [7].

No caso de uma *contigutive gripper*, existe a necessidade de estabelecer contacto direto entre as superfícies do equipamento e as do objeto para resultar na preensão do objeto, como é o caso de adesão química ou térmica.

Pode ainda referir-se uma quarta categoria, sendo ela *ingressive gripper* cuja preensão pode ser intrusiva (por pinos) ou não intrusiva (por ganchos). Neste tipo de contacto, pode ocorrer a deformação ou a penetração do objeto até a uma definida profundidade.

Existem dois conceitos importantes, no funcionamento deste tipo de equipamentos, que devem ser distinguidos, nomeadamente a preensão e a sustentação/retenção. Enquanto que a força de preensão é a aplicada na fase inicial de preensão do objeto, a força de sustentação mantém a aderência entre as superfícies dos dedos da *gripper* e o objeto até este ser largado. Geralmente, a força de retenção pode ser inferior à inicial de preensão. A força de preensão é determinada pela energia requerida para o movimento do objeto, levando à força de retenção estática. Um outro conceito importante de referir consiste no eixo da *gripper* designado por TCP. Este sistema de coordenadas é utilizado para especificar a orientação do equipamento. A figura 2.5 demonstra uma *gripper* com 6 graus de liberdade, sendo a flange da *gripper* definida em relação à flange do *robot* onde será aparafusada.

O sistema cinemático é responsável por transformar movimento, permitindo o movimento dos dedos da *gripper* com razões de transmissão características. Os componentes

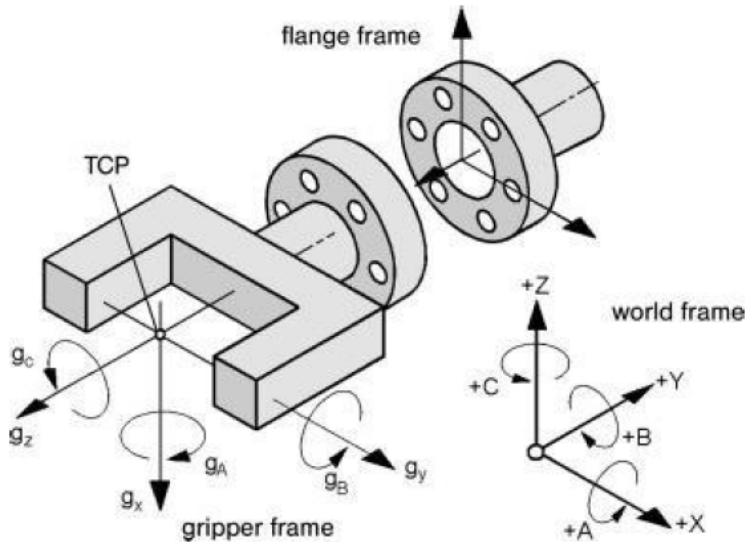


Figura 2.5: Demonstração da posição do TCP [7].

cinemáticos mais comummente utilizados são sistemas por alavanca, por fuso e por engrenagem. A engrenagem determina a velocidade final dos dedos da *gripper* e ainda a força de preensão sobre o objeto. Na figura 2.6, mostram-se alguns exemplos de transmissão de movimento.

Particularizando para *grippers* por impacto, as curvas características do movimento dos dedos bem como da força de aperto são definidas pelo seguinte:

- **Curva carcaterística do curso dos dedos da *gripper*:** relação entre o curso da *gripper*, SG, e o curso do sistema de acionamento, SA, no caso de sistemas pneumáticos. No caso de sistemas cuja transformação de movimento se dá através de engrenagens, este curso do acionamento corresponde ao ângulo de rotação. Para estes casos, é comum estabelecer-se a relação entre a velocidade angular da roda que transmite o movimento ao restante sistema e o deslocamento linear/curvo (ou outro) do dedo. Estas relações de funcionamento designam-se por funções de transferência mecânica.

- **Curva carcaterística da força de aperto:** dependência da razão FG/FA (FG força de aperto, FA força motriz) no curso do sistema de acionamento. Este parâmetro é igualmente designado por razão de transmissão.

A obtenção de ambas as curvas características é de extrema importância para o conhecimento dos parâmetros necessários para a seleção da motorização, nomeadamente o binário e a velocidade de rotação do motor. É necessário ter em atenção que os motores elétricos, mais especificamente os servomotores, apresentam uma dinâmica superior a velocidades de rotação mais elevadas (acima de 1000-1500 rpm ou superior se possível). Assim, caso a velocidade de rotação nos componentes de transformação de movimento seja baixa, vale a pena investir em elevadas razões de transmissão no redutor para que o rendimento energético do motor seja o melhor possível.

Uma das preocupações num projeto de uma *gripper* corresponde precisamente ao movimento síncrono dos dedos. Para tal, o sistema de transmissão de movimento deve garantir esta sincronização seja através de barras articuladas, cames ou sistemas de guiamento.

Destaca-se a possibilidade de integração de duas ou mais *grippers* na mesma estrutura para a preensão simultânea de mais de um objeto. Nestes casos, para uma estrutura

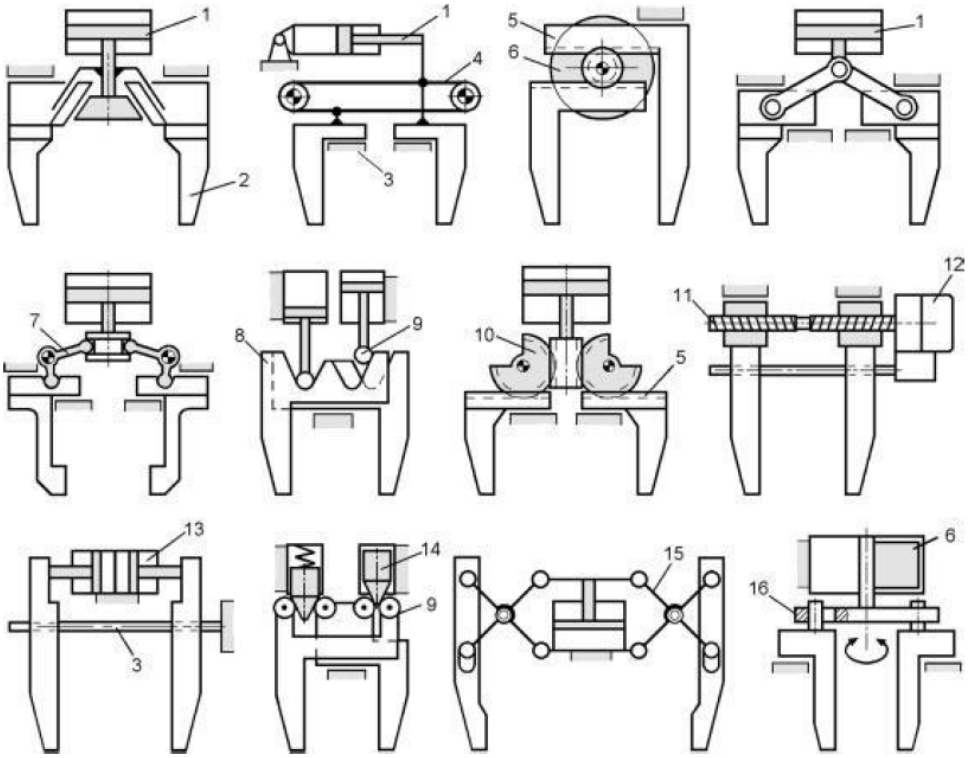


Figura 2.6: Sistemas de transmissão de movimento para *grippers* paralelas. Legenda: 1 - cilindro pneumático; 2 - dedo da *gripper*; 3 - guia linear; 4 - correia dentada; 5 - cremalheira; 6 - cilindro pneumático rotativo; 7 - barra articulada (alavanca); 8 - came; 9 - seguidor; 10 - segmento de roda dentada; 11 - fuso rosca esquerda/direita; 12 - motor; 13 - combinação de dois cilindros; 14 - pistão pneumático; 15 - mecanismo tesoura ; 16 - disco com rasgos came [7].

constituída por n *grippers*, existem n TCP ou um TCP principal, sendo os sub TCP definidos relativamente ao TCP principal a partir de um *offset*.

A *gripper* é um equipamento cuja função global é a preensão de um objeto, então a integração de sensores no sistema pode ser pertinente. Assim, podem ser instalados sensores nos dedos da *gripper* para deteção de posição, registo da aproximação a um objeto, cálculo da força de preensão por forma a não danificar os objetos, deteção de possível deslizamento entre as superfícies dos dedos e do objeto, entre outros. Estes sensores podem ser sensores de contacto ou sem contacto (como ultrassons) [8], [9].

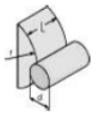
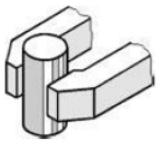
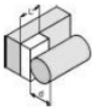
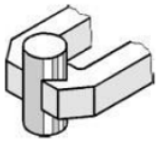
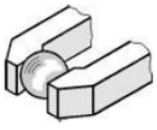
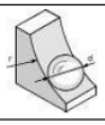
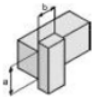
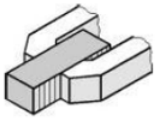
Considere-se o termo 'par ativo' de componentes de interação para descrever a interação entre os dedos/garras da *gripper* e o objeto. O tipo de contacto estabelecido entre estes componentes pode ser classificado, de acordo com o método de preensão, em: aperto, sucção e adesão magnética. Estudar-se-á em maior pormenor unicamente o primeiro referido, visto que é o método que vai de encontro ao conceito do equipamento a projetar.

O número de dedos de uma *gripper* revela-se um fator significativo, sendo que, quanto maior for este número, maior será a área de superfície do objeto em contacto com as garras do equipamento. Contudo, não é obrigatório que o contacto se dê entre superfícies, já que este pode ser estabelecido por pontos de contacto ou por linhas de contacto. Assim, o maior número de pontos/linhas/superfícies de contacto que permite evitar desalinhamentos do objeto, devidos à sua inércia ou massa, bem como uma deformação indesejada do mesmo, aquando da sua sustentação (caso o objeto seja deformável). Outro aspeto relevante é o

design dos dedos que terá de ser adaptado de acordo com a aplicação. É necessário ter em conta que determinados *designs* de dedo resultam numa redução significativa da força de fricção necessária para suportar o objeto, consoante a aplicação [9]. Quanto maior for a área de envolvência do dedo no objeto maior será a estabilidade e menor será a força necessária para a preensão do objeto.

Dependendo do número de dedos e da sua geometria, existe a possibilidade da existência de desalinhamentos da posição do objeto aquando da sua sustentação, dado que os dedos não permitem o bloqueio do movimento em todos os graus de liberdade do objeto. Assim, durante a preensão do objeto pela *gripper*, podem surgir forças que, caso sejam superiores às de fricção provocadas pela interação entre os dedos e o objeto, resultam no desalinhamento da peça de trabalho nos graus de liberdade não prescritos. Por isso, intuitivamente dizer-se-ia que quanto maior fossem as forças de preensão, menor seria a probabilidade de descentragem do objeto. Contudo, estas forças não podem ser arbitrariamente aumentadas, já que podem culminar na deformação permanente das superfícies da peça e mesmo dos próprios dedos da *gripper* [10]. O limite máximo para esta força de fricção é ditado pela pressão de contacto permissível. A pressão de contacto vai depender da força de contacto bem como das propriedades elásticas dos materiais do objeto e dos dedos. Na tabela 2.1 encontram-se sumarizadas as situações de contacto mais típicas bem como a sua expressão para o cálculo da pressão de contacto, segundo a teoria de contacto Hertziana.

Tabela 2.1: Pressão máxima de contacto entre as superfícies dos dedos da *gripper* e o objeto de acordo com a forma do contacto (adaptado de [7]).

	Contacto	**Pressão de contacto, p**	**Forma do dedo da *gripper***
Contacto linear		$p = 0{,}418 \sqrt{\frac{F_K \cdot E_r}{L}\left(\frac{2}{d}+\frac{1}{r}\right)}$	
		$p = 0{,}418 \sqrt{\frac{F_K \cdot E_r}{L}\left(\frac{2}{d}-\frac{1}{r}\right)}$	
		$p = 0{,}418 \sqrt{\frac{2 \cdot F_K \cdot E_r}{L \cdot d}}$	
Contacto pontual		$p = \mathrm{m} \cdot \sqrt[3]{\frac{F_K \cdot E_r^2}{r^2}}$	
		$\frac{d}{2} < r$	
Contacto em superfície		$p = \frac{F_K}{a \cdot b}$	

Seja:

- F_k - força de contacto (N) dependente da força de fricção;
- E_r - módulo de *Young* composto (MPa);
- d - diâmetro do objeto (mm);
- $\pm$ - (+ para superfícies dos dedos convexas; − para superfícies dos dedos côncavas);
- r - raio de curvatura do dedo da *gripper* (mm) ($r = \infty$ corresponde a superfícies planas);
- L - comprimento do contacto linear (mm).

O módulo de *Young* equivalente é dado por:

$$E_r = \frac{2 \cdot E_t \cdot E_s}{E_t + E_s} \tag{2.1}$$

onde E_t corresponde ao módulo de *Young* do objeto e E_s ao do dedo da *gripper*.

No caso de contactos pontuais, o coeficiente m pode ser obtido como função do parâmetro $(2 \cdot r)/d$ a partir da tabela 2.2.

Tabela 2.2: Relação entre parâmetros m e $(2 \cdot r)/d$ (adaptado de [7]).

$(2 \cdot r)/d$	m	$(2 \cdot r)/d$	m
1.0	0.388	0.40	0.536
0.9	0.400	0.30	0.600
0.8	0.420	0.20	0.716
0.7	0.440	0.15	0.800
0.6	0.468	0.10	0.970
0.5	0.490	0.05	1.980

De maneira a não provocar deformações permanentes no objeto poder-se-ia avaliar a possibilidade de diminuir a força de preensão o que resultaria na redução da pressão de contacto. Contudo, por vezes tal poderá não ser necessário. Uma possível alternativa consiste em recorrer a técnicas ingressivas, isto é, na penetração pontual da superfície do objeto, com uma profundadidade máxima de 500 μm, permitindo a diminuição da força de fricção necessária.

Os parâmetros e características gerais que especificam o contacto ativo das superfícies no processo de preensão de um objeto são [7]:

- Orientação espacial da *gripper* em relação ao equipamento a que se esta se encontra acoplada (exemplo: *robot*);
- Força resultante, que depende da massa e inércia, incluindo, ainda, forças de centrifugação;
- Geometria do objeto e das suas superfícies, localização do centro de gravidade (momento de inércia);
- *Design* dos dedos da *gripper* em conjugação com a distribuição de forças, determinando a forma e as forças de contacto na superfície do par ativo;
- Propriedades das superfícies da peça de trabalho e dos dedos do equipamento tais como: rigidez, sensibilidade ao impacto, entre outras;
- Efeitos ambientais como poeira e outros contaminantes, temperatura e vibrações.

2.2.3 Estratégia de Pré Tensão

O processo de agarramento de um dado objeto deve ter em conta todas as possíveis incertezas relevantes envolvidas. Assim, o objetivo da estratégia é prever como irá decorrer este processo por forma a que este possa ser programável. Um dos aspetos fundamentais é o conhecimento das propriedades da localização selecionada para a ocorrência de adesão [7]. Tais poderão ser:

- Ponto estacionário de preensão;
- Ponto migratório de preensão;
- Ponto oscilatório de preensão;
- Ponto desconhecido que deverá ser determinado por sensores integrados.

Por isso, dependendo do conhecimento prévio da localização destes pontos, a estratégia de adesão pode ser:

- Pré determinada: as operações necessárias para estabelecer uma força de contacto suficiente entre componentes é previamente programada;
- Variável: as operações referidas são apenas brevemente definidas, podendo ser adaptadas consoante a informação fornecida pelos sensores instalados.

Porém, as seguintes zonas deverão ser identificadas antecipadamente de modo a não danificar o objeto ou os dedos da *gripper*, devendo sempre aplicar as devidas margens de segurança:

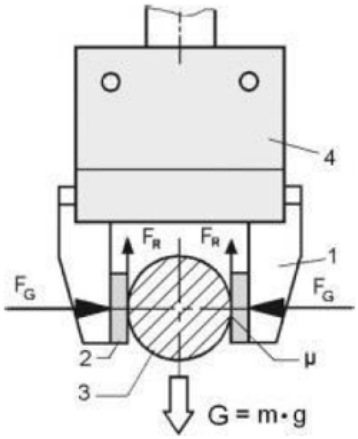
- Zonas proibidas;
- Zonas reservadas;
- Zonas de preensão, devendo localizar-se o mais próximo possível do centro de gravidade do objeto;
- Zonas de suporte.

Portanto, a estratégia de um sistema automático de aperto envolve decisões do tipo:

- Estratégicas, isto é, a estratégia de pré tensão para um dado objeto num determinado ambiente;
- De coordenação, ou seja, a seleção e aplicação de uma estratégia que seja viável para a implementação da tarefa de aperto;
- De execução que corresponde à aquisição de informação, formulação de parâmetros, garantia de acesso aos devidos locais da peça, entre outros.

Considere-se a *gripper* de impacto de 2 garras apresentada na figura 2.7. Este equipamento retém o objeto através da aplicação de forças de aperto (F_G) que sustentam as forças de atrito (F_R) existentes entre as paredes dos dedos e da superfície do objeto. Em cálculo estático, a força de aperto pode ser calculada por (ignorando fatores de segurança):

$$F_G = \frac{m \cdot g}{\mu \cdot n} \tag{2.2}$$



1 – Dedo de uma *gripper* paralela

2 – Garra da *gripper*

3 – Objeto

F_G – Retenção por sistema de vácuo (acionamento pneumático)

F_R – Retenção por força eletromagnética

G – Peso do objeto

Figura 2.7: Forças aplicadas sobre um dado objeto [7].

onde:

g corresponde à aceleração gravítica (m/s^2);

n corresponde ao número de dedos;

μ corresponde ao coeficiente de atrito entre as superfícies das garras e do objeto.

O número de garras é introduzido na equação já que as forças de atrito surgem em todas as superfícies onde ocorre contacto, nomeadamente entre os dedos e o objeto. Contudo, o importante é a definição do número de pontos/superfícies de contacto, por isso não existe distinção entre uma *gripper* de três garras (três superfícies de contacto) ou uma *gripper* de duas garras com três pontos/superfícies de contacto. A última situação referida pode suceder no caso de determinados *designs* de dedo. A tabela 2.3 apresenta valores típicos de coeficientes de atrito dependentes das interfaces de contacto bem como da lubrificação entre elas.

A escolha do coeficiente de segurança a empregar no projeto de uma *gripper* depende do tipo de movimento do *robot* onde se encontra acoplada a mesma. Considerem-se as seguintes regras para a seleção do coeficiente de segurança, N [7]:

- $N = 2$ para aplicações normais;
- $N = 3$ para movimento em vários eixos com baixa aceleração;
- $N = 4$ para movimento brusco e com elevada aceleração.

Tabela 2.3: Valores típicos de coeficientes de atrito entre superfícies ([7]).

		Superfície de Contacto da Peça de Trabalho				
Superfície de Contacto do Dedo		Aço	Aço (Lubrificado)	Alumínio	Alumínio (Lubrificado)	Borracha/ Plástico
	Aço	0.25	0.15	0.35	0.20	0.50
	Aço (Lubrificado)	0.15	0.09	0.21	0.12	0.30
	Alumínio	0.35	0.21	0.49	0.28	0.70
	Alumínio (Lubrificado)	0.20	0.12	0.28	0.16	0.40
	Borracha/ Plástico	0.50	0.30	0.70	0.40	1.00

Considerando o manuseio de um dado objeto a partir de uma *gripper* de dois dedos instalada num *robot* com um eixo de translação (z) - figura 2.8. Este caso é equivalente ao de uma *gripper* instalada na lança de um AGV, cujo sistema de elevação permite a translação no eixo z.

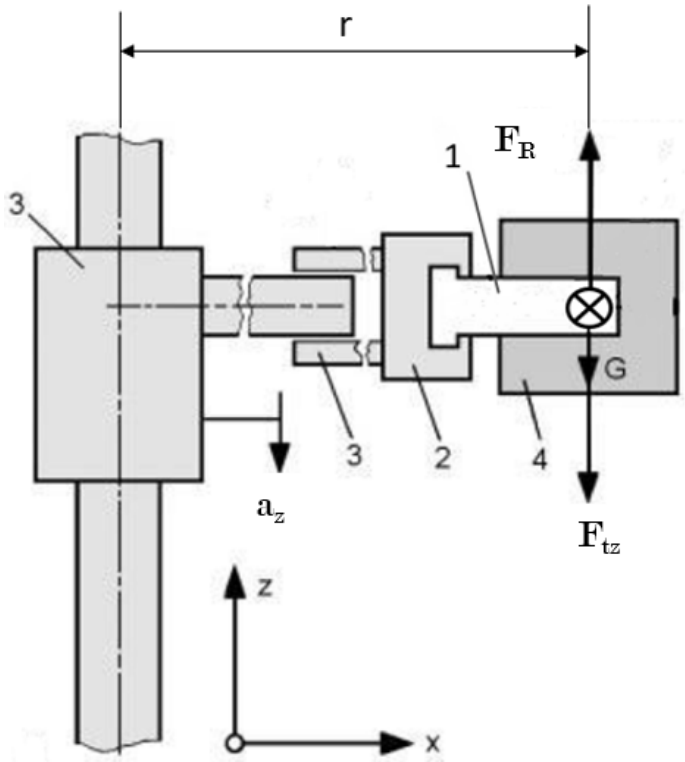


Figura 2.8: Forças aplicadas sobre a garra da *gripper*. Legenda: 1 - garra da *gripper*; 2 - *gripper*; 3 - eixo de translação; 4 - peça de trabalho (adaptado de [7]).

Onde:
F_G - força de pré tensão;
F_R - força de atrito (apenas no eixo do z);
F_{tz} - força de inércia na direção do z;
G - peso do objeto;
r - distância entre o eixo do *robot* e o centro *pivot* do objeto;
α_z - aceleração na direção do z.
A força de inércia devida à aceleração no eixo do z é dada por:

$$F_{tz} = m \cdot \alpha_z \tag{2.3}$$

logo, para que o sistema de elevação possa iniciar o seu movimento na direção do z, terá de vencer a inércia da massa da lança, da *gripper* e do objeto, m. A força de atrito é obtida por:

$$F_R = \frac{m \cdot g}{2} \tag{2.4}$$

A força de pré tensão é determinada por:

$$F_G = \frac{m \cdot g}{\mu \cdot 2} \tag{2.5}$$

A constante 2 indica o número de dedos da *gripper*. Contudo, na prática, as forças de pré tensão não são constantes ao longo do ciclo de trabalho, por isso é necessário assegurar que

a força de retenção máxima é superior à requerida, para que não haja risco de queda do objeto. Por isso, requere-se a avaliação do movimento da *gripper* no que toca a velocidades e acelerações nas respetivas direções ao longo do ciclo de trabalho.

É boa prática fazer coincidir o centro de massa do objeto com o da *gripper*, pois, assim, as forças de pré tensão são igualmente distribuídas pelos n dedos. Caso tal não seja possível, deverá selecionar-se, de forma cuidada, a localização dos pontos/superfícies de contacto, de maneira a que o momento fletor seja desprezável.

2.2.4 Tipos de *Gripper*

O movimento dos dedos/garras da *gripper*, em relação à estrutura do equipamento, pode ser classificado como paralelo, angular e radial. Dentro do movimento angular pode ainda identificar-se o movimento articulado [11].

Na *gripper* de movimento paralelo (figura 2.9), os dedos deslocam-se numa direção axial, sendo esta perpendicular ao eixo da *gripper*, e de forma síncrona. Este movimento paralelo confere uma maior precisão no deslocamento dos dedos, quando comparado com outros modelos de *gripper*. Contudo, exige a implementação de guiamentos de maior curso. Por outro lado, no caso de *grippers* com apenas dois dedos, é possível que um deles se mantenha fixo, enquanto que o outro executa o movimento de aproximação que permitirá exercer a força de aperto sobre o objeto.

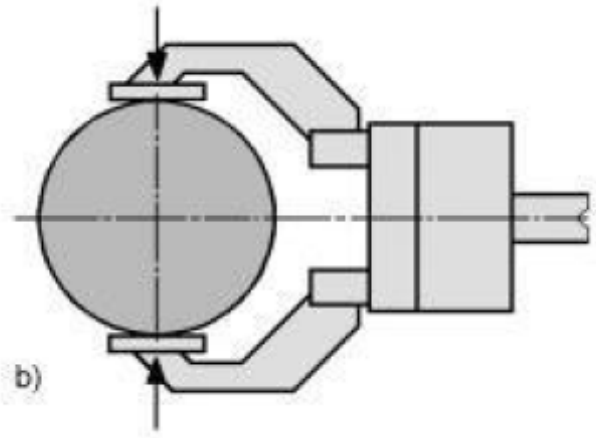


Figura 2.9: *Gripper* paralela (adaptado de [7]).

Na *gripper* de movimento angular, os dedos abrem e fecham em relação a um ponto *pivot* localizado no eixo do equipamento, descrevendo, assim, uma trajetória curva. Tal como no movimento axial, os dedos com trajetória curva deslocam-se de forma síncrona. A estes sistemas podem ser adicionadas barras articuladas que fazem parte da cinemática do sistema. Na figura 2.10, é possível observar vários tipos de *gripper* angular cuja cinemática integra duas barras articuladas, resultando em, pelo menos, três juntas rotativas e uma linear, utilizada unicamente para o acoplamento ao sistema de acionamento. No caso de um atuador linear, como pneumático, este ponto linear faria parte do cilindro, correspondendo à extremidade da haste.

As *grippers* radiais, também comummente designadas por *grippers* autocentrantes, são equipamentos constituídos por, pelo menos, três dedos/garras dispostos radialmente relativamente ao TCP, e capazes de alinhar o objeto a suportar com o eixo da *gripper*. Este tipo de equipamentos são geralmente utilizados em peças de trabalho cilíndricas, como é

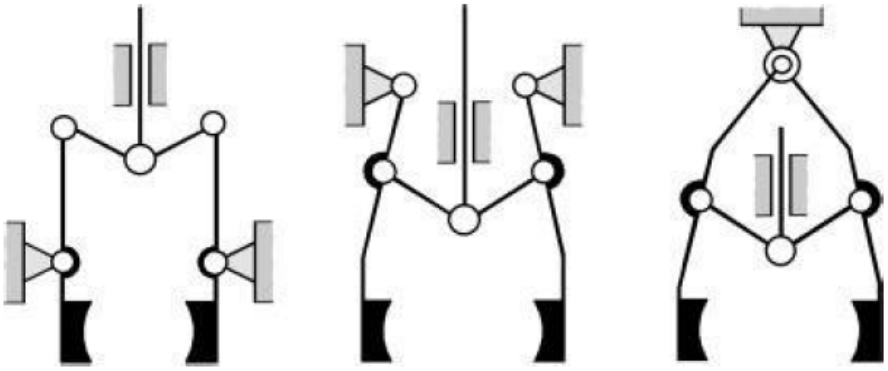


Figura 2.10: Cinemática de uma *gripper* angular com pelos menos 3 juntas rotativas e uma linear(adaptado de [7]).

o caso de pneus (aproximadamente). O movimento dos dedos pode ser linear ou ocorrer ao longo de uma trajetória curva.

Existe outra categoria de classificação destes equipamentos, nomeadamente no que toca à forma de agarrar e suportar o objeto através da *gripper*, isto é, internamente e externamente [11] (figura 2.11). Tal encontra-se dependente da geometria da peça a suportar, bem como da sua orientação, do processo de agarre da mesma e ainda do espaço disponível para desempenhar este processo. No caso da *gripper* externa, o movimento de fecho dos dedos permitem agarrar a peça a suportar.

Numa *gripper* interna, o movimento de abertura dos dedos, numa direção perpendicular ao eixo da *gripper*, ocorre até atingir a peça (por impacto), estabelecendo-se, assim, uma força de fricção entre os dedos e a superfície da peça. Estes equipamentos são utilizados quando a geometria da peça assim o permite, isto é, quando é possível prender a peça pelo seu interior, e quando o acesso à superfície exterior da peça é obrigatório. Estas *grippers* são mais compactas em comparação com as externas.

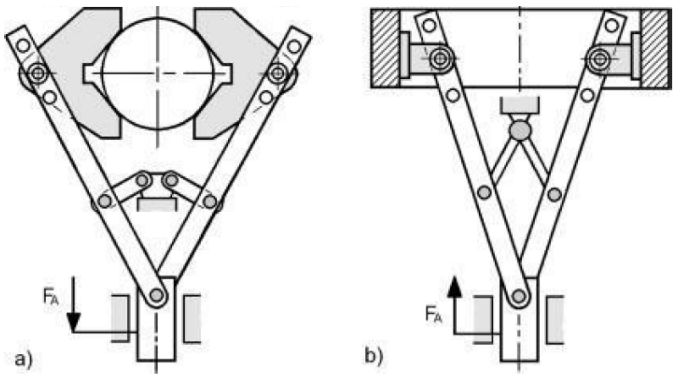


Figura 2.11: *Grippers* de impacto com efeito centrador, a) *gripper* externa, b) *gripper* interna, F_A: força motriz (adaptado de [7]).

2.2.5 Requisitos e Características de uma *Gripper*

A seleção de uma *gripper* encontra-se dependente da tarefa de pré tensão a desempenhar caracterizada pelos seguintes fatores [12], [7]:

- Requisitos tecnológicos: tempo inicial de pré tensão, número de objetos por ciclo de aperto, entre outros;
- Efeitos provocados pelo objeto retido: massa, geometria, dimensões, tolerâncias, posição do centro de massa, estabilidade, superfície, material, temperatura.

De um modo geral, pode-se admitir que a geometria do objeto limita a superfície de aderência, a dimensão limita a gama de operação da *gripper*, a massa determina a capacidade de carga do equipamento e que a posição do objeto vai influenciar o ponto/superfície de pré tensão.

- Fatores relacionados com o equipamento ao qual se encontra acoplado a *gripper*: precisão no posicionamento, acelerações e especificações relativas ao acionamento seja ele mecânico, elétrico ou fluídico (ar, óleo);
- Efeitos ambientais: humidade, vibrações, contaminantes, entre outros.

Por isso, a escolha do processo de estabelecimento de pré tensão encontra-se dependente dos requisitos necessários ao equipamento e da sua análise.

O projeto de uma *gripper* de elevada qualidade deverá incluir as seguintes propriedades [12]:

- Ajustamento versátil da estrutura do equipamento à operação a realizar;
- Vasta gama de operação bem como diversas opções de aperto para objetos de diferentes geometrias e dimensões;
- Que garanta a estabilidade do objeto relativamente à sua posição e orientação;
- Forças de aperto bem definidas e otimizadas;
- Baixo número de ligações articuladas, quando aplicável;
- Robustez para um baixo atravancamento;
- Fácil manuseamento e elevada fiabilidade;
- Que evite danos e deformações permanentes ao objeto durante o processo de pré tensão;
- Precisão de posicionamento aceitável do objeto;
- Resistência ao desgaste;
- Sistema de controlo simples e curtos períodos de ação;
- Variação da força de aperto de acordo com a massa do objeto;
- Fácil acesso para manutenção.

A utilização destes equipamentos em certas indústrias como a alimentar e a de pneus (*pure manufacturing*) inclui certos cuidados, nomeadamente no que toca à presença de contaminantes. Estes podem ser evitados através da utilização de materiais de elevada resistência à abrasão (já que é evitado o uso de lubrificantes) para ligações articuladas e sistemas de guiamento, de motores elétricos sem escovas, entre outros cuidados. A eliminação destes contaminantes implica a utilização de sistemas locais de extração de

contaminantes, de sistemas de vedação ou revestimentos, proteção das engrenagens através do seu invólucro.

A classificação da limpeza do ambiente do espaço onde operam estes equipamentos, de acordo com a norma ISO 14644, é especificada em 9 categorias, desde ISO 1 à ISO 9, mediante partículas por m^3. O fator humano é preponderante na contaminação de ambientes, devido à pele humana que pode carregar até 10 milhões de partículas por dia [7].

2.2.6 Projeto e Seleção de *Grippers*

A seleção de uma determinada *gripper* depende da sua aplicação, disponibilidade de recursos e das soluções comerciais existentes. No caso de um projeto customizado de um equipamento deste tipo, deverão ser atendidos todos os requisitos impostos pelo cliente, recorrendo o quanto possível a componentes normalizados de mercado. Salienta-se a existência de uma relação de compromisso entre custo-benefício, já que certos requisitos de elevada exigência não são, muitas vezes, necessários e poderão elevar bastante o custo do equipamento.

A prova de conceito de uma dada *gripper* pode ser facilitada e avaliada através de livrarias de *grippers*, como a disponível no COSIMIR System, que contêm modelos CAD destes equipamentos [7].

No Anexo A, encontra-se um fluxograma que auxilia no processo de seleção de uma *gripper*.

2.2.7 Geração de *Grip* em pneus

No contexto desta dissertação, a preensão ou o seu equivalente anglo-saxónico *grip* é definida como o coeficiente de fricção entre as superfícies do pneu e a superfície em contacto com este. A segunda superfície referida puderá ser, por um lado, a estrada ou, no caso de interesse, a superfície dos dedos ou garras da *gripper*. Considerando apenas o último caso referido, este coeficiente de fricção depende de uma gama de fatores tais como a rugosidade das superfícies dos dedos da *gripper* bem como a rugosidade do pneu, a temperatura e, portanto, o comportamento viscoelástico da borracha do pneu. Estes e outros fatores influenciam a deformação e a viscosidade da borracha que juntamente com a histerese do pneu contribuem para a geração do designado *grip* (força, que impede o escorregamento, transmitida por atrito no contacto entre as superfícies). Existem dois tipos de mecanismos que resultam na geração de *grip* [13]:

- Rugosidade das superfícies dos dedos da *gripper*;
- Adesão molecular.

As rugosidades das superfícies dos dedos da *gripper* vão atuar sobre a borracha do pneu que deformará. Contudo, devido aos efeitos de histerese, as zonas das superfícies de contacto (na borracha) já não afetadas pelos efeitos da rugosidade não voltam imediatamente à sua forma inicial. Esta deformação assimétrica gera um campo de forças, onde a força tangencial (marcada por X na figura 2.12 - a amarelo) se opõe ao escorregamento.

Por outro lado, a cadeia molecular é alongada, isto é, as suas propriedades viscosas resistem à deformação, gerando uma força de fricção que se opõe ao escorregamento (figura 2.13).

Na figura 2.13, os pontos 1 e 3 representam um comportamento viscoelástico do pneu e o ponto 2 um comportamento viscoplástico. Por isso, no ponto 2 ocorre um micro desgaste do pneu que resulta na alteração da zona de contacto pneu-superfície.

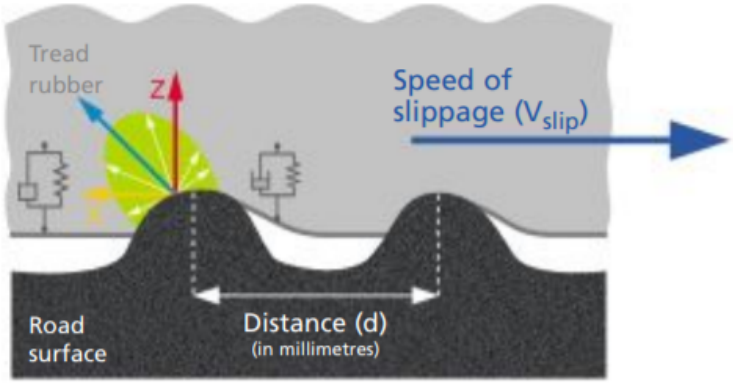


Figura 2.12: Modelo físico da interação entre pneu e piso [13].

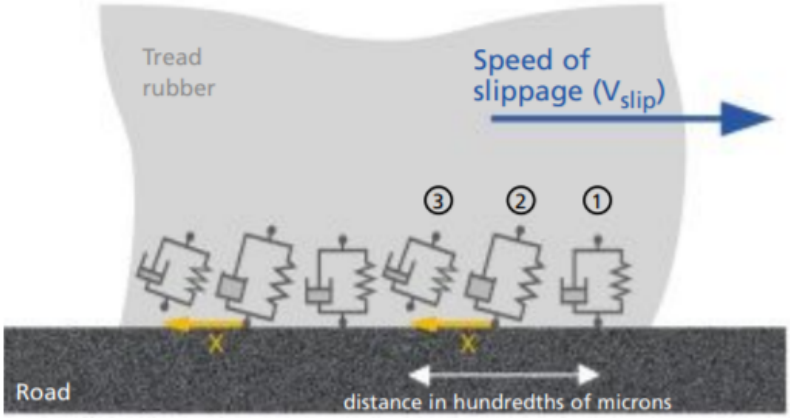


Figura 2.13: Ciclo de tensões estabelecido durante a adesão do pneu ao piso [13].

Por isso, a *gripper* é um equipamento cuja funcionalidade assenta na geração de fricção entre as interfaces em contacto, sendo elas as do pneu e as dos dedos do equipamento.

2.2.8 *Gripper* para Pneus

Durante o processo de construção de um pneu, é necessário o seu transporte entre as várias secções que integram o seu processo produtivo. Assim, depois de obtido o pneu em verde, este tem de ser levado para uma cabine de pintura, onde lhe será pulverizado um lubrificante no seu interior, por forma a facilitar a operação de vulcanização. Em seguida, terá de ser colocado numa prensa para efetuar o processo de cura e finalmente terá de ser levantado da mesma prensa e levado para a secção de inspeção final, tal como visto na secção 2.1. O transporte do pneu entre secções é facilitado quando automatizado, especialmente no caso de pneus de maiores dimensões e, portanto, de maior massa. Por isso, o equipamento que permite o seu transporte através do suporte e sustentação do pneu é uma *gripper*. Dependendo do modelo, esta pode ainda participar na paletização e armazenamento dos pneus.

Contudo, este tipo de máquina pode ser ainda utilizado fora do processo produtivo do pneu. Por exemplo, quando existe a necessidade de retirar ou voltar a posicionar um pneu num dado veículo, a *gripper* é um equipamento ideal para auxiliar neste tipo de tarefa.

Especificando o campo de aplicação deste equipamento em pneus e na indústria de pneus, podem-se encontrar *grippers* nas mais diversas soluções construtivas, nomeadamente:

- Paralelas ou angulares;
- Externas ou internas;
- Acionamento hidraúlico, pneumático ou elétrico;
- Número de dedos variável;
- Movimento de rotação adicional do corpo da *gripper*.

2.2.8.1 Estratégia de levantamento e suporte do pneu

Como a *gripper* a desenvolver é do tipo interna, radial e para pneus de maiores dimensões, nomeadamente para uma abertura máxima de 52", foi adotada uma estratégia semelhante à utilizada pela Gislotica numa solução anterior. A referida solução corresponde a uma *gripper* para uma cabine de pintura de pneus Agro/OTR a ser discutida na secção 3.2.2.2. Na solução já implementada pela empresa, existem sensores de proximidade nos oito dedos que permitem a deteção do pneu. Os sensores operam sobre uma superfície do dedo passível de inclinação. Assim, quando o pneu encosta nesta superfície do dedo, esta vai sofrer uma rotação que resulta na deformação de uma mola. Por isso, estes sensores vão medir a posição desta superfície e, mediante um dado valor de referência, permitem identificar a presença do pneu. O acionamento do sistema é realizado através de servomotores que permitem estabelecer o controlo de força/velocidade. Por outro lado, no caso de uma falha de energia, caso o servomotor esteja equipado com um travão, este é acionado, levando à imobilização total da máquina.

Numa primeira fase, existe a confirmação da presença do pneu na área de envolvência da *gripper* através de um operador ou por um sistema de visão artificial. Tal levará ao acionamento do sistema que resulta na abertura dos dedos da *gripper*. Como o eixo do equipamento pode não coincidir com o do pneu ou já que o pneu não é 100% circular, a abertura dos dedos até ao *bead* pode ocorrer sem que os oito dedos tenham alcançado o diâmetro interno do pneu. Por isso, a estratégia que define o levantamento do pneu compreende a deteção de pelos menos três dedos em posições não consecutivas, isto é, um triângulo de dedos não consecutivos. À medida que o pneu vai sendo levantado, ocorre um ligeiro aumento do binário no sistema de acionamento, levando a que os oito dedos possam estar em contacto com o pneu, resultando, consequentemente, no transporte do pneu para a posição correta de retenção.

Tal como referido noutras secções, o objetivo no processo de pré tensão e retenção do pneu é o seu suporte, evitando o desenvolvimento de deformações permanentes no *bead*. Portanto, será necessário o cálculo da força de pré tensão estabelecida entre as superfícies de contacto, isto é, as do pneu e as dos dedos da *gripper*. Esta força de pré tensão é devida à componente do peso do pneu (perpendicular ao eixo da *gripper*) e às forças elásticas desenvolvidas pelo mesmo. Contudo, no caso específico desta indústria, o cálculo desta força é de difícil obtenção devido ao comportamento viscoelástico da borracha do pneu. Assim, o ponto/superfície de contacto entre as superfícies (dedo/pneu) é migratório. Tal envolveria a necessidade de formulações de modelos de elementos finitos de elevada complexidade sem grande benefício prático, dado que nunca seriam suficientemente representativas da realidade. Por esta razão, a determinação da força de pré tensão é realizada na fase experimental através da regulação dos valores de binário desenvolvidos pelo motor e que

permitem a retenção do pneu. Através dos componentes de transmissão de movimento do equipamento, estes valores de binário são convertidos nestas forças de pré tensão.

Assim, a cada modelo de pneu é atribuído um código ao qual corresponde uma receita gerada durante a fase experimental. Esta receita determina a força que os dedos têm de exercer sobre o pneu por forma a sustentar o seu peso, sem o deformar, e sem que haja o movimento involutário dos dedos provocado pela interação entre estes e o pneu. Caso existisse este movimento, o sistema passaria a ser reversível e inseguro, o que é claramente indesejado. Logo, o modelo de *gripper* a projetar pode ser considerado de auto bloqueio. Por isso, quando existe a necessidade de transporte de um dado pneu, é lido o seu código e, em seguida, é procurada a sua receita na base de dados na fábrica. Esta receita é a responsável por empregar a força de aperto necessária.

Para melhor compreensão, considere-se o seguinte exemplo relativo à obtenção da receita de um dado modelo de pneu em verde, cujo *bead* é igual a 16":

- **Hipótese:** espera-se a abertura dos oito dedos até a um diâmetro igual a 16" (406.4 mm);
- **Na prática:** o pneu em verde pode ter um *bead* ligeiramente superior ou inferior. Considere-se, para este exemplo, que o *bead* será inferior a 16" e igual a 400 mm (15.75");
- **Consequência:** abertura dos dedos até às 16", forçando o pneu depois de ultrapassado o seu *bead* (igual a 400 mm);
- **Resultado:** depois de ser ultrapassado o diâmetro igual a 400 mm, a qualquer momento verificar-se-á um disparo no valor de binário aplicado sobre o pneu. Este disparo pode ser interpretado como um aviso para que o valor de binário aplicado não ultrapasse este valor. Caso contrário poderá ocorrer dano definitivo no pneu em verde. Depois deste pico, poder-se-á aliviar ligeiramente o valor de binário de maneira a que haja uma melhor acomodação do pneu nos oito dedos sem que o mesmo caia.

2.3 Conclusões

A seleção ou o projeto de uma *gripper* encontra-se dependente da aplicação do equipamento e mediante esta, é necessário verificar qual o tipo de *gripper* que melhor se adequa. Como a *gripper* a projetar é para ser integrada na indústria de pneus, mais especificamente em pneus em verde, o tipo de *gripper* indicada é a de impacto, interna e paralela/radial. Assim, serão as forças de impacto as responsáveis pela retenção do pneu e o facto de os dedos prenderem o pneu em verde pelo seu *bead* e não pelo seu diâmetro externo, permite uma menor deformação da geometria do pneu. Para pneus de menores dimensões, as *grippers* angulares são bastante compactas quando comparadas com as paralelas, no entanto, para pneus de maiores dimensões, o conceito de *gripper* angular é abandonado, dando lugar à *gripper* paralela, daí que será este o conceito adotado no processo de projeto.

Embora o estudo da estratégia de pré tensão seja relevante, o comportamento viscoelástico do pneu dificulta esta análise. Contudo, a Gislotica já tem desenvolvido soluções para *grippers* com capacidades de carga elevadas, tal como no presente caso, e, por isso, nesta dissertação utilizou-se a mesma abordagem de pré tensão que a Gislotica. Tal implicou a utilização de uma geometria de dedo previamente desenvolvida pela empresa e que já se encontra testada e validada.

Capítulo 3

Processo de Projeto

O processo de desenvolvimento de um projeto em engenharia segue uma determinada sequência de atividades que o projetista deve respeitar, das quais se destacam (VDI2221/2222):

- Definição e clarificação da tarefa, que permite, juntamente com uma análise às tendências de mercado, elaborar a Especificação de Projeto;
- Determinação das funções e sua interação - Estrutura Funcional;
- Identificação dos princípios de solução - variantes conceptuais do equipamento;
- Seleção de um conceito e materialização do produto;
- Preparação do produto para o mercado, com a sua produção, introduzindo as especificações finais de utilização através dos manuais técnicos.

Existem, ainda, outras considerações a ter em conta no decorrer do projeto nomeadamente:

- Se o equipamento vai de encontro às tendências do mercado, caso contrário conduzir-se-á a ajustes;
- Se o produto respeita a legislação e a normalização associada;
- Se a fase de produção não é limitada em termos tecnológicos no chão de fábrica onde o produto deverá ser concebido. Caso contrário, o custo do equipamento aumentará por questões logísticas e outras, por ser necessário recorrer a serviços externos para o seu fabrico.

3.1 Definição e Clarificação da Tarefa

Esta fase inicial segue-se à identificação da necessidade real do cliente que, neste caso, já vem acompanhada de requisitos iniciais. Embora, no presente caso, o projeto a desenvolver advém de uma proposta de produto proveniente de um planeamento interno da empresa, é necessário proceder à clarificação da tarefa em maior pormenor antes de iniciar a etapa de desenvolvimento.

Contudo, os requisitos base estabelecidos não são suficientes para o desenvolvimento do produto. Assim, a importância da clarificação da tarefa reside na determinação de todos os requisitos, que terão de ser satisfeitos, e constrangimentos associados, que depois de compilados resultam numa descrição detalhada da Especificação de Projeto. O desenvolvimento posterior do projeto terá como base estas especificações de projeto. No entanto,

não significa que estas sejam definitivas, já que o desenvolvimento da solução técnica em mãos vai determinar a especificação final, que corresponde à inicial depois de revista e atualizada.

Destacam-se os seguintes parâmetros devido à sua importância a referir na Especificação do Projeto, depois de definidos todos os requisitos. O dimensionamento destes parâmetros será determinado através de um processo iterativo:

- Número de dedos;
- Capacidade de carga;
- Abertura máxima e mínima dos dedos;
- Velocidade linear dos dedos;
- Aceleração linear dos dedos;
- Potência requerida.

3.1.1 Perfil da *Gripper* a Desenvolver

No caso particular deste projeto, foi estabelecido pela Gislotica os requisitos base estabelecidos na tabela 3.1 para o equipamento a projetar.

Tabela 3.1: Requisitos iniciais estabelecidos pela Gislotica.

Número de dedos	6-8
Capacidade de carga	até 2000 kg
Abertura dedos	16-52”
Acionamento	Elétrico (com controlo de força)
Sensores	Deteção do pneu em cada dedo

3.1.2 Análise de Mercado

Após um *benchmark*, verificou-se que os fabricantes deste tipo de equipamentos, especializados na indústria de pneus, mais concretamente no processo produtivo dos mesmos, não comercializam estes equipamentos de forma individual, mas antes como parte integrante numa máquina com uma dada função, tais como cabines de pintura para pneus em verde.

A única exceção encontrada foi o modelo R106 *Tire Gripper* da empresa GMG (figura 3.1) que pode ser utilizada para o transporte de pneus na secção de paletização e armazenamento de pneus. Este modelo de *gripper* apresenta as seguintes características:

- Movimento paralelo de dedos;
- Acionamento pneumático ou elétrico;
- Sensores de posição para deteção do pneu;
- Capacidade de carga axial de 1000 kg;
- *Gripper* interna ou externa;
- Abertura dos dedos a especificar pelo cliente.



Figura 3.1: *Gripper* modular da empresa GMG [14].

Por outro lado, foram encontrados outros modelos de *gripper* cuja aplicação é igualmente em pneus, contudo fora do contexto produtivo dos mesmos. Assim, verificou-se que a empresa AME *International* apresenta um modelo de *gripper* denominado *Easy Gripper* (figura 3.2). As especificações mais relevantes desta máquina são:

- *Gripper* externa;
- Três pontos de suporte (3 garras);
- Acionamento hidraúlico;
- Capacidade de carga de 2000 kg;
- Abertura entre 34-95";
- Possibilidade de inclinação para agarrar o pneu na horizontal e na vertical.



Figura 3.2: *Gripper* angular de 3 garras, hidraúlica da empresa AME *International* [15].

Além disso, foi estudada a solução da empresa Lifts All (figura 3.3) indicada para ambientes de oficina, para posicionamento de pneus em veículos. As especificações deste equipamento são as seguintes:

- *Gripper* paralela;
- Três pontos de suporte (3 garras);
- Acionamento pneumático (6-7 bar);
- Capacidade de carga de 75 kg;
- Abertura entre 24-36”;
- Capacidade de inclinação de 90°;
- Capacidade de rotação +/- 45°.

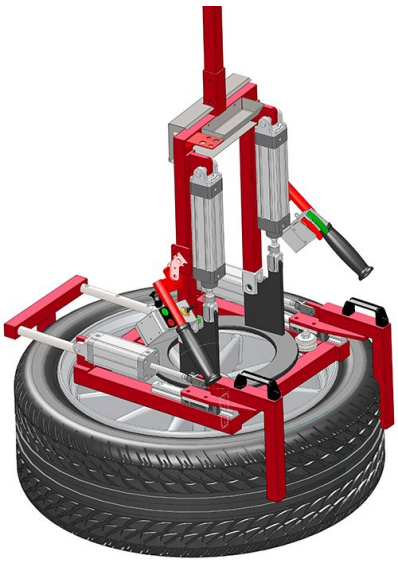


Figura 3.3: *Gripper* paralela, 4 garras da empresa *Lifts All* [16].

3.1.3 Especificação de Projeto

A Especificação de Projeto corresponde à compilação de todos os requisitos e constrangimentos numa tabela com descrição detalhada do produto a desenvolver. Numa fase inicial, torna-se difícil definir as especificações de projeto, porque estas envolvem uma tomada de decisões. Assim, numa fase prematura, existem poucos fundamentos onde basear a mesma. Por isso, à medida que o projeto vai avançando, é natural que esta especificação de projeto vá sofrendo alterações quer por questões económicas quer funcionais. Existem duas categorias para os tipos de requisitos que constam na especificação de projeto [2]:

- Exigência (E ou requisito necessário);
- Desejo (D ou requisito conveniente).

As exigências são requisitos que terão de ser obrigatoriamente respeitados pelo projetista, pois sendo exigências do cliente são fundamentais para o desempenho da função pretendida para o equipamento. Enquanto que os desejos são requisitos não exigidos pelo cliente, mas que melhoram o desempenho do equipamento em certos aspetos. Deverão ser considerados apenas quando possível e caso o custo benefício assim o compense.

Na secção 2.2.8.1, foi referido que, no caso específico da indústria de pneus, a determinação da força de pré tensão sobre o pneu, envolvia uma componente experimental, na qual eram ajustados os valores de binário desenvolvidos pelo motor, de acordo com o modelo de cada pneu, de maneira a garantir a retenção do pneu durante o seu levantamento e transporte. Assim, embora tenha sido especificado pela Gislotica qual seria a capacidade de carga máxima do equipamento com respeito ao peso do pneu, não foi dada indicação sobre a força de pré tensão, designada na Especificação de Projeto por "força de fecho imposta pelo pneu em cada dedo". Considerou-se a designação de "força de fecho", pois, caso o motor não exercesse um binário que contrariasse esta força, os dedos teriam tendência a transladar em direção ao centro da *gripper*. Por isso, neste documento foi considerada uma estimativa inicial que aponta para um valor máximo igual a 200 kg. Este valor foi considerado, tendo em conta a experiência prévia da empresa nestes equipamentos. Particularizando, foi indicado pela Gislotica que na *gripper* de 8 dedos desenvolvida para pneus Agro/OTR (discutida adiante na secção 3.2.2.2), com gama de operação entre as 24 e 48" e com uma capacidade de carga máxima de 1200 kg, foi necessário impôr uma força de fecho máxima igual a 110 kg por dedo. Portanto, como no presente projeto, a capacidade de carga máxima é de 2000 kg, sendo aproximadamente 70% superior à da *gripper* da Gislotica referida, então tomou-se, como referência, um valor para a força de fecho máxima que fosse 70% superior ao da solução já existente. Consequentemente, o valor de referência obtido foi igual a 180 kg. De modo a estabelecer uma margem de segurança, foi tomado o valor de 200 kg, tal como referido anteriormente, para os cálculos estruturais do projeto.

No Anexo B, consta o documento de Especificação de Projeto, baseado no método de Pahl/Beitz [2], que lista o conjunto de requisitos pretendidos. Este corresponde já ao documento final, embora houve a necessidade de o atualizar ao longo do desenvolvimento do projeto.

3.1.4 Legislação e Normalização associada ao equipamento

O funcionamento de equipamentos industriais encontra-se associado a riscos que poderão colocar a vida dos operários em risco. Portanto, é fundamental que o projeto do equipamento contemple estes riscos, por forma a diminuí-los. Caso não seja possível, há a necessidade de incluir dispositivos de proteção juntamente com a sinalética adequada.

Para tal, seguiu-se a nova abordagem, que corresponde à resolução dos estados membros da CE em harmonizar a legislação dos mesmos, resultando na elaboração de diretivas, que os equipamentos deverão respeitar. As regras gerais e essenciais escritas na diretiva são, por sua vez, interpretadas por "Normas Harmonizadas", que complementam as Diretivas, de modo a que estas possam ser compreendidas e seguidas. Antes de colocar uma máquina no mercado, o fabricante deve assegurar primordialmente que:

1. A máquina cumpre os requisitos essenciais de saúde e segurança, explicitados na diretiva "Máquinas" 2006/42 CE;
2. Cumpre os requisitos de segurança explicitados na norma harmonizada que lhe dizem respeito;
3. O processo técnico está disponível e deve demonstrar que a máquina está em conformidade com os requisitos da presente diretiva. O processo técnico deve abranger a conceção, o fabrico e o funcionamento da máquina, na medida do necessário à avaliação da conformidade;
4. As informações necessárias estão disponíveis;

5. São aplicados os procedimentos de avaliação da conformidade dos produtos;
6. Foi emitida a declaração CE de conformidade;
7. Foi colocada a marcação CE.

As normas harmonizadas dividem-se em 3 categorias:

- Normas Tipo A: Normas fundamentais – definem conceitos, princípios e aspetos gerais (norma EN/ISO 12100), e análise de risco (Norma ISO 1050);
- Normas Tipo B: Normas relativas a um grupo específico, ou aspeto de segurança:
  - Normas B1 – sobre aspetos particulares de segurança;
  - Normas B2 – sobre dispositivos de segurança;
- Normas tipo C: normas relativas a uma categoria específica de máquinas. O projeto do equipamento foi desenvolvido de modo a respeitar quer a diretiva "Máquinas" 2006/42 CE quer as normas harmonizadas anteriores.

3.2 Projeto de Conceção

A fase seguinte corresponde à fase de conceção do projeto onde se identifica o conceito que se pretende desenvolver. A determinação do conceito encontra-se dependente das funções que se pretende dar ao equipamento e aos princípios de solução disponíveis que permitem a materialização do conceito. Assim, inicialmente, há que estabelecer uma estrutura de funções, na qual consta a função global e as subfunções associadas ao equipamento. Por outro lado, há que investigar sobre os vários princípios de solução considerados adequados para a concretização de um equipamento e que respeitem a estrutura funcional. Portanto, para o desenvolvimento do conceito, adotou-se a seguinte abordagem:

1. Estabelecimento da estrutura funcional;
2. Geração de ideias e conceitos;
3. Procura de princípios de solução adequados para as funções necessárias;
4. Comparação entre variantes mediante aspetos técnicos e económicos;
5. Seleção do Conceito.

3.2.1 Estrutura de Funções

Por definição, "a Estrutura de Funções representa um conjunto de relações bem definidas e facilmente reprodutíveis entre as entradas/saídas de um sistema destinado a desempenhar uma tarefa" [17].

O objetivo é identificar a função global, que serve para descrever a tarefa geral do equipamento, bem como as respetivas subfunções do mesmo de maneira a determinar um campo de soluções. Será a partir deste que a solução ótima surgirá, depois de realizada uma análise comparativa entre soluções. As interações entre funções e, portanto entre tarefas, ocorre através de conversões de energia, matéria e sinal.

Assim, inicialmente procede-se à identificação da função global e, por isso, ao fluxo principal. De seguida, procuram-se possíveis fluxos secundários de maneira a dividir a

função global em subfunções. O estabelecimento das relações entre subfunções resulta na Estrutura de Funções.

Através da combinação das funções elementares de cada função e subfunção foi possível construir a estrutura de funções que se encontra disponível no documento Estrutura de Funções, no Anexo B. As setas a cheio indicam fluxos de energia, a setas com contorno a cheio são fluxos de matéria e as setas a ponto representam fluxos de sinais.

3.2.2 Geração de Ideias e Conceitos

Embora as *grippers* sejam equipamentos largamente utilizados no chão de fábrica na indústria de pneus, a literatura técnica deste tipo de equipamento é praticamente inexistente. Por isso, a abordagem adotada para a geração de ideias e conceitos foi a análise de patentes relevantes ao tema, estudo das soluções construtivas previamente desenvolvidas pela Gislotica e, ainda, através da observação de soluções da concorrência.

É de notar que as patentes encontradas foram avaliadas meramente através dos seus desenhos de *layout*. Além disso, é de destacar que as soluções da concorrência não foram avaliadas através de catálogos com disponibilidade de informação, mas antes através de demonstrações destes equipamentos das respetivas empresas em formato vídeo.

3.2.2.1 Patentes

A patente CN109080183A (figura 3.4) refere-se a uma *gripper* de 8 dedos. O seu acionamento é feito por motor elétrico e o deslocamento dos dedos por guias dentadas. Assim, o pinhão do veio de saída do redutor engrena na guia (pinhão cremalheira) onde se encontra acoplado o dedo, permitindo o seu deslocamento linear. Os sentidos de rotação do pinhão determinam se o movimento do dedo será de abertura ou de fecho. Como o acionamento é feito apenas num único dedo, o movimento síncrono dos 8 dedos é conseguido através de uma corrente que engrena num carreto localizado no veio de saída do redutor. A patente

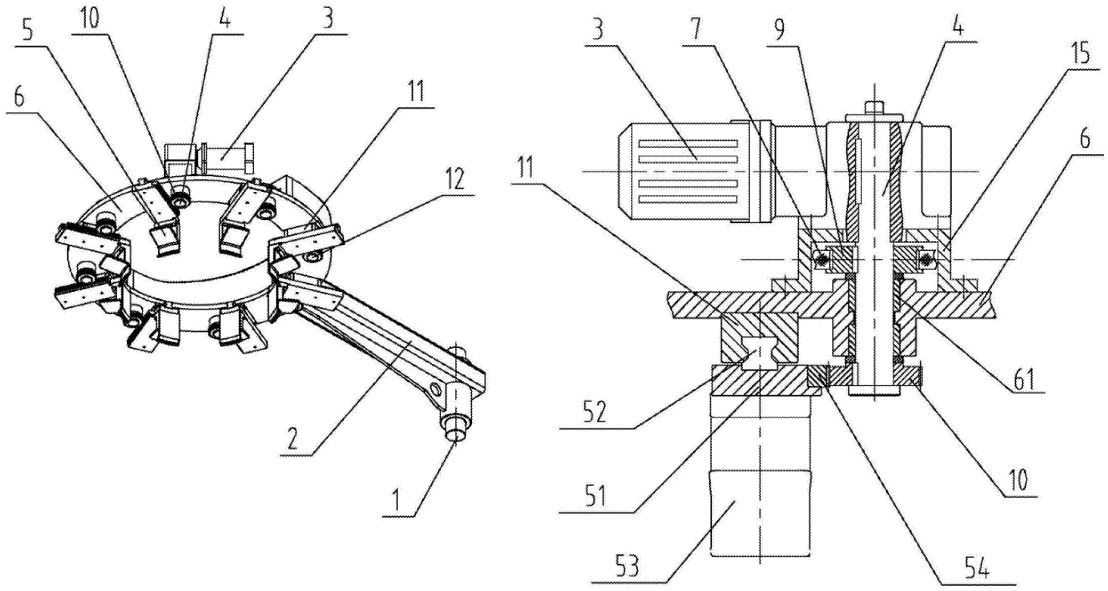


Figura 3.4: Patente CN109080183A.

CN205416131U (figura 3.5) menciona igualmente uma *gripper* de 8 dedos. Existem dois mecanismos de acionamento: elétrico e pneumático. O acionamento elétrico ataca no eixo

da *gripper* de modo a permitir a rotação da estrutura. O acionamento pneumático utiliza um cilindro pneumático com uma das extremidades suportada por um apoio duplo, permitindo uma rotação livre em z (seja z a direção da gravidade). O avanço da haste permite a rotação de um disco, que contém rasgos em forma de espiral. Estes rasgos servem de came para um rolamento (*cam roller*) que se encontra acoplado ao conjunto do dedo, cujo movimento é devido a um guiamento linear. O movimento sincronizado dos 8 dedos é assegurado pela rotação do disco.

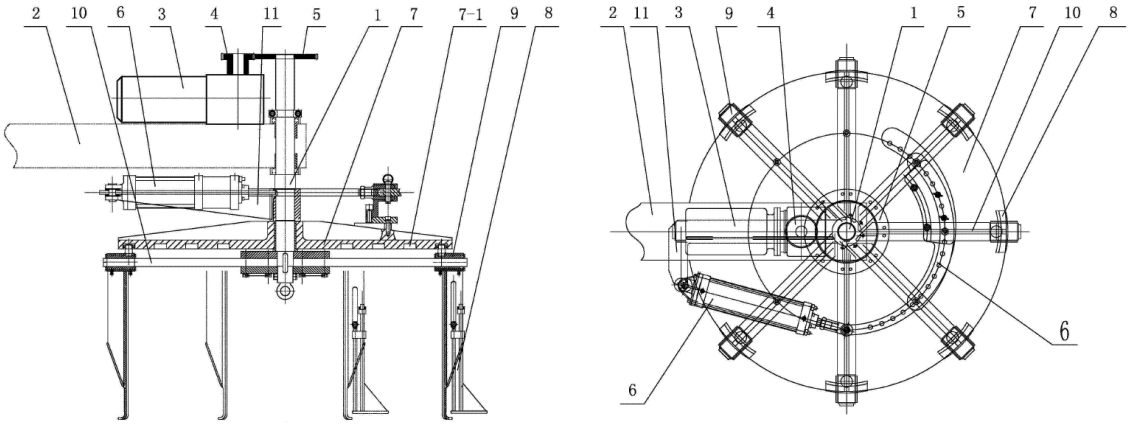


Figura 3.5: Patente CN205416131U.

A patente CN203665785U (figura 3.6) apresenta uma *gripper* de 8 dedos. O acionamento é elétrico, levando à rotação de um fuso. A rotação do fuso faz transladar um casquilho-guia dentro de um rasgo que serve de came. Este casquilho, por sua vez, encontra-se ligado a um disco com rasgos em espiral. A translação deste casquilho resulta na rotação do disco. No disco, os rasgos em espiral servem como came para um rolamento (*cam roller*), acoplado ao conjunto do dedo. Assim, a translação do conjunto do dedo é assegurada pela guia linear e pelo movimento do rolamento na came. A rotação do disco permite um movimento síncrono dos 8 dedos.

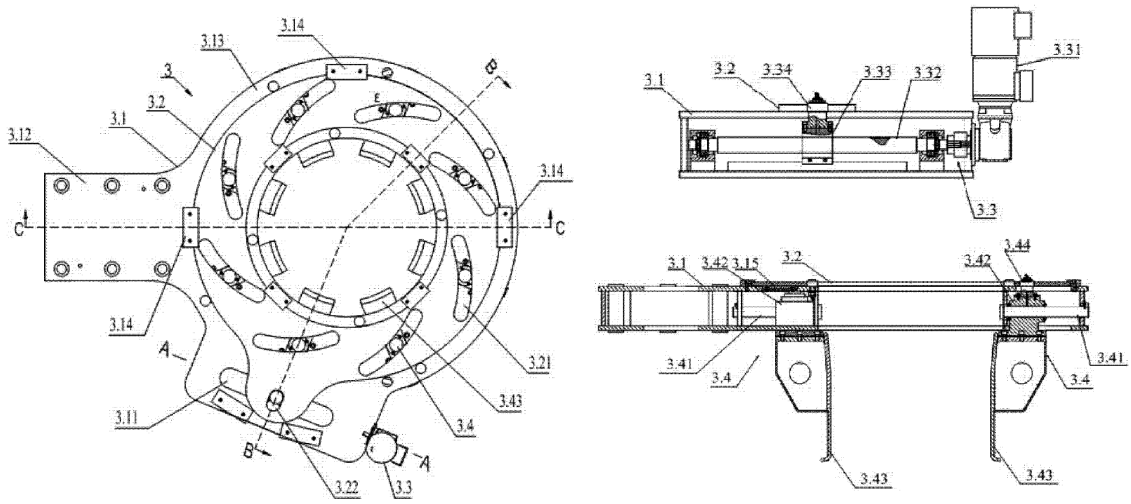


Figura 3.6: Patente CN203665785U.

A patente CN203792350U (figura 3.7) representa um modelo conceptual de uma *gripper* de 4 dedos. O acionamento é feito por dois cilindros pneumáticos que atuam num único

dedo. As hastes dos cilindros estão rigidamente ligadas por uma barra perpendicular às mesmas. Esta barra está igualmente ligada a um patim no qual se encontra acoplado um dedo. A translação do patim é realizada ao longo de um rasgo que serve de guia. Por outro lado, existe uma barra em que uma das extremidades se encontra ligada ao patim e a outra extremidade a um prato com uma forma quadrangular, sendo válido para os quatro dedos. Assim, quando as hastes do cilindro avançam, o dedo mestre avança e, como consequência, a barra articulada provoca a rotação do prato. Esta rotação vai permitir o avanço dos restantes dedos, possibilitando um movimento síncrono.

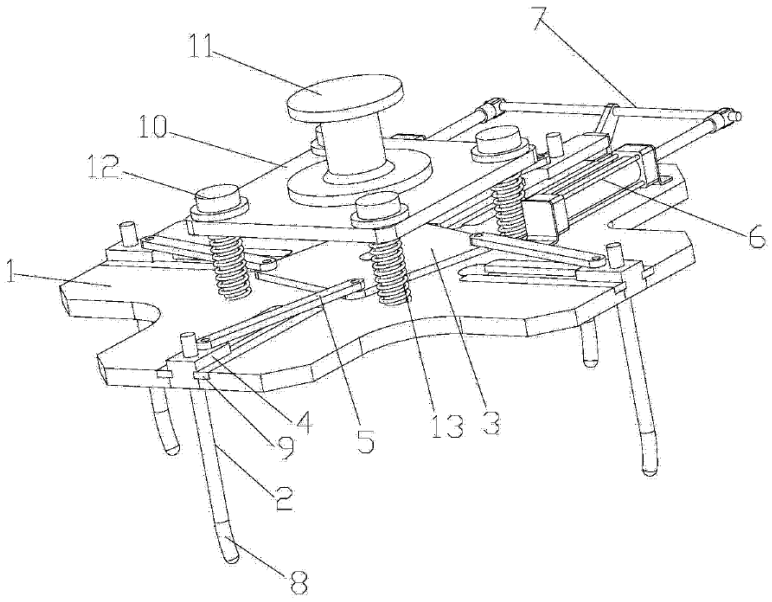


Figura 3.7: Patente CN203792350U.

3.2.2.2 Soluções Construtivas - Gislotica

De acordo com o catálogo de produtos 2019 da Gislotica [1], a empresa disponibiliza atualmente 4 modelos distintos de *gripper*, sendo todas interiores.

1. *Gripper* angular para a cabine de pintura para pneus PCR - *gripper* 1;
2. *Gripper* angular para a cabine de pintura para pneus TBR - *gripper* 2;
3. *Gripper* paralela para a cabine de pintura para pneus bias - *gripper* 3;
4. *Gripper* paralela para a cabine de pintura para pneus Agro/OTR - *gripper* 4.

***Grippers* 1 e 2**

As *grippers* 1 e 2 têm 8 dedos e obedecem ao mesmo princípio de funcionamento, diferindo apenas na gama de operação com respeito ao diâmetro *bead* do pneu.

A *gripper* 1 é indicada para pneus em verde radiais, 12-24" dos tipos:

- Pneus ligeiros;
- Pneus para veículos comerciais;
- Pneus para camiões (*light truck*).

A *gripper* 2 é utilizada para pneus em verde radiais dos tipos:

- Pneus para camiões;
- Pneus para autocarros;
- Pneus para veículos comerciais.

Os pneus suportados pela *gripper* 2 têm um peso máximo de 120 kg e um diâmetro externo máximo de 1400 mm.

O acionamento destes dois modelos de *gripper* é pneumático, com uma pressão máxima de 6 bar. Quando o equipamento está sem carga (sem pneu), os seus dedos encontram-se normalmente abertos, isto é, na sua abertura máxima. Assim que a *gripper* estiver em posição para agarrar e suportar um pneu, existe um cilindro pneumático conectado ao corpo central do equipamento que, quando acionado, ou seja, quando a sua haste recua, vai levar à translação vertical ascendente do veio central da estrutura. Este, por consequência, vai permitir o fecho dos dedos da *gripper* até a um diâmetro ligeiramente inferior ao do *bead* do pneu. O fecho dos dedos é descrito por uma trajetória circular e possibilitado devido à ligação entre o veio central e os dedos por barras articuladas. Este movimento é análogo ao movimento de fecho de um guarda chuva. Em seguida, os dedos voltam a abrir, devido ao avanço da haste do cilindro, até encontrarem o diâmetro interno do pneu (*bead*). A partir deste momento, o pneu é levantado e suportado pela *gripper*.

Além disso, existe a possibilidade da *gripper* rodar em torno do seu eixo, através de um acionamento externo. Assim, existe um motorredutor que apresenta, no seu eixo de saída, um rolo. Quando acionado, este rolo provoca, por fricção, a rotação do prato de suporte dos dedos da *gripper*. Por isso, este equipamento é dotado de um movimento de fecho/abertura dos seus dedos e ainda de um movimento de rotação em torno do seu eixo.

***Gripper* 3**

A *gripper* 3 apresenta 6 dedos e é indicada para pneus bias, 8-20". Ao contrário das duas anteriores, esta *gripper* é paralela e, portanto, os dedos transladam devido a um sistema de guiamento linear. O seu acionamento é igualmente pneumático (pressão máxima de 6 bar) e semelhante ao descrito anteriormente. Logo, assim que o veio central do equipamento é puxado pelo cilindro pneumático, os dedos vão recuar. Tal deve-se ao facto dos dedos estarem conectados, por ligações aparafusadas, a um casquilho que envolve o patim da guia linear e, este, por sua vez, encontra-se ligado por barras articuladas ao veio central do equipamento, produzindo, então, o efeito "guarda chuva". De igual modo, estes equipamentos podem ainda rodar sobre o seu eixo através de um sistema semelhante ao descrito para as *grippers* 1 e 2. É de ressaltar que os dedos da *gripper* 3 têm um *design* diferente dos das *grippers* 1 e 2, devido à geometria tubular do pneu.

Gripper 4

Nas cabines de pintura Agro/OTR, existem duas *grippers* do tipo 4, cada uma com 8 dedos, de modo a cobrir uma gama de pneus de 24-48", com um peso máximo de 1200 kg. Certos pneus podem ser operados por qualquer uma das duas *grippers*.

O acionamento é realizado por um servomotor que ataca sobre um sistema de rodas cónicas, permitindo o movimento síncrono dos dedos. Cada roda cónica encontra-se ligada a um fuso de esferas, cuja rotação leva ao movimento de avanço/recuo dos dedos. A utilização de um servomotor permite, de acordo com a receita do pneu, um controlo de força sobre o *bead* do pneu de modo a não danificá-lo no seu estado verde.

Além do movimento de abertura e fecho dos dedos, esta *gripper* tem a capacidade de rodar sobre o eixo, devido a uma coroa de orientação (*slewing ring*), acionada por um pinhão, sendo este comandado por um servomotor.

Esta solução é de alta precisão e, portanto, de elevado custo.

3.2.2.3 SOLUÇÕES CONSTRUTIVAS - CONCORRÊNCIA

Larsen & Toubro, L&T India

A solução apresentada por L&T India, igualmente indicada para pneus de maiores dimensões, apresenta 8 dedos e o seu acionamento é elétrico. Neste caso, existe um disco dentado que é acionado pelo pinhão do veio de saída do motorredutor. Este disco dentado encontra-se ligado, por ligações aparafusadas, a um disco com rasgos em espiral (disco came) e, por conseguinte, o acionamento do disco dentado leva à rotação do disco com rasgos em espiral. Este último serve de came para um rolamento posicionado no topo de um casquilho que serve de suporte para o dedo. A translação do dedo é assegurada por um sistema de guiamento linear de baixa precisão. O casquilho (tipo caixa) referido anteriormente envolve o patim do sistema de guiamento e, assim, quando o disco-came entra em rotação, o rolamento adquire um movimento que satisfaz quer a trajetória em espiral quer o movimento linear imposto pelo guiamento linear.

Este tipo de sistema, embora seja de menor precisão, permite um movimento síncrono entre os dedos através de um sistema mecânico simples [18].

Pioneer Industrial Systems

A *gripper* para pneus Agro da Pioneer Industrial Systems apresenta apenas 4 dedos e, como consequência, é visível uma maior deformação do pneu em verde. O acionamento é elétrico e o movimento linear dos dedos é assegurado através de um sistema de guiamento de baixa precisão. Contudo, a transmissão de movimento é inconclusiva. Tal como na solução de L&T India, existe um casquilho que envolve o patim do sistema linear ao qual se encontra ligado o dedo. Assim, a translação do casquilho assegura o movimento linear do dedo [19].

3.2.3 Pesquisa de Princípios de Solução

A análise realizada aos produtos da concorrência, às soluções construtivas da Gislotica e ainda às patentes apresentadas na secção 3.2.2.1 permitiu identificar os diferentes princípios de solução mais comummente utilizados para este tipo de equipamento. Embora esta secção sirva de identificação das diversas variantes do equipamento consoante os princípios de solução selecionados, é de mencionar que, na fase inicial do projeto, a ideia conceptual de base para o projeto do equipamento já se encontraria pré-concebida. Assim, o objetivo seria o projeto de um equipamento de baixo custo e com elevada gama de operação *bead*. Além disso, como a função global deste equipamento, em conjunto com o AGV, corresponde ao transporte de pneus em verde, a precisão do mesmo não necessita de ser elevada, mas antes aceitável.

Como o conceito base pré-definido assenta na transmissão de movimento não linear, este será o primeiro alvo de análise.

3.2.3.1 Transmissão de Movimento Não Linear

Os componentes de transmissão não linear levam a que o movimento e o binário sejam transmitidos de uma forma não linear. Logo, os valores de saída variam em função do

ângulo de rotação de um dado componente ou da sua posição. Este é o caso de mecanismos de barras articuladas ou de cames. A cinemática destes componentes vai determinar, por sua vez, a sequência de movimento dos componentes cujo movimento é restringindo por estes componentes não lineares. Geralmente, a equação que governa o movimento dependente de componentes não lineares é bastante complexa.

Transmissão de Movimento por Came

Os mecanismos por came têm a possibilidade de transformar movimentos de rotação em movimentos oscilatórios. Neste tipo de mecanismo, existe um componente mestre designado por came e um componente escravo designado por seguidor. A trajetória descrita pelo último é dependente da cinemática da came. Este tipo de transmissão de movimento não linear é frequentemente utilizado para a conversão de movimento de rotação da came em movimento linear do seguidor, através do contacto direto deste com a came. Existem vários tipos de came, contudo focar-se-á na came espiral, dado que a base conceptual do equipamento a projetar assenta neste tipo de transmissão de movimento não linear. A came espiral pode ser um disco com um rasgo em forma de espiral. Assim, quando a came inicia o seu movimento de rotação, o componente seguidor descreve um movimento recíproco ao da came espiral que se traduz igualmente num movimento linear. No caso da figura 3.8, este movimento linear corresponde a um movimento vertical em relação ao eixo do disco came.

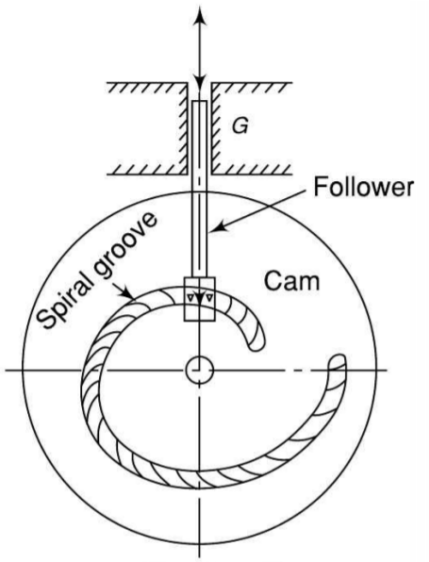


Figura 3.8: Disco com rasgos em espiral que servem de came para um componente seguidor [20].

Tal como existem diferentes tipos de came, existe igualmente uma variedade de tipos de componentes seguidor, destacando-se os rolamentos seguidores. Este tipo de seguidores consistem em rolamentos de rolos/agulhas ou de esferas, sendo os primeiros os mais usualmente utilizados. Estes rolamentos seguidores são indicados para sistemas com elevada velocidade de operação, dado que o seu contacto com a came ocorre por rolamento, teoricamente sem escorregamento. Por este motivo, estes componentes sofrem menor desgaste quando comparados com outros tipos de componentes seguidores.

Por outro lado, os mecanismos por came caracterizam-se por uma razão de transmissão que pode variar em função do ângulo de rotação do disco came e consequentemente da posição do rolamento seguidor no rasgo espiral. Tal deve-se ao facto da espiral poder ser

composta por várias curvas, com raios e centros distintos entre si. É também por esta razão que as equações de movimento do seguidor são geralmente complexas e, por conseguinte, o dimensionamento destes sistemas poderá apresentar um grau de complexidade bastante superior quando comparados com aqueles baseados em componentes lineares, como é o caso de fusos de esferas ou sistemas pinhão cremalheira.

O inconveniente do mecanismo por came espiral consiste na necessidade de reverter o sentido de rotação do disco came para que o seguidor retorne à sua posição inicial [20].

Como se verá no capítulo 4, o projeto do equipamento alvo desta dissertação assenta numa transmissão de movimento por came, mais especificamente por came espiral, os restantes princípios de solução encontram-se condicionados por esta hipótese.

No presente caso, existirá, portanto, um disco com n rasgos em espiral, sendo n o número de dedos da *gripper* a projetar. Cada um destes rasgos serve de came para um rolamento seguidor cuja trajetória satisfaz simultaneamente a trajetória imposta pela came espiral e ainda uma trajetória linear de direção radial em relação ao centro do disco. Cada um dos n rolamentos seguidores encontrar-se-ão ligados ao seu respetivo dedo, resultando no movimento orientado do mesmo.

3.2.3.2 Sistemas de Guiamento Linear

Os sistemas de guiamento linear frequentemente utilizados em aplicações para posicionamento são os guiamentos de trilho perfilado de rolos, de esferas e ainda guiamentos de rolo de leva. Dentro dos guiamentos lineares de esferas, existe a alternativa de quatro ou seis carreiras de esferas. Neste tipo de guiamentos, a força necessária para vencer a resistência ao movimento encontra-se dependente da inércia da carga, do coeficiente de atrito dos corpos rolantes e, portanto, da lubrificação bem como da pré carga inicial. A pré carga é utilizada para a eliminação de possíveis folgas. A montagem destes sistemas deve respeitar os desvios de orientação e de posição impostos (exemplo: paralelismo/perpendicularidade), caso contrário a resistência ao movimento poderá ser superior. Tal é indesejado porque requer maior energia para a movimentação da carga [21]. A tabela 3.2 apresenta as características funcionais dos sistemas de guiamentos abordados.

Para a aplicação em causa, focar-se-á unicamente nos guiamentos de trilho perfilado de rolos e de esferas. Estes guiamentos têm a capacidade de absorver cargas (forças e momentos) em todas as direções exceto na direção de movimento.

Os guiamentos de rolos são a configuração de guiamento linear de mais elevada capacidade de carga e rigidez, devido às carreiras de rolos. Dentro dos sistemas de guiamento por esferas, seis carreiras de esferas apresentam maior capacidade de carga e rigidez quando comparadas com quatro carreiras de esferas. Contudo, os guiamentos de esferas por quatro carreiras são a solução de guiamento mais versátil e mais extensivamente desenvolvida indicada para aplicações sem restrição de curso, elevadas cargas, elevada rigidez e baixo atrito. Tipicamente o coeficiente de atrito destes guiamentos de esferas encontra-se na gama: 0.003-0.005.

3.2.3.3 Acionamento

Motores Hidraúlicos

Comparativamente aos motores elétricos, os motores hidraúlicos têm uma maior capacidade de carga, podem funcionar a mais baixas velocidades e com um controlo preciso de força e velocidade e são, ainda, indicados para ambientes agressivos. Porém, estes motores podem resultar em elevados custos, baixas eficiências e problemas com fugas de óleo.

Tabela 3.2: Características funcionais de sistemas de guiamento [21].

	Rolos	Esferas (6 carreiras)	Esferas (4 carreiras)
Velocidade máxima (m/min)	180	300	300
Aceleração máxima (m/s^2)	100	150	150
Temperatura (^{o}C)	-10 a 100	-10 a 100	-10 a 100

Este último é particularmente significativo na indústria de pneus, mais precisamente na fase de pneu em verde. Por outro lado, os motores hidraúlicos implicam a utilização de uma unidade hidraúlica, fazendo com que os motores elétricos possam ser uma opção mais compacta, caso estes possam desenvolver o binário necessário para a aplicação em causa.

Motores Elétricos AC

Os motores elétricos AC dominam o mercado na gama de potências 100 W a 100 kW e podem-se dividir em dois grupos:

- Motores AC convencionais, indicados para aplicações de velocidade constante. Contudo, as velocidades podem variar através da utilização de variadores de velocidade;
- Servomotores, indicados para aplicações que envolvem dinâmicas e precisões de posicionamento elevadas.

Os motores trifásicos AC convencionais, também denominados de motores de indução são motores assíncronos, destacando-se as seguintes características:

- Dimensões gerais normalizadas: a informação elétrica encontra-se normalizada na IEC 60034 e a informação mecânica na IEC 60072;
- Estrutura robusta;
- Podem operar diretamente a partir de um sistema de rede trifásica ou podem ser controlados a partir de um variador de frequência;
- Densidade de potência média;
- Eficiências médias a elevadas.

Os motores elétricos para baixas gamas de potência (até 1 kW) apresentam uma eficiência de 75%, contudo podem atingir uma eficiência de 90% para gamas de potência mais elevadas (acima dos 22 kW).

Nos servomotores, as suas características funcionais compreendem variações dinâmicas de velocidade e binário, períodos de operação estáticos de maneira a manter uma dada posição e ainda operações de curta duração sob elevadas sobrecargas. Por outro lado, são bastante compactos, com um momento de inércia consideravelmente mais baixo, daí a sua elevada capacidade de aceleração. Além disso, apresentam elevadas eficiências e um elevado controlo de força ou de velocidade. Salienta-se que os servomotores síncronos são os apropriados para trabalhar em ambientes sujos e para aplicações de elevada dinâmica [22].

3.2.3.4 Transformação de Movimento

Redutor - Primeiro Andar de Redução

Para aplicações de posicionamento, os redutores geralmente utilizados são os planetários, os sem fim e os cónicos/planetários. Os primeiros são indicados para aplicações de dinâmica elevada, apresentando baixa inércia e folgas de engrenamento reduzidas. Estas características são fundamentais para sistemas de posicionamento, já que a resposta do sistema tem de ser rápida e precisa. Além disso, quando utilizados em conjunto com servomotores resultam em soluções de acionamento/transmissão de movimento bastante compactas. Os redutores planetários são tipicamente utilizados para diminuir as emissões de ruído.

Os redutores sem fim podem apresentar um funcionamento mais ruidoso o que pode indicar um desgaste significativo da roda de coroa. Tal leva ao aparecimento de folgas, sendo, por isso, necessário um mecanismo de compensação das mesmas para poder satisfazer as necessidades de um sistema de posicionamento. Para elevadas reduções, a sua eficiência baixa significativamente, daí que os redutores cónicos planetários sejam frequentemente utilizados em detrimento dos sem fim [23].

Para cada aplicação, a questão não reside na escolha do tipo de redutor a utilizar mas antes na seleção do conjunto motor/redutor que melhor se integra no sistema, isto é, o que melhor se adequa à aplicação em causa.

Engrenagem - Segundo Andar de Redução

À saída do redutor, prevê-se um segundo andar de redução através de um engrenagem. Este andar de redução pode ser conseguido através de uma engrenagem do tipo pinhão-roda de coroa ou pinhão-coroa de orientação (*slewing ring*). Devido à natureza do equipamento, a segunda opção consiste numa solução mais compacta que a primeira, contudo o seu custo é bastante mais elevado.

3.2.4 Descrição das Variantes Conceptuais

Através da identificação das funções na estrutura de funções e os princípios de solução correspondentes, é possível gerar um conjunto completo de soluções para o projeto mediante uma análise sistemática à configuração do equipamento, de maneira a ir de encontro à satisfação dos requisitos iniciais. Este conjunto de soluções é constituído pelas diferentes variantes conceptuais que dão resposta ao problema. No caso particular deste projeto, o estudo destas variantes foi realizado de forma iterativa e, por isso, à medida que o projeto avançava, a análise de cada uma das soluções permitiu concluir as suas vantagens e desvantagens, de modo a selecionar as que seriam abandonadas e a que daria continuação para a fase de materialização do conceito.

A semelhança fundamental entre as diversas variantes assenta no mecanismo de transmissão de movimento não linear, sendo este do tipo came. Assim, tal como previamente referido, um disco com n rasgos na forma de espiral, onde cada rasgo serve de came para um rolamento seguidor, permite a transformação de movimento de rotação em movimento retilíneo. Para tal, a rotação do disco provoca o movimento de cada rolamento seguidor sobre o respetivo rasgo em espiral. Este movimento é do tipo retílineo, uma vez que o rolamento se encontra restringido à translação facilitada pelo sistema de guiamento.

Outro aspeto fundamental e comum a todas as variantes é a motorização, pois a seleção da mesma encontra-se unicamente dependente das cargas envolvidas, nomeadamente as impostas pelo pneu sobre o sistema, e ainda do mecanismo de transmissão de movimento

não linear que, como constatado, será idêntico em todas as soluções.

Portanto, as diferenças fundamentais entre variantes correspondem a aspetos construtivos, isto é, de configuração geométrica de certos componentes do equipamento. Considere-se, assim, as seguintes variantes conceptuais:

1. Soluções para o acoplamento dedo/patim/rolamento seguidor:
    - Estrutura em L - Figura 3.9;
    - Estrutura tipo caixa - Figura 3.10.

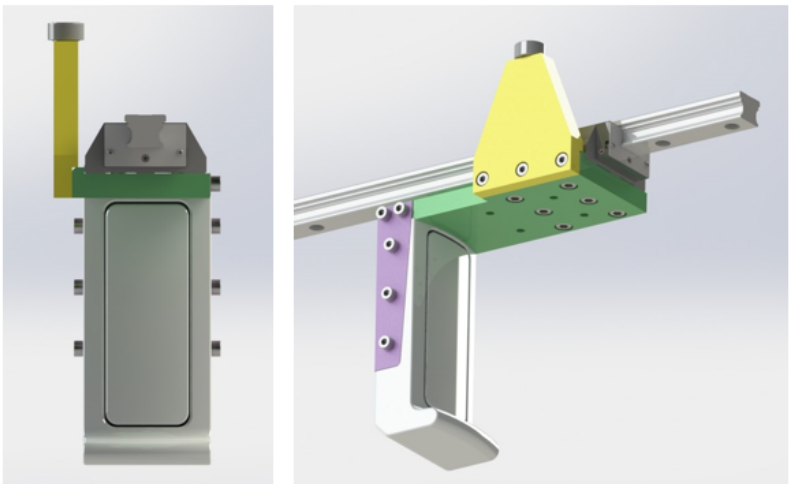


Figura 3.9: Estrutura em L para o acoplamento dedo/patim/rolamento seguidor.

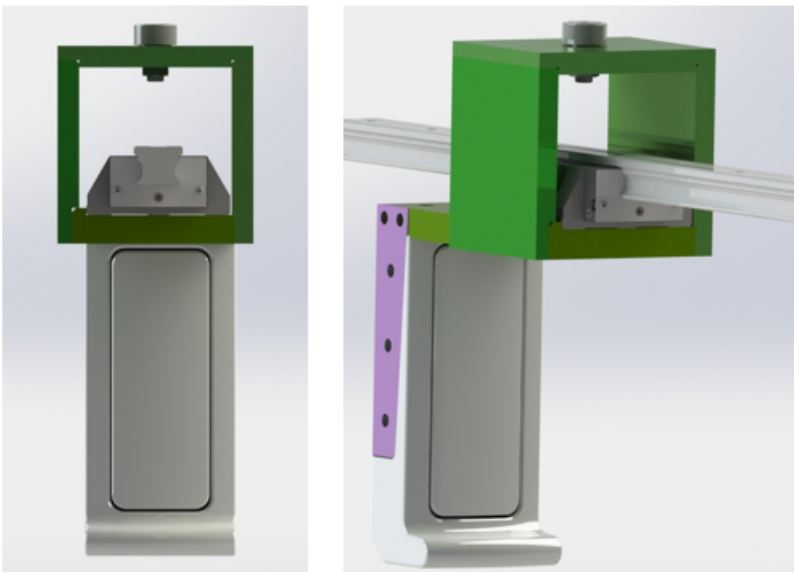


Figura 3.10: Estrutura em forma de caixa para o acoplamento dedo/patim/rolamento seguidor.

2. Posicionamento dos dedos:
    - Posição de pescoço de cavalo para aberturas 16-42” (Figura 3.11 à esquerda) e posição normal dos dedos para aberturas 26-52” (Figura 3.11 à direita);

- Posicionamento único dos dedos na posição normal de maneira a permitir aberturas 16-52" - Figura 3.11 à direita.

Na posição de pescoço de cavalo, a flange de suporte do dedo é extendida em direção ao centro da *gripper*, com o posicionamento do dedo na extremidade da flange mais próxima do veio central do equipamento. Na designada posição normal dos dedos, a flange de suporte do dedo mantém-se a mesma, porém o dedo é posicionado colinearmente com o patim. Devido às furações do patim e do dedo, é necessário adicionar uma peça de suporte extra que estabelece a ligação entre o dedo e a flange de suporte (aparafusada no patim).

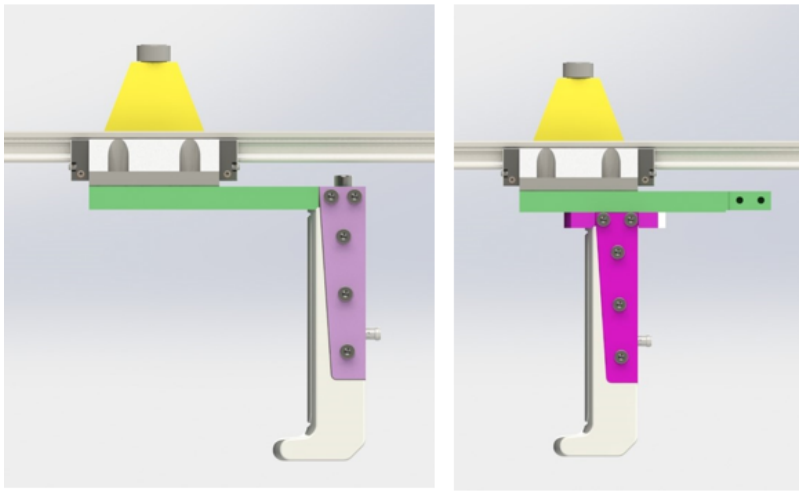


Figura 3.11: Alternativas para o posicionamento do dedo: conjunto de dedo 1 (à esquerda) e conjunto de dedo 2 (à direita).

3. Número de dedos:

   - Oito dedos;
   - Seis dedos.

     Para seis dedos, o disco came seria constituído por seis rasgos em espiral e, por isso, verificou-se a possibilidade de retirar material ao mesmo disco numa tentativa de reduzir a massa final do equipamento. Na figura 3.12, a superfície a azul corresponde a um disco em alumínio que se encontra acoplado ao disco em espiral de modo a conferir-lhe rigidez.

     Ponderou-se, ainda, a utilização de um disco no qual se aparafusariam tiras de aço nitrurado (figura 3.13). Estas tiras de aço serviriam de came para o rolamento seguidor e, por isso, a manutenção do disco passaria apenas pela troca destas tiras de aço e não na substituição completa do disco. Após a realização do modelo CAD deste conceito, verificou-se que seria de dificil implementação, devido à dificuldade de aparafusar estas tiras de aço, especialmente na zona central do disco. Por outro lado, esta solução apenas estaria disponível para a consideração de seis dedos, devido às limitações de espaço que advém do aumento do número de dedos e consequentemente do número de rasgos em espiral no disco.

4. Estrutura suporte dos guiamentos:

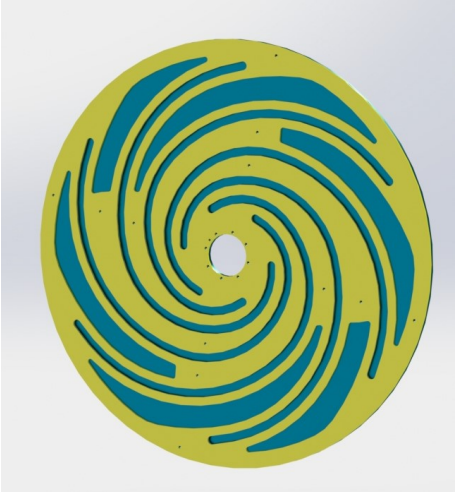


Figura 3.12: *Redesign* do disco em espiral 6 dedos para retirar material.

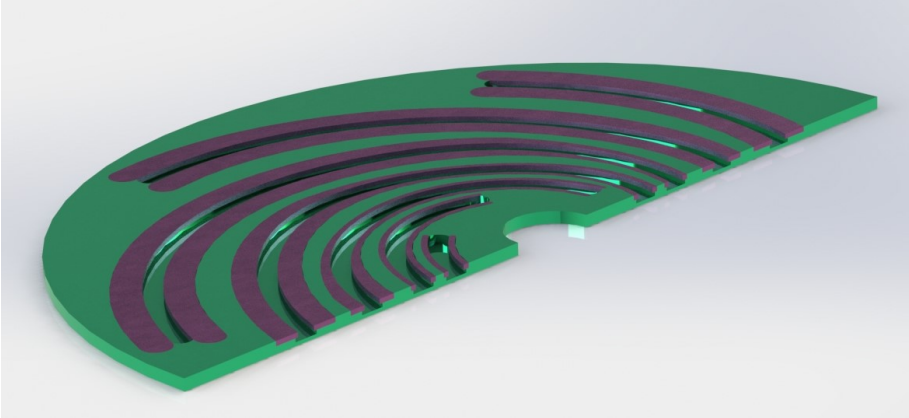


Figura 3.13: Alternativa para o *design* e projeto do disco em espiral, para facilitar manutenção.

- Estrutura em forma de L - Figura 3.14;
- Disco rasgado, para a passagem da flange de suporte do rolamento seguidor - Figura 3.15. O disco rasgado foi considerado numa tentativa de aumento da rigidez do sistema e de proteção contra a queda de lubrificante sobre o pneu em verde.

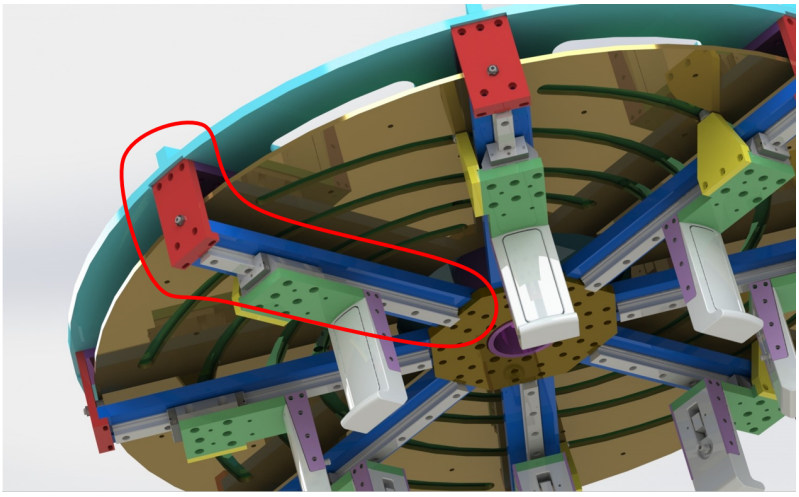


Figura 3.14: Estrutura de suporte dos guiamentos na forma de L.

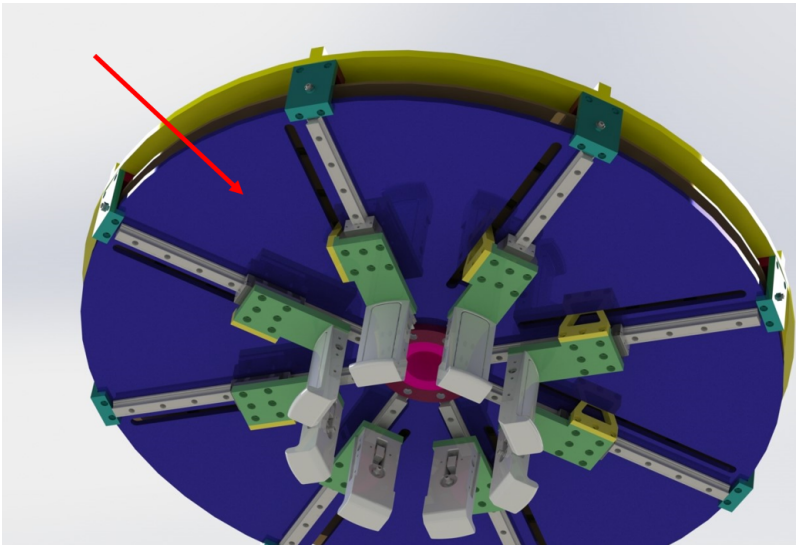


Figura 3.15: Estrutura de suporte dos guiamentos sob a forma de um disco rasgado.

3.2.5 Seleção do Conceito

3.2.5.1 Motorização

Em termos de acionamento, os motores hidraúlicos foram rejeitados pelas seguintes razões:

1. A *gripper* estará acoplada a um AGV, cujo projeto não prevê a utilização de uma unidade hidraúlica, logo não há condições de implementação de um motor hidraúlico;

2. As soluções hidraúlicas não são especialidade da empresa, sendo usualmente compradas quando necessário.

Assim, o acionamento recaiu sobre os servomotores devido ao seu elevado desempenho em aplicações dinâmicas e elevada precisão de posicionamento. Neste caso, o sistema elétrico permitirá o controlo de força de maneira a não danificar o interior (*bead*) do pneu em verde. Além disso, o transporte do pneu em verde implica que os dedos da *gripper*

deverão permanecer numa posição estacionária durante um determinado período de tempo até poderem libertar o pneu, logo, nesta situação, o motor estará sujeito a binário máximo a velocidade nula e, tal como visto na secção 3.2.3.3, os servomotores são os predestinados para trabalhar nestas condições.

3.2.5.2 Transformação de Movimento

O redutor planetário é igualmente indicado para aplicações de elevada dinâmica, servindo como uma solução bastante compacta quando utilizada em conjunto com servomotores, por isso o tipo de redutor que melhor se adequa ao tipo de motor selecionado e à aplicação em causa é o redutor planetário.

No segundo andar de redução será implementada uma engrenagem do tipo pinhão-coroa de orientação, logo a rotação do veio de saída do redutor provoca a rotação da coroa de orientação. Esta, por sua vez, encontra-se ligada, por ligações aparafusadas, ao disco came, cuja rotação resulta no movimento linear orientado dos rolamentos seguidores. A coroa de orientação, embora corresponda a uma solução de maior custo prima pela sua compacidade.

3.2.5.3 Número de dedos

Definiu-se que o número de dedos da *gripper* seria igual a 8. Tal como já referido, quanto maior for o número de dedos, menor será a deformação imposta por estes sobre a superficíe do pneu, já que a carga do pneu se encontra distribuída por uma maior área e, por isso, cada dedo precisa de exercer uma menor força sobre o pneu para o suportar. Em pneus de menores dimensões, este fator pode não ser tão significativo devido à menor massa envolvida, contudo em pneus de maiores dimensões, como é o caso (2000 kg), a opção mais vantajosa será a utilização de 8 dedos em detrimento dos 6 dedos.

Por outro lado, como o equipamento projetado deverá permitir uma abertura das 16-52", a consideração de 8 dedos poderá resultar na colisão das flanges de suporte dos dedos, daí que se tenha adotado uma solução que permite dois tipos de posicionamento dos dedos:

- Alternativa 1: Posicionamento dos dedos em pescoço de cavalo (conjunto dedo 1);
- Alternativa 2: Posicionamento normal dos dedos (conjunto dedo 2).

Este sistema é bastante flexível, uma vez que o posicionamento dos dedos é facilmente alterado através de desmontagem e montagem rápidas por meio de ligações aparafusadas.

3.2.5.4 Estrutura Suporte dos Guiamentos

Tal como analisado na secção 3.2.4, foram estudadas duas soluções para a estrutura suporte dos guiamentos, tendo-se concluído que uma estrutura em forma de L seria superior à de um disco rasgado, devido às seguintes razões:

- Mesma rigidez, com uma massa muito inferior;
- Menor custo (devido à menor massa, considerando o mesmo material).

Para efeitos de comparação, foram realizadas duas simulações por elementos finitos, uma referente à parte da estrutura em L que suporta os guiamentos (designe-se por viga) e outra ao disco, de maneira a verificar a flecha resultante nas duas situações, no caso de carga a meio vão. Verificou-se que para uma espessura de disco igual à da viga, o disco apresentava uma maior rigidez, já que o valor da sua flecha correspondia a 60% do valor

da flecha da viga. Contudo, nesta situação, a massa do disco era aproximadamente quatro vezes superior à massa resultante das oito vigas que suportam os oito guiamentos.

Por outro lado, verificou-se que o valor da flecha de ambos os casos seria o mesmo, caso a espessura do disco diminuisse em 20% da original. Tal resultaria igualmente numa diminuição de massa de 20%. Porém, mesmo nesta situação, a massa do disco continuava a ser três vezes superior à das oito vigas.

Por isso, levando em conta o fator económico, compensava a utilização da estrutura em L, daí ter sido esta a eleita.

No Anexo G, apresentam-se os resultados das simulações por elementos finitos utilizadas para retirar as conclusões anteriores.

3.2.5.5 Acoplamento Dedo/Patim/Rolamento Seguidor

Para a estrutura de ligação do dedo ao patim e destes ao rolamento seguidor foi selecionada uma flange igualmente com uma forma em L em vez de uma estrutura em forma de caixa, devido à menor quantidade de material necessária e para evitar a colisão entre estes para pneus de menores dimensões. Outra vantagem da flange em L consiste no facto de esforçar a ligação aparafusada existente entre as duas peças da flange em vez de esforçar o patim do sistema de guiamento. Assim, o custo de manutenção do equipamento é mais reduzido no caso de cedência dos parafusos que do patim.

3.3 Conclusões

Este capítulo corresponde à fase conceptual do projeto, no qual se identificaram os requisitos principais do equipamento, tendo-se procedido, em seguida, a uma análise da concorrência que permitiu verificar as soluções construtivas presentes no mercado. Mediante os requisitos impostos e as soluções do mercado, bem como outros aspetos construtivos relevantes encontrados em patentes e outros apresentados no capítulo 2, foi possível selecionar um conceito para o equipamento. Este conceito será materializado e justificado através de cálculos de engenharia que serão apresentados no capítulo 4.

Capítulo 4

Materialização do Conceito

Depois de finalizada a fase conceptual, onde se definiu a estrutura de funções e se expandiu a lista de requisitos através de uma Especificação de Projeto, foi possível selecionar um conceito através do estabelecimento dos princípios de solução a adotar para cada função. A fase seguinte corresponde à materialização do conceito, na qual se exploram os princípios de solução selecionados e se incluem cálculos de engenharia que justificam as soluções adotadas. Salienta-se a utilização de um coeficiente de segurança igual a 2 na capacidade de carga. Por isso, como a massa máxima do pneu é 2000 kg, considerar-se-á uma força de 500 kg em cada dedo.

4.1 Transmissão de Movimento por Disco Came

A transmissão de movimento não linear por came-espiral implica:

- A seleção do rolamento seguidor, mediante as cargas a que se encontra sujeito;
- A definição da geometria dos rasgos em espiral do disco came, através da recolha da porção de espiral que melhor se adequa ao problema;
- A seleção da espessura do disco came, através da avaliação do problema de contacto existente entre o rolamento seguidor e a parede do rasgo em espiral.

Por isso, em seguida serão estudados estes aspetos construtivos. É de salientar que o sistema apenas está em carga na situação estática, isto é, quando os dedos se encontram numa determinada posição que permite a retenção do pneu. Por isso, durante o movimento de avanço/recuo dos dedos, os guiamentos e os rolamentos seguidores não estão em carga, tendo apenas de vencer eventuais atritos.

4.1.1 Rolamento Seguidor

Tal como referido, o rolamento seguidor apenas se encontra em carga na situação estática, isto é, quando se encontra na posição de abertura correspondente ao *bead* do pneu. Por isso, o dimensionamento do rolamento apenas passará pela verificação do coeficiente de segurança estático, dado por:

$$S_0 = \frac{C_{0rw}}{F_{0r}} \tag{4.1}$$

onde:

- C_{0rw} - Carga estática radial efetiva dada pela tabela de produtos;

- F_{0r} - Carga estática radial máxima aplicada sobre o rolamento.

Como na situação estática em questão, o rolamento não apresenta movimento de rotação, pode-se considerar um coeficiente de segurança estático de referência igual a 4. Este valor encontra-se de acordo com as orientações do fornecedor (INA Schaeffler).

Considerando o rolamento de referência: KR30-PP, tem-se que:

$$C_{0rw} = 8700N \tag{4.2}$$

Por outro lado, sabe-se que a carga radial máxima sobre o rolamento são 2000 N, que se refere à força de fecho máxima imposta pelo pneu em cada dedo (indicada na Especificação de Projeto). Por isso, o coeficiente de segurança estático resultante é:

$$S_0 = \frac{8700}{2000} = 4.35 \tag{4.3}$$

Por isso, o rolamento seguidor selecionado pode ser utilizado para esta aplicação. Refira-se, para cálculos posteriores, que o diâmetro do anel externo do rolamento é igual a 30 mm.

4.1.2 Disco Came com Rasgos Espiral

Para a seleção da porção de espiral a adotar, far-se-á uma breve referência à série de Fibonacci, já que foi baseada nesta que a espiral do disco came foi construída. Foi selecionada a série de Fibonacci por sugestão da empresa. Em seguida, apresenta-se o método aplicado para definir a porção de espiral de Fibonacci a utilizar, bem como outros parâmetros geométricos que definem cada rasgo.

4.1.2.1 Série de Fibonacci

Leonardo Fibonacci (1175-1250) foi um matemático italiano conhecido por desenvolver a seguinte sequência:

$$F_{n+2} = F_{n+1} + F_n, n = 0, 1, 2, 3, ... \tag{4.4}$$

cuja expansão corresponde a:

$$1, 1, 2, 3, 5, 8, 13, 21, 34, 55, 89, 144, 233, 377 \tag{4.5}$$

A obtenção de F_n pode ser encontrada através de uma equação característica de uma equação diferencial linear. Esta equação característica é definida por:

$$F_n = \lambda^n \tag{4.6}$$

que substituindo pela solução teste obtém-se:

$$\lambda^{n+2} = \lambda^{n+1} + \lambda^n \tag{4.7}$$

Esta equação pode ser resumida a:

$$\lambda^2 = \lambda + 1 \tag{4.8}$$

cujas soluções são as seguintes:

$$\lambda_1 = \frac{1}{2} \cdot (1 + \sqrt{5}) \wedge \lambda_2 = \frac{1}{2} \cdot (1 - \sqrt{5}) \tag{4.9}$$

Por isso, as soluções da equação 4.6 são uma combinação linear das soluções λ_1^n e λ_2^n, isto é:

$$F_n = a \cdot \lambda_1^n + b \cdot \lambda_2^n \tag{4.10}$$

O valor das constantes a e b é determinado de acordo com as condições iniciais da série, nomeadamente através de:

$$F_0 = 1 \Rightarrow a + b = 1 \tag{4.11}$$

$$F_1 = 1 \Rightarrow a \cdot \lambda_1 + b \cdot \lambda_2 = 1 \tag{4.12}$$

Consequetemente:

$$F_n = \frac{1}{\sqrt{5}} \cdot \left(\frac{1+\sqrt{5}}{2} \right)^{n+1} - \frac{1}{\sqrt{5}} \cdot \left(\frac{1-\sqrt{5}}{2} \right)^{n+1} \tag{4.13}$$

O valor de $\lambda_1 = \frac{1}{2} \cdot (1 + \sqrt{5})$ é conhecido por "rácio dourado", sendo este um número irracional agora denotado por Φ:

$$\Phi = 1.6180339887... \tag{4.14}$$

A solução geral para F_n pode ser reescrita em termos de Φ como:

$$F_n = a\Phi^n + b \left(-\frac{1}{\Phi} \right)^n \tag{4.15}$$

Como $\Phi > 1$, o segundo termo da equação 4.15 diminui à medida que n aumenta, logo para $n >> 1$, tem-se que [24]:

$$F_n \approx a\Phi^n \tag{4.16}$$

4.1.2.2 Espiral de Fibonacci

Um retângulo cuja proporção entre lados é definida por $1/\Phi$ é designado por retângulo dourado. Este por sua vez pode ser dividido num quadrado e num retângulo (com rácio entre lados igual a $1/\Phi$) de menores dimensões. Se este retângulo for igualmente dividido noutro retângulo dourado e noutro quadrado, e assim sucessivamente, a entidade resultante é auto similar, já que a geometria da mesma é semelhante em todas as escalas.

A junção de dois cantos opostos de um dado quadrado do retângulo dourado (figura 4.1) através de um quarto de círculo, as suas conexões permite obter uma pseudoespiral. A pseudoespiral, designada por espiral de Fibonacci, corresponde a uma forma aproximada da espiral logarítmica (espiral dourada). Assim, os raios de curvatura de cada quarto de círculo podem ser obtidos através da série de Fibonacci [24]. Para a determinação da secção da espiral de Fibonacci que levará à formação dos rasgos em espiral referidos em 3.2.3.1, foi construída a espiral de Fibonacci no *software Solidworks* e, em seguida, foram construídos dois círculos com origem no centro da espiral e com diâmetros: $\phi_1 = 24''$ e $\phi_2 = 54''$. Assim, é possibilitado o movimento do rolamento seguidor aproximadamente das 24" às 54". Tendo em conta a utilização de dedos em pescoço de cavalo, a espiral permite chegar a aberturas aproximadamente até às 14". Assim, a porção de espiral, utilizada para desenvolver os rasgos que servirão de came para um rolamento seguidor, apresenta a geometria da figura 4.2.

Na figura 4.2, é possível verificar que os raios de curvatura dos arcos de círculo que definem esta porção da espiral são: $r_1 = 377$ mm e $r_2 = 610$ mm. Os valores destes raios correspondem ao 14^{o} e 15^{o} termos da série de Fibonacci ($n = 13$ e $n = 14$), respetivamente. Como se pretende um sistema constituído por 8 dedos, então existirão 8 porções de espiral,

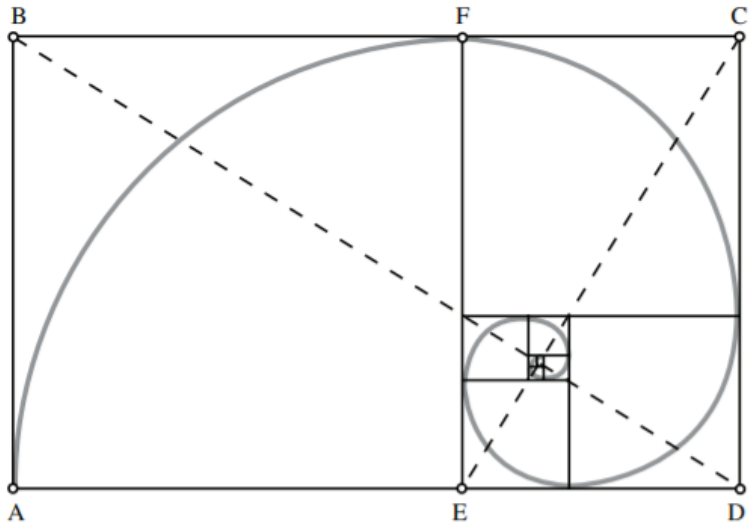


Figura 4.1: Retângulos dourado onde $AE = AB = 1, AD = \Phi, FC = \Phi - 1 = 1/\Phi$ [24].

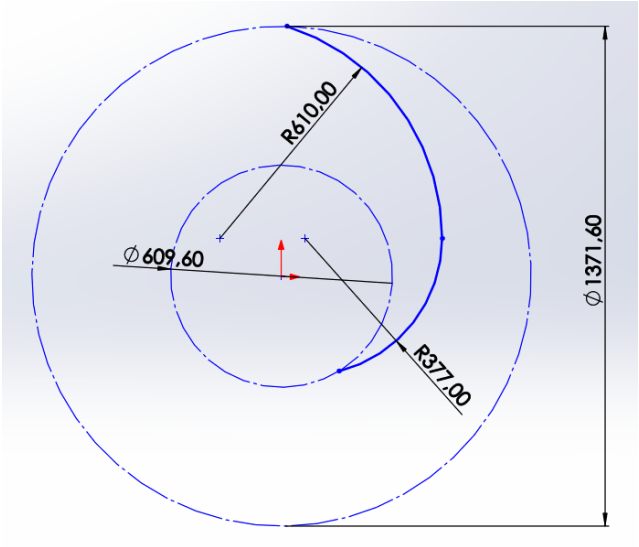


Figura 4.2: Secção de espiral de Fibonacci utilizada para construir os rasgos que servirão de came para o rolamento seguidor.

idêntidas à da figura 4.2, uniformemente distribuídas em torno do centro do disco (figura 4.3).

A porção da espiral da figura 4.2 corresponde ao eixo de um dos rasgos, cuja largura dependerá do diâmetro do anel externo do rolamento seguidor (igual a 30 mm) e ainda da folga existente entre o seguidor e a parede do rasgo. A existência desta folga é obrigatória, caso contrário o movimento do rolamento seria impedido. Por outro lado, a existência desta folga resultará na ocorrência de uma "zona morta", já que, inicialmente, ter-se-á de aplicar uma rotação prévia ao disco até a parede do rasgo atingir o anel externo do rolamento. Esta "zona morta"poderá ser compensada pelo sistema de controlo, contudo dificilmente os pontos pivotantes de movimento terão a sua cinemática perfeitamente alinhada uns com os outros de forma a respeitar o movimento síncrono pretendido. Tal poderá resultar em desequilíbrios no funcionamento. Para evitar estes problemas, a folga existente deverá ser reduzida. Um ajustamento livre corrente (com folga) é, no máximo, B11/h9 (atendendo

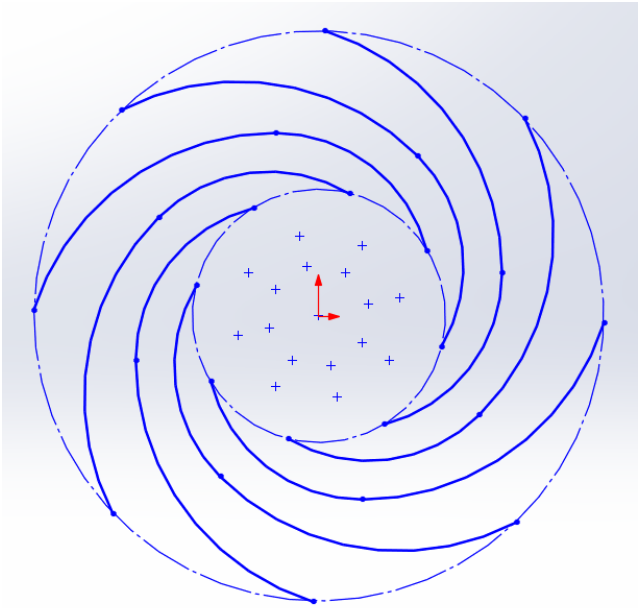


Figura 4.3: Disposição das 8 porções de espiral de Fibonacci no disco came.

a que o rolamento é h), que corresponde a 0.18 mm ao diâmetro. Por isso, o valor de 0.2 mm de folga ao diâmetro seria suficiente. A utilização deste valor de folga levaria a que a rotação prévia do disco (correspondente à zona morta) fosse insignificante (inferior a 0.1°).

4.1.3 Problema do contacto linear: interface rolamento-parede do rasgo

Durante o avanço dos dedos da *gripper*, terá de existir contacto entre a parede do rasgo (came), nomeadamente a mais próxima ao centro da *gripper*, e o rolamento seguidor. Na situação de recuo dos dedos, verifica-se o contrário, isto é, o contacto dá-se entre a parede do rasgo mais afastada do centro da *gripper* e o rolamento seguidor.

O problema de contacto entre as referidas superfícies pode ser assumido como um contacto linear e tratado de acordo com a teoria de Hertz (apresentada no Anexo C). Ao longo do contacto, o rolamento seguidor mantém a sua geometria, contudo este contacto terá de ser estudado em diversas zonas já que a geometria da came, isto é, o seu raio de curvatura, não é constante. Nesta análise, é válido considerar um contacto de rolamento puro, isto é, não se considerará o possível escorregamento do rolamento que resultaria em forças tangenciais de atrito [25].

A figura 4.4 representa as duas situações de contacto possíveis entre o rolamento seguidor (representado por 1) e as paredes do rasgo em espiral (representadas por 2). Em ambos os contactos, o rolamento corresponde a uma superfície convexa. Contudo, na situação A, a parede do rasgo em contacto é considerada uma superfície côncava e na situação B, uma superfície convexa. Como a pressão de contacto é diretamente proporcional a $1/R$, então a situação crítica corresponde à situação B e, como tal, será esta a estudada.

No Anexo D, foram calculados os valores de pressão de contacto máxima ao longo da came. Para tal, considerou-se a mesma carga radial sobre o rolamento ao longo da trajetória da came (igual a 2000 N), o que não corresponde à realidade, já que os pneus de menores dimensões não requerem forças de fecho tão elevadas. Contudo, esta consideração foi utilizada para definir o caso crítico. A espessuras do rolamento e do disco came consideradas são igualmentes distintas, gerando um efeito de bordo. Assim, ter-se-á

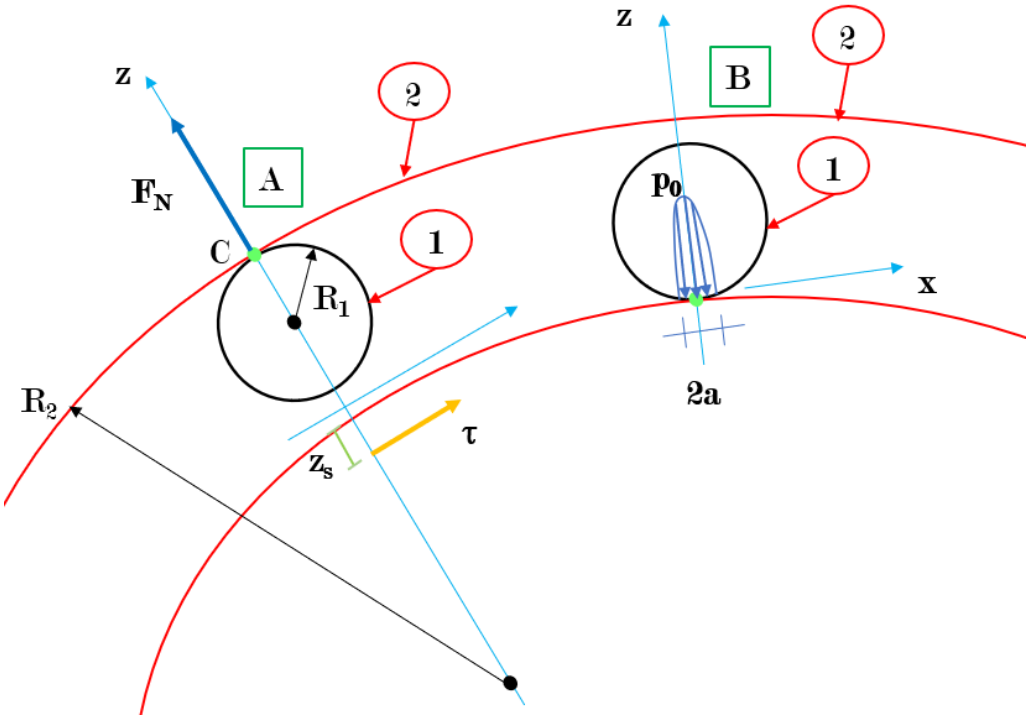


Figura 4.4: Possíveis situações de contacto entre o rolamento seguidor e as paredes do respetivo rasgo em espiral. Legenda: F_n - força normal ao contacto, τ - tensão de corte máxima, z_s - profundidade à qual se dá a tensão de corte máxima, p_0 - pressão de contacto no centro do contacto, $2a$ - largura do contacto, R_1 - raio de curvatura do rolamento, R_2 - raio de curvatura da came, C - ponto de contacto, 1 - rolamento seguidor, 2 - came.

de recorrer à majoração da pressão máxima de contacto de Hertz, referida no Anexo C. Particularizando, a espessura do anel externo do rolamento é de 15.2 mm e a espessura do disco came selecionada foi de 10 mm. Esta diferença de espessuras foi adotada por razões construtivas.

Verificou-se que a pressão máxima do contacto, contabilizando o efeito de bordo, é, no pior dos cenários, aproximadamente igual a 1040 MPa, desconsiderando efeitos de atrito. Por outro lado, sabe-se que esta pressão máxima de contacto terá de ser menor que 1.75 vezes a tensão de cedência do material do disco.

4.1.4 Material do Disco Came

Devido às elevadas pressões de contacto, o disco came irá sofrer um elevado desgaste durante o funcionamento. De modo a não avançar para um aço com elevada resistência ao desgaste e à abrasão, poder-se-ia aumentar a espessura do disco, o que diminuiria as pressões de contacto máximas. Porém, tal não foi a solução adotada, pois as dimensões do disco são consideráveis (diâmetro igual a 1590 mm) e o aumento da espessura do disco levaria a um aumento significativo da massa do mesmo. Assim, foi determinada uma espessura do disco igual a 10 mm. Esta decisão foi validada, já que foi verificado um princípio de solução semelhante nos equipamentos da concorrência.

Por conseguinte, foi realizado um *benchmark* de aços com elevada resistência ao desgaste e à abrasão. Estes aços são os normalmente empregues em equipamentos para minas e máquinas de terraplanagem, também em prensas e escavadoras e em transportadores.

- ROC 400 (Abraservice) - $\sigma_{ced} = 1200$ MPa $\Rightarrow p_{max} < 1925$ MPa
- Usidur 450 (FRamada) - $\sigma_{ced} = 1200$ MPa $\Rightarrow p_{max} < 2100$ MPa
- Hardox 450 (SSAB) - $\sigma_{ced} = 1250$ MPa $\Rightarrow p_{max} < 2188$ MPa
- Quard 450 (Grupo Ferpinta) - $\sigma_{ced} = 1250$ MPa $\Rightarrow p_{max} < 2188$ MPa

De notar que o número na designação do material indica a sua dureza média, em *Brinell*, HB.

Todos estes materiais suportam a pressão de contacto máxima verificada na parede dos rasgos do disco came. A seleção do material deverá recair sobre os custos envolvidos bem como sobre a facilidade da empresa comprar este material.

Para efeitos do projeto, considerou-se o material Hardox 450, devido à sua facilidade de compra.

4.1.5 Processo de Fabrico e suas Implicações

A desvantangem dos materiais anteriores reside na dificuldade em serem maquinados, devido à sua elevada dureza. Por isso, tendo em conta a geometria do disco came, irá ser usado o corte a laser. O corte a laser, embora seja uma tecnologia bastante precisa, apresenta uma tolerância de +/- 0.2 mm que corresponde ao diâmetro do feixe de laser. Por isso, o desenho de fabrico de uma peça para corte a laser tem de contemplar as tolerâncias que advêm do processo de fabrico.

Na secção 4.1.2.2, referiu-se a necessidade de uma folga entre o rolamento seguidor e a parede do rasgo para possibilitar o movimento do rolamento. Assumiu-se um valor de 0.2 mm que seria suficiente e evitaria a existência de uma rotação prévia significativa do disco came, até a parede do rasgo atingir o rolamento e permitir o seu movimento. Assim, considerando o diâmetro do anel externo do rolamento (igual a 30 mm), então a largura do rasgo em espiral (no disco came) seria de 30.2 mm.

Dada a rapidez e precisão do corte a laser, este será o processo de fabrico adotado para esta peça. Contudo, como este processo de fabrico resulta em rebarbas e em superfícies não uniformes, será necessário proceder posteriormente a uma operação de acabamento com uma mó de esmeril numa CNC, de maneira a atingir uma largura de rasgo igual a 30.2 mm.

4.2 Guiamentos

Para os guiamentos lineares, serão utilizados guias lineares de esferas de 4 carreiras, já que é a solução mais versátil e desenvolvida do fornecedor utilizado, nomeadamente a INA Schaeffler. Para o dimensionamento dos guiamentos, considerar-se-á apenas a situação estática, pois os guiamentos apenas estão em carga nesta situação, sendo esta carga provocada pela ação do pneu sobre a *gripper*.

Considere-se a figura 4.5 na qual se identificam as forças atuantes sobre o sistema na situação estática. Tem-se que:

- $L_y = 65$ mm
- $L_z = 80$ mm
- $x_1 = 130$ mm

- $z_1 = 230$ mm
- $F_z = 5000$ N
- $F_x = 2000$ N

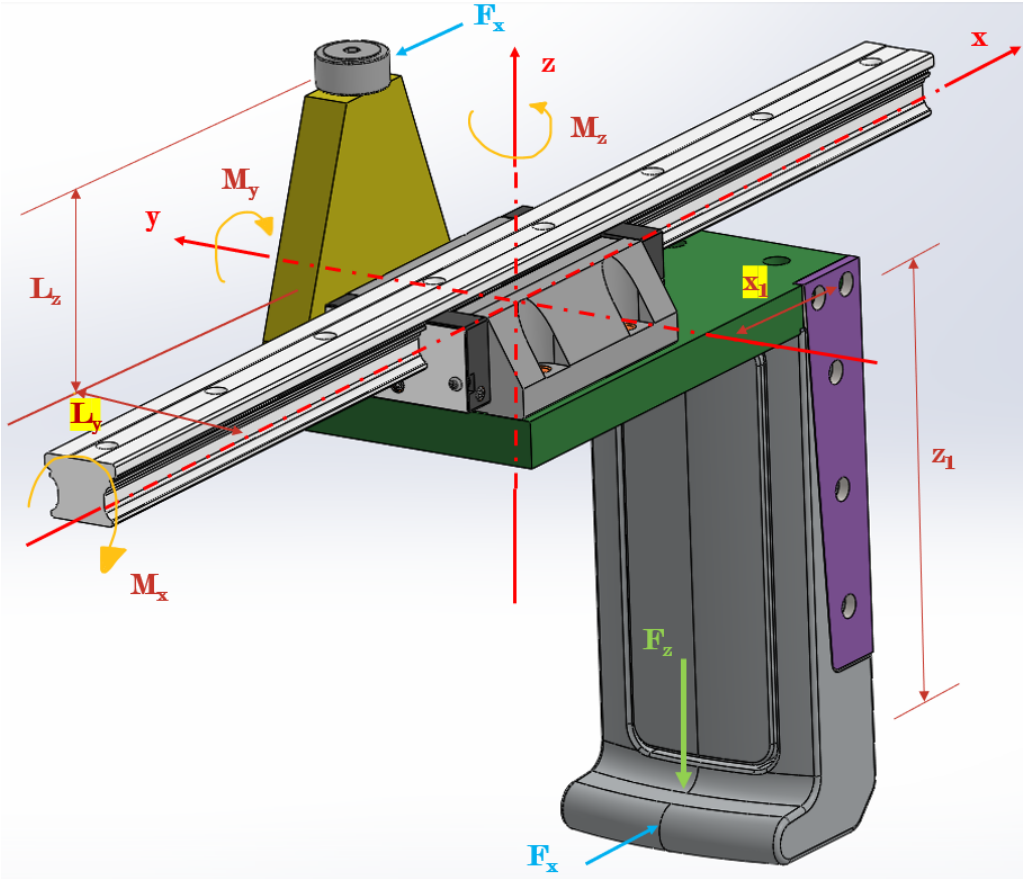


Figura 4.5: Diagrama de corpo livre de um guiamento linear em situação estática.

Assim, as forças resultantes que atuam sobre o guiamento são:

$$F_{zr} = F_z = -5000N \tag{4.17}$$

$$M_{yr} = F_x \cdot (-L_z - z_1) + F_z \cdot x_1 = 2000 \cdot (-0.08 - 0.23) + 5000 \cdot 0.13 = 30Nm \tag{4.18}$$

$$M_{zr} = F_x \cdot L_y = 2000 \cdot 0.065 = 130Nm \tag{4.19}$$

Foi selecionado o guiamento de referência: KUVE 35-B-L (INA Schaeffler) devido à sua robustez e capacidade de carga. Este guiamento é de esferas cheias (4 carreiras) e apresenta um carro guia longo. Observando a tabela de produtos, verificou-se:

- Capacidade de carga dinâmica: $C = 47500$ N
- Capacidade de carga estática: $C_0 = 100000$ N
- Momento estático no eixo x: $M_{ox} = 2625$ Nm
- Momento estático no eixo y: $M_{oy} = 1890$ Nm

- Momento estático no eixo z: $M_{oz} = 1890$ Nm

De acordo com o fornecedor, o coeficiente de segurança estático é dado pelas seguintes equações:

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} \tag{4.20}$$

$$S_0 = \frac{M_0}{M} \tag{4.21}$$

onde:

- C_0 - carga estática tabelada na direção da carga;
- P_0 - carga estática equivalente na direção da carga;
- M_0 - momento estático tabelado de acordo com a direção da carga;
- M - momento estático equivalente na direção da carga.

As cargas estáticas equivalentes, P_0 e M, são determinadas, através da sua aproximação às cargas máximas, logo:

- $P_0 = 5000$ N
- $M = 130$ Nm

Por isso, os coeficientes de segurança estáticos da guia linear estudada são:

$$S_0 = \frac{100000}{5000} = 20 \tag{4.22}$$

$$S_0 = \frac{1890}{130} = 14.5 \tag{4.23}$$

O fornecedor indica um coeficiente de segurança estático mínimo de 8, considerando o tipo de aplicação [21]. Como os coeficientes de segurança obtidos são superiores a este, o guiamento selecionado encontra-se verificado.

4.3 Dimensionamento do Engrenamento - 2º Andar de Redução

Nesta secção, proceder-se-á ao dimensionamento da coroa de orientação de acordo com as indicações do fornecedor (FRANKE gmbh [26]). Para este dimensionamento, considerou-se a hipótese de um engrenamento pinhão (25 dentes)/coroa de orientação. Por isso, em seguida, foi necessário verificar este engrenamento, isto é, se o pinhão e a coroa aguentavam os esforços a que se encontravam sujeitos. De salientar que o cálculo da força radial a que a coroa de orientação se encontra sujeita encontra-se dependente do binário transmitido pelo pinhão. Assim sendo, foi necessário determinar o binário exigido pelo sistema na situação crítica.

4.3.1 Cálculo do Binário Máximo Exigido pelo Sistema

Em situação estática, nomeadamente durante a retenção de um pneu pela *gripper*, considera-se a existência de uma força de fecho exercida pelo pneu sobre os guiamentos. Esta força é transmitida ao rolamento seguidor e consequentemente ao disco came. O binário provocado por esta força no eixo do disco came pode ser determinado através do diagrama de corpo livre da figura 4.6. Contudo, é necessário ter em atenção que ao longo da translação do rolamento, os parâmetros α, d_{Na} e d_{Fa} são variáveis, resultando, por isso, em valores de binário igualmente variáveis. Por isso, foi realizada uma análise, considerando valores de abertura de dedos desde a sua posição mínima à máxima, com intervalos de 4". Neste estudo, a força de fecho não foi considerada uma variável, tendo-se utilizado o valor de 2000 N para todos os valores de abertura em análise ($F = 2000$ N). Esta hipótese não é representativa da realidade, mas permite verificar a influência da forma da espiral no valor de binário a determinar.

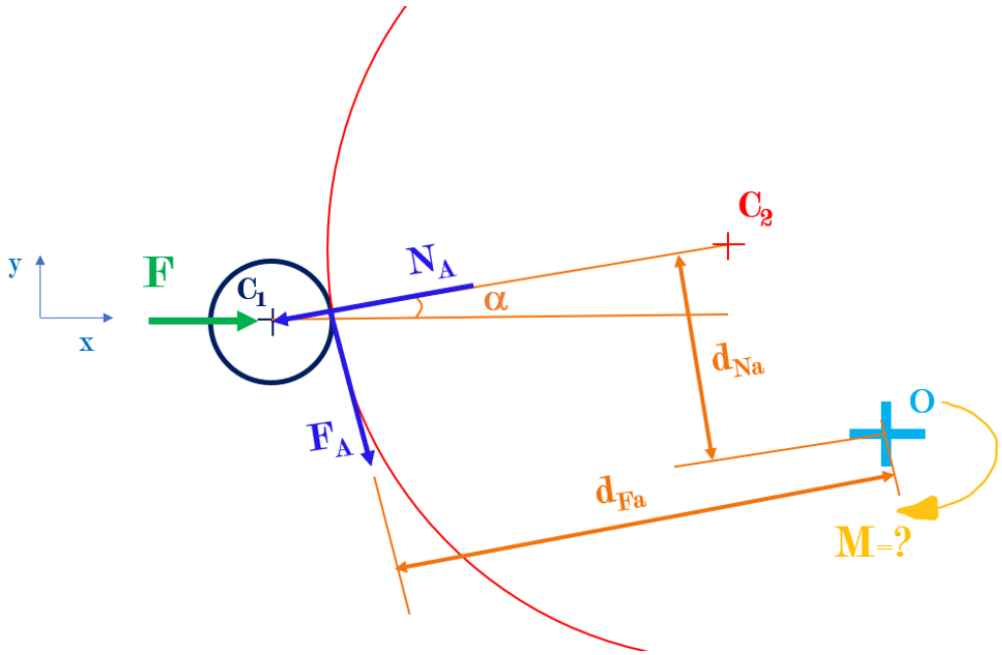


Figura 4.6: Diagrama de corpo livre resultante da interação entre o rolamento e a came.

Para determinar o binário M:

$$\sum F_x = 0 \tag{4.24}$$

$$\Rightarrow F - N_A \cdot cos(\alpha) + F_A \cdot sen(\alpha) = 0 \tag{4.25}$$

Caso haja escorregamento: $F_A = \mu_c \cdot N_A$, logo:

$$\Rightarrow N_A = \frac{F}{cos(\alpha) - \mu_c \cdot sen(\alpha)} \tag{4.26}$$

Considerando o ponto O como o eixo do disco came, tem-se:

$$\sum M_O = 0 \tag{4.27}$$

$$M = -N_A \cdot d_{Na} - F_A \cdot d_{Fa} \tag{4.28}$$

Contudo, o escorregamento será desprezado, logo: $F_A = 0$ N. Por isso, vem:

$$\Rightarrow N_A = \frac{F}{cos(\alpha)} \tag{4.29}$$

$$\Rightarrow M = -N_A \cdot d_{Na} \tag{4.30}$$

A tabela 4.1 apresenta os valores de binário produzidos no eixo da came pela força de fecho considerada sobre um dedo, de acordo com a sua abertura.

Tabela 4.1: Valores de binário produzidos no eixo da came pela força de fecho num dedo.

Dedo Normal	Dedo Pescoço Cavalo				
Bead	*Bead*	α (°)	N_A (N)	d_{Na} (mm)	M (Nm)
26”	16”	7.784344	2018.602	109.8699	221.7835
30”	20”	8.59407	2022.711	122.026	246.8234
34”	24”	6.090536	2011.353	111.0306	223.3217
38”	28”	9.175536	2025.923	142.0006	287.6822
42”	32”	11.79116	2043.112	173.75	354.9906
46”	36”	12.62568	2049.561	192.3252	394.1822
50”	40”	12.15667	2045.878	198.4225	405.9482
52”	42”	11.47945	2040.824	196.2248	400.4604

Verifica-se que é para um *bead* igual a 50”/40” que ocorre o binário máximo. Como existem 8 dedos, o binário máximo total é:

$$M = 8 \cdot 405.9482 \approx 3250Nm \tag{4.31}$$

Como este é um sistema reversível, para manter a retenção do pneu é necessário que o acionamento transmita ao disco came um binário máximo de 3250 Nm.

4.3.2 Dimensionamento da Coroa de Orientação

A coroa de orientação foi selecionada a partir da tabela de produtos do fornecedor FRANKE gmbh [27], logo o dimensionamento da mesma foi realizado mediante as indicações do fornecedor [26].

Para tal, foi necessário determinar:

- Forças radiais: F_r;
- Forças axiais: F_a.

A força radial advém do engrenamento da coroa de orientação com o pinhão, tal como demonstra a figura 4.7.

A força radial é obtida por:

$$F_r = F_t \cdot tan(\alpha) = \frac{M_t}{R_1} \cdot tan(\alpha) \tag{4.32}$$

sendo o binário transmitido pelo pinhão dado por:

$$M_t = \frac{M}{i} \tag{4.33}$$

e onde i representa a razão de transmissão, isto é, $i = z_2/z_1$. E o seu raio primitivo dado por:

$$R_1 = \frac{z_1 \cdot m}{2} \tag{4.34}$$

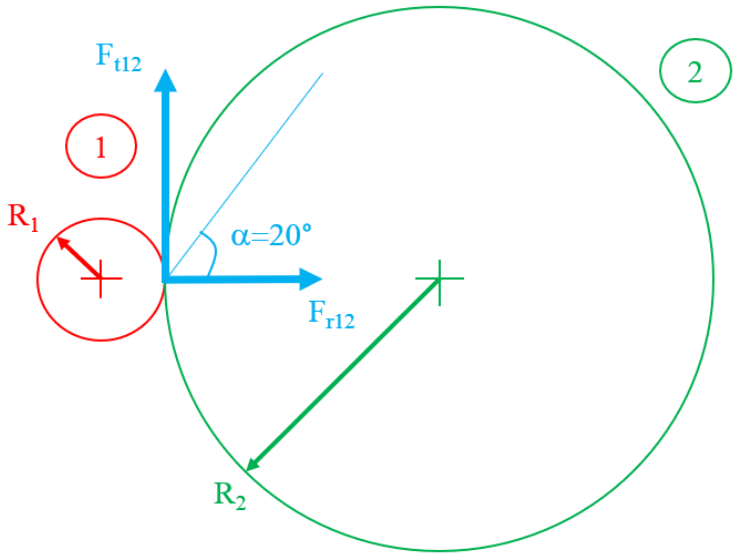


Figura 4.7: Diagrama de corpo livre que resulta do engrenamento do pinhão (assinalado por 1) com a coroa de orientação (assinalada por 2).

O parâmetro z_1 corresponde ao número de dentes do pinhão ($z_1 = 25$) e m corresponde ao módulo do pinhão em mm.

A força axial, F_a, corresponde ao peso do rolamento, juntamente com o peso dos discos a ele ligados, resultando num peso igual a 2100 N.

O parâmetro R_2 pode ser obtido da mesma forma que R_1 ou através da tabela de produtos do fornecedor. Para uma primeira iteração, selecionou-se a coroa de orientação LVD 450, com os seguintes parâmetros:

- Módulo: m=3 mm
- Número de dentes: z_2=178
- Raio primitivo: R_2=247.5 mm
- Capacidade de carga axial estática: $C_{oa} = 477$ kN
- Capacidade de carga radial estática: $C_{or} = 225$ kN
- Capacidade de carga axial dinâmica: $C_a = 54$ kN
- Capacidade de carga radial dinâmica: $C_r = 47$ kN

Logo:

- $M_t = 457$ Nm
- $R_1 = 37.5$ mm
- $F_r = 4436$ N
- $F_a = 2100$ N

Considerou-se uma velocidade angular da coroa igual a 2 rpm, devido ao tempo de abertura dos dedos. De acordo com a indicação do fornecedor, caso a velocidade tangencial da coroa seja inferior ou igual a 0.1 m/s, apenas é necessário considerar cálculo estático. Neste caso:

$$v_2 = \omega_2 \cdot R_2 = 0.047m/s < 0.1m/s \tag{4.35}$$

Assim, a verificação do cálculo estático é dada por:

$$S_{st} = \frac{1}{\frac{F_a}{C_{oa}} + \frac{F_r}{C_{or}}} = 44.5 \tag{4.36}$$

De acordo com a FRANKE, o coeficiente de segurança estático, para funcionamentos normais, deverá ser superior a 2.5. Logo, a coroa de orientação LVD 450 é a selecionada.

4.3.3 Verificação do Engrenamento

O pinhão de 25 dentes e módulo, m, igual a 3 mm foi considerado para uma primeira iteração. Como o material do dentado da coroa de orientação é 42CrMo4 (dureza: 210 HB (valor obtido pelo *software* KISSsoft)), optou-se por um pinhão com o mesmo material, devido à dureza superficial significativa do dentado. Verificou-se que o fornecedor KHK Gears vende pinhões deste material e, por isso, este será o fornecedor de referência.

Contudo, como se verificou anteriormente, o binário ao qual se encontra sujeito o pinhão é igual a 457 Nm, sendo por isso bastante superior aos 297 Nm recomendados pelo fornecedor. O valor de binário permissível terá de ser verificado mediante a aplicação, pois este apenas serve como uma orientação. Para estabelecer o valor de binário permissível, decidiu-se verificar o engrenamento no *software* KISSsoft AG. Para este estudo, considerou-se os parâmetros de entrada da tabela 4.2. De notar que o '*' na tabela 4.2 representa endurecimento superficial dos dentes da engrenagem que resultam numa dureza superficial aproximadamente igual a 60 HRC. Na KHK gears existe a indicação que é possível encomendar o pinhão com dentes endurecidos [28].

Tabela 4.2: Parâmetros de entrada da engrenagem para a sua verificação no KISSsoft.

	Pinhão	Coroa
Módulo, m (mm)	3	3
Número de dentes, z	25	178
Largura, b (mm)	30	32
Material	42CrMo4*	42CrMo4*
Binário, T (Nm)	457	457 · i
Velocidade Angular (rpm)	14.24	2

Por outro lado, o dentado da coroa de orientação é de 42CrMo4 recozido e não endurecido. Por isso, foi questionado ao fornecedor se seria possível pedir um endurecimento superficial do dentado ao que a resposta foi positiva.

Além disso, a correção do dentado foi baseada na equilibragem dos escorregamentos específicos, o fator de aplicação utilizado, K_A, foi de 1.25, típico de um acionamento uniforme com choques ligeiros. A vida em serviço considerada foi de 10 000 h e o método de cálculo utilizado foi: ISO 6336:2019.

Relativamente à lubrificação, foi considerado um lubrificante adesivo de grafite, já que a aplicação em causa consiste numa engrenagem aberta. Outras considerações relativas à lubrificação serão discutidas adiante.

Tabela 4.3: Coeficientes de segurança nos flancos e nas raízes dos dentes da engrenagem considerada.

	Pinhão	Coroa
Raíz do dente, S_F	1.397	1.533
Flanco do dente, S_H	1.096	1.283

Os coeficientes de segurança obtidos a partir da análise da engrenagem foram os constados na tabela 4.3.

Na generalidade, os coeficientes de segurança obtidos validam esta engrenagem para esta aplicação, salvo a exceção no flanco do dente do pinhão que apresenta um coeficiente de segurança pouco superior a 1.0. Contudo, segundo indicações da Gislotica, a aplicação em questão pressupõe períodos mortos significativos, daí que se tenha validado a engrenagem estudada. No Anexo E, encontra-se o relatório completo KISSsoft sobre este estudo.

4.4 Dimensionamento do Acionamento de Posicionamento

Nos sistemas de posicionamento, o seu acionamento não é contínuo, estando constantemente a mudar entre fases de aceleração, movimento uniforme e desaceleração. Por isso, nestes casos será necessário definir os perfis de velocidade e binário em serviço.

4.4.1 Sequência de Posicionamento

Geralmente uma sequência de posicionamento é dividida em 3 fases:

1. Fase de aceleração: aceleração até à velocidade de posicionamento;
2. Movimento uniforme: deslocação a velocidade angular constante ;
3. Fase de desaceleração: desaceleração até à imobilização, atingindo a posição de destino.

A definição do perfil de posicionamento do sistema em questão não termina com a retenção do pneu, já que quando é atingida a posição de pouso do pneu, os dedos da *gripper* recuam até à posição mais próxima do centro do equipamento. Contudo, para efeitos de cálculo de binário efetivo, considera-se que o servomotor terá de suportar um binário de retenção por um intervalo de tempo, t_h, muito superior aos outros intervalos de tempo definidos, pois caso ocorra algum atraso na linha de produção e a *gripper* tiver de segurar o pneu durante um período superior ao projetado, tem de se garantir que não ocorre sobreaquecimento do servomotor. Assim sendo, os perfis de velocidade e de binário do sistema estudado são os representados na figura 4.8.

Onde:

- t_a - tempo de aceleração;
- t_c - tempo para percorrer a trajetória de avanço;
- t_d - tempo de desaceleração;
- t_p - tempo para atingir binário de aperto;
- t_h - tempo de retenção do pneu.

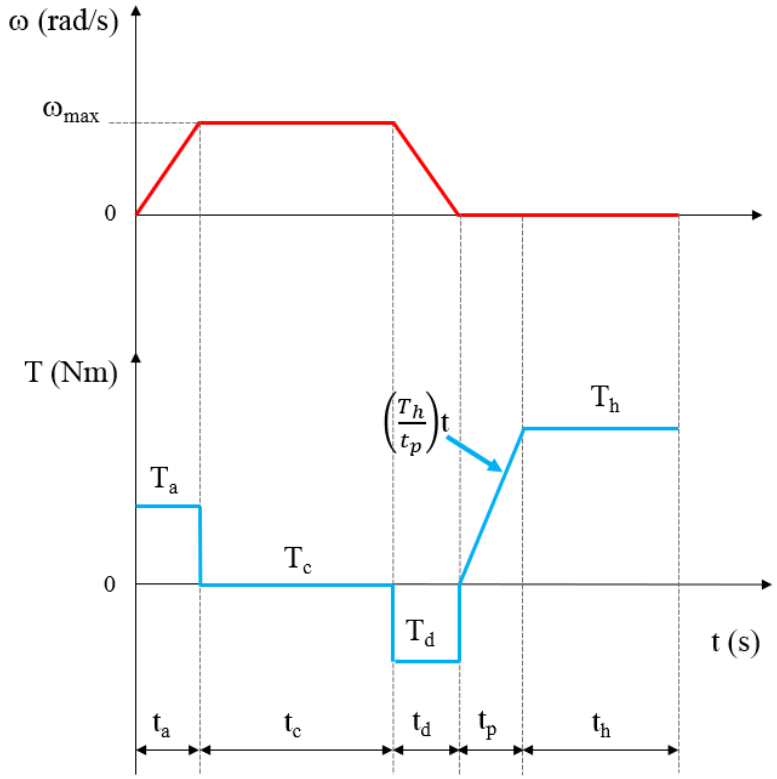


Figura 4.8: Perfil de velocidade e binário para o acionamento do sistema.

E:

- T_a - binário de aceleração;
- T_c - binário exigido durante a trajetória de avanço;
- T_d - Binário de desaceleração até imobilização;
- T_h - Binário de retenção.

Salienta-se a utilização de um valor de aceleração/desaceleração linear dos dedos igual a $250mm/s^2$, já que é o valor normalmente empregue pela empresa em sistemas semelhantes. Por outro lado, considerou-se que o binário exigido nas trajetórias de avanço/recuo, T_c, são nulos. Esta abordagem foi utilizada já que nestas fases do acionamento, o motor apenas tem de vencer os atritos provenientes do possível escorregamento do rolamento sobre a came e os provenientes da translação do patim sobre a guia. Além disso, é ainda de referir que os perfis de velocidade e de binário da figura 4.8 representam a situação crítica, isto é, o caso em que a força de fecho provocada pelo pneu em retenção é de 2000 N.

4.4.2 Servomotor

A seleção do servomotor passa por verificar que o binário disponibilizado pelo acionamento, em qualquer momento, tem de ser superior ao binário exigido pela aplicação, para qualquer velocidade angular. O binário exigido corresponde quer ao binário de pico quer ao binário contínuo ou médio quadrático. Neste caso, como o arranque do servomotor se dá sem carga, este não corresponde ao binário máximo. O binário máximo corresponde ao

binário de retenção do pneu, logo é necessário garantir que o binário disponibilizado pelo servomotor, na zona de funcionamento contínuo a velocidade nula, é superior ao binário de retenção. Por outro lado, é ainda necessário verificar se o ponto de funcionamento definido pelo binário efetivo ou médio quadrático e pela velocidade de rotação média do servomotor se encontra abaixo da curva de funcionamento contínuo do motor. Para este caso, o binário médio quadrático, T_{RMS} é dado por:

$$T_{RMS} = \sqrt{\frac{T_a^2 \cdot t_a + T_d^2 \cdot t_d + \int_0^{t_p} (\frac{T_h}{t_{pi}} \cdot t)^2 \, dt + T_h^2 \cdot t_h}{t_a + t_d + t_p + t_h}} \tag{4.37}$$

De notar que o termo $T_c^2 \cdot t_c$ não consta na equação 4.37, pois T_c é considerado nulo. Contudo, o cálculo do binário efetivo não será realizado, já que se desconhece o intervalo de tempo, t_p, que é necessário para atingir o binário máximo.

Ora, de acordo com a secção 4.3.1, o binário máximo é dado por:

$$M_{max} = T_h = \frac{3250}{i_1 \cdot i_2} \tag{4.38}$$

onde i_1 e i_2 correspondem às razões de transmissão do redutor e da engrenagem, respetivamente. Considerando uma razão de transmissão do redutor igual a 40 e sabendo que a razão de transmissão da engrenagem é 178/25, logo o binário máximo é igual a:

$$M_{max} = 11.4Nm \tag{4.39}$$

Como o sistema arranca sem carga, o binário de aceleração corresponde ao binário que o motor necessita de disponibilizar de modo a vencer as inércias dos conjuntos dos dedos, as inércias dos discos came e de suporte (disco cuja função é conferir rigidez ao disco came), as inércias da coroa de orientação, do pinhão, do redutor e do próprio motor referidas no veio do motor. É de notar que os elementos de massa significativos dos conjuntos dos dedos são os próprios dedos e as flanges a eles acopladas. Cada conjunto de dedo (existem 8 no total) apresentam uma massa máxima de 15 kg. Como este binário de aceleração será inferior ao binário máximo definido pela equação 4.38 (M_0 da figura 4.9) e sabendo que a curva de binário de pico suporta valores de binário superiores aos da curva de funcionamento contínuo, é possível validar a capacidade de aceleração de qualquer servomotor selecionado para esta aplicação, desde que respeite o requisito de binário máximo necessário, a velocidade nula.

Recorrendo à ferramenta *motion study* disponibilizada no *software Solidworks*, foi possível estabelecer a evolução da velocidade linear dos dedos ao longo do tempo, considerando uma velocidade angular do disco came igual a 2 rpm. Este valor de velocidade angular foi o selecionado, já que resultava num tempo de abertura de dedos, desde a mínima à máxima, de aproximadamente 13 segundos. Noutras *grippers* desenvolvidas no passado pela Gislotica, o tempo de abertura dos dedos era de aproximadamente 15 segundos, por isso utilizou-se este valor como referência, e por isso a consideração de 13 segundos é aceitável. No Anexo F, pode encontrar-se a curva que define a evolução da velocidade linear dos dedos ao longo do tempo, para uma velocidade de rotação do disco came de 2 rpm (figura F.1). No Anexo F, encontra-se igualmente a curva que define a evolução do deslocamento linear de um dedo com o deslocamento angular do disco came. É de salientar que esta curva terá de ser validada experimentalmente. Por isso, durante a trajetória de abertura dos dedos, a velocidade de rotação do servomotor seria igual a:

$$\omega_{motor} = 2 \cdot i_1 \cdot i_2 \tag{4.40}$$

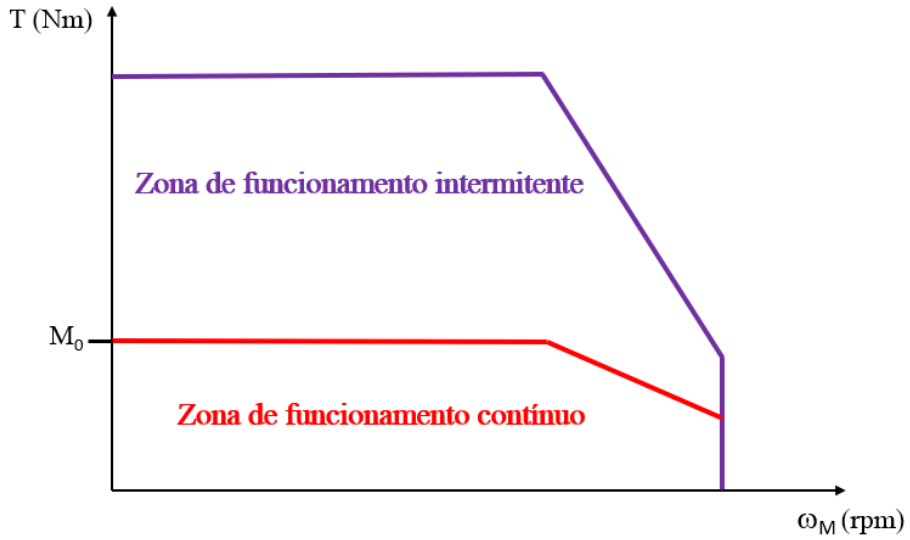


Figura 4.9: Curvas características binário velocidade angular de um servomotor. Adaptado de [29].

Onde i_1 representa a razão de transmissão do redutor e i_2 representa a razão de transmissão da engrenagem. Considerando uma razão de transmissão do redutor igual a 40 e sendo a razão de transmissão da engrenagem igual a 178/25, então a velocidade de rotação do servomotor durante o percurso de abertura é:

$$\omega_{motor} = 570rpm \tag{4.41}$$

Esta velocidade de rotação corresponde à velocidade de rotação máxima que o servomotor irá ter durante o seu funcionamento. Como a *gripper* é para ser instalada num AGV alimentado a baterias (48 V DC) pode-se selecionar o servomotor atendendo a esta fonte de alimentação. A dunkermotoren apresenta soluções de motores DC sem escovas com controlador ou então pode-se recorrer a servomotores convencionais alimentados a 400 V. Para estes últimos pode-se recorrer à SEW ou Siemens. Um dos parâmetros da seleção do servomotor deverá ser a consideração de um travão, que no caso de falha de energia, permite manter a posição do motor.

4.4.3 Caixas Redutoras

Em sistemas de posicionamento, o acionamento e, consequentemente a caixa redutora, encontram-se sujeitos a cargas variáveis, sendo o movimento dos componentes móveis caracterizado por acelerações e desacelerações rápidas e ainda por inversões do sentido de rotação. Por isso, todo o sistema deverá ser projetado de modo a suportar estas cargas variáveis e garantir precisões aceitáveis no posicionamento.

Para tarefas de posicionamento, um dos critérios de seleção da caixa redutora mais importante corresponde à existência de uma folga de engrenamento mínima, daí que os tipos de redutor mais indicados para esta aplicação sejam os planetários e os sem fim.

A seleção do redutor deverá ter em conta as indicações disponibilizadas pelo fornecedor do mesmo, nomeadamente as informações que constam no catálogo do produto. Os critérios de seleção de redutores planetários utilizados em sistemas servomotorizados deverão ser os seguintes:

- Binário de pico fornecido pelo motor referido à saída da caixa deverá ser inferior ao binário de pico admissível à saída do redutor, em regime intermitente;
- Binário nominal do motor referido à saída da caixa deverá ser inferior ao binário nominal admissível à saída do redutor, em regime contínuo;
- Binário de emergência deve ser inferior ao binário máximo de emergência indicado para o redutor considerado;
- Na eventualidade de existirem cargas radiais no veio de saída da caixa, os rolamentos do veio deverão suportar estas cargas.

Considere-se o redutor planetário Alpha de referência NP035S-MA2-40-0G1-1S apresentado na tabela 4.4.

Tabela 4.4: Dados do desempenho relativos ao redutor planetário Alpha de referência NP035S-MA2-40-0G1-1S [30].

Dados do Desempenho	
Razão de Transmissão, i	40
Binário máximo, $T_{2\alpha}$	480 Nm
Binário aceleração máximo, T_{2B}	305 Nm
Binário emergência, T_{2NOT}	500 Nm
Velocidade de entrada média, n_1	3900 rpm
Velocidade de entrada máxima, n_{1max}	7000 rpm
Força axial máxima, F_{2Amax}	4000 N
Força radial máxima, F_{2Rmax}	5000 N
Rendimento, η	95%
Momento de inércia, J	1.6 $kg.cm^2$
Diâmetro do cubo de aperto	24 mm

Dentro do mesmo modelo de redutor, é possível selecionar um diâmetro de cubo de aperto para o veio do motor dentro dos seguintes: 14 mm (C), 16 mm (D), 19 mm (E), 24 mm (G) e 28 mm (H). Por isso, a seleção final do redutor encontra-se condicionada também por este fator.

Considerando o binário máximo necessário para a aplicação referido no eixo do disco came (3250 Nm) e a razão de transmissão da engrenagem (178/25), então o binário máximo necessário na saída do redutor é:

$$T_{max} = \frac{3250}{178/25} = 456Nm < 480Nm \tag{4.42}$$

Por isso, o redutor apresentado na tabela 4.4 suporta o binário máximo exigido pela aplicação.

Por outro lado, a velocidade máxima de entrada no redutor é igual a 570 rpm (igual à velocidade de saída do servomotor), sendo este valor inferior às velocidades de entrada média e de entrada máxima. A força radial a que o veio de saída do redutor se encontra sujeito provém do engrenamento, sendo esta igual à força radial no pinhão que corresponde à reação da roda sobre o pinhão. Por isso, esta força radial é igual a 4436 N obtida pela equação 4.32. Tal como se pode verificar, este valor de força radial (4436 N) é inferior ao valor de força radial máxima permitida pelo redutor (5000 N).

4.5 Pré Seleção do Servomotor

No contexto do projeto, foi realizada uma pré seleção do servomotor mediante a escolha da caixa redutora referida na secção 4.4.3 (NP035S-MA2-40-0G1-1S). Designa-se por pré-seleção, já que o ciclo de trabalho da máquina não é totalmente conhecido à priori. Esta pré seleção teve como principal requisito respeitar o binário máximo necessário a velocidade nula, habitualmente designado por *standstill torque*, M_0. Logo, o referido binário disponibilizado pelo servomotor terá de ser superior ao exigido, isto é, superior a 11.4 Nm. De acordo com o fornecedor SEW, um dos servomotores síncronos que suporta este binário máximo é o servomotor de referência: CM3C71L-20A-N, cujas características se encontram apresentadas na tabela 4.5.

Tabela 4.5: Parâmetros de desempenho do servomotor SEW CM3C71L-20A-N [31].

	CM3C71L-20A-N
Velocidade nominal, n_c	2000 rpm
Binário máximo a velocidade nula, M_0	14 Nm
Binário de pico, M_{pk}	42 Nm
Momento de inércia, J_{mot}	18.65x10^{-4} $kg.m^2$

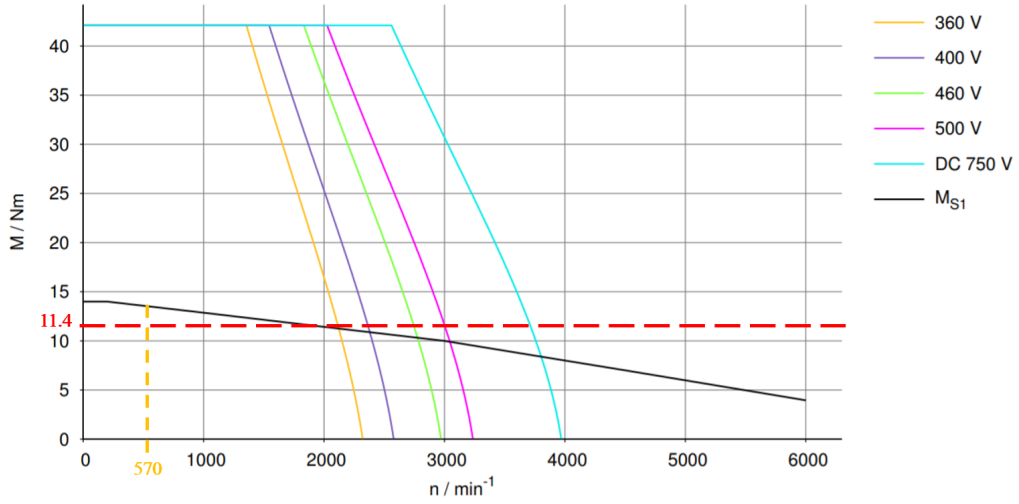


Figura 4.10: Curvas características do servomotor (adaptado de [31]).

A figura 4.10 permite verificar que existe disponibilidade de binário a velocidade nula para a aplicação em causa (na zona de funcionamento contínuo definida pela curva M_{S1}). Por outro lado, verifica-se que para a velocidade máxima do servomotor para esta aplicação (570 rpm), o servomotor consegue disponibilizar um binário de aproximadamente 14 Nm. Como durante o período em que o servomtor se encontra a esta velocidade, apenas tem de vencer atritos, o binário disponível é mais que suficiente.

4.5.1 Verificação da Capacidade de Aceleração

Tal como referido, durante o período de aceleração, o servomotor arranca sem carga, tendo apenas de vencer as inércias envolvidas. Por isso, é de esperar que o binário de aceleração seja bastante inferior ao binário máximo de retenção do pneu. Na tabela 4.6,

seguem-se as inércias dos componentes em rotação, necessárias para o cálculo do binário de aceleração.

Tabela 4.6: Inércias dos componentes em rotação. Componentes 1,2,3 e 4: inércias calculadas pelo *Solidworks* e componentes 5 e 6: inércias fornecidas pelos fornecedores [30], [31].

1. $J_{disco-suporte}$	18.0104 $kg.m^2$
2. $J_{disco-came}$	42.3240 $kg.m^2$
3. J_{coroa}	1.5900 $kg.m^2$
4. J_{pinhao}	8.7870x10^{-4} $kg.m^2$
5. $J_{redutor}$	1.6x10^{-4} $kg.m^2$
6. J_{motor}	18.65x10^{-4} $kg.m^2$

1. Aceleração angular à saída da coroa de orientação:

$$\alpha_3 = \frac{\omega_3}{t_a} = 2.618 rad/s^2 \tag{4.43}$$

Onde ω_3 é igual a 2 rpm e t_a igual a 80 ms.

O tempo de aceleração, t_a, foi estimado, considerando uma aceleração linear dos dedos igual a 250 mm/s^2 e uma velocidade linear dos dedos igual a 20 mm/s. Este valor de velocidade linear foi considerado, tendo em conta a curva apresentada no Anexo F (figura F.1).

2. Binário de aceleração da carga durante a fase de arranque convertido ao eixo da coroa de orientação:

$$C_{a3} = (J_{disco-suporte} + J_{disco-came} + J_{coroa}) \cdot \alpha_3 + M_{8dedos} = 164.832 Nm \tag{4.44}$$

onde M_{8dedos} corresponde ao binário convertido ao eixo da coroa e provocado pela aceleração linear dos dedos.

2.1. Cálculo aproximado do binário M_{8dedos}

Considerando uma massa do conjunto de cada dedo igual a 15 kg e uma aceleração linear de 250 mm/s^2, a força atuante sobre cada conjunto de dedos é:

$$F = m \cdot a = 3.75 N \tag{4.45}$$

Considerando o diagrama de corpo livre apresentado na figura 4.6, então o binário no eixo da coroa, provocado pela aceleração dos dedos é dado por:

$$N_A = \frac{F}{cos(\alpha)} = 3.7634 N \tag{4.46}$$

onde α é igual a 4.834°.

$$M = N_A \cdot d = 0.3393 Nm \tag{4.47}$$

e onde d é igual a 90.16 mm.

Logo:

$$M_{8dedos} = 8 \cdot M = 2.7144 Nm \tag{4.48}$$

3. Binário da carga na fase de arranque convertido no veio de saída do redutor:

$$C_{a3_1} = \frac{C_{a3}}{i_{engrenagem} \cdot \eta_{engrenagem}} = 23.623 Nm \tag{4.49}$$

onde $i_{engrenagem}$ é igual a 178/25 e $\eta_{engrenagem}$ é igual a 98%.

4. Binário da carga na fase de arranque convertido ao veio do servomotor:

$$C_{a3_2} = \frac{C_{a3_1} + J_{pinhao} \cdot \alpha_2}{i_{redutor} \cdot \eta_{redutor}} = 0.6221Nm \tag{4.50}$$

onde $i_{redutor}$ é igual a 40 e $\eta_{redutor}$ é igual a 95%.

Por outro lado, a aceleração angular do veio de saída do redutor, α_2, é dada por:

$$\alpha_2 = \frac{\omega_3 \cdot i_{engrenagem}}{t_a} = 18.6401rad/s^2 \tag{4.51}$$

5. Aceleração angular no veio de entrada do redutor:

$$\alpha_1 = \frac{\omega_3 \cdot i_{redutor} \cdot i_{engrenagem}}{t_a} = 745.605rad/s^2 \tag{4.52}$$

6. Binário total no veio do servomotor na fase de arranque:

$$C_a = C_{a3_2} + (J_{motor} \cdot J_{redutor}) \cdot \alpha_1 = 2.1320Nm \tag{4.53}$$

Por isso, confirma-se que o binário necessário na fase de arranque (2.1320 Nm) é bastante inferior ao binário de retenção máximo do pneu. Logo, é possível validar a capacidade de aceleração do servomotor selecionado.

4.6 Verificação de Ligações Aparafusadas

As métricas de parafusos utilizadas no projeto foram: M8, M10, M12 e M16. Admitindo que a classe de parafusos utilizada é a 8.8, de acordo com o REApE (decreto 46160 de 19 Jan 1965, artº.27), tem-se que:

- $\sigma_{ced} = 640$ MPa
- $\sigma_{corte}^{max} = 0.7 \cdot \sigma_{ced} = 448$ MPa
- $\sigma_{tracao}^{max} = 0.8 \cdot \sigma_{ced} = 512$ MPa
- $\sigma_{esmagamento}^{max} = 2.25 \cdot \sigma_{ced} = 1440$ MPa

E sabendo que área resistente é:

- Parafuso M8: $S = 36.6\ mm^2$
- Parafuso M10: $S = 58.0\ mm^2$
- Parafuso M12: $S = 84.3\ mm^2$
- Parafuso M16: $S = 157\ mm^2$

Então, as forças máximas de corte e tração suportadas por estes parafusos são as apresentadas na tabela 4.7.

Os esforços atuantes sobre os parafusos utilizados no projeto são significativamente inferiores aos apresentados na tabela 4.7, daí que não seja necessário proceder a verificações de ligações aparafusadas particulares.

Tabela 4.7: Esforços máximos de corte e tração suportados por parafusos de métricas iguais às utilizadas no projeto.

	M8	M10	M12	M16
F_{corte}^{max} (N)	16397	25984	37766	70336
F_{tracao}^{max} (N)	18740	29696	43162	80384

Analisando os esforços de esmagamento sobre o parafuso, tem-se que:

$$\sigma_{esmagamento} = \frac{F_{esmagamento/corte}}{d \cdot l} \tag{4.54}$$

Onde d representa o diâmetro nominal do parafuso e l representa a espessura da peça. Utilizando os valores máximos de força de corte obtidos na tabela 4.7, em seguida apresenta-se, na tabela 4.8, os valores mínimos de espessura das peças de modo a que os parafusos não sofram esmagamento.

Tabela 4.8: Definição da espessura mínima de peça de modo a que os parafusos utilizados não sofram esmagamento.

	Espessura mínima da peça
M8	1.43 mm
M10	1.80 mm
M12	2.18 mm
M16	3.05 mm

Como nenhuma das peças ligadas por ligações aparafusadas tem espessuras tão reduzidas, então o problema de esmagamento pode ser ignorado.

4.7 Estrutura dos dedos da *Gripper*

A geometria dos dedos utilizada é proveniente de um modelo já previamente desenvolvido pela Gislotica e adequado a uma gama alargada de pneus (24-48”). A otimização da geometria dos dedos pressupõe um conhecimento aprofundado sobre a forma do pneu Agro/OTR em verde de grandes dimensões, neste caso com *bead* de 52”, bem como a sua adequação a pneus de menores dimensões (mínimo de 16”). Em Portugal, o fabrico deste tipo de pneus ainda se encontra em fase primordial, daí que a estrutura e forma dos dedos possa ser apenas obtida por meios iterativos. Como referido anteriormente, a Gislotica já teve a oportunidade de testar esta geometria de dedo em pneus de 24-48”, por isso vai-se extrapolar este modelo de dedo para pneus de 16-52”. Contudo, esta geometria de dedo terá de ser verificada numa fase experimental posterior.

Tal como referido na secção 2.2.8.1, cada dedo será equipado com um sensor de proximidade indutivo. No Anexo H, no desenho MF-042, é possível observar o desenho de conjunto do dedo. A peça 1 pode rodar em torno do eixo da peça 3. Na posição de funcionamento, nomeadamente a representada no desenho de conjunto, a peça 1 apresenta uma inclinação de 1.5° em relação à parede da peça 2, mantendo-se nesta posição devido à existência da mola (representada por 6). Quando o dedo atinge o pneu, a peça 1 roda até que o ângulo referido anteriormente seja nulo. Este movimento vai alterar a distância entre a peça 1 e o sensor (representado por 5), sendo esta medida pelo mesmo. Este registo

de distância é o que permite perceber a deteção do pneu. Existe uma saliência na peça 1 que serve de batente contra a peça 2, o que permite evitar o dano do sensor. Assim, durante a montagem deste conjunto, o sensor deverá ser o último componente a ser instalado e deverá ser roscado até encontrar a parede da peça 1. Em seguida, desenrosca-se o sensor em apenas uma volta para garantir uma folga entre este e a peça 1. Finalmente, é instalada a contraporca no sensor para o manter na sua posição. De notar que no Anexo H, apenas consta o desenho de conjunto do dedo, por questões de confidencialidade.

4.8 Verificação da Resistência da Estrutura da *Gripper*

Para a verificação da resistência da estrutura do equipamento, foram realizados modelos de elementos finitos através da ferramenta de simulação disponibilizada no *software Solidworks*. Para tal, foram considerados dois modelos numéricos distintos: um que verificasse a resistência da estrutura da *gripper* à flexão e outro que verificasse a resistência da estrutura que permite o acoplamento entre dedo/rolamento seguidor. Nesta última, é ainda possível verificar se o dedo da *gripper* suporta os esforços a que se encontra submetido. Em todas as simulações, a malha é constituída por elementos tetraédricos quadráticos (com 16 pontos de Gauss), tendo sido necessário proceder ao refinamento de malha em regiões de maiores concentrações de tensões.

Não foram incluídos componentes normalizados nos modelos de elementos finitos referidos, pois o seu dimensionamento já teria sido realizado previamente. Contudo, houve a necessidade de verificar quais as cargas transmitidas do sistema de guiamento linear para a estrutura e, por isso, foi necessário recorrer a um modelo que permitisse determinar as mesmas.

4.8.1 Determinação das Cargas a Aplicar sobre a Estrutura Suporte da *Gripper*

De modo a avaliar o comportamento da estrutura suporte da *gripper* à flexão, considerou-se a aplicação da carga de 5000 N que corresponde a 1/8 da capacidade de carga máxima do equipamento, para um coeficiente de segurança igual a 2. Por um lado, seria intuitivo assumir que a capacidade de carga máxima é referente aos pneus de maiores dimensões. Contudo, decidiu-se analisar as seguintes situações:

- Carga considerada a meio vão: implicaria que pneus de aproximadamente 40" tivessem uma massa de 2 toneladas, sendo esta a situação de maior flecha na estrutura de suporte do guiamento linear;
- Carga considerada na extremidade mais afastada do eixo central da *gripper*: que corresponde aos pneus de maiores dimensões (52").

Assim, de modo a calcular as reações nos furos da guia linear, consideraram-se os diagramas de corpo livre apresentados nas figuras 4.11 e 4.12.

A carga de 5000 N foi aplicada na superfície livre do patim e foram consideradas condições de fronteiras de encastramento nos furos da guia. O cálculo computadorizado das reações resultou nos valores apresentados na tabela 4.9. Salientar que os números 1,2,3 e 4 são relativos aos furos considerados e assinalados nas figuras 4.11 e 4.12.

4.8.2 Verificação da Resistência da Estrutura de Suporte da *Gripper*

Para o modelo de elementos finitos da estrutura de suporte da *gripper*, considerou-se apenas 1/8 da estrutura, devido à sua simetria, de modo a avaliar o seu comportamento

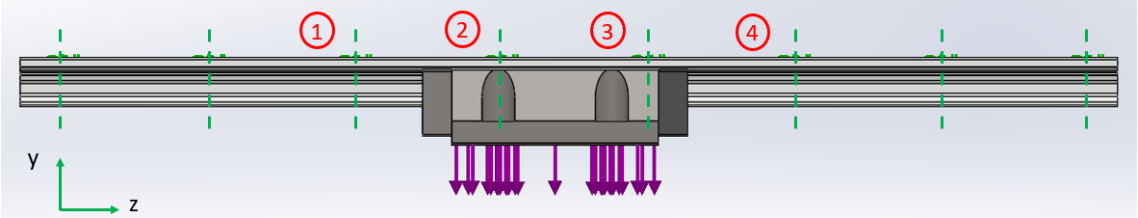


Figura 4.11: Diagrama de corpo livre, relativo à aplicação de carga a meio vão, utilizado para determinar as reações nos furos da guia linear.

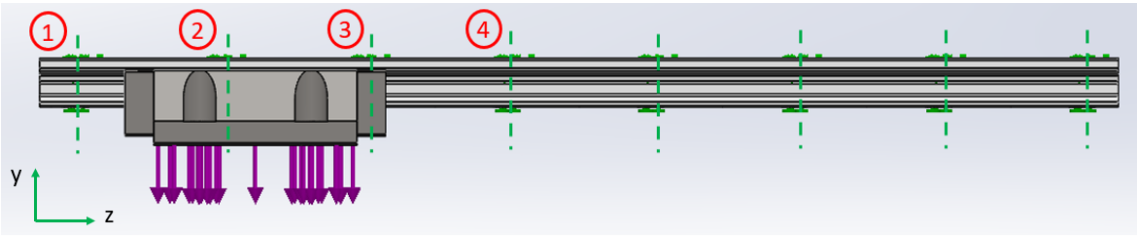


Figura 4.12: Diagrama de corpo livre, relativo à aplicação de carga na extremidade mais afastada do TCP, utilizado para determinar as reações nos furos da guia linear.

Tabela 4.9: Reações nos furos do guiamento linear quando sujeitos às condições de carregamento a meio vão e na extremidade.

	Figura 4.11	Figura 4.12
	F_y (N)	F_y (N)
1	181	383
2	2680	3000
3	2100	1610
4	53.7	11.2

à flexão. Neste modelo, não foram introduzidos nem o disco came (espiral) nem o disco em alumínio (cuja função é conferir rigidez ao disco came), já que as únicas cargas que estes introduzem, que resultam na flexão da estrutura total, são os pesos próprios, que face à carga introduzida pelo peso do pneu (500 kg em cada dedo) são desprezáveis. Logo, o modelo estudado é o apresentado na figura 4.13. De relembrar que tiveram de ser analisados dois casos de carga, nomeadamente os apresentados nas figuras 4.11 e 4.12.

As considerações principais neste modelo são as seguintes:

- Material:
  - Disco de suporte (A - figura 4.13): Al5083 - E=70 GPa, σ_{ced}=270 MPa;
  - Veio (B - figura 4.13): Aço (DIN 2448) - E=210 GPa, σ_{ced}=350 MPa;
  - Octógono (C - figura 4.13): Ck45 - E=210 GPa, σ_{ced}=340 MPa;
  - Viga de suporte aos guiamentos lineares (D - figura 4.13): St 37 - E=210 GPa, σ_{ced}=235 MPa;
  - Flange de suporte (E - figura 4.13): St 37 - E=210 GPa, σ_{ced}=235 MPa;
  - Postiço (F - figura 4.13): St 37 - E=210 GPa, σ_{ced}=235 MPa.
- Condições de Fronteira:

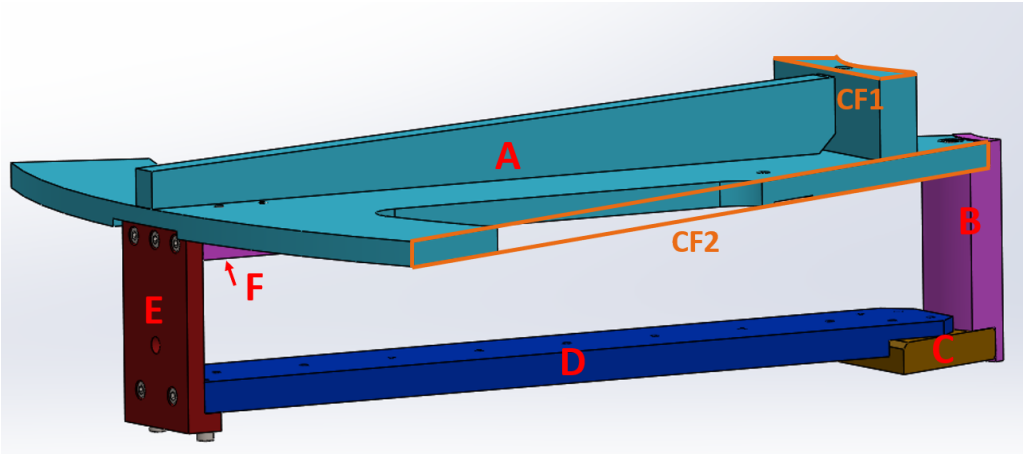


Figura 4.13: Modelo da estrutura total utilizado para a simulação numérica.

  - CF1 corresponde a uma condição de encastramento, pois será a partir desta superfície que se aparafusará o equipamento à lança do AGV;
  - CF2 corresponde a uma condição de simetria que se inicia na zona assinalada por CF2 na figura 4.13 e termina no lado oposto (não representado). O eixo da condição de simetria corresponde ao eixo central do equipamento.

- Cargas aplicadas: foram realizadas duas simulações numéricas distintas diferindo entre elas no caso de carga aplicado. Na simulação "estrutura 1", aplicaram-se as cargas resultantes da figura 4.11 e na simulação "estrutura 2", aplicaram-se as cargas resultantes da figura 4.12;

- Malha: tamanho dos elementos - 6 mm.

É de salientar que foram estabelecidas condições de contacto entre as peças, sendo as mesmas ligadas entre si por ligações aparafusadas. Para simular estas ligações aparafusadas, foi utilizada uma função do *software* que permite a integração dos parafusos enquanto parafusos virtuais. Nestes, já se contabilizam a sua resistência (σ_{ced} = 640 MPa para parafusos classe 8.8) bem como a sua pré-carga. Esta consideração foi validada já que conduziu a resultados que seriam de esperar na realidade.

Resultados

- Simulação "estrutura 1": o deslocamento máximo verifica-se a meio da peça D (figura 4.13), sendo este igual a 1.88 mm. Para um equipamento desta robustez, este valor é aceitável. As tensões de cedência dos materiais não são ultrapassadas.

- Simulação "estrutura 2": o deslocamento máximo verifica-se na extremidade da estrutura mais afastada do eixo central da *gripper*, sendo o seu valor igual a aproximadamente 2 mm. As tensões de cedência dos materiais não foram ultrapassadas, contudo a tensão máxima foi verificada no furo da peça A que permite a ligação aparafusada à peça B. Esta concentração de tensões é devida ao contacto da cabeça do parafuso com a peça A que provoca uma plasticidade local.

Os resultados de ambas as simulações bem como a definição das condições de fronteira e de carga e ainda a malha aplicada sobre a estrutura encontram-se no Anexo G.

4.8.3 Verificação da Resistência do Conjunto: Flange/Dedo/Rolamento Seguidor

De modo a clarificar quais as partes integrantes da simulação por elementos finitos explorada nesta secção, segue-se a figura 4.14.

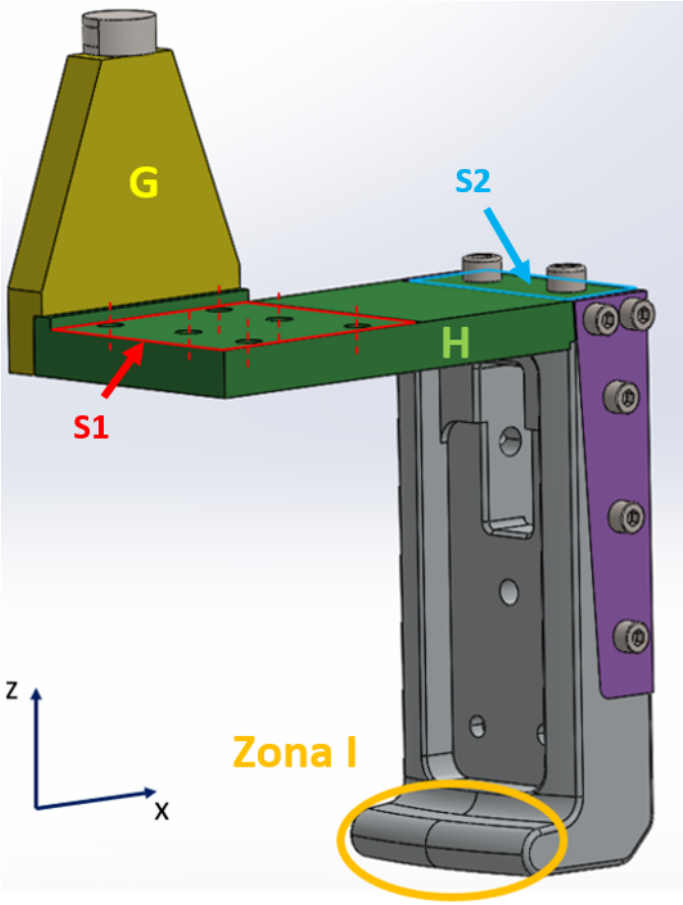


Figura 4.14: Conjunto Flange/Dedo/Rolamento seguidor.

A superfície assinalada a vermelho na figura 4.14 é onde se aparafusará o patim, tal como demonstrado na figura 4.5. O patim não foi introduzido na simulação por ser um componente normalizado. Contudo, foi introduzido um componente de geometria idêntica à do rolamento seguidor (embora mais simplificada para evitar más formações de malha), devido à interação entre o rolamento e a came. A exclusão do disco came neste modelo implica a adição de uma condição de fronteira na que seria a zona de contacto entre o rolamento seguidor e a came. Além disso, na figura 4.14, verifica-se que apenas se incluiu a parte estrutural do dedo. Em seguida, refere-se as considerações principais do modelo de elementos finitos realizado:

- Material:
  - Dedo: Al5083 - E=70 GPa, σ_{ced}=270 MPa;
  - Flange em L: Ck45 - E=210 GPa, σ_{ced}=340 MPa (peça G e H da figura 4.14) ;
  - Peça simplificada do rolamento: 16MnCr5 (aço ao rolamento);
  - Chapas laterais ao dedo: St37 - E=210 GPa, σ_{ced}=235 MPa.
- Condições de fronteira:

  - Furos cujos eixos se encontram assinalados a traço interrompido na figura 4.14: impedimento do movimento na direção radial e de rotação;
  - Superfície da peça H assinalada por S1 na figura 4.14: impedimento da sua translação em z;
  - Zona de contacto entre rolamento e came: foi definida esta zona na peça que serve de rolamento, tendo-se impedido a sua translação em x.

- Cargas aplicadas: foi aplicada uma carga de 500 kg na direção do z e uma carga de 200 kg na direção do x na zona I da figura 4.14;

- Malha: a malha foi refinada na zona S2, pois verificou-se numa primeira iteração que esta zona estaria sujeita a uma elevada concentração de tensões. A malha global apresenta elementos com tamanho igual a 5.75 mm e na zona refinada, apresenta elementos de tamanho 3.5 mm.

Tal como na secção 4.8.2, foram estabelecidas condições de contacto entre as peças, quando ligadas por ligações aparafusadas, tendo-se utilizado a função de parafuso virtual disponibilizado no *software*.

Resultados

Verificou-se um deslocamento máximo de 1.85 mm (na direção x) na extremidade do dedo em contacto com o pneu, devido ao momento gerado pela carga de 2000 N. Por outro lado, em todas as peças verifica-se que as tensões de cedência dos respetivos materiais não são ultrapassadas, exceto na peça H (figura 4.14), mais especificamente na zona envolvente aos furos que permitem estabelecer a ligação aparafusada entre esta peça e o dedo. Contudo, esta concentração de tensões é mais uma vez devida à uma possível plasticidade local provocada pelo contacto da cabeça dos parafusos com a peça H. Os resultados desta simulação, bem como a demonstração das condições de fronteira, cargas e malhas aplicadas (e seu refinamento) são apresentados no Anexo G.

4.9 Lubrificação

4.9.1 Lubrificantes

Na indústria de pneus, a seleção do lubrificante adequado é fundamental especialmente em equipamentos de manuseio de pneus em verde. Assim, a queda de lubrificante sobre o pneu em verde deverá ser algo a evitar, já que as partículas de lubrificante podem alterar as propriedades da borracha não curada. É frequente a não utilização de lubrificante em certos componentes, como engrenagens abertas, para evitar a contaminação do pneu em verde, mesmo que tal implique um desgaste significativamente mais rápido e elevado que com lubrificação.

Para o rolamento seguidor, o fornecedor indica uma lubrificação a massa de lítio (DIN 51825: KP2N-20). Para a lubrificação da coroa de orientação, pode ser utilizada lubrificação a massa de lítio (DIN 51825-K2 K-40). Para a engrenagem aberta (pinhão/coroa de orientação), indica-se a utilização de um lubrificante adesivo da Kluber (GRAFLOS-CON CA ULTRA-SPRAY) indicado para engrenagens abertas, sistemas de guiamento, superfícies came, atuadores e correntes, devido às suas propriedades anti corrosão e capacidade de carga. A sua aplicação é manual por *spray*. Como referido inicialmente, nesta indústria, a utilização de lubrificante nesta aplicação (engrenagem aberta) poderá ser na

prática dispensada. Para os guiamentos, o fornecedor indica lubrificação a massa de lítio (DIN 51825: KP2N-20). Contudo, a alternativa que permite diminuir a contaminação do pneu com partículas de lubrificante é a utilização do lubrificante adesivo mencionado que refere a sua aplicação igualmente em sistemas de guiamento. Porém, esta aplicação deverá ser questionada ao fornecedor dos guiamentos e do lubrificante para a verificação da compatibilidade do lubrificante.

Para a lubrificação das paredes da came, pode utilizar-se lubrificantes adesivos ou revestimentos anti desgaste. No entanto, para elevadas velocidades (do rolamento), estas soluções são capazes de lubrificar de forma eficaz, mas durante um período de tempo mais curto que no caso de óleo ou massa [21]. Devido à preocupação relativa à contaminação do pneu com partículas lubrificantes, ambas as soluções foram estudadas. Tal como anteriormente mencionado, pode utilizar-se o lubrificante adesivo da Kluber, pois a sua ficha técnica indica que uma das utilizações do mesmo poderá ser em superfícies came. Outra alternativa estudada foi a utilização de um revestimento anti desgaste. Para tal, contactou-se a Flupol, que trabalha em engenharia das superfícies, de modo a perceber qual dos seus revestimentos seria o apropriado para esta situação.

Depois da descrição do problema à Flupol, foi recomendada a aplicação do revestimento FLUCOAT T001. Este revestimento polimérico é auto lubrificante e apresenta elevada resistência ao desgaste, água, vapor de água, óleos e à maioria dos solventes orgânicos, com uma resistência à corrosão excelente, na generalidade. Apresenta, ainda, excelentes propriedades de deslizamento e elevada dureza superficial, combinadas com elevada capacidade de carga. A sua espessura é de aproximadamente 30 μm e a gama típica de coeficiente de atrito é 0.04-0.25. Este intervalo depende da pressão de contacto, da velocidade de escorregamento e da geometria do contacto. O revestimento poderá ser aplicado num dado componente que pode ficar em stock sem resultar em degradação do revestimento [32]. Algumas aplicações típicas deste revestimento são:

- Mecanismos em serviço sob condições químicas adversas, vácuo, lubrificação rarefeita;
- Mecanismos que requerem lubrificação permanente em condições secas;
- Peças submersas que exigem proteção contra corrosão;
- Lâminas de corte.

Contudo, a aplicação do revestimento na superfície came revelou-se impraticável, devido à geometria do disco came que envolveria revestir o disco por completo, representando elevados custos. Assim, optou-se pelo revestimento dos oito rolamentos seguidores que se movimentam ao longo da sua respetiva came, mais precisamente o seu anel externo, pois é a superfície do rolamento que entra em contacto com a superfície came.

Por isso, foi enviado um anel externo de um rolamento seguidor (KP30-PP) para a Flupol para posterior revestimento. O revestimento completo do anel externo permite, por um lado, aumentar a resistência ao desgaste proveniente do contacto entre o rolamento e a came e por outro, promover a auto lubrificação aos corpos rolantes do rolamento. Na figura 4.15, apresenta-se o resultado final depois da aplicação do revestimento no anel externo do rolamento que agora tem um cor preta acetinada devida ao revestimento.

4.9.2 Períodos de Relubrificação

É indispensável verificar se os períodos de relubrificação dos componentes são compatíveis com os períodos de manutenção. Para o rolamento seguidor, as indicações do



Figura 4.15: Anel externo do rolamento seguidor selecionado revestido com FLUCOAT T001.

fornecedor apontam para a relubrificação de 2000 h em 2000 h (anual) [21]. Tal deve-se às seguintes considerações:

$$\frac{C_{orw}}{P_r} \geq 10 \tag{4.55}$$

$$n_{max} = 10\% \cdot n_{DG} \tag{4.56}$$

Estas considerações foram tomadas já que se espera que a capacidade de carga estática permissível seja muito superior à carga dinâmica equivalente e sendo n_{DG}=5500 rpm e sabendo que as velocidades de funcionamento serão baixas, então a consideração da n_{max} enquanto 10% da velocidade máxima é aceitável.

No caso da coroa de orientação, sabe-se que a velocidade angular do rolamento é igual a 2 rpm, o que equivale a uma velocidade tangencial de 0.05 m/s. Sendo esta inferior a 3 m/s, o intervalo de relubrificação esperado é de 5000 h [26].

No caso da aplicação de lubrificantes adesivos, os intervalos de relubrificação apenas podem ser estabelecidos durante o funcionamento do equipamento.

Mesmo em componentes com indicações relativas ao período de relubrificação, a periodicidade efetiva apenas poderá ser estabelecida em trabalho efetivo.

Para efeitos de projeto, considerar-se-á a manutenção do equipamento de 6 em 6 meses.

4.10 Conclusões

Ao longo deste capítulo, foram apresentados os vários cálculos de engenharia necessários ao dimensionamento dos componentes normalizados e de fabrico utilizados no ante projeto apresentado. Tal como mencionado, sendo este trabalho considerado um ante projeto mecânico, existem diversos parâmetros que só poderão ser estabelecidos durante o funcionamento do equipamento ou de um protótipo equivalente. Assim, a continuação do projeto através de uma fase experimental, possibilitaria, por exemplo, uma melhor seleção da combinação motor/redutor.

Capítulo 5

Conclusões

5.1 Conclusões

A presente dissertação corresponde ao ante projeto mecânico de uma *gripper* para pneus em verde, tendo sido realizada ao longo de um estágio curricular na Gislotica, no departamento de engenharia. Este ante projeto revelou-se um desafio interessante na medida em que possibilitou o contacto com o ambiente empresarial, no qual foi possível desenvolver competências associadas ao projeto de máquinas. Nestas incluem-se o contacto com fornecedores, a preocupação em utilizar componentes de mercado, verificando a sua disponibilidade, a realização de desenhos de fabrico, tendo em mente o processo de fabrico adequado para o componente em questão, bem como ter em atenção a interação entre as peças de maneira a estabelecer a sua sequência de montagem. Foram, ainda, adquiridas outras competências relacionadas a boas práticas de desenho de peças. Além disso, é de salientar que este ante projeto envolveu conhecimentos específicos de diversas áreas da opção de projeto e construção mecânica, tendo, por isso, representado um teste aos conhecimentos pré adquiridos ao longo do percurso académico da autora.

A *gripper* projetada poderá funcionar acoplada à lança de um AGV, por forma a que a combinação entre estes dois equipamentos permita o transporte de pneus entre secções da linha de produção. A função intrínseca deste equipamento é a preensão do pneu através de um sistema de acionamento que permite a abertura e fecho dos dedos da *gripper*. A abertura dos dedos até atingir o *bead* do pneu permite estabelecer uma força de aperto sobre o mesmo e será esta a força responsável por possibilitar o levantamento e o suporte do pneu pelo equipamento para posterior transporte. A característica principal do equipamento corresponde à utilização de um disco came, no qual se encontram 8 rasgos em espiral que vão guiar 8 rolamentos seguidores acoplados aos 8 dedos. Este guiamento é responsável por converter o movimento de rotação do disco came em movimento de translação dos 8 dedos, permitindo um movimento síncrono entre eles. O dimensionamento dos vários componentes foi realizado mediante orientações dos fornecedores, através de simulações numéricas (por elementos finitos) e através de teorias clássicas de mecânica.

5.2 Trabalhos Futuros

Ao longo do desenvolvimento do presente projeto, foram apresentadas soluções construtivas e considerações técnicas com base na experiência da Gislotica neste tipo de equipamentos. Contudo, existe um número significativo de variáveis que não foram possíveis de definir por completo, pois tal pressupunha uma fase experimental. Assim, numa fase experimental, os resultados seriam avaliados através do fabrico de um protótipo à es-

cala real ou então um mais pequeno que satisfizesse regras de similaridade. Em seguida, enumeram-se os diversos aspetos considerados relevantes para uma análise futura:

1. Análise da força máxima de fecho exercida pelo pneu sobre o dedo, tendo em conta as dimensões do pneu, nomeadamente o seu *bead*;
2. Análise da relação cinemática entre o deslocamento angular do disco came e o deslocamento linear dos dedos;
3. Estabelecimento da evolução da velocidade linear dos dedos com o tempo, ao longo do seu percurso de abertura ou de fecho (para o valor de velocidade angular considerada no acionamento);
4. Estudo aprofundado da dinâmica do sistema, isto é, dos perfis de movimento e consequentemente dos tempos de ciclo;
5. Análise dos tempos mortos do sistema, que advêm da interação com outros equipamentos. Um dos exemplos pode ser o tempo de espera por parte do AGV durante o período de vulcanização de um pneu;
6. Otimização das massas, inércias e rigidez envolvidas;
7. Seleção da melhor combinação servomotor/caixa redutora mediante os resultados dos pontos anteriores;
8. Implementação do sistema de controlo através do estudo da interação entre a aplicação, o acionamento e o sistema de controlo respetivo;
9. Avaliação do comportamento do revestimento FLUCOAT T001 abordado na secção 4.9, numa tentativa de validar o seu poder de lubrificação no contacto entre o rolamento seguidor e os rasgos em espiral;
10. Verificação experimental dos períodos de relubrificação do equipamento;
11. Otimização da geometria dos dedos consoante a gama de pneus de funcionamento;
12. Análise de custos do equipamento.

Os pontos 2 e 3 encontram-se diretamente relacionados e a sua concretização permitem corroborar os dados obtidos pelo *Solidworks*, dados esses apresentados no Anexo F.

Referências

[1] GISLOTICA MECHANICAL SOLUTIONS. 2019 products portfolio. v01012019.

[2] G. PAHL and W. BEITZ. *Engineering design: a systematic approach*. Springer Science & Business Media, 2013.

[3] CONTINENTAL CORPORATION. Continental - Pneus Agrícolas, 2018 (acedido: 15.03.2021). URL `https://www.continental-pneus.pt/industriais/agricultura/pneus-agricultura`.

[4] M. I. ROCHA BARROS. Projetos de melhoria das secções de inspeção final e de manutenção de moldes no departamento de produção de pneus agrícolas. 2018.

[5] TYRE PRESS. Beumer debuting green tyre handling system at tire technology, 2017 (acedido: 15.03.2021). URL `https://www.tyrepress.com/2017/02/beumer-debuting-green-tyre-handling-system-at-tire-technology/`.

[6] CONTINENTAL CORPORATION. Continental agricultural tires - tractor 70, 2018 (acedido em: 15.03.2021). URL `https://www.continental-pneus.pt/industriais/produtos/tractor70`.

[7] G.J. MONKMAN, S. HESSE, R. STEINMANN, and H. SCHUNK. *Robot Grippers*. Willey-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA., 2007.

[8] FEI CHEN and OTHERs. Design of a novel dexterous robotic gripper for in-hand twisting and positioning within assembly automation. *Assembly Automation*, 35, 2015. doi: 10.1108/AA-05-2015-046.

[9] DIONISIS ANDRONAS and OTHERS. Robot gripper with high speed, in-hand object manipulation capabilities. *Procedia CIRP*, 97:482–486, 2021. ISSN 2212-8271. doi: https://doi.org/10.1016/j.procir.2020.08.007. URL `https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2212827120314943`. 8th CIRP Conference of Assembly Technology and Systems.

[10] HAMIDREZA HEIDARI and OTHERS. Design and fabrication of robotic gripper for grasping in minimizing contact force. *Advances in Space Research*, 61(5):1359–1370, 2018. ISSN 0273-1177. doi: https://doi.org/10.1016/j.asr.2017.12.024. URL `https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0273117717309006`.

[11] BAOHUE ZHANG and OTHERS. State-of-the-art robotic grippers, grasping and control strategies, as well as their applications in agricultural robots: A review. *Computers and Electronics in Agriculture*, 177, 2020. ISSN 0168-1699. doi: https://doi.org/10.1016/j.compag.2020.105694. URL `https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0168169920311030`.

[12] GUALTIERO FANTONI and OTHERS. Method for supporting the selection of robot grippers. *Procedia CIRP*, 21:330–335, 2014. ISSN 2212-8271. doi: https://doi.org/10.1016/j.procir.2014.03.152. URL https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2212827114006945. 24th CIRP Design Conference.

[13] MICHELIN. The Tyre – Grip, 2001 (acedido em: 04.03.2021). URL http://www.dimnp.unipi.it/guiggiani-m/Michelin_Tire_Grip.pdf.

[14] GMG mbH. Tire Gripper | R106, (acedido em: 10.03.2021). URL http://www.gmg-system.com/en/products/tire-gripper.

[15] AME INTERNATIONAL. Easy gripper 2400-2t compact, (acedido em: 10.03.2021). URL https://justeasytools.com/tyrehandlers/easy-gripper/easy-gripper-2400-2t-compact.

[16] LIFTS ALL AB. Lift tires and wheels, (acedido em: 20.03.2021). URL https://www.liftsall.com/lifting-tools/standard-grippers/tire-grippers/tire-gripper-75-kg/.

[17] M. G. GOMES FERREIRA. Utilização de modelos para a representação de produtos no projeto conceitual. 1997.

[18] L&T Rubber Processing Machinery. Mechanical tyre curing presses, (acedido: 23.03.2021). URL https://www.ltmindia.com/products-services/mechanical-tyre-curing-presses/.

[19] Pioneer Industrial Systems. Pioneer industrial systems - overall tire industry video, 2020 (acedido: 08.02.2021). URL https://www.youtube.com/watch?v=9xltnNkfm4Y&t=230s.

[20] S. S. RATTAN. *Theory of machines*. Tata McGraw-Hill Education, 2014.

[21] SCHAEFFLER TECHNOLOGIES AG & CO. KG. Rolling Bearings Catalogue (HR 1). 2019. 029679141-0000.

[22] E. KIEL. *Drive Solutions: Mechatronics for Production and Logistics*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2008.

[23] A. SILVA GUEDES. Sistema de manipulação programável a dois eixos. 2009.

[24] K. K. TUNG. *Fibonacci Numbers, the Golden Ratio, and Laws of Nature?*, pages 1–26. Princeton University Press, 2016.

[25] M. M. SHAKOOR. *Fatigue life investigation for cams with translating roller-follower and translating flat-face follower systems*. Digital Repository Iowa State University, 2006.

[26] FRANKE GMBH. Product Catalogue Standard Program. 2016. GKe2016.

[27] FRANKE GMBH. Slewing ring made of steel with external teeth, type LVD, (acedido: 16.04.2021). URL https://www.franke-gmbh.de/drahtwaelzlager/standardprogramm/drehverbindungen/lvd/.

[28] KHK GEARS. Spur Gears, (acedido: 02.06.2021). URL https://khkgears.net/pdf/3015/spur-gears.pdf.

[29] YASKAWA. Servomotor rotativo sgmsv, 2019 (acedido em: 17.05.2021). URL `https://catalogo.yaskawa.com.br/item/servo-motores-rotativos-1/servomotor-rotativo-sgmsv/20-1`.

[30] WITTENSTEIN Alpha GmbH. Alpha basic line & alpha value line product catalog. 2020.

[31] SEW EURODRIVE. CM3C63-CM3C100 Synchronous Servomotors. 2020. 29194652/EN.

[32] FLUPOL – SURFACE ENGINEERING S.A. FLUCOAT T001. 2018. EF084.

[33] HAMED GHAEDNIA and OTHERS. *Contact Mechanics*, pages 93–140. 2013. ISBN 978-1-4614-1944-0. doi: 10.1007/978-1-4614-1945-7_3.

[34] J. SEABRA. *Mecânica do contacto Hertziano*. Faculdade de Engenharia da U.Porto, PORTO, 2ª edition, 2003.

[35] ARTHUR PETER BORESI and OTHERS. *Advanced mechanics of materials*, volume 6. Wiley New York, 1985.

[36] J. SEABRA and D. BERTHE. Influence of surface waviness and roughness on the normal pressure distribution in the hertzian contact. 1987.

ANEXO A

Metodologia para a seleção de uma *gripper*

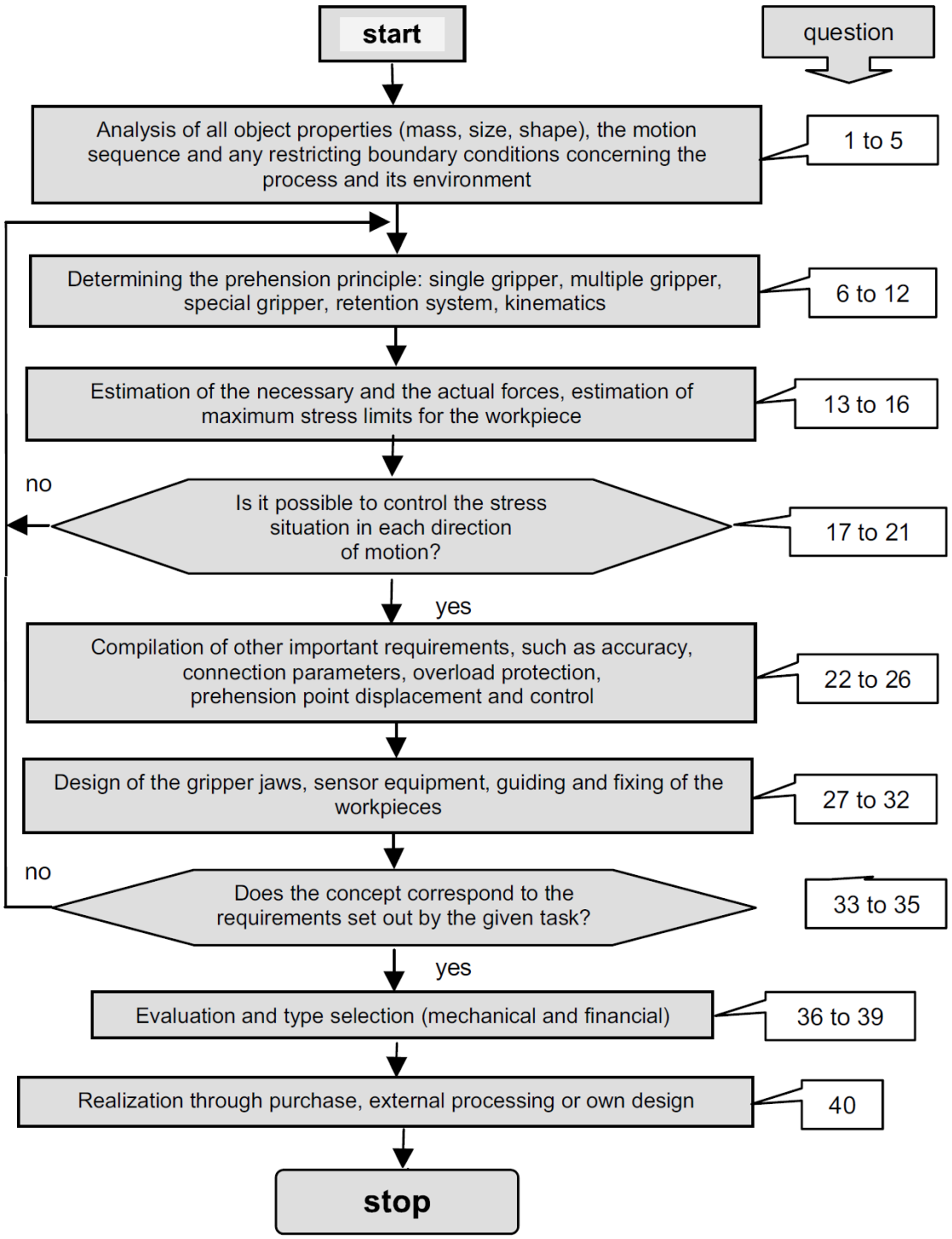


Figura A.1: Fluxograma de orientação para a seleção de uma *gripper* [7].

ANEXO B

Metodologias

TÍTULO: Lista de Especificação de Projeto

REQUISITOS	FATORES CONTRIBUTIVOS	PONTOS A CONSIDERAR
1. Funcionamento	1.1 Geometria	Tamanho, altura, largura, comprimento, diâmetro, espaço, número, disposição
	1.2 Movimento do equipamento	Tipo, direção de movimento, velocidades, acelerações, cinemática
	1.3 Forças envolvidas	Direção da carga, magnitude, peso, carga, impacto, rigidez, inércia
	1.4 Energia necessária	Aquecimento, arrefecimento, conversão, rendimento, pressão, temperatura, armazenamento
	1.5 Materiais a utilizar	Fluxo, transporte, propriedades, implicações, regulamentos, ciclo de vida
	1.6 Sistemas de controlo	Elétrico, eletrónico, hidráulico, pneumático, mecânico
	1.7 Fluxo de informação	Entradas, saídas, forma, afixação, computador
2. Segurança	2.1 Operacional	Direta, indireta, eliminação do risco, medidas de segurança
	2.2 Humana	Sinalética, formação, proteção pessoal
	2.3 Ambiental	Terra, mar, ar, ruído, luz, radiação, reação, transporte, emergência
4. Fabrico	4.1 Produção de componentes	Limitações de fabrico, dimensões máximas, meios de produção, resíduos
	4.2 Compra de componentes	Qualidade e fiabilidade dos fornecedores, inspeção
	4.3 Montagem	Regulamentos especiais, instalação, assentamento, fundações, fixação por parafusos, soldadura
	4.4 Transporte	Movimentação de material, atravancamento, embalagem
5. Planeamento	5.1 Previsão de projeto	Planeamento do projeto, controlo do projeto
	5.2 Previsão de desenvolvimento	Detalhe do projeto, ensaios internos, ensaios de conformidade
	5.3 Previsão de produção	Fabrico, montagem, garantia de qualidade, embalagem, transporte
	5.4 Previsão de entrega	Data de entrega, rede de distribuição
6. Ciclo de vida	6.1 Distribuição	Meios de transporte, natureza e condições de despacho, regras, regulamentos
	6.2 Operação	Isenção de ruído, desgaste, usos especiais, ambientes de trabalho, mau uso previsível

	6.3 Manutenção	Intervalos de manutenção, inspeção, trocas e reparações, pintura, limpeza
	6.4 Desmantelamento	Reciclagem, sobras

Projeto: *Gripper* para pneus em verde	Projeto. MIEM
Cliente: Gislotica – Mechanical Solutions, LDA	Gestor do Projeto: Cristina Ferreira

Descrição: O objetivo do projeto é o desenvolvimento de um sistema de manuseio de pneus em verde para o seu transporte entre as várias etapas na linha de produção de pneus. Para este transporte, a *gripper* a projetar deverá ser acoplada à lança de um AGV que através de um sistema de elevação permite a translação vertical (na direção da gravidade) da lança e, consequentemente, da *gripper*. Por outro lado, este equipamento pode ser utilizado numa estação fixa de construção de pneus, através do seu acoplamento a um *robot.* Este, por sua vez, pode apresentar os movimentos determinados pelo cliente, consoante os graus de liberdade pretendidos para executar a sua função.

O desenvolvimento do equipamento será realizado de acordo com a disponibilidade de recursos da Gislotica e, recorrendo a fornecedores para a compra de produtos normalizados. O fabrico de certos componentes ocorrerá fora da Gislotica.

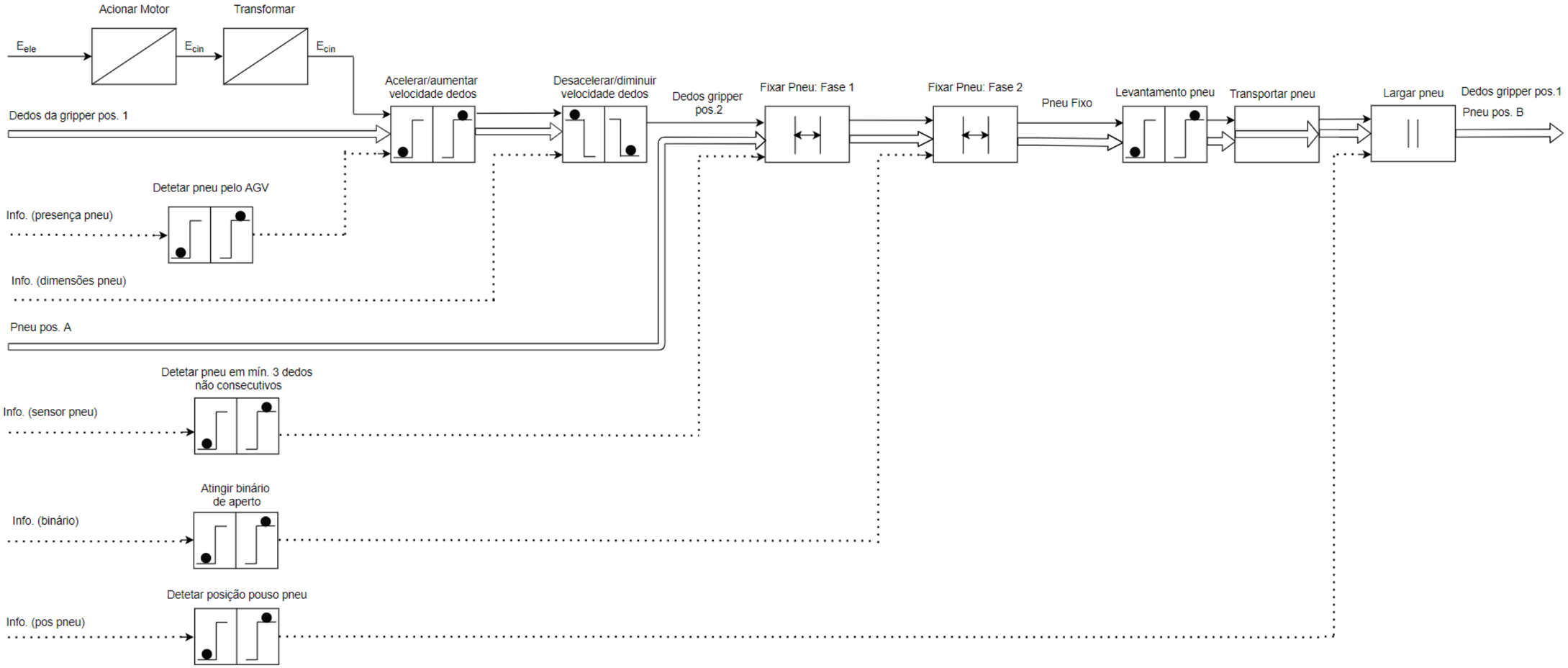
Desempenho e características complementares:

- A solução deverá permitir uma gama de operação alargada, desde a manipulação de pneus ligeiros a pneus de elevadas dimensões como pneus Agro/OTR;
- A troca de dedos deverá ser uma operação simples e rápida;
- Os tempos de ciclo de abertura/fecho dos dedos devem ser aceitáveis de maneira a permitir uma cadência de operação semelhante à atualmente implementada na indústria de pneus;
- O processo de fabrico dos componentes deverá ser expedito e baixo custo, quando possível;
- A solução deverá permitir o controlo de força ou de velocidade mediante as cargas impostas pelo pneu;
- Salvaguardar a integridade do pneu em verde, mediante lubrificação cuidada dos componentes;
- A manutenção deverá ser realizada de forma pontual;
- A solução deverá ser baseada em componentes de mercado;
- O conceito do equipamento deve poder ser adaptado a possíveis necessidades do cliente que surjam durante o processo de projeto, sem a reformulação total do mesmo;
- O pneu deve ser movimentado e libertado de forma razoavelmente precisa.

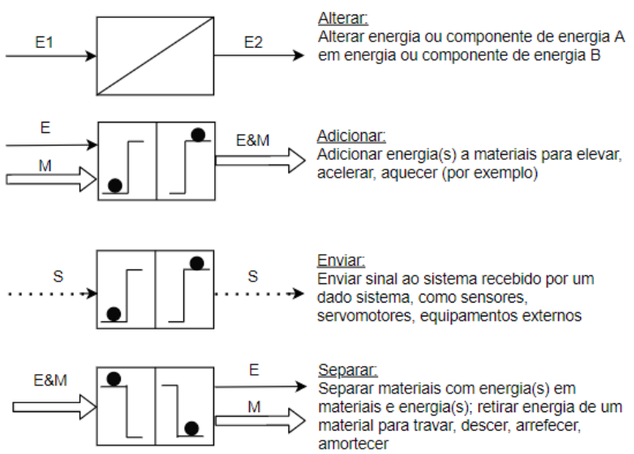
E/D	REQUISITOS
	1. GEOMETRIA: Dimensões do Pneu
E	Diâmetro de jante mín/máx: 16”/52” (aprox. 406/1320 mm)
E	Diâmetro externo mín/máx: -/2500 mm
E	Altura mín/máx: -/1500 mm
E	Número de pneus a manipular: 1
	2. GEOMETRIA: Dimensões do Equipamento a Desenvolver
E	Diâmetro: 1650 mm
E	Altura: 450 mm
	3. CINEMÁTICA
E	Velocidade angular do disco came: 2 rpm
E	Velocidade linear dos dedos: 20-40 mm/s
E	Aceleração linear dos dedos (início abertura): 250 mm/s^2
E	Desaceleração linear dos dedos (fim abertura): -250 mm/s^2
E	Tempo de abertura/fecho (estimativa): 12-13 segundos
E	Deslocamento horizontal (dedo pescoço cavalo): 370 mm
E	Deslocamento horizontal (dedo "normal"): 370 mm
	4. FORÇAS
E	Peso máximo do pneu: 2000 kg
E	Força de fecho máxima imposta pelo pneu em cada dedo (estimativa): 200 kg
D	Peso próprio do equipamento (estimativa): 700 kg
E	Potência máxima requerida (estimativa): 680 W
	5. ENERGIA
	Elétrica: 400V AC ou fonte de alimentação (aplicação fixa) a 48 V DC (para aplicações móveis)
	6. MATERIAL
	Peças móveis: disco came - HARDOX 450 HB; disco de suporte do disco came: alumínio; outras: aço
	Temperatura máxima de funcionamento: 40 °C
	7. SINAIS
E	Deteção da presença de pneu em cada dedo
E	Indicação dos valores de binário/velocidade
D	Indicação de estado de funcionamento dos componentes elétricos
	8. SEGURANÇA
E	Segurança do operador e de terceiros: proteções perimétricas
E	Formação de operadores

E	Indicação de riscos residuais: sinalética e informação extra no manual de instruções
	9. PRODUÇÃO
E	Aquisição preferencial de componentes de mercado
E	Fornecedores: INA Schaeffler, FRANKE, KHK, Alpha, SEW
D	Uso restrito de componentes não normalizados
	10. OPERAÇÃO
E	Modos de funcionamento: automático
E	Funcionamento em garantia: 1 ano
	11. MANUTENÇÃO
D	Periodicidade: anual
E	Lubrificação imposta no projeto: - Engrenagem e Came: GRAFLOSCON CA ULTRA-SPRAY
E	Lubrificação imposta pelos fornecedores: - Guiamento: massa KP2N-20 (DIN 51825) - Rolamento seguidor: massa KP2N-20 (DIN 51825) - Coroa de orientação: massa K2 K-40 (DIN 51825)
	13. PLANEAMENTO
E	Fase de materialização: concluída a 28 junho 2021

DISSERTAÇÃO 2020/2021	ESTRUTURA DE FUNÇÕES	**ELABORADO:** Cristina Ferreira **DATA:** 27/05/2021



LEGENDA

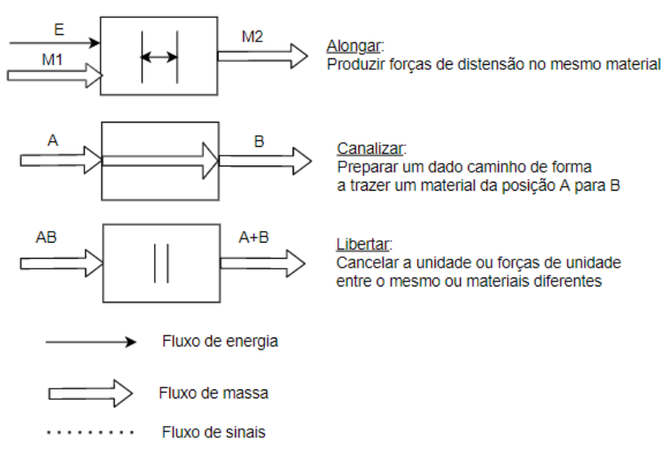


<u>Alterar:</u>
Alterar energia ou componente de energia A em energia ou componente de energia B

<u>Adicionar:</u>
Adicionar energia(s) a materiais para elevar, acelerar, aquecer (por exemplo)

<u>Enviar:</u>
Enviar sinal ao sistema recebido por um dado sistema, como sensores, servomotores, equipamentos externos

<u>Separar:</u>
Separar materiais com energia(s) em materiais e energia(s); retirar energia de um material para travar, descer, arrefecer, amortecer



<u>Alongar</u>:
Produzir forças de distensão no mesmo material

<u>Canalizar</u>:
Preparar um dado caminho de forma a trazer um material da posição A para B

<u>Libertar</u>:
Cancelar a unidade ou forças de unidade entre o mesmo ou materiais diferentes

ANEXO C

Teoria de Hertz

A mecânica do contacto é uma das áreas mais importantes nos estudos tribológicos e noutros campos de engenharia. Através desta é possível prever a vida em serviço bem como a ocorrência de falha em certos componentes tais como rolamento, engrenagens, rodas, cames, entre outros. A teoria do contacto pode igualmente ser utilizada para modelar o contacto entre superfícies rugosas e ondulatórias bem como demonstrar certos fenómenos físicos tais como a ocorrência de atrito, desgaste, fadiga e prever a resistência do contacto. A aplicação desta ferramenta para obter o tipo de previsões mencionadas deve ser cuidada, já que, por vezes, a estas previsões estão associadas uma margem de erro significativa, especialmente na modelação de superfícies rugosas. Nos casos em que as condições de contacto não podem ser ser completamente definidas, deverão ser aplicados coeficientes de segurança generosos para evitar a falha precoce dos componentes. Existem modelos que caracterizam o contacto normal de esferas, bem como outras geometrias (exemplo: entre cilindros, sendo ele contacto linear), contudo modelos mais avançados podem levar em consideração carregamentos tangenciais e adesão entre superfícies. No caso de contacto rolante, os carregamentos tangenciais podem surgir na forma de escorregamento que origina forças de atrito [33].

C.1 Contacto Hertziano

Em 1882, Hertz determinou a solução para o problema de contacto entre dois sólidos de revolução elásticos em carregamento estático. Esta solução assume a utilização dos seguintes pressupostos:

- Comportamento homogéneo, isotrópico e linear elástico dos materiais dos sólidos em contacto - Lei de Hooke;
- Os sólidos em contacto são de revolução, as suas superfícies são contínuas e contraformais e são conhecidos os seus raios de curvatura principais na vizinhança do ponto inicial de contacto;
- O carregamento aplicado é normal à superfície de contacto, sem a consideração de solitações tangenciais ao contacto (sem atrito);
- As dimensões da área do contacto são significativamente mais pequenas quando comparadas com as dimensões dos sólidos em contacto e com os raios de curvatura equivalentes;

- Para a determinação dos deslocamentos locais, considera-se que os sólidos podem ser considerados como semi-espaços elásticos submetidos a um carregamento normal ao contacto, aplicado sobre uma pequena área elíptica da sua superfície plana.

Como para a materialização do conceito vão ser utilizados unicamente os conceitos de contacto linear entre dois sólidos cilíndricos, então este será o único caso explorado [34].

C.1.1 Contacto Linear

Considere-se o contacto entre dois sólidos cilíndricos cujo contacto ocorre inicialmente ao longo das suas geratrizes, as quais se encontram orientadas segundo o eixo y (figura C.1).

Quando sujeitos a um carregamento **normal** (ao contacto) por unidade de comprimento $W(W = F_N/l)$, o contacto entre os dois cilindros origina uma área de contacto retangular de largura $2a$ e comprimento l, sendo $2a << l$.

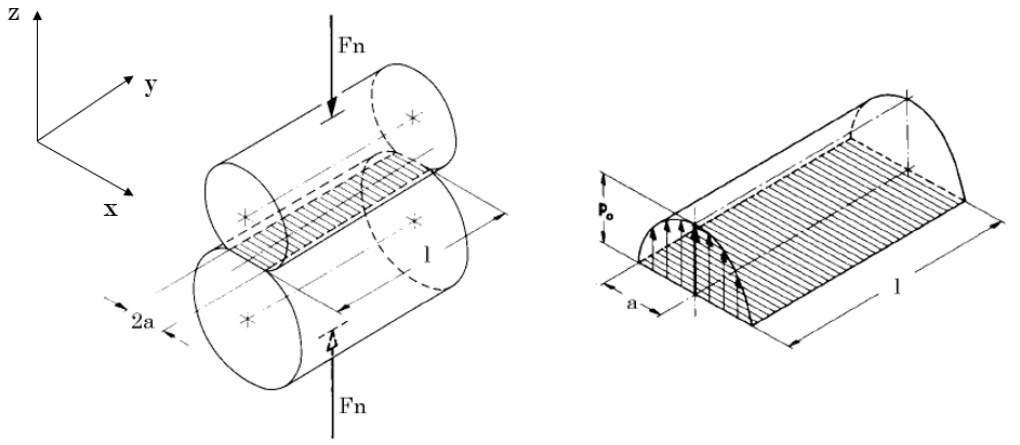


Figura C.1: Contacto linear entre dois cilindros (adaptado de [34]).

Para os efeitos da utilização da teoria Hertziana no desenvolvimento deste projeto, não serão apresentadas as demonstrações matemáticas que levam à determinação dos parâmetros a conhecer para a caracterização do contacto. Por isso, caso o leitor pretenda observar estas demonstrações, é aconselhada a leitura da seguinte literatura: [35], [34].

A semi largura do contacto Hertziano a é dada por:

$$a = \sqrt{\frac{2}{\pi} \cdot \frac{F_N}{l} \cdot \frac{R}{E^*}} \tag{C.1}$$

Por outro lado, a pressão no centro do contacto pode ser obtida por:

$$p_0 = \sqrt{\frac{2}{\pi} \cdot \frac{F_N}{l} \cdot \frac{E^*}{R}} \tag{C.2}$$

onde:

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{2} \cdot (\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}) \tag{C.3}$$

Este parâmetro permite determinar o raio equivalente e contabiliza a geometria dos sólidos na zona do contacto através dos seus raios de curvatura (R_1 e R_2). O sinal dos raios de curvatura pode ser:

- Positivo (+): caso a superfície de contacto do sólido seja convexa;
- Negativo (-): caso a superfície de contacto do sólida seja côncava.

O parâmetro que contabiliza as propriedades dos materiais dos sólidos em contacto corresponde ao módulo de *Young* composto, sendo definido por:

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \tag{C.4}$$

onde:

- E_1 e E_2 correspondem aos módulos de *Young* dos sólidos 1 e 2 em contacto, respetivamente;
- ν_1 e ν_2 correspondem aos coeficientes de *Poisson* dos sólidos 1 e 2 em contacto, respetivamente;

De acordo com a distribuição de pressão observada na figura C.1, verifica-se que a pressão desenvolvida no centro do contacto corresponde à pressão máxima do contacto. Por isso, na generalidade, o dimensionamento de um dado contacto é feito através do cálculo deste valor [34].

Caso existam efeitos de bordo nas laterais do contacto, isto é, quando o contacto é estabelecido entre peças de diferente espessura (eixo y da figura C.1), é comum majorar-se a pressão máxima do contacto [36]:

$$p_{max} = 2 \cdot p_0 \tag{C.5}$$

Assim, a distribuição da pressão de contacto ocorre aproximadamente de acordo com a representada na figura C.2, considerando a majoração anteriormente referida.

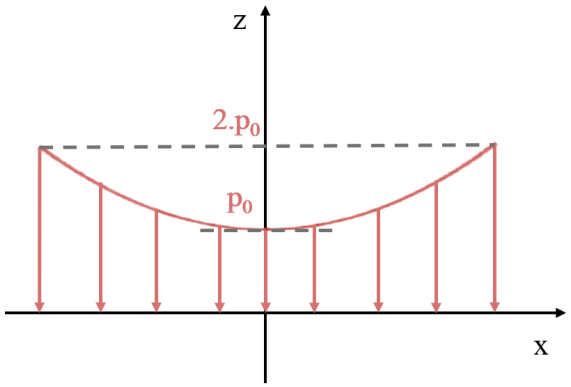


Figura C.2: Figura representativa da distribuição de pressão, considerando a existência do efeito de bordo.

Assim, a presença do efeito de bordo resulta:

- Alteração da distribuição de pressão no contacto;
- A pressão máxima de contacto encontra-se em mais que um ponto;
- A pressão máxima é superior à Hertziana;

Caso se pretenda a determinação da distribuição de pressão no contacto mais próxima da realidade, ter-se-ia de recorrer a métodos numéricos [36].

C.1.2 Valores Máximos das Tensões segundo Z no interior de sólidos em contacto linear

Considerando contacto Hertziano, ignorando a influência de outros fatores como atrito, lubrificação, efeito de bordo, entre outros, as tensões principais segundo o eixo Z atingem os valores mais elevados (de compressão) na superfície de contacto, isto é, para $z = 0$, tomando os seguintes valores [34]:

$$\sigma_{xx} = -p_0 \tag{C.6}$$

$$\sigma_{yy} = -2 \cdot \nu \cdot p_0 \tag{C.7}$$

$$\sigma_{zz} = -p_0 \tag{C.8}$$

Contudo, a tensão de corte máxima não ocorre à superfície. A profundidade, Z_s à qual se encontra a tensão de corte máxima é igual a:

$$Z_s = 0.7861 \cdot a \tag{C.9}$$

A esta profundidade, as tensões principais tomam os seguintes valores:

$$\sigma_{xx} = -0.1856 \cdot p_0 \tag{C.10}$$

$$\sigma_{yy} = -0.9718 \cdot \nu \cdot p_0 \tag{C.11}$$

$$\sigma_{zz} = -0.7861 \cdot p_0 \tag{C.12}$$

Considerando o critério de Tresca, a tensão de corte máxima pode ser obtida por:

$$\tau_{max} = \frac{1}{2} \cdot (\sigma_{zz} - \sigma_{xx}) = 0.3 \cdot p_0 \tag{C.13}$$

Em alternativa ao critério de Tresca, pode utilizar-se o critério de Von Mises para determinar a tensão de corte máxima:

$$\tau_{oct}^{max} = \frac{1}{3} \cdot \sqrt{(\sigma_{xx} - \sigma_{yy})^2 + (\sigma_{xx} - \sigma_{zz})^2 + (\sigma_z z - \sigma_{yy})^2} = 0.27 \cdot p_0 \tag{C.14}$$

Por outro lado, como:

$$\tau_{oct}^{max} = \frac{\sqrt{2}}{3} \cdot \sigma_{eq} \tag{C.15}$$

Logo:

$$\sigma_{eq} = \frac{3}{\sqrt{2}} \cdot \tau_{oct}^{max} = \frac{3}{\sqrt{2}} \cdot 0.27 \cdot p_0 = 0.57 \cdot p_0 \tag{C.16}$$

Por isso:

$$p_0 = \frac{1}{0.57} \cdot \sigma_{eq} \Rightarrow p_0 \leq 1.75 \cdot \sigma_{ced} \tag{C.17}$$

ANEXO D

Cálculo da Pressão de Contacto entre Rolamento Seguidor e Came

Tabela D.1: Parâmetros de entrada necessários para a obtenção da pressão máxima de contacto.

Parâmetros de Entrada			
Parâmetro	Valor	Unidades	Significado
F	2000	N	Carga aplicada sobre o rolamento
1/E*	8.66667E-12	Pa^{-1}	Inverso do Módulo de Young Equivalente
E*	1.15385E+11	Pa	Módulo de Young Equivalente
R_1	0.03	m	Raio do anel externo do rolamento
R_{21}	0.377	m	Raio inicial da espiral
R_{22}	0.610	m	Raio final da espiral
σ_{ced}	1250	MPa	Tensão de cedência do material do disco came
t	0.01	m	Espessura do disco came

Tabela D.2: Pressão máxima de contacto ao longo da parede de um rasgo espiral. Esta é obtida para várias posições do rolamento seguidor ao longo da sua trajetória, mediante o deslocamento angular do disco came, β.

β (°)	α (°)	F_N (N)	1/R (m^{-1})	R (m)	p_0 (MPa)	a (mm)	p_{mx} (MPa)
10	6.60553	2013.3654	17.9929	0.0556	515.8533	0.2485	1031.7066
20	7.84981	2018.9183	17.9929	0.0556	516.5642	0.2488	1033.1284
30	8.55354	2022.4956	17.9929	0.0556	517.0216	0.249	1034.0433
40	8.69264	2023.2403	17.9929	0.0556	517.1168	0.2491	1034.2336
50	8.26227	2020.9765	17.9929	0.0556	516.8274	0.2489	1033.6548
60	7.2773	2016.2414	17.9929	0.0556	516.2216	0.2486	1032.4432
70	5.77099	2010.1881	17.9929	0.0556	515.4461	0.2483	1030.8922
80	6.51484	2012.9989	17.4863	0.0572	508.4933	0.252	1016.9866
90	8.72646	2023.4233	17.4863	0.0572	509.8082	0.2527	1019.6164
100	10.4937	2034.019	17.4863	0.0572	511.1413	0.2533	1022.2826
110	11.7573	2042.8599	17.4863	0.0572	512.2509	0.2539	1024.5019
120	12.4728	2048.3437	17.4863	0.0572	512.938	0.2542	1025.876
130	12.6143	2049.4696	17.4863	0.0572	513.079	0.2543	1026.1579
140	12.1766	2046.0311	17.4863	0.0572	512.6484	0.2541	1025.2967
150	11.1756	2038.6577	17.4863	0.0572	511.7238	0.2536	1023.4476

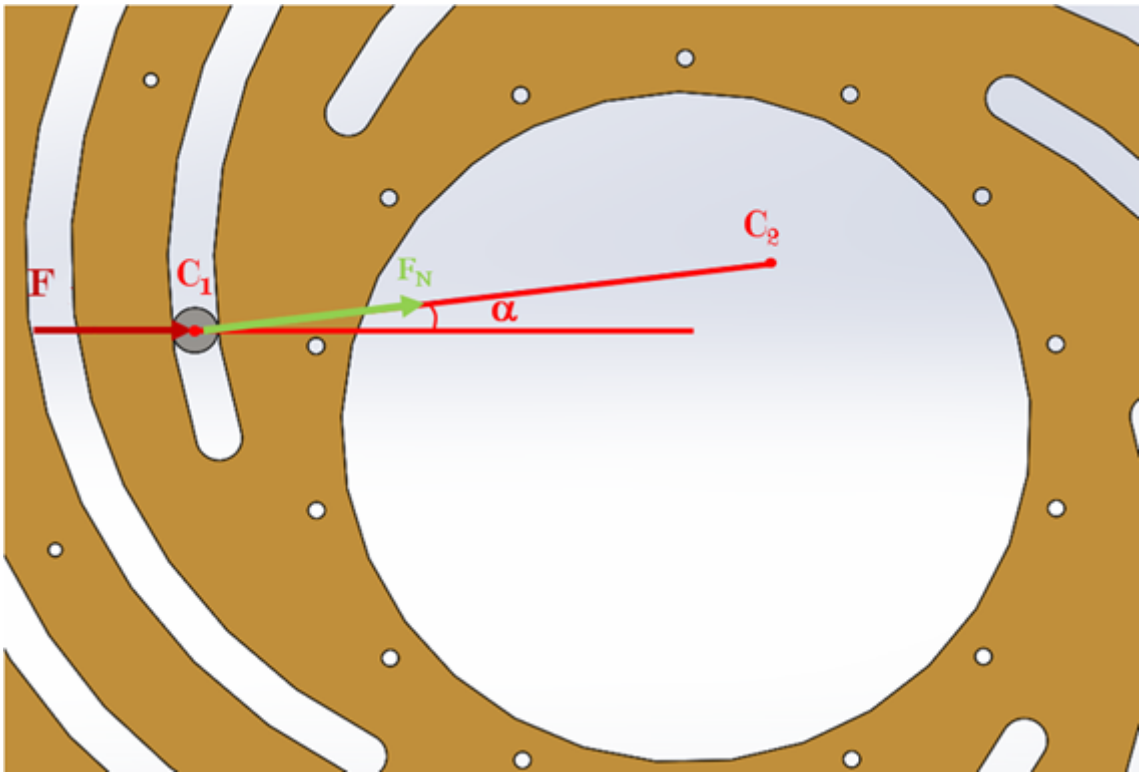


Figura D.1: Definição do ângulo α que estabelece a direção da força F_N.

ANEXO E

Verificação do Engrenamento - KISSsoft AG

KISSsoft Release 2020 D

KISSsoft University license - Universidade do Porto

File

Name : Unnamed
Changed by: up201609347 on: 21.06.2021 at: 20:48:54

Calculation of a spur-toothed cylindrical gear pair

Drawing or article number:			
Gear 1:		0.000.0	
Gear 2:		0.000.0	
Calculation method		ISO 6336:2019	
		------- Gear 1 --------	Gear 2 --
Power (W)	[P]	681.483	
Speed (1/min)	[n]	14.2	2.0
Torque (Nm)	[T]	457.0	3253.8
Application factor	[KA]	1.35	
Required service life (h)	[H]	10000.00	
Gear driving (+) / driven (-)		+	-
Working flank gear 1:		Right flank	
Gear 1 direction of rotation:		Clockwise	

Tooth geometry and material

Geometry calculation according to		ISO 21771:2007	
		------- Gear 1 --------	Gear 2 --
Center distance (mm)	[a]	304.500	
Center distance tolerance		ISO 286:2010 Measure js7	
Normal module (mm)	[mn]	3.0000	
Normal pressure angle (°)	[αn]	20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[β]	0.0000	
Number of teeth	[z]	25	178
Facewidth (mm)	[b]	30.00	32.00
Hand of gear		Spur gear	
Accuracy grade	[Q-ISO 1328:2013]	A8	A8
Inner diameter (mm)	[di]	0.00	0.00
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	0.00

Material

Gear1
42 CrMo 4 (2), Through hardened steel, flame/ind. hardened
ISO 6336-5 Figure 11/12 (MQ) Flank & root hardened

Gear2
42 CrMo 4 (2), Through hardened steel, flame/ind. hardened
ISO 6336-5 Figure 11/12 (MQ) Flank & root hardened

		------- Gear 1 --------	Gear 2 --
Surface hardness		HRC 56	HRC 56
Material treatment according to ISO 6336:2006 Normal, life factors ZNT and YNT >=0.85			
Fatigue strength. tooth root stress (N/mm²)	[σFlim]	370.00	370.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm²)	[σHlim]	1220.00	1220.00
Tensile strength (N/mm²)	[σB]	1100.00	1100.00
Yield point (N/mm²)	[σS]	900.00	900.00
Young's modulus (N/mm²)	[E]	206000	206000
Poisson's ratio	[v]	0.300	0.300
Roughness average value DS, flank (µm)	[RAH]	0.60	0.60
Roughness average value DS, root (µm)	[RAF]	3.00	3.00
Mean roughness height, Rz, flank (µm)	[RZH]	4.80	4.80
Mean roughness height, Rz, root (µm)	[RZF]	20.00	20.00

Gear reference profile
1:

Reference profile		1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A

Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250	
Root radius factor	[ρfP*]	0.380	(ρfPmax*=0.472)
Addendum coefficient	[haP*]	1.000	
Tip radius factor	[ρaP*]	0.000	
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	
Protuberance angle	[αprP]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Ramp angle	[αKP]	0.000	
	not topping		

Gear reference profile 2:

Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A		
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250	
Root radius factor	[ρfP*]	0.380	(ρfPmax*=0.472)
Addendum coefficient	[haP*]	1.000	
Tip radius factor	[ρaP*]	0.000	
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	
Protuberance angle	[αprP]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Ramp angle	[αKP]	0.000	
	not topping		

Information on final machining

Dedendum reference profile	[hfP*]	1.250	1.250
Tooth root radius Refer. profile	[ρfP*]	0.380	0.380
Addendum Reference profile	[haP*]	1.000	1.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[αprP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[αKP]	0.000	0.000

Type of profile modification:	none (only running-in)	
Tip relief by running in (µm)	[Ca L/R]	3.4 / 3.4 3.4 / 3.4

Lubrication type	Grease lubrication	
Type of grease, Own Input	GRAFLOSCON CA ULTRA-SPRAY	
Lubricant base	Mineral-oil base	
Base oil nominal kinematic viscosity at 40°C (mm²/s)	[v40]	500.00
Base oil nominal kinematic viscosity at 100°C (mm²/s)	[v100]	40.00
FZG-Test A/8.3/90	step	[FZGtestA] 0
Specific density at 15°C (kg/dm³)	[ρ]	1.070
Grease temperature (°C)	[TS]	70.000

Gear pair

Overall transmission ratio	[itot]	-7.120
Gear ratio	[u]	7.120
Transverse module (mm)	[mt]	3.000
Transverse pressure angle (°)	[αt]	20.000
Working pressure angle (°)	[αwt]	20.000
	[αwt.e/i]	20.013 / 19.987
Working pressure angle at normal section (°)	[αwn]	20.000
Helix angle at operating pitch circle (°)	[βw]	0.000
Base helix angle (°)	[βb]	0.000
Reference center distance (mm)	[ad]	304.500
Pitch on reference circle (mm)	[pt]	9.425
Base pitch (mm)	[pbt]	8.856
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]	8.856
Sum of profile shift coefficients	[Σxi]	0.0000
Transverse contact ratio	[εα]	1.668
Transverse contact ratio with allowances	[εα.e/m/i]	1.677 / 1.661 / 1.645
Overlap ratio	[εβ]	0.000
Total contact ratio	[εγ]	1.668
Total contact ratio with allowances	[εγ.e/m/i]	1.677 / 1.661 / 1.645

Length of path of contact (mm)	[ga, e/i]	14.776 (14.852 / 14.570)
Length T1-A (mm)	[T1A]	7.166 (7.090 / 7.339)
Length T1-B (mm)	[T1B]	13.086 (13.086 / 13.053)
Length T1-C (mm)	[T1C]	12.826 (12.816 / 12.835)
Length T1-D (mm)	[T1D]	16.022 (15.946 / 16.196)
Length T1-E (mm)	[T1E]	21.942 (21.942 / 21.909)
Length T2-A (mm)	[T2A]	96.979 (96.979 / 96.882)
Length T2-B (mm)	[T2B]	91.059 (90.983 / 91.168)
Length T2-C (mm)	[T2C]	91.319 (91.253 / 91.386)
Length T2-D (mm)	[T2D]	88.123 (88.123 / 88.026)
Length T2-E (mm)	[T2E]	82.203 (82.127 / 82.312)
Length T1-T2 (mm)	[T1T2]	104.145 (104.069 / 104.221)
Minimal length of contact line (mm)	[Lmin]	30.000

Gear 1

Profile shift coefficient	[x]	0.3372
Tooth thickness, arc, in module	[sn*]	1.8163
Tip alteration (mm)	[k*mn]	0.000
Reference diameter (mm)	[d]	75.000
Base diameter (mm)	[db]	70.477
Tip diameter (mm)	[da]	83.023
(mm)	[da.e/i]	83.023 / 82.988
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.035
Tip form diameter (mm)	[dFa]	83.023
(mm)	[dFa.e/i]	83.023 / 82.988
Root diameter (mm)	[df]	69.523
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	0.3052/ 0.2869
Generated root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	69.331 / 69.221
Root form diameter (mm)	[dFf]	71.859
(mm)	[dFf.e/i]	71.751 / 71.692
Involute length (mm)	[l_dFa-l_dFf]	6.134
Addendum, $m_n(h_{aP}^*+x+k)$ (mm)	[ha]	4.012
(mm)	[ha.e/i]	4.012 / 3.994
Dedendum (mm)	[hf=mn*(hfP*-x)]	2.738
(mm)	[hf.e/i]	2.834 / 2.889
Tooth height (mm)	[h]	6.750
Virtual gear no. of teeth	[zn]	25.000
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	1.810
(mm)	[san.e/i]	1.754 / 1.688
Normal tooth thickness at tip form circle (mm)	[sFan]	1.810
(mm)	[sFan.e/i]	1.754 / 1.688
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	0.000
(mm)	[efn.e/i]	0.000 / 0.000

Gear 2

Profile shift coefficient	[x]	-0.3372
Tooth thickness, arc, in module	[sn*]	1.3253
Tip alteration (mm)	[k*mn]	0.000
Reference diameter (mm)	[d]	534.000
Base diameter (mm)	[db]	501.796
Tip diameter (mm)	[da]	537.977
(mm)	[da.e/i]	537.977 / 537.907
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.070
Tip form diameter (mm)	[dFa]	537.977
(mm)	[dFa.e/i]	537.977 / 537.907
Root diameter (mm)	[df]	524.477
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	-0.3968/ -0.4242
Generated root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	524.119 / 523.955
Root form diameter (mm)	[dFf]	526.439
(mm)	[dFf.e/i]	526.124 / 525.979
Involute length (mm)	[l_dFa-l_dFf]	6.119
Addendum, $m_n(h_{aP}^*+x+k)$ (mm)	[ha]	1.988
(mm)	[ha.e/i]	1.988 / 1.953
Dedendum (mm)	[hf=mn*(hfP*-x)]	4.762

(mm)	[hf.e/i]	4.940 / 5.023
Tooth height (mm)	[h]	6.750
Virtual gear no. of teeth	[zn]	178.000
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	2.507
(mm)	[san.e/i]	2.403 / 2.316
Normal tooth thickness at tip form circle (mm)	[sFan]	2.507
(mm)	[sFan.e/i]	2.403 / 2.316
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	2.193
(mm)	[efn.e/i]	2.211 / 2.219

Gear specific pair data Gear pair 1, Gear 1

Operating pitch diameter (mm)	[dw]	75.000
(mm)	[dw.e/i]	75.006 / 74.994
Active tip diameter (mm)	[dNa]	83.023
(mm)	[dNa.e/i]	83.023 / 82.988
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	0.750
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	1.055 / 0.903
Active root diameter (mm)	[dNf]	71.919
(mm)	[dNf.e/i]	71.989 / 71.889
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.149 / 0.069
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	0.016
Specific sliding at the tip	[ζa]	0.474
Specific sliding at the root	[ζf]	-0.901
Mean specific sliding	[ζm]	0.474
Sliding factor on tip	[Kga]	0.277
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.172
Roll angle at dFa (°)	[ξdFa.e/i]	35.677 / 35.623
Roll angle to dNa (°)	[ξdNa.e/i]	35.677 / 35.623
Roll angle to dNf (°)	[ξdNf.e/i]	11.933 / 11.528
Roll angle at dFf (°)	[ξdFf.e/i]	10.945 / 10.684
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	75.180 (75.180 / 75.157)
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	77.420 (77.357 / 77.564)
Addendum contact ratio	[ε]	1.029 (1.030 / 1.025)

Gear specific pair data Gear pair 1, Gear 2

Operating pitch diameter (mm)	[dw]	534.000
(mm)	[dw.e/i]	534.046 / 533.954
Active tip diameter (mm)	[dNa]	537.977
(mm)	[dNa.e/i]	537.977 / 537.907
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	0.750
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	0.962 / 0.820
Active root diameter (mm)	[dNf]	528.042
(mm)	[dNf.e/i]	528.110 / 527.995
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	1.065 / 0.935
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	0.010
Specific sliding at the tip	[ζa]	0.474
Specific sliding at the root	[ζf]	-0.901
Mean specific sliding	[ζm]	0.474
Sliding factor on tip	[Kga]	0.172
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.277
Roll angle at dFa (°)	[ξdFa.e/i]	22.146 / 22.124
Roll angle to dNa (°)	[ξdNa.e/i]	22.146 / 22.124
Roll angle to dNf (°)	[ξdNf.e/i]	18.797 / 18.755
Roll angle at dFf (°)	[ξdFf.e/i]	18.056 / 18.001
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	533.822 (533.770 / 533.897)
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	531.847 (531.847 / 531.783)
Addendum contact ratio	[ε]	0.639 (0.647 / 0.621)

General influence factors

		------- Gear 1 -------- Gear 2 --
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]	12186.7
Axial force (N)	[Fa]	0.0
Radial force (N)	[Fr]	4435.6
Normal force (N)	[Fnorm]	12968.8

Nominal circumferential force per mm (N/mm)	[w]	406.22
Only as information: Forces at operating pitch circle:		
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]	12186.7
Axial force (N)	[Faw]	0.0
Radial force (N)	[Frw]	4435.6
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]	0.06
Circumferential speed operating pitch circle (m/s)	[v(dw)]	0.06
Running-in value (µm)	[yp]	1.3
Running-in value (µm)	[yf]	1.4
Correction factor	[CM]	0.800
Gear blank factor	[CR]	1.000
Basic rack factor	[CBS]	0.975
Material coefficient	[E/Est]	1.000
Singular tooth stiffness (N/mm/µm)	[c']	14.688
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cγα]	22.052
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cγβ]	18.744
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]	0.02051
Resonance speed (min-1)	[nE1]	12525
Resonance ratio (-)	[N]	0.001
Subcritical range		
Running-in value (µm)	[yα]	1.3
Bearing distance l of pinion shaft (mm)	[l]	60.000
Distance s of pinion shaft (mm)	[s]	6.000
Outside diameter of pinion shaft (mm)	[dsh]	30.000
Load in accordance with Figure 13, ISO 6336-1:2006	[-]	4
0:a), 1:b), 2:c), 3:d), 4:e)		
Coefficient K' according to Figure 13, ISO 6336-1:2006	[K']	-1.00
Without stiffening		
Tooth trace deviation (active) (µm)	[Fβy]	8.50
from deformation of shaft (µm)	[fsh*B1]	4.24
fsh (µm) =4.24, B1= 1.00, fHβ5 (µm) = 7.00		
Tooth without flank line modification		
Position of contact pattern:	favorable	
from production tolerances (µm)	[fmα*B2]	26.91
B2=		
1.00		
Tooth trace deviation, theoretical (µm)	[Fβx]	10.00
Running-in value (µm)	[yβ]	1.50
Dynamic factor	[Kv]	1.001
Face load factor - flank	[KHβ]	1.145
- Tooth root	[KFβ]	1.112
- Scuffing	[KBβ]	1.145
Transverse load factor - flank	[KHα]	1.000
- Tooth root	[KFα]	1.000
- Scuffing	[KBα]	1.000
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	8.544 1.200

Tooth root load capacity

Calculation of Tooth form coefficients according method: B

		------- Gear 1	-------- Gear 2 --
Calculated with generating profile shift coefficient	[xE.i]	0.2869	-0.4242
Tooth form factor	[YF]	1.20	1.44
Stress correction factor	[YS]	2.18	2.01
Load application angle (°)	[αFen]	21.12	19.53
Load distribution influence factor	[fε]	1.000	
Load application diameter (mm)	[d_{en}]	77.420	533.822
Bending moment arm (mm)	[hF]	2.78	3.64
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	6.45	6.76
Tooth root radius (mm)	[ρF]	1.41	1.49
Bending moment arm (-)	[hF/mn]	0.928	1.213
Tooth thickness at root (-)	[sFn/mn]	2.149	2.253
Tooth root radius (-)	[ρF/mn]	0.472	0.497
Calculation cross section diameter (mm)	[d_{sFn}]	70.281	525.209
Tangents on calculation cross section (°)	[α_{sFn}]	30.000	30.000
Notch parameter	[q_s]	2.279	2.264

Helix angle factor	[Yβ]	1.000	
Deep tooth factor	[YDT]	1.000	
Gear rim factor	[YB]	1.00	1.00
Effective facewidth (mm)	[beff]	30.00	32.00
Nominal stress at tooth root (N/mm²)	[σF0]	353.39	367.44
Tooth root stress (N/mm²)	[σF]	530.64	551.74
Permissible bending stress at root of Test-gear			
Notch sensitivity factor	[YdrelT]	0.998	0.999
Surface factor	[YRrelT]	0.957	0.962
Size factor, tooth root	[YX]	1.000	1.000
Finite life factor	[YNT]	0.979	1.111
$Y_{drelT}*Y_{RrelT}*Y_X*Y_{NT}$		0.935	1.066
Alternating bending factor, mean stress influence coefficient			
	[YM]	1.000	1.000
Stress correction factor	[YST]	2.00	
YST*σFlim (N/mm²)	[σFE]	740.00	740.00
Permissible tooth root stress σFG/SFmin (N/mm²)	[σFP]	494.16	563.69
Limit strength tooth root (N/mm²)	[σFG]	691.82	789.16
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40
Safety for tooth root stress	[SF=σFG/σF]	1.30	1.43
Transmittable power (kW)	[kWRating]	0.63	0.70

Flank safety

		------- Gear 1	-------- Gear 2 --
Zone factor	[ZH]	2.495	
Elasticity factor (√N/mm²)	[ZE]	189.812	
Contact ratio factor	[Zε]	0.882	
Helix angle factor	[Zβ]	1.000	
Effective facewidth (mm)	[beff]	30.00	
Nominal contact stress (N/mm²)	[σH0]	1037.46	
Contact stress at operating pitch circle (N/mm²)	[σHw]	1290.34	
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.00	1.00
Contact stress (N/mm²)	[σHB, σHD]	1290.34	1290.34
Lubrication factor for NL	[ZL]	1.055	1.030
Speed factor for NL	[ZV]	0.954	0.974
Roughness factor for NL	[ZR]	0.976	0.986
Material hardening factor for NL	[ZW]	1.000	1.000
Finite life factor	[ZNT]	1.143	1.326
	[ZL*ZV*ZR*ZNT]	1.121	1.312
Limited pitting is permitted: No			
Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Permissible contact stress, σHG/SHmin (N/mm²)	[σHP]	1368.17	1600.49
Pitting stress limit (N/mm²)	[σHG]	1368.17	1600.49
Required safety	[SHmin]	1.00	1.00
Safety factor for contact stress at operating pitch circle	[SHw]	1.06	1.24
Safety against pressure, σHG/σHBD Single contact	[SHBD]	1.06	1.24
Safety regarding transmittable torque	[(SHBD)^2]	1.12	1.54
Transmittable power (kW)	[kWRating]	0.77	1.05

Micropitting according to **ISO/TS 6336-22:2018**

Calculation has not been carried out, lubricant: Load stage micropitting test not known

Measurements for tooth thickness

		------- Gear 1	-------- Gear 2 --
Tooth thickness tolerance		DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.070 /	-0.110-0.130 / -0.190
Number of teeth spanned	[k]	4.000	20.000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	32.740	179.487

Base tangent length with allowance (mm)	[Wk.e/i]	32.674 /	32.636	179.364 /	179.308
(mm)	[ΔWk.e/i]	-0.066 /	-0.103	-0.122 /	-0.179
Diameter of measuring circle (mm)	[dMWk.m]	77.675	532.880		
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	5.529	5.004		
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	6.000	5.000		
Radial single-ball measurement backlash free (mm)	[MrK]	43.207	269.324		
Radial single-ball measurement (mm)	[MrK.e/i]	43.139 /	43.099	269.144 /	269.060
Diameter of measuring circle (mm)	[dMMr.m]	77.549	531.534		
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	86.255	538.648		
Diametral two ball measure (mm)	[MdK.e/i]	86.119 / 86.040	538.288 /	538.121	
Diametral measurement over pins without clearance (mm)	[MdR]	86.255	538.648		
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	86.119 / 86.040	538.288 /	538.121	
Measurement over 3 pins, axial, according to AGMA 2002 (mm)					
	[dk3A.e/i]	86.119 / 86.040	538.288 /	538.121	
Dimensions over 3 pins without clearance (mm)	[Md3R]	86.097	0.000		
Measurement over 3 pins with allowance (mm)	[Md3R.e/i]	85.961 /	85.882	0.000 /	0.000
Chordal tooth thickness (no backlash) (mm)	[sc]	5.444	3.976		
Normal chordal tooth thickness with allowance (mm)	[sc.e/i]	5.376 /	5.337	3.846 /	3.786
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	4.102	1.978		
Tooth thickness, arc (mm)	[sn]	5.449	3.976		
(mm)	[sn.e/i]	5.379 /	5.339	3.846 /	3.786
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	304.224 /	304.086		
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.276 /	-0.414		
dNf.i with aControl (mm)	[dNf0.i]	71.474	527.289		
Reserve (dNf0.i-dFf.e)/2 (mm)	[cF0.i]	-0.139	0.583		
Tip clearance (mm)	[c0.i(aControl)]	0.514	0.432		
Center distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.026 /	-0.026		
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.019 /	-0.019		
Radial backlash (mm)	[jrw.e/i]	0.440 /	0.250		
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jtw.e/i]	0.319 /	0.181		
Normal backlash (mm)	[jn.e/i]	0.300 /	0.170		
Torsional angle on input with output fixed:					
Total torsional angle (°)	[j.tSys]	0.4873/	0.2767		

Toothing tolerances

		------- Gear 1	-------- Gear 2 --
According to ISO 1328-1:2013, ISO 1328-2:1997			
Accuracy grade	[Q]	A8	A8
Single pitch deviation (µm)	[fptT]	18.00	19.00
Base circle pitch deviation (µm)	[fpbT]	16.70	17.90
Sector pitch deviation over k/8 pitches (µm)	[Fpk/8T]	35.00	49.00
Profile form deviation (µm)	[ffαT]	19.00	19.00
Profile slope deviation (µm)	[fHαT]	15.00	16.00
Total profile deviation (µm)	[FαT]	24.00	25.00
Helix form deviation (µm)	[ffβT]	20.00	23.00
Helix slope deviation (µm)	[fHβT]	18.00	20.00
Total helix deviation (µm)	[FβT]	27.00	31.00
Total cumulative pitch deviation (µm)	[FpT]	54.00	79.00
Adjacent pitch difference (µm)	[fuT]	25.00	27.00
Runout (µm)	[FrT]	48.00	71.00
Single flank composite, total (µm)	[FisT]	71.00	96.00
Single flank composite, tooth-to-tooth	(µm) [fisT]	17.00	17.00
Radial composite, total (µm)	[FidT]	72.00	104.00
Radial composite, tooth-to-tooth (µm)	[fidT]	29.00	29.00

FidT (Fi''), fidT (fi'') according to ISO 1328:1997 calculated with the geometric mean values for mn and d

Axis alignment tolerances (recommendation acc. to ISO TR 10064-3:1996, Quality) 8

Maximum value for deviation error of axis (µm)	[fΣβ]	30.00	(Fβ=	30.00)
Maximum value for inclination error of axes (µm)	[fΣδ]	60.00		

Modifying and defining the tooth form

Data for the tooth form calculation :

Data not available.
Please run the calculation in the "Tooth form" tab and open the main report again.

Supplementary data

Maximal possible center distance (eps_a=1.0)	[aMAX]	306.575	
Mass (kg)	[m]	1.073	55.534
Total mass (kg)	[mGes]	56.608	
Moment of inertia for system, relative to the input:			
calculation without consideration of the exact tooth shape			
Single gears, (da+df)/2...di (kg*m²)	[J]	0.0007805	1.959
System (da+df)/2...di (kg*m²)	[J]	0.03942	
Torsional stiffness at driving gear with fixed driven gear:			
Torsional stiffness (MNm/rad)	[cr]	0.698	
Torsion when subjected to nominal torque (°)	[δcr]	0.037	
Mean coefficient of friction (as defined in Niemann)	[μ_m]	0.096	
Wear sliding coef. by Niemann	[ζw]	0.791	
Loss factor	[HV]	0.115	
Gear power loss (W)	[PVZ]	7.478	
Meshing efficiency (%)	[ηz]	98.903	
Sound pressure level according to Masuda, without contact analysis			
	[dB(A)]	39.2	

Service life, damage

Required safety for tooth root	[SFmin]	1.40	
Required safety for tooth flank	[SHmin]	1.00	
Service life (calculated with required safeties):			
System service life (h)	[Hatt]	2384	
Tooth root service life (h)	[HFatt]	2384	1.194e+04
Tooth flank service life (h)	[HHatt]	2.081e+04	1.482e+05

Damage calculated on the basis of the required service life [H] (10000.0 h)

F1%	F2%	H1%	H2%
419.43	83.7586	48.0441	6.7478

Damage calculated on basis of system service life [Hatt] (2384.2 h)

F1%	F2%	H1%	H2%
100.00	19.9696	11.4546	1.6088

Remarks:

- Specifications with [.e/i] imply: Maximum [e] and minimum value [i] for
  Taking all tolerances into account
  Specifications with [.m] imply: Mean value within tolerance
- For the backlash tolerance, the center distance tolerances and the tooth thickness allowance are taken into account.
  The maximum and minimum clearance according to the largest or smallest allowances are defined..
  The calculation is performed for the operating pitch circle.
- Details of calculation method:
  cγ according to Method B
  Kv according to Method B
  KHβ and KFβ according to Method C
  fmα according to Equation 64, fsh according to 57/58, Fβx according to 52/53/54
  KHα, KFα according to Method B
- The logarithmically interpolated value taken from the values for the fatigue strength and the static strength, based on the number of load cycles, is used for coefficients ZL, ZV, ZR, ZW, ZX, YdrelT, YRrelT and YX..

End of Report lines: 569

ANEXO F

Curvas da evolução da velocidade/posição de um dedo durante a trajetória de abertura

Na figura F.1, é possível verificar que a curva que define a evolução da velocidade linear do dedo com o tempo é composta por dois segmentos devido à secção de espiral selecionada para o disco came. Sendo esta secção de espiral constituída por duas curvas com raios de curvatura distintos, leva a que a evolução da velocidade ocorra da forma representada na figura F.1.

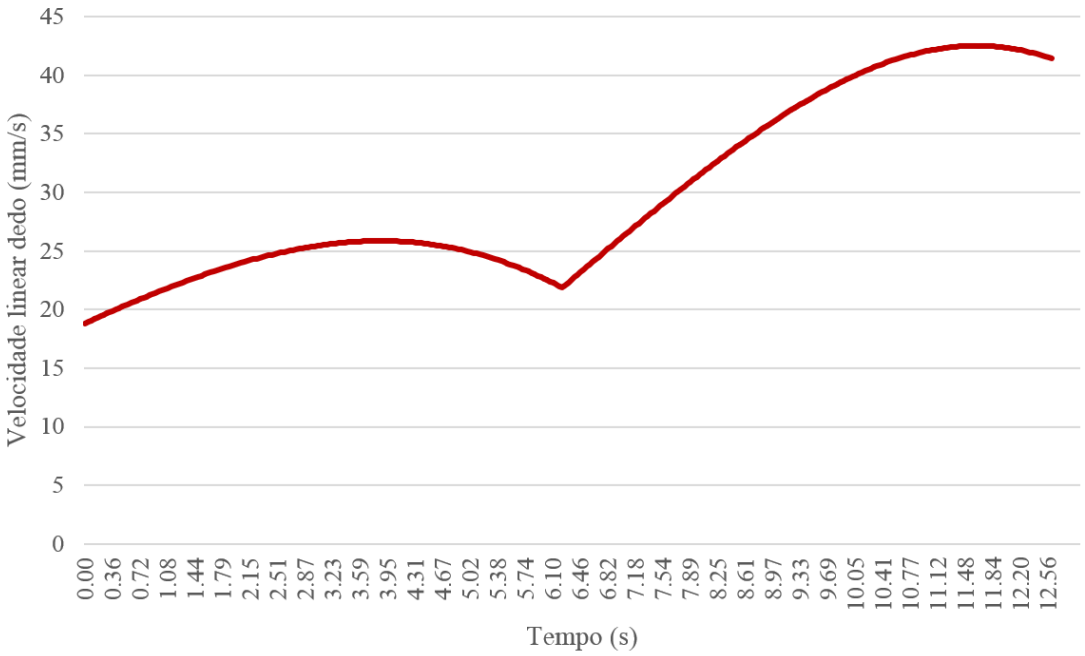


Figura F.1: Evolução da velocidade linear de cada dedo em função do tempo, ao longo da trajetória de abertura dos dedos, para uma velocidade angular do disco came igual a 2 rpm.

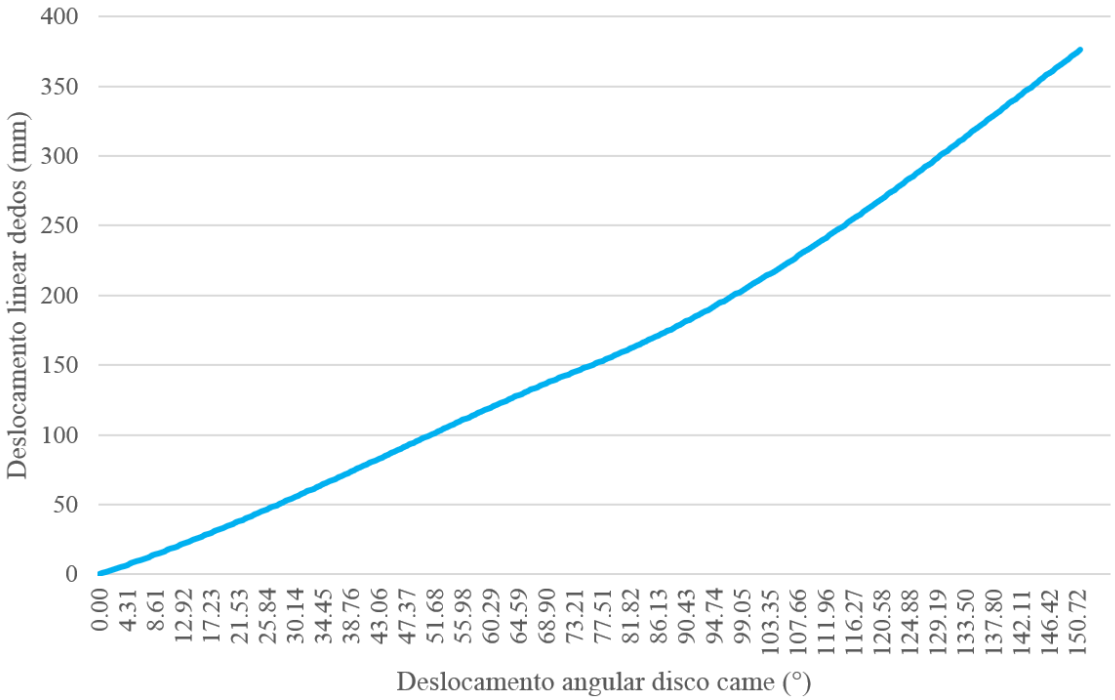


Figura F.2: Evolução do deslocamento linear de cada dedo com o deslocamento angular do disco came.

ANEXO G

Simulações Numéricas MEF

G.1 Verificação da viga de suporte dos guiamentos - figura 3.14

Chama-se à atenção que os valores de deslocamento obtidos poderão não corresponder aos reais, contudo servem como método de comparação.

- Material: St 37. Nota: A massa total das oito vigas é de 96 kg;
- Condições de fronteira (figura G.1):
  - Furos nas extremidades da viga: impedimento do movimento na direção radial e de rotação;
  - Superfícies SV1, SV2 e SV3 (figura G.2): impedimento da translação das superfícies nas direções normais às mesmas;
- Cargas aplicadas: foram aplicadas cargas no sentido de produzir a situação de carga a meio vão (figura G.1). Para tal foram utilizados os valores da tabela 4.9 relativos à figura 4.11;
- Malha: os elementos utilizados foram os tetraédricos quadráticos com um tamanho de 5.8 mm. Nas zonas SV1, SV2 e SV3 (figura G.2), procedeu-se a um refinamento da malha com um tamanho de elemento igual a 1 mm;
- Resultados: Deslocamento máximo a meio vão e igual a 0.3 mm (figura G.3).

G.2 Verificação da estrutura de suporte dos guiamentos sob a forma de um disco rasgado - figura 3.15

Foi verificado o deslocamento máximo do disco rasgado para duas espessuras distintas, nomeadamente 20 mm e 25 mm. Para 20 mm, a massa do disco resulta em 300 kg e para 25 mm resulta em 375 kg.

- Material: St 37;
- Condições de fronteira (figura G.4):
  - Furos nas extremidades interior e exterior do disco: impedimento do movimento na direção radial e de rotação;
  - Superfícies SD1 e SD2 (figura G.4): impedimento da translação das superfícies nas direções normais às mesmas;

  - Condições de simetria nas laterais da peça simulada, correspondendo esta a um oitavo do disco;

- Cargas aplicadas: foram aplicadas cargas no sentido de produzir a situação de carga a meio vão (figura G.4). Para tal foram utilizados os valores da tabela 4.9 relativos à figura 4.11;
- Malha: os elementos utilizados foram os tetraédricos quadráticos com um tamanho de 6.5 mm (figura G.5);
- Resultados: Deslocamento máximo a meio vão e igual a 0.18 mm (figura G.6), considerando uma espessura de disco igual a 25 mm. Deslocamento máximo a meio vão e igual a 0.3 mm (figura G.7), considerando uma espessura de disco igual a 20 mm.

G.3 Verificação da Estrutura de Suporte da *Gripper*

G.3.1 Aplicação da Carga a Meio Vão

As condições de fronteira e de aplicação de carga encontram-se representadas na figura G.8, a malha aplicada sobre a estrutura na figura G.9 e os resultados nas figuras G.10 e G.11.

G.3.2 Aplicação da Carga na Extremidade

As condições de fronteira e de aplicação de carga encontram-se representadas na figura G.12, a malha aplicada sobre a estrutura na figura G.13 e os resultados nas figuras G.14 e G.15.

G.4 Verificação do Conjunto Flange/Dedo/Rolamento Seguidor

As condições de fronteira e de aplicação de carga encontram-se representadas na figura G.16, a malha aplicada sobre a estrutura na figura G.17 e os resultados nas figuras G.18 e G.19.

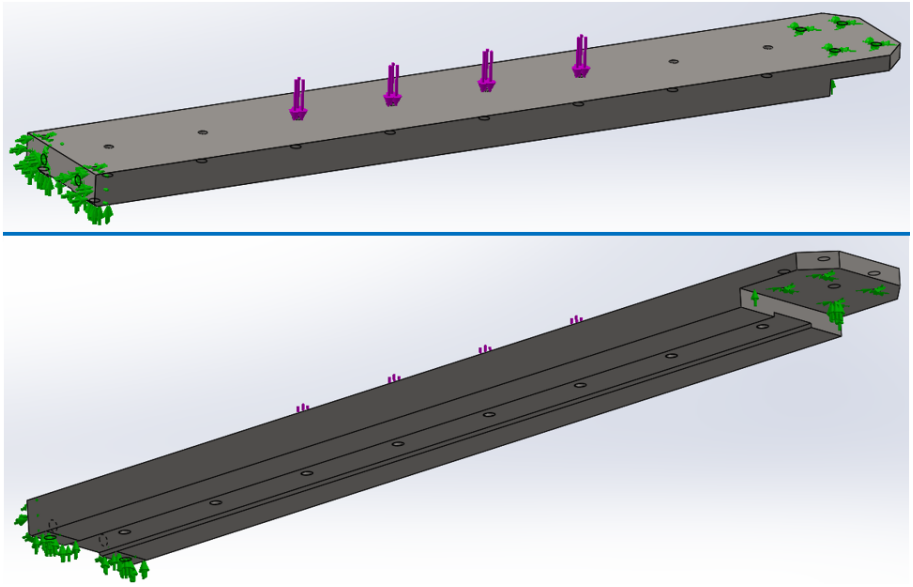


Figura G.1: Condições de fronteira e cargas aplicadas sobre a viga.

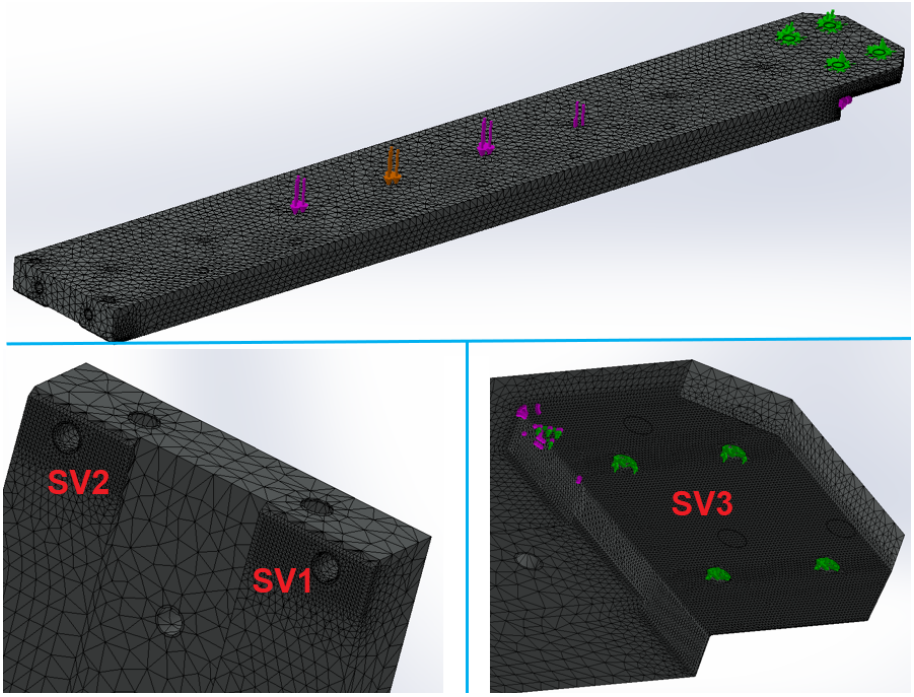


Figura G.2: Malha aplicada sobre a viga.

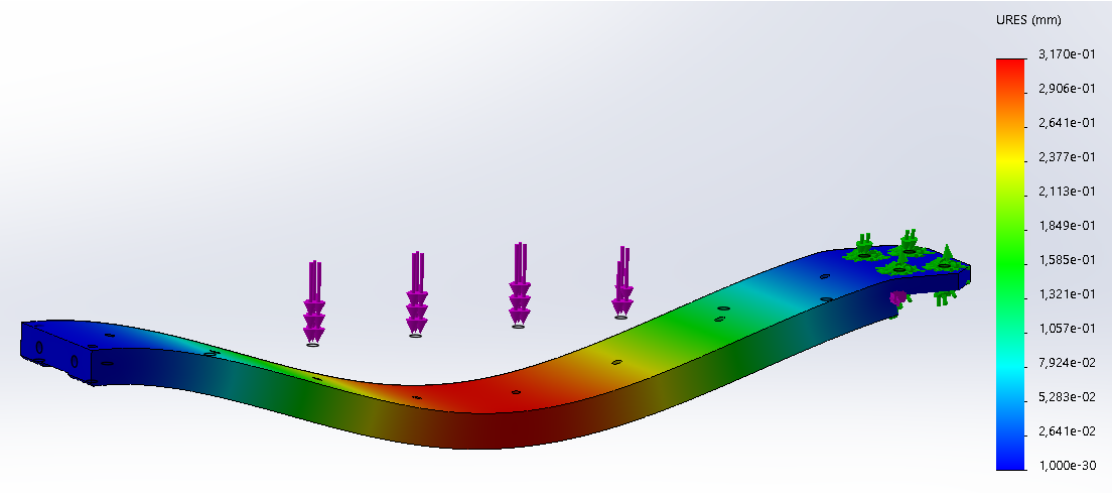


Figura G.3: Resultados da simulação numérica em termos de deslocamento.

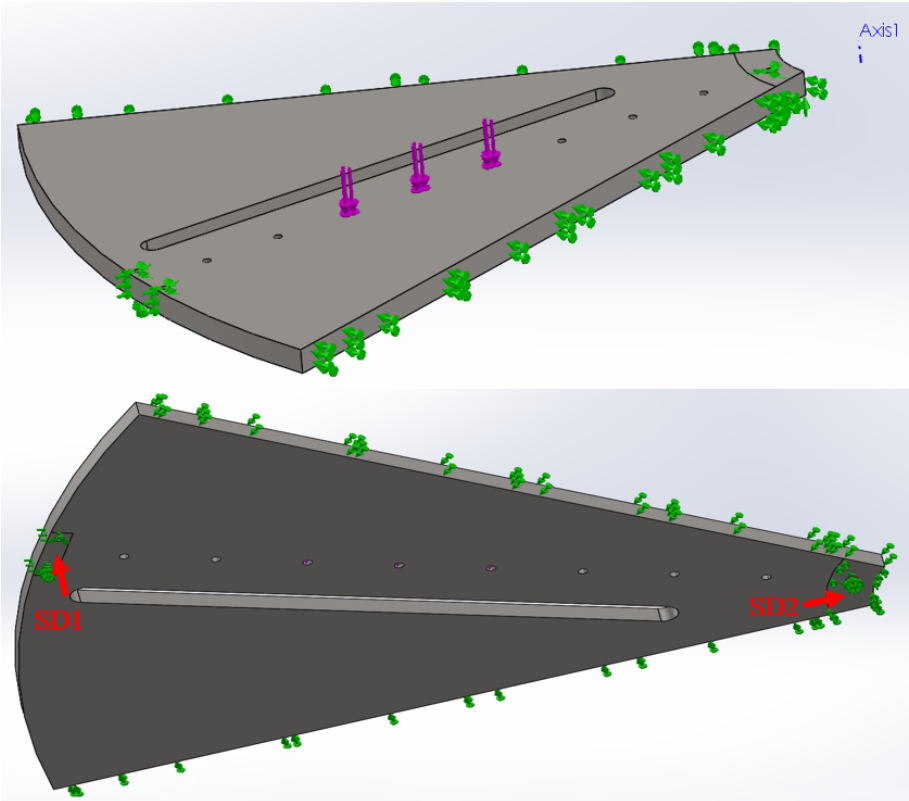


Figura G.4: Condições de fronteira e cargas aplicadas sobre o disco rasgado.

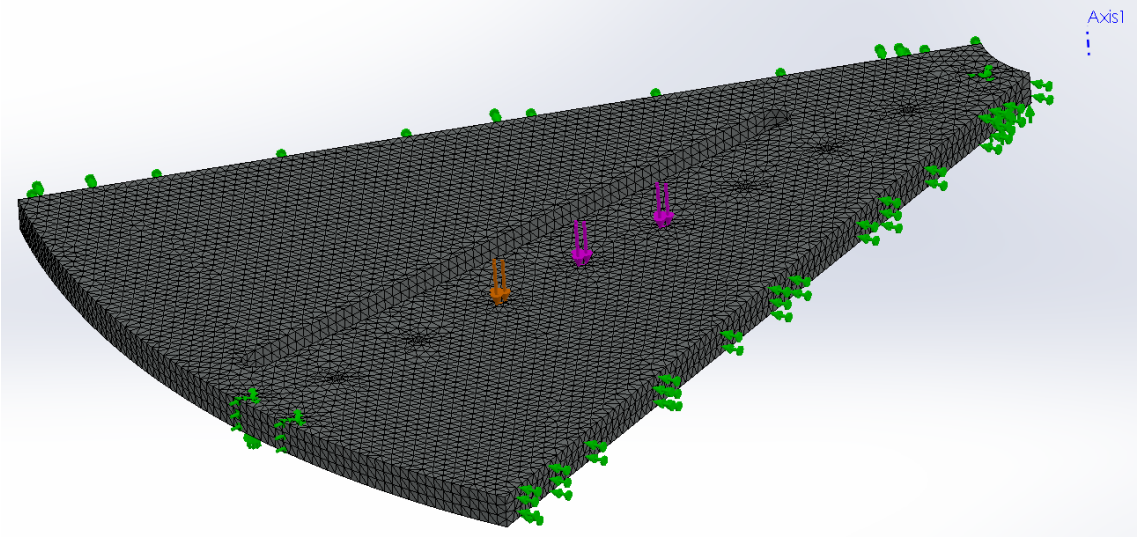


Figura G.5: Malha aplicada sobre o disco rasgado.

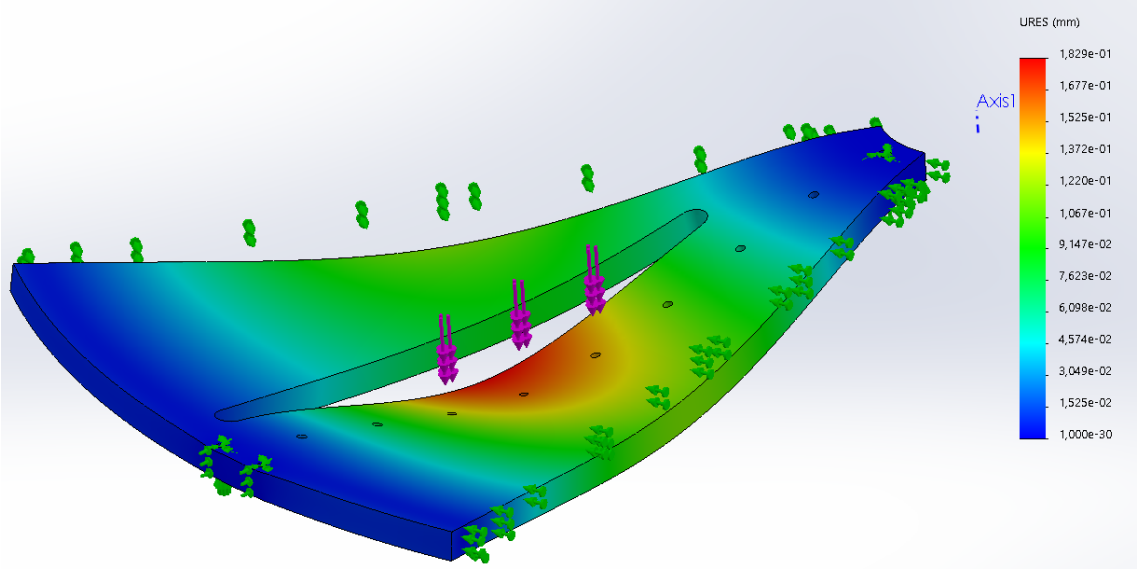


Figura G.6: Resultados da simulação numérica em termos de deslocamento, considerando uma espessura de disco igual a 25 mm (igual à da viga).

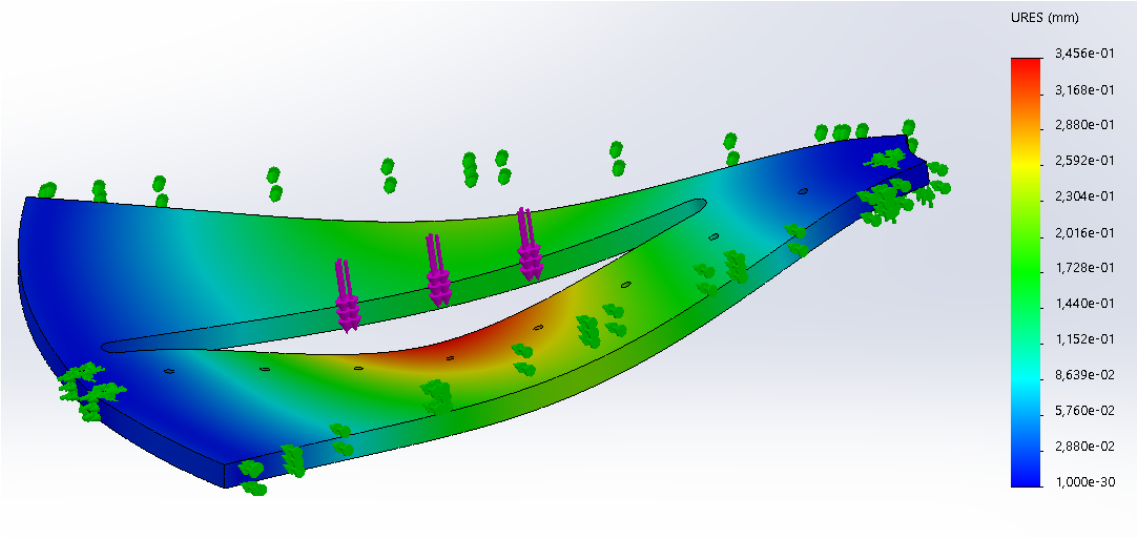


Figura G.7: Resultados da simulação numérica em termos de deslocamento, considerando uma espessura de disco igual a 20 mm.

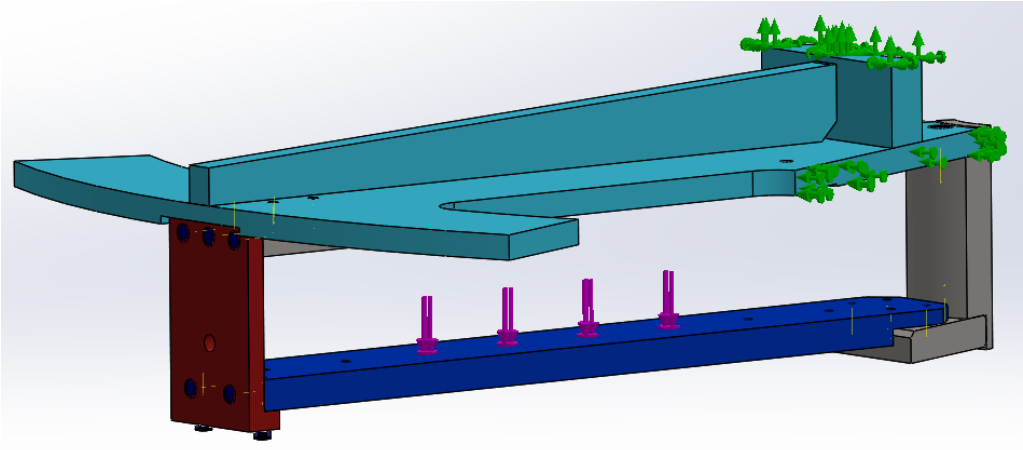


Figura G.8: Condições de fronteira e cargas aplicadas sobre a estrutura de suporte da *gripper* para o caso de carga a meio vão.

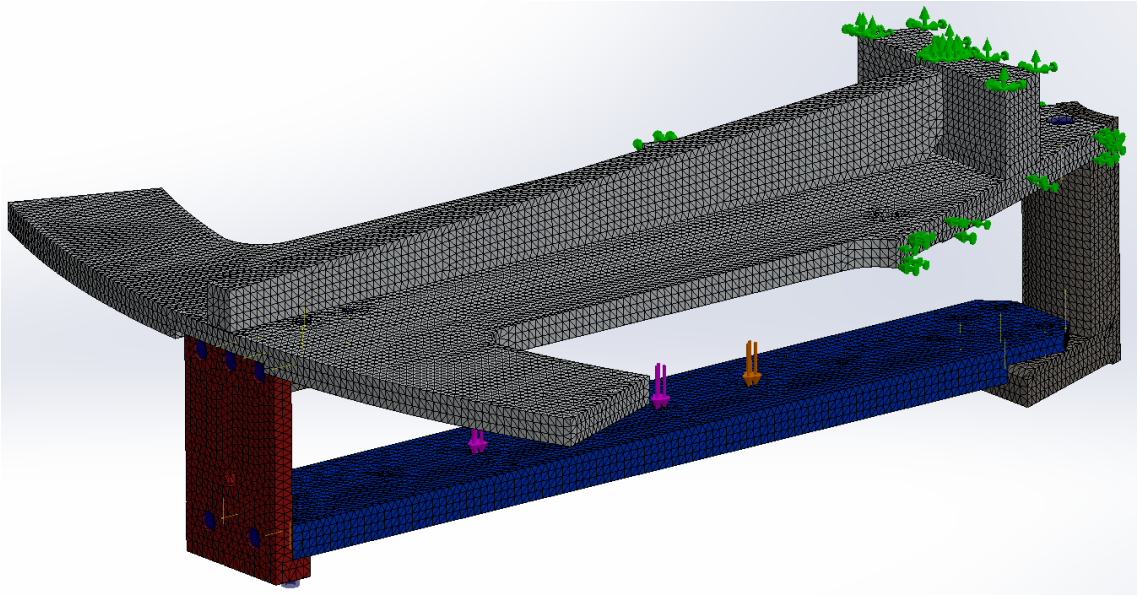


Figura G.9: Malha aplicada sobre a estrutura de suporte da *gripper* para o caso de carga a meio vão.

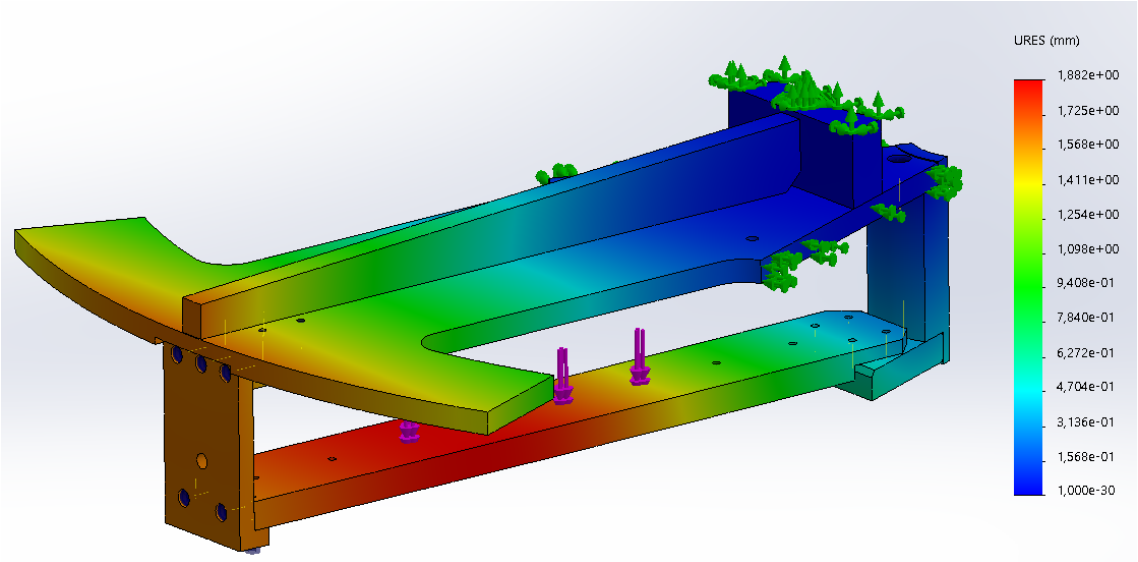


Figura G.10: Resultados da simulação numérica em termos de deslocamento (caso de carga a meio vão). Observação: deslocamento máximo a meio vão e igual a 1.88 mm.

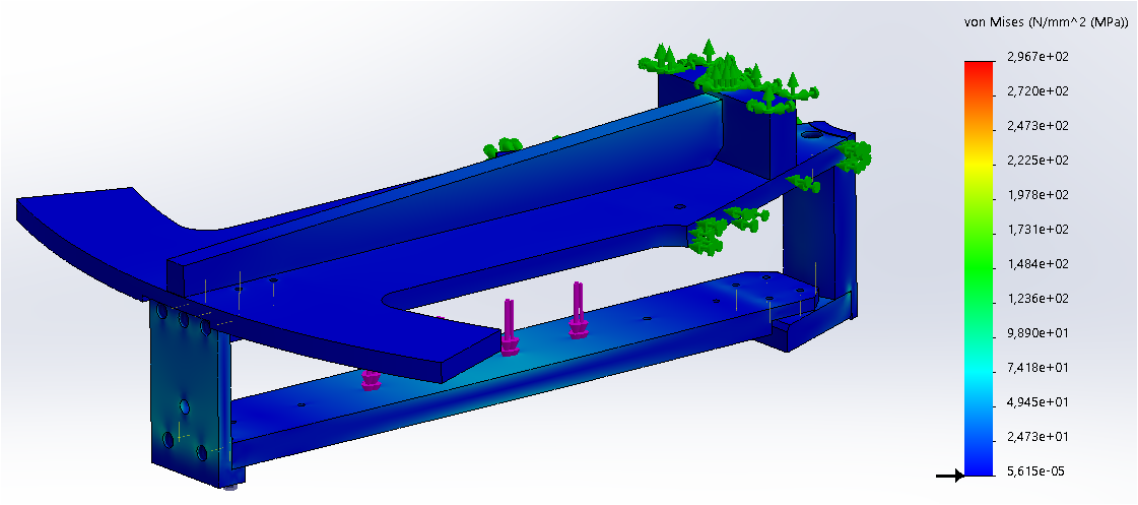


Figura G.11: Resultados da simulação numérica em termos de tensões de Von Mises (caso de carga a meio vão). Observação: a tensão máxima igual a 297 MPa corresponde a uma irregularidade no modelo que originou um erro de cálculo.

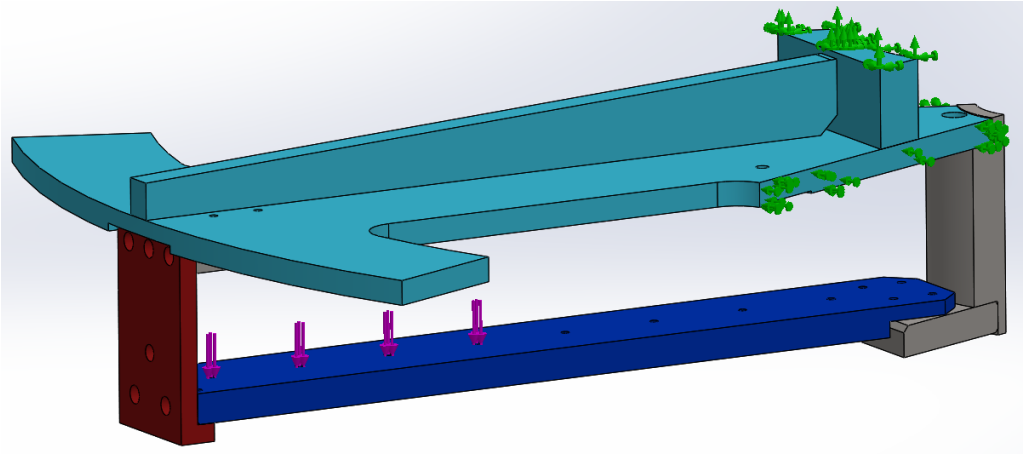


Figura G.12: Condições de fronteira e cargas aplicadas sobre a estrutura de suporte da *gripper* para o caso de carga na extremidade.

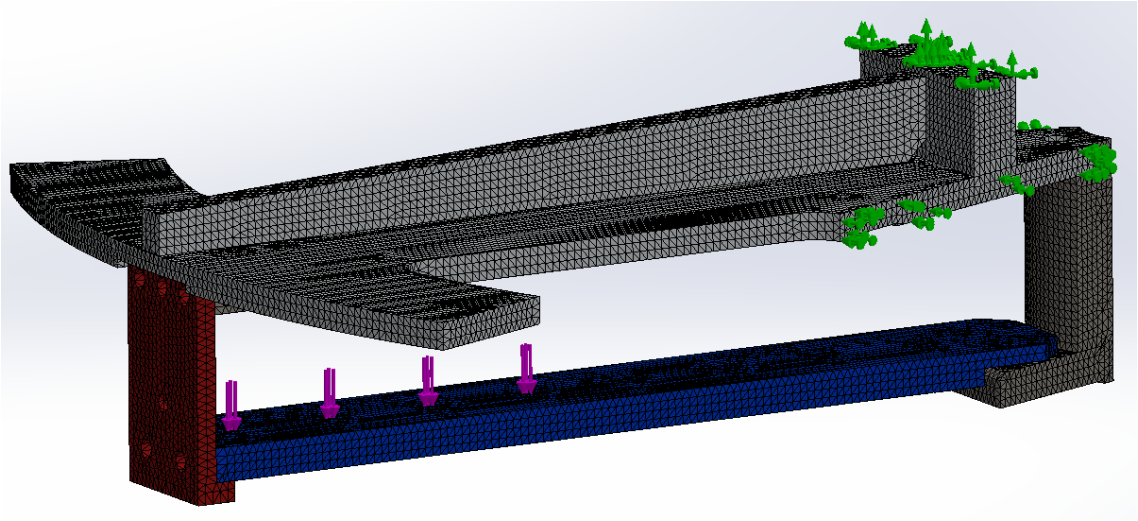


Figura G.13: Malha aplicada sobre a estrutura de suporte da *gripper* para o caso de carga na extremidade.

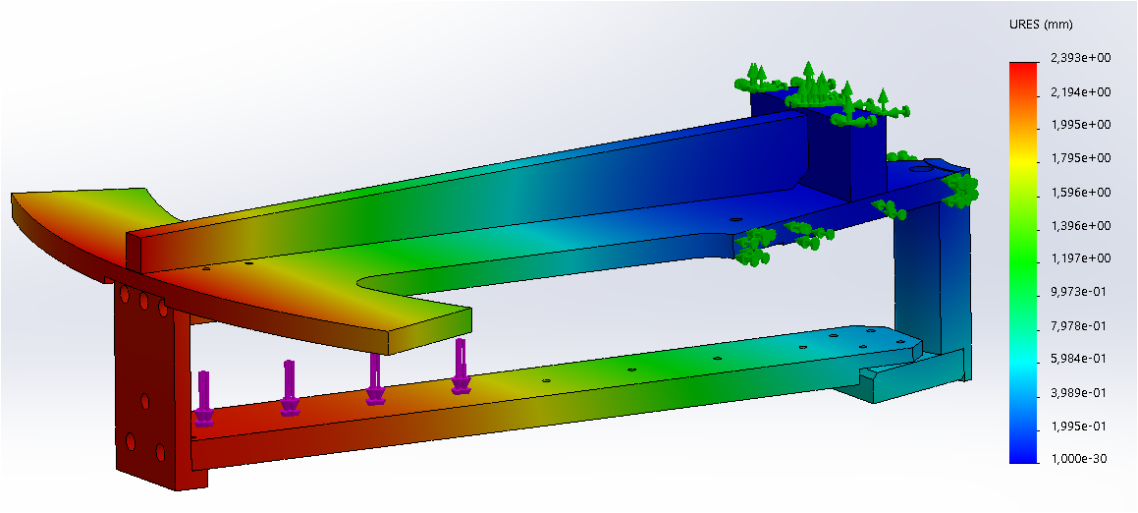


Figura G.14: Resultados da simulação numérica em termos de deslocamento (para o caso de carga na extremidade). Observação: Deslocamento máximo na extremidade e igual a 2.3 mm.

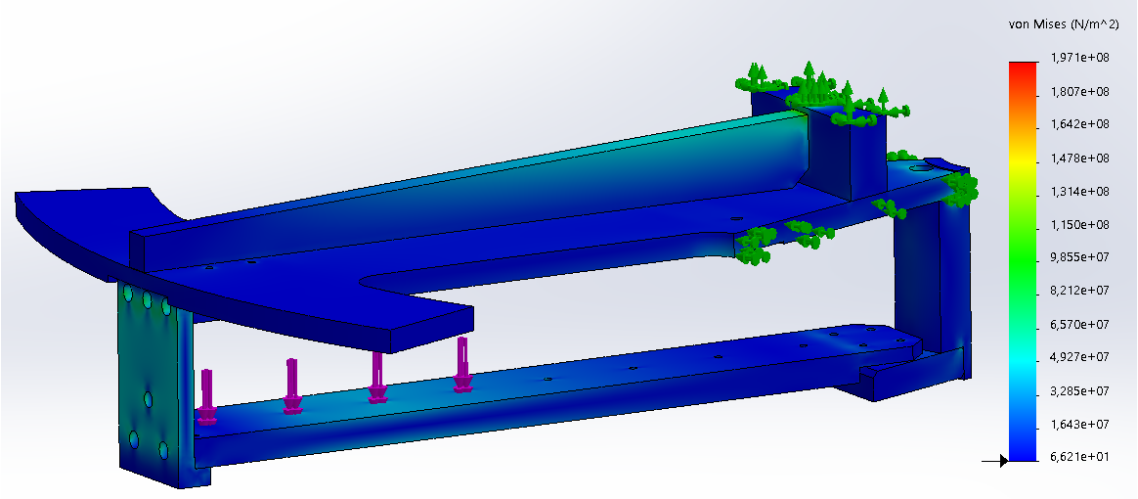


Figura G.15: Resultados da simulação numérica em termos de tensões de Von Mises (para o caso de carga na extremidade). Observação: Tensão máxima de Von Mises foi igual a 197 MPa, igualmente na zona da cabeça do parafuso que liga o disco de suporte ao veio.

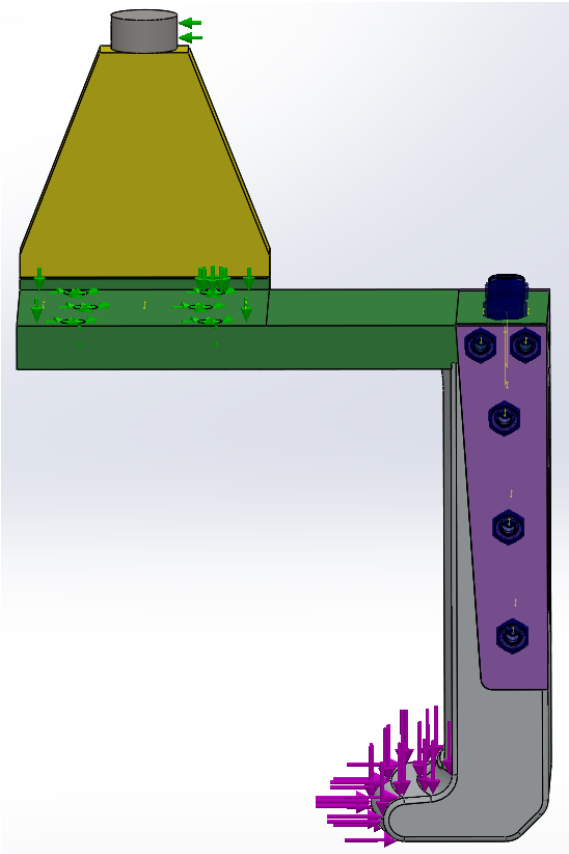


Figura G.16: Condições de fronteira e cargas aplicadas sobre o conjunto Flange/Dedo/Rolamento Seguidor.

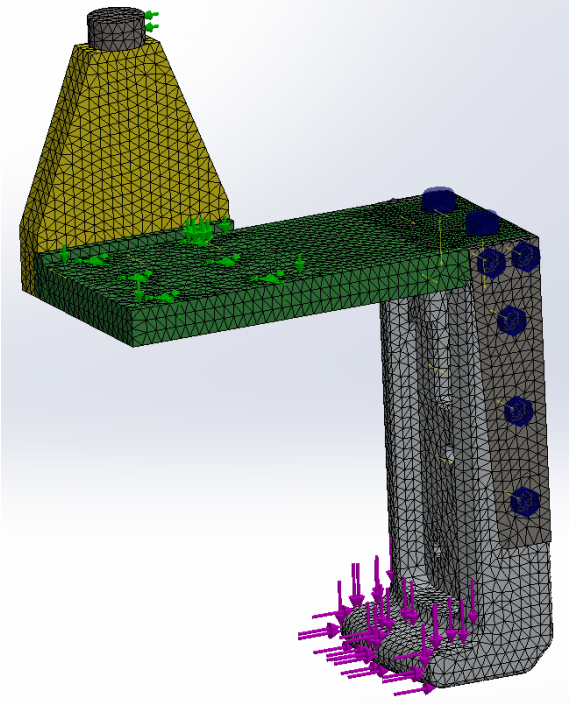


Figura G.17: Malha aplicada sobre o conjunto Flange/Dedo/Rolamento Seguidor.

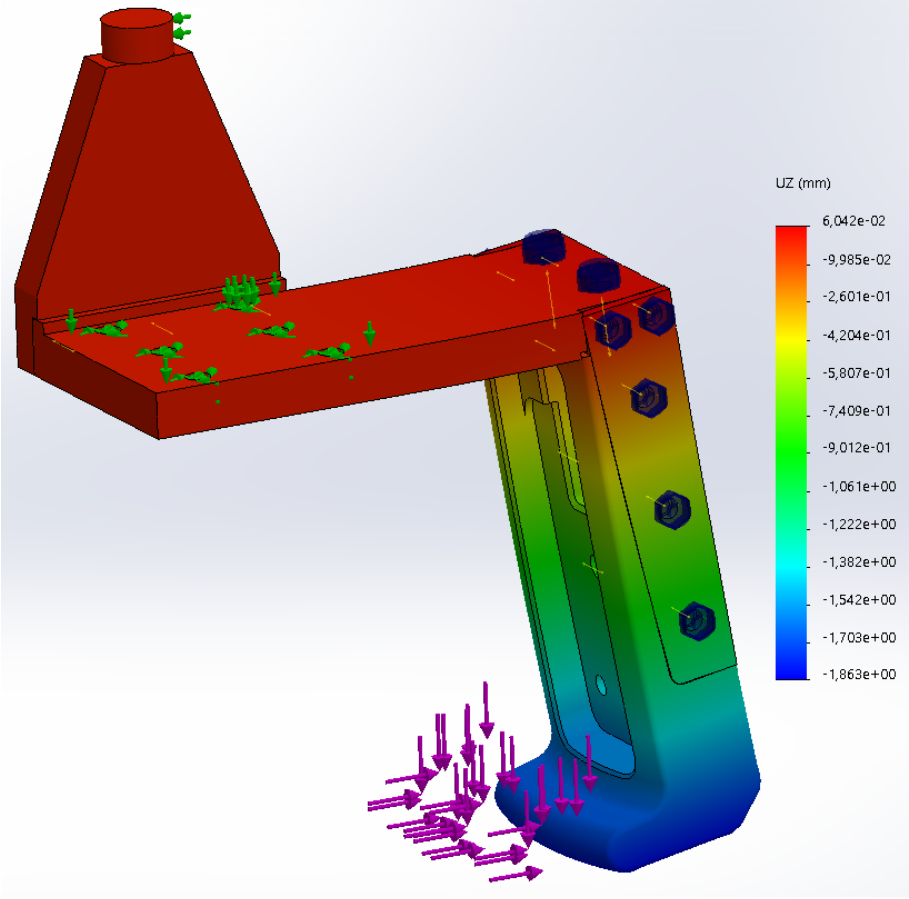


Figura G.18: Resultados da simulação numérica em termos de deslocamento do conjunto Flange/Dedo/Rolamento Seguidor. Observação: Deslocamento máximo igual a 1.8 mm.

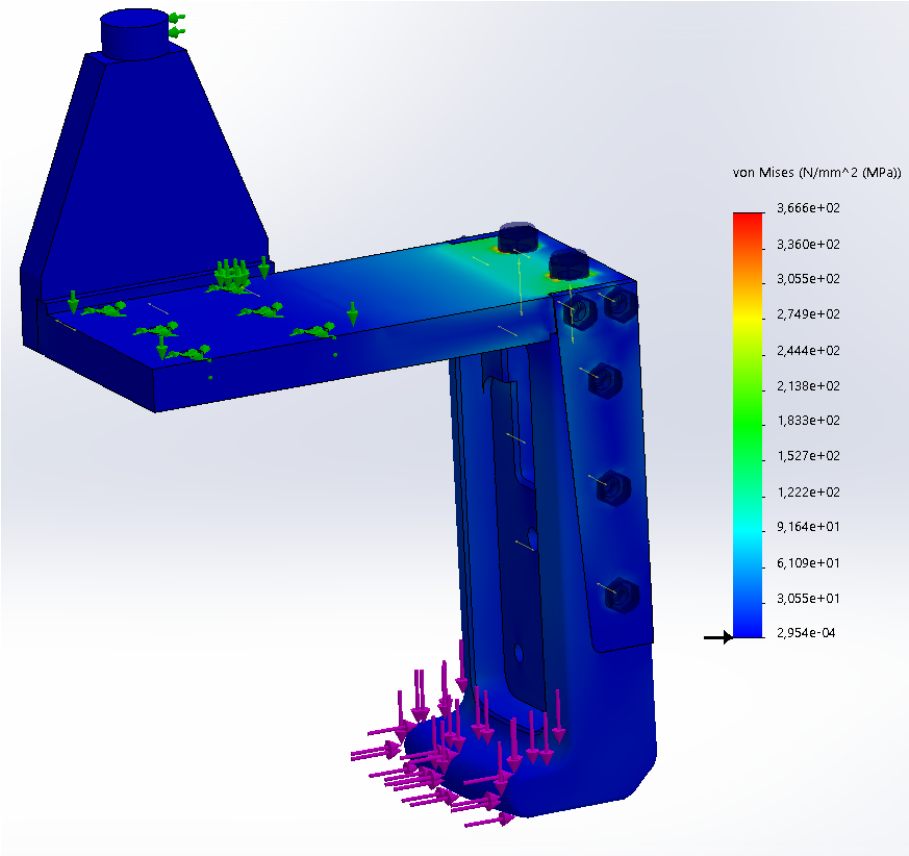
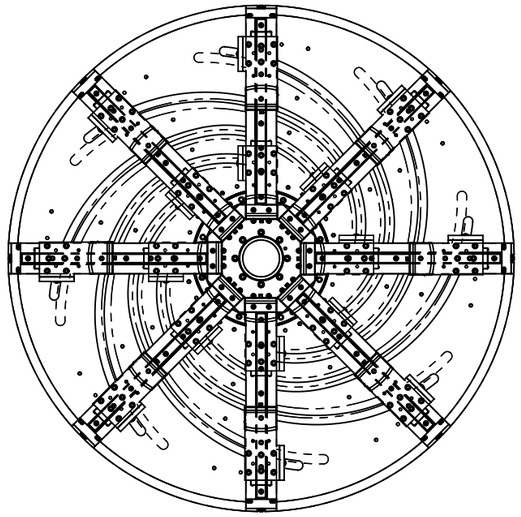
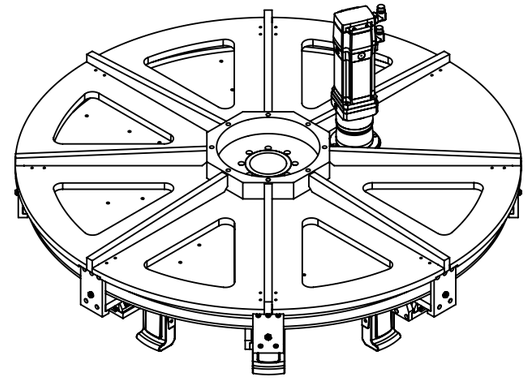


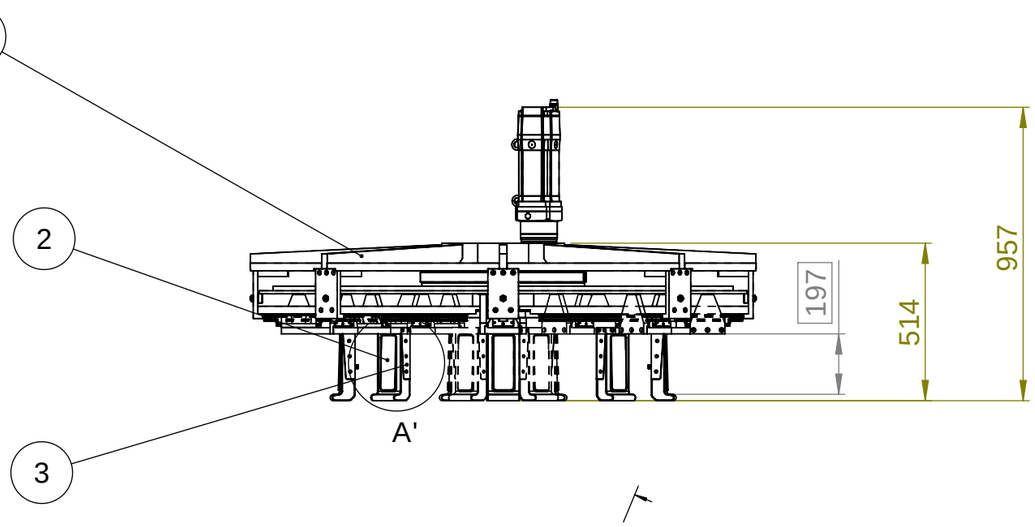
Figura G.19: Resultados da simulação numérica em termos de tensões de Von Mises do conjunto Flange/Dedo/Rolamento Seguidor. Observação: Tensão máxima de Von Mises igual a 366 MPa na zona da cabeça do parafuso.

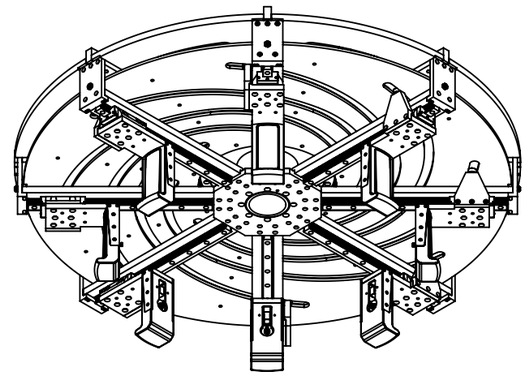
ANEXO H

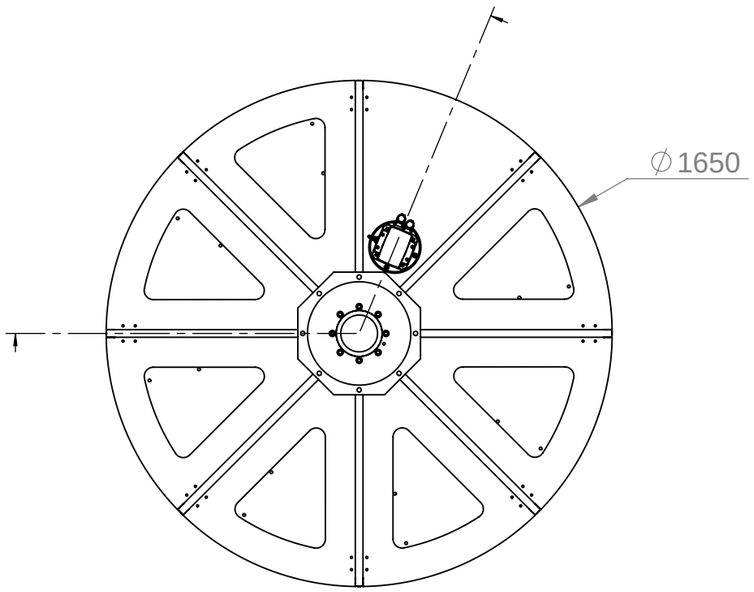
Desenhos de Conjunto, Montagem e Fabrico











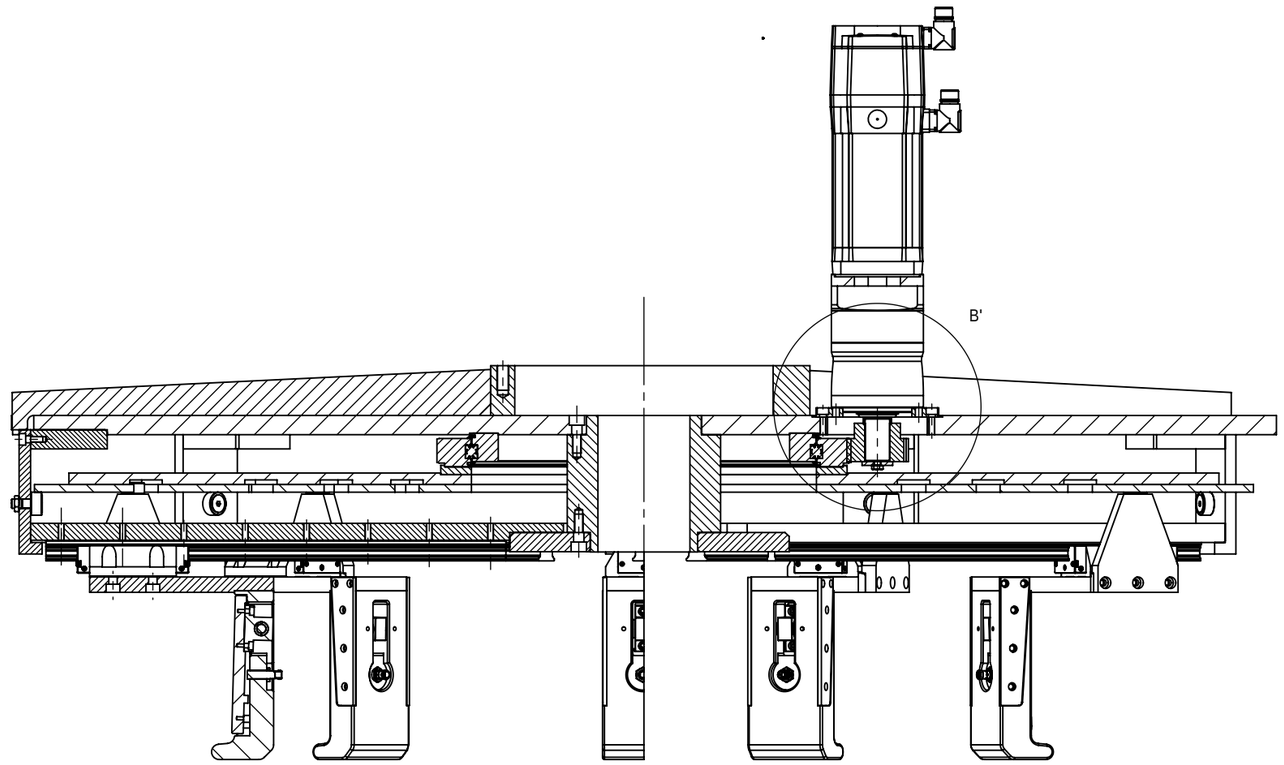
Equipamento projetado para dois conjuntos de dedos. O presente desenho admite o conjunto de dedo 1.

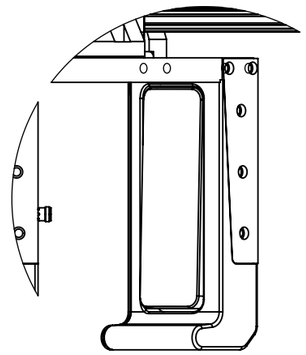
	Conjunto dedo 1	Conjunto dedo 2
Di©metro m²nimo	16"	26"
Di©metro m§ximo	42"	52"

t ž ă ¢	b 2 Y Ŝ	5 Ŝ ă ¢ b ô	a Ì · ú Ŝ ℕ ì · f	5 Ŝ ă Ó ℕ œ ń 2	¢ ĸ L J 2	v ú è ¢	/ [
M	Y 2 y Ú Ì · Ǝ Ŝ Y c	a C т л о н	± Ì · ℕ ì 2 ă	h ŧ ì Ô ĺ y Ì ·		M	
H	a C т 5 ¢	a C т л п н	± ł ℕ ì 2 ă	h ŧ ì Ô ĺ y Ì ·		y	
O	/ K Ì · L J Ì · R Ŝ R 2	a C т л o o	{ ů O T	[Ì ř å Ŝ ℕ		M C	

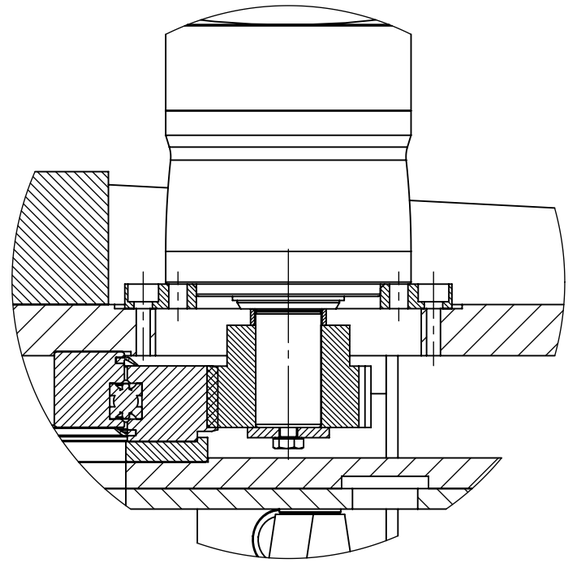
	Nome	Data						Quantidade	M
Des.		л н к л с к н л н м	U.PORTO FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA UNIVERSIDADE DO PORTO	Disserta - « o				Massa (kg)	
Vist.								Tratamento	π
Aprov.	a Ì · ℕ ì · C Ŝ ℕ ú Ŝ ℕ Ħ с к л с к н л н м		ISO 2768	mK	Escala-	M ʸ н л	A3	Material	± ł ℕ ì 2 ă
Nome	D ℕ ĸ L J L J Ŝ ℕ							Descri- « o	h ŧ ì Ô ĺ y Ì ·
								Desenho	M K H a C т л п o

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.





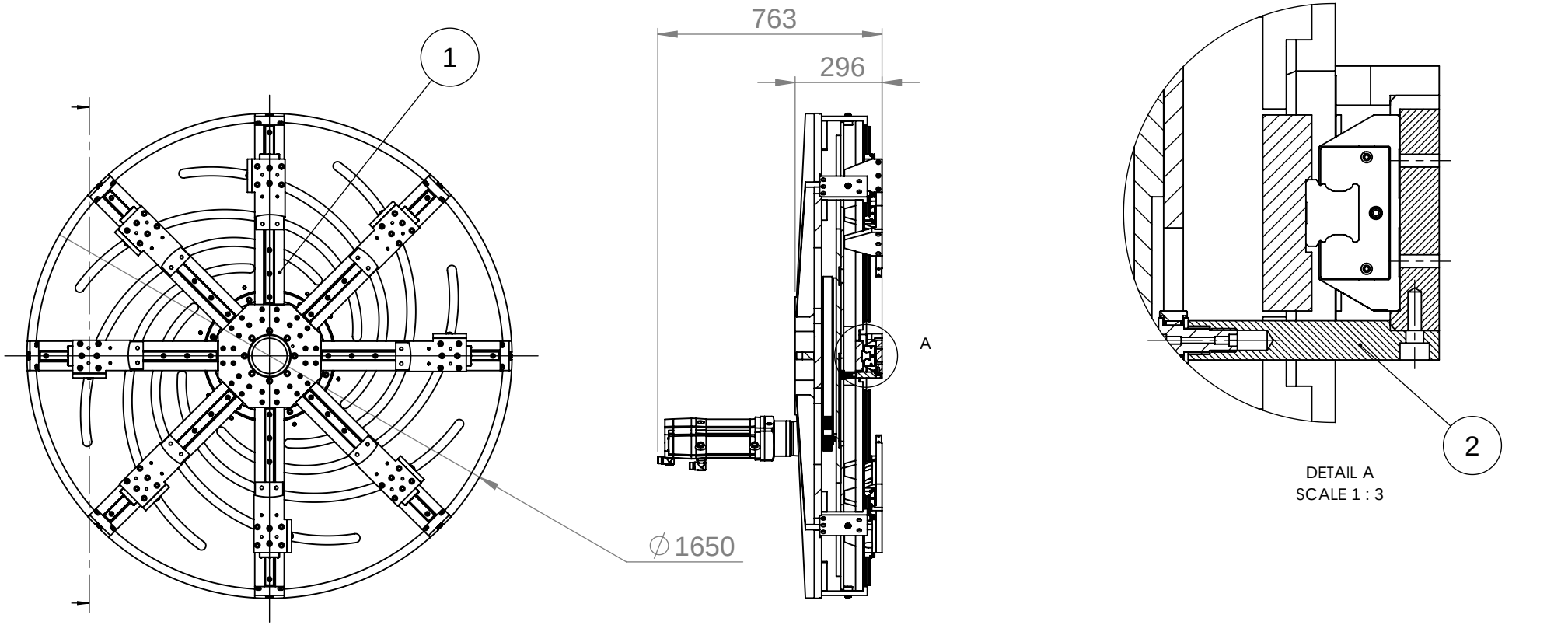
DETAIL A
SCALE 1 : 5



DETAIL B'
SCALE 1 : 3

	Nome	Data						
Des.		лнклскнлнм	U.PORTO FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA UNIVERSIDADE DO PORTO	Disserta - «o			Quantidade	м
Vist.							Massa (kg)	
Aprov.	a ŀ№Ж ŀ CŜ№ŭŜ№	нсклскнлнм	ISO 2768	mK	Escala-	м'нл	Tratamento	π
Nome	D№ЖLJLJŜ№					A3	Material	±ŀ№Ж2ă
							Descri- «o	hŦЛÖ№yl·
							Desenho	HKH a Cтлпо

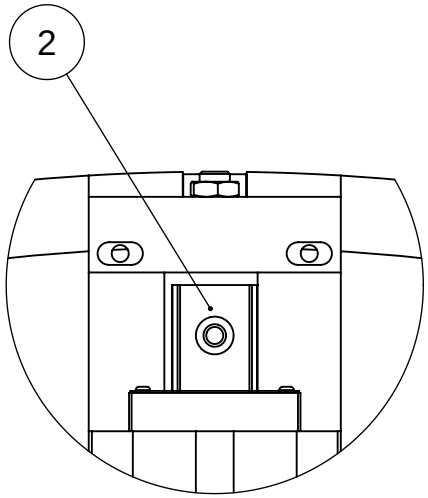
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.



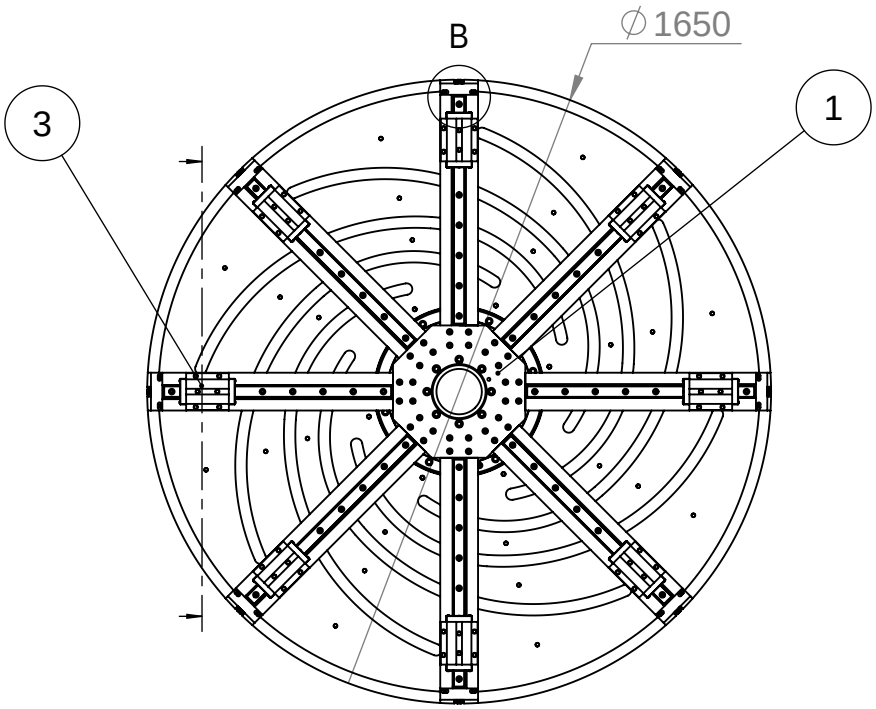
t2ă◊	b2YŜ	5Ŝă◊ bô	a l·ûŜ№λl·f	5ŜăÓ№λœń2	¢λLJ2	vűè◊	/ [
M	Y·2yűl·∃ŜY·p	a Cплнт	±l·№λ2ă	hŦλÕλyl·		M	
H	fű2ú	a Cплом	Ø l·№λ2ă	hŦλÕλyl·		y	

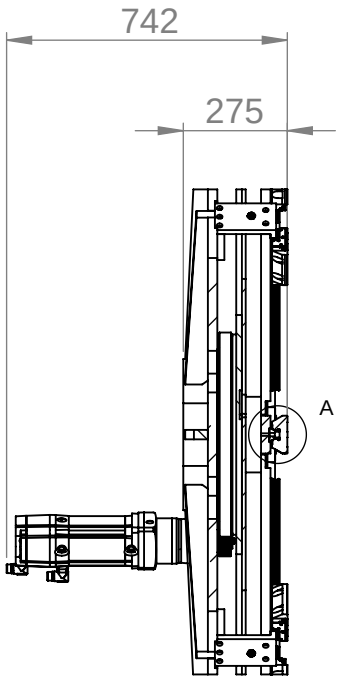
	Nome	Data						Quantidade	M
Des.	a l·№λl· CŜ№№Ŝ№λl·	лрклркнлнм	U.PORTO FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA UNIVERSIDADE DO PORTO	Disserta - «o				Massa (kg)	
Vist.								Tratamento	π
Aprov.	a l·№λl· CŜ№№Ŝ№λl·	нсклскнлнм	ISO 2768	mK	Escala- мγрл		A4	Material	±l·№λ2ă
Nome	Y·2yűl·∃ŜY·c							Descri- «o	hŦλÕλyl·
								Desenho	MKM a Cплон

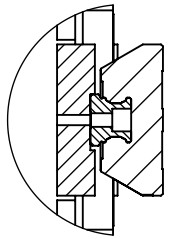
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.



DETAIL B
SCALE 1 : 3





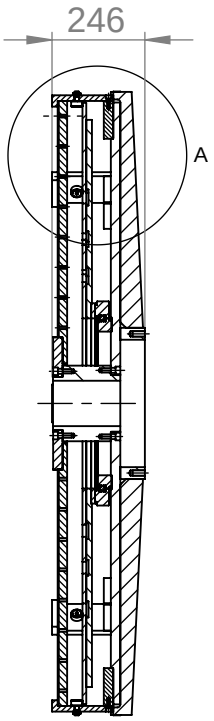


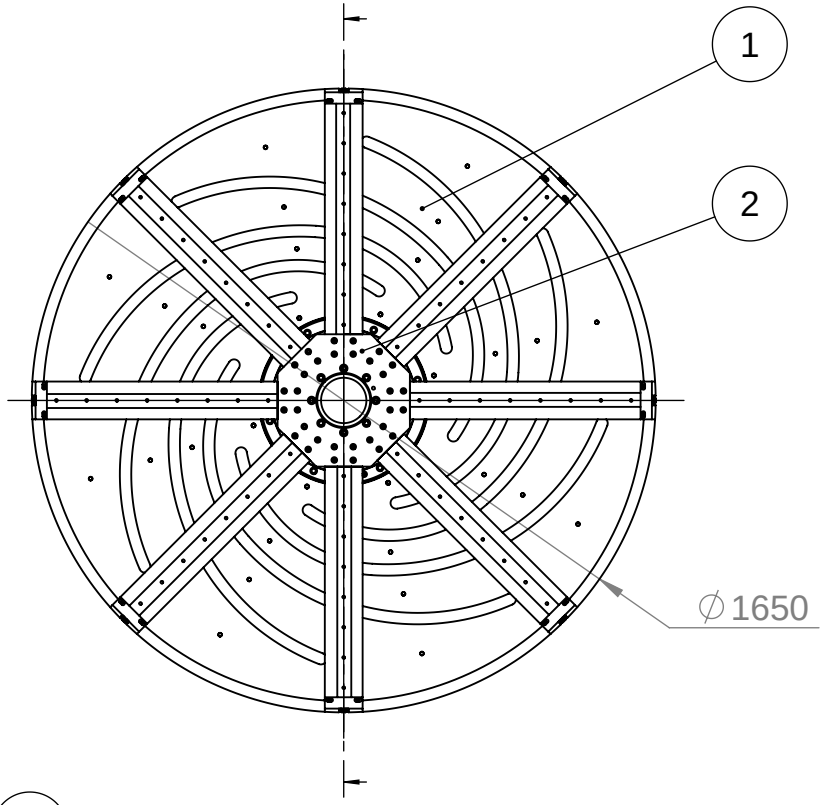
DETAIL A
SCALE 1 : 5

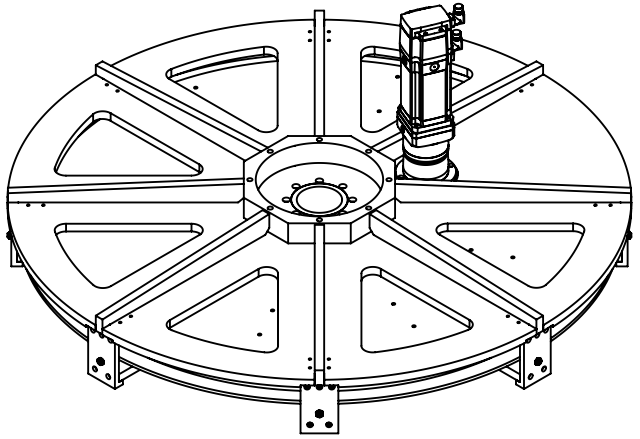
t2ă◊	b2Y Ŝ	5Ŝă◊ bô	a l·ůŜ№λl·f	5ŜăÔ№λœń2	¢λLJ2	vűë◊	/ [
м	Y2yűl·ƎŜY n	**a Cлнр**	±l·№λ2ă	h₸λÔλyl·		м	
н	Ǝdzλl· слл LJl·№ú	**a Cлнс**	lb ! Y ¦ ±9opπ . π[π ² мπ±мπ Dнкслππнлкнл	/2Y LJ№l·		y	
o	⌈dzØŜopπ . π[LJl·№ú	**lb !**	Y ² ±9opπ . π[π±мπDн	/2Y LJ№l·		y	

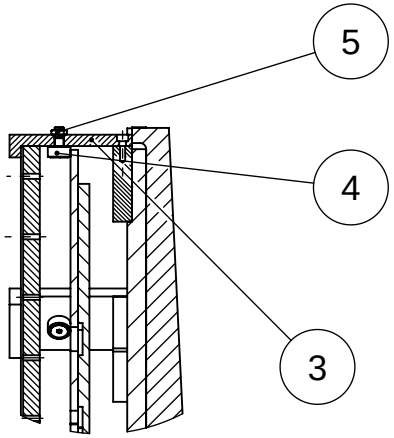
	Nome	Data						
Des.	a l·№λl· CŜ№№Ŝ№l·	лрклркнлнм	U.PORTO FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA UNIVERSIDADE DO PORTO	Disserta - «o			Quantidade	м
Vist.							Massa (kg)	
Aprov.	a l·№λl· CŜ№№Ŝ№l·	нсклскнлнм	ISO 2768	mK	Escala- мŸрл	A4	Tratamento	π
Nome	Y2yűl·ƎŜY p						Material	±l·№λ2ă
							Descri- «o	h₸λÔλyl·
							Desenho	мкм a Cлнт

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.







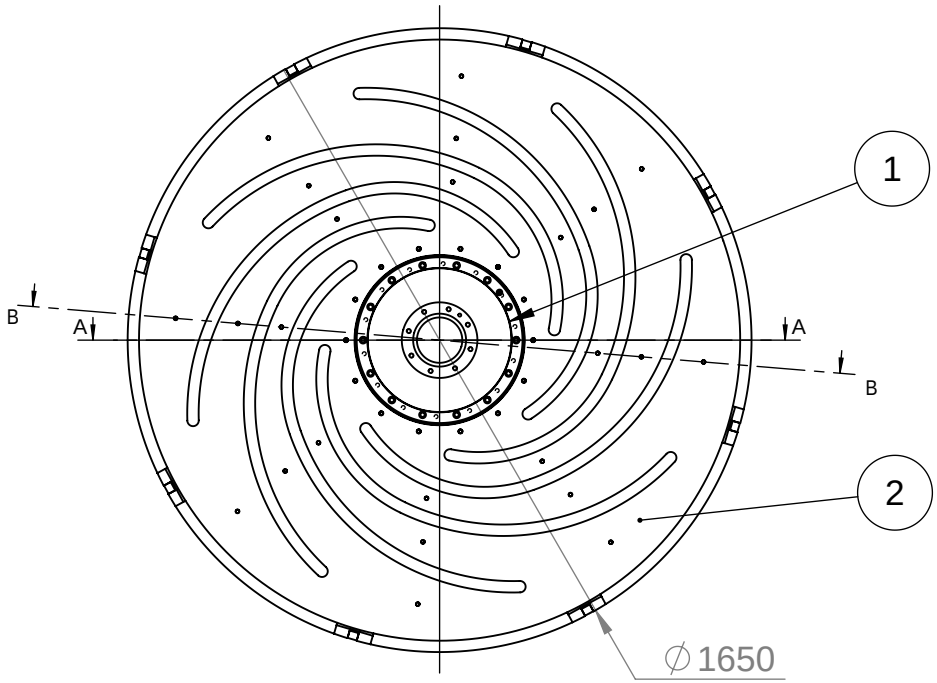


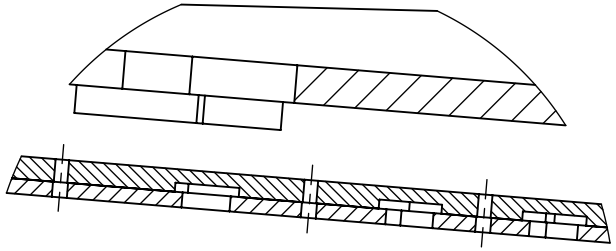
DETAIL A
SCALE 1 : 10

t2ă◊	b2YŜ	5Ŝă◊ bô	a l·úŜ№λl·f	5ŜăÕ№λœń2	¢λLJ2	vűë◊	/ [
м	Y2ýűl·ƎŜYo	aCπлнл	±l·№λ2ă	hŦλÕλyl·		м	
н	hÕü2Ǝ2y2	aCπлнм	/ ˥ пр	C№Ŝăl·		м	
o	[Ǝdzλl·	aCπлнп	Ø l·№λ2ă	hŦλÕλyl·		y	
п	˥№олπLJLJ LJl·№ű	Lb !	Ywoлπ t t	/2YLJ№l·		y	
p	ŔŜÈ ůKλy y0zű ŘλyплорLJl·№ú	π	t2№Ŏl· Ŧλyl· 5Lb плор	/2YLJ№l·		y	

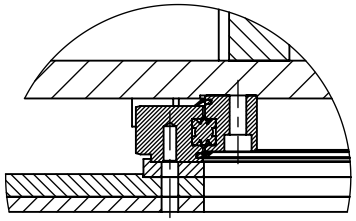
	Nome	Data							
Des.	a l·№λl· CŜ№ŭŜ№ul·	лрклркнлнм	U.PORTO FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA UNIVERSIDADE DO PORTO	Disserta - «o				Quantidade	м
Vist.								Massa (kg)	
Aprov.	a l·№λl· CŜ№ŭŜ№ul·	нсклскнлнм	ISO 2768	mK	Escala- мγрл		A4	Tratamento	π
Nome	Y2ýűl·ƎŜYп							Material	±l·№λ2ă
								Descri- «o	hŦλÕλyl·
								Desenho	MKM a Cπлнр

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.

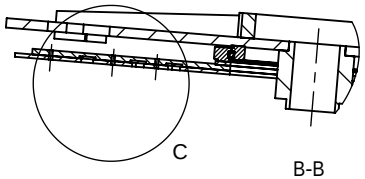




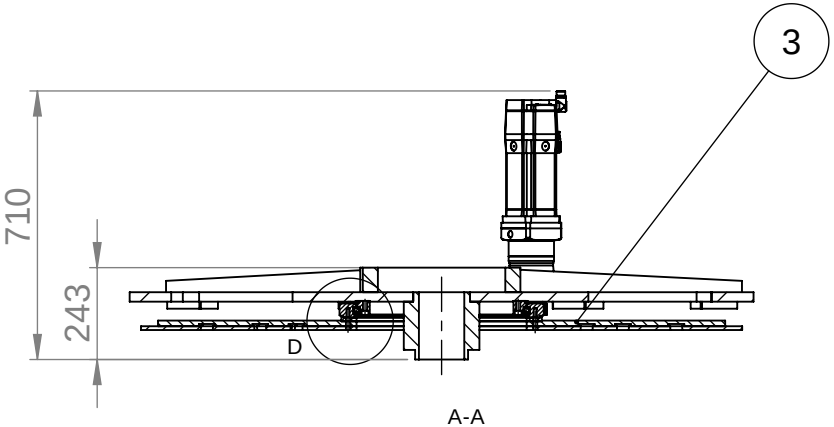
DETAIL C
SCALE 1 : 5



DETAIL D
SCALE 1 : 5



B-B

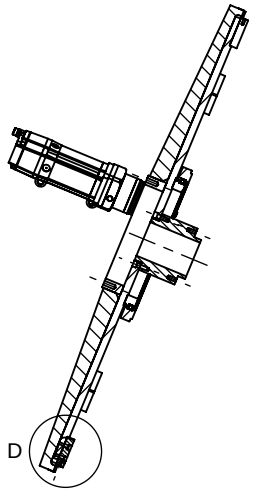


A-A

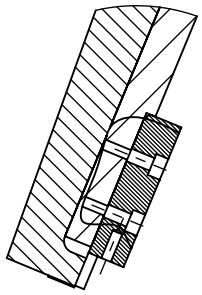
t2ă¢	b2YŜ	5Ŝă¢ bô	a l·úŜℕλl·f	5ŜăÔℕλœń2	¢ΛLJ2	vűë¢	/ [
M	Y·2yűl·ƎŜY·н	a Cπлмп	±l·ℕλ2ă	h₸ΛÔλyl·		M	
н	ŜăLJλℕl·fff	a Cπлмф	l l·ℕŘ2È прл	[l·ăŜℕ		M	
o	l·fdzY·п	a Cπлму	!fрлуо	a l·ljdzλyl·ƎŜY·		M	

	Nome	Data							
Des.	a l·ℕλl· CŜℕλŜλℕl·	лрклркнлнм	U.PORTO FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA UNIVERSIDADE DO PORTO	Disserta - «o				Quantidade	M
Vist.								Massa (kg)	
Aprov.	a l·ℕλl· CŜℕλŜλℕl·	нсклскнлнм	ISO 2768	mK	Escala- мγрл		A4	Tratamento	π
Nome	Y·2yűl·ƎŜY·o							Material	±l·ℕλ2ă
								Descri- «o	h₸ΛÔλyl·
								Desenho	MKM a Cπлнл

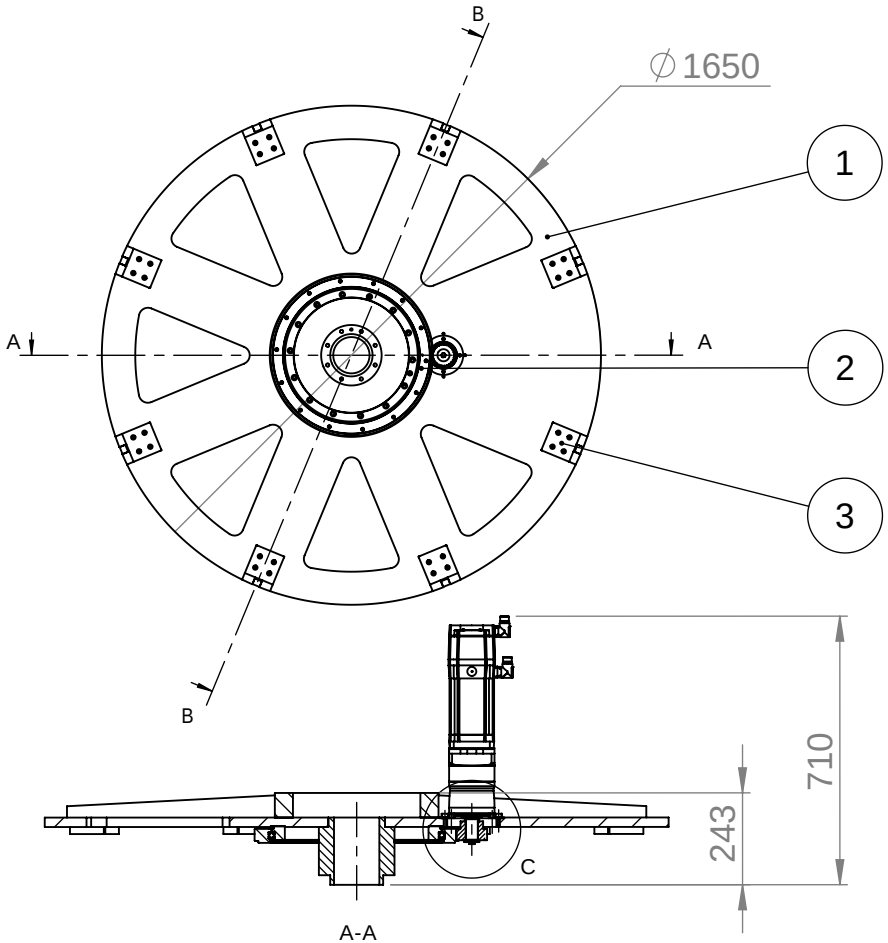
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.



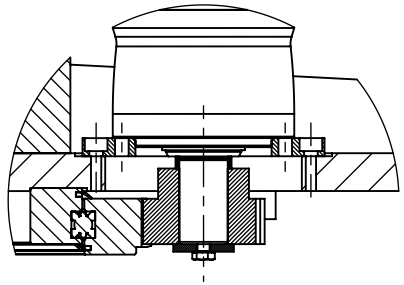
B-B



DETAIL D
SCALE 1 : 5



A-A

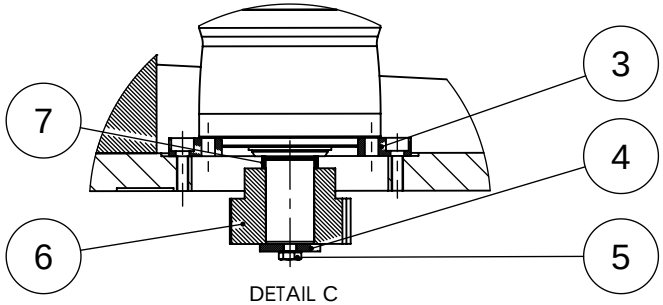


DETAIL C
SCALE 1 : 5

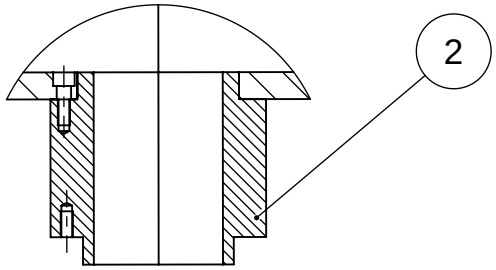
t2ă◊	b2YŜ	5Ŝă◊ bô	a l·úŜ№λl·f	5ŜăÓ№λœń2	¢λLJ2	vúè◊	/ [
M	Y·2yűl·ƎŜY·M	a Cπлмн	Ø!·№λ2ă	h₸λÖλyY·		M	
H	[±5πлпрл	Cw ! bY9 ƎY·ōK	[±5πлпрл	/2Y·LJ№l·		M	
o	t2ăúλœ2 нр Y·Y·	a Cπлмо	{úот	C№Ŝăl·		y	

	Nome	Data						Quantidade	м
Des.	a l·№λl· CŜ№№Ŝ№λl·	лрклркнлнм	U.PORTO FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA UNIVERSIDADE DO PORTO	Disserta - «o				Massa (kg)	
Vist.								Tratamento	π
Aprov.	a l·№λl· CŜ№№Ŝ№λl·	нсклскнлнм	ISO 2768	mK	Escala- мΥрл		A4	Material	±l·№λ2ă
Nome	Y·2yűl·ƎŜY·н							Descri- «o	h₸λÖλyY·
								Desenho	MKM a Cπлмп

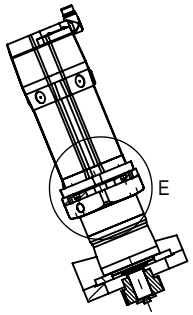
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.



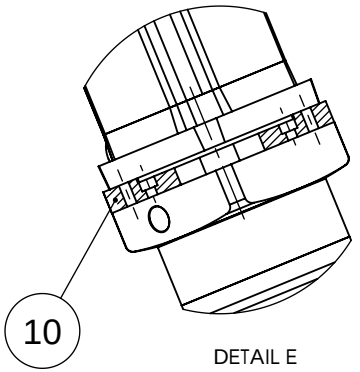
DETAIL C
SCALE 1 : 5



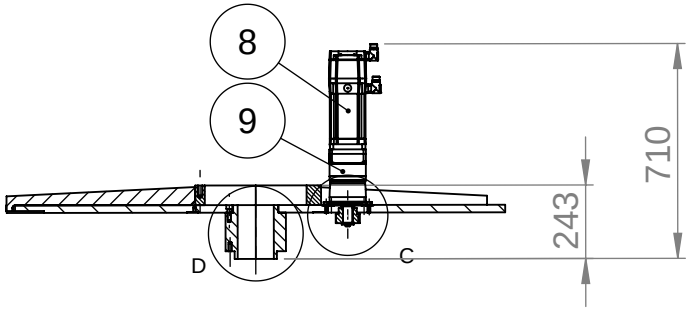
DETAIL D
SCALE 1 : 7

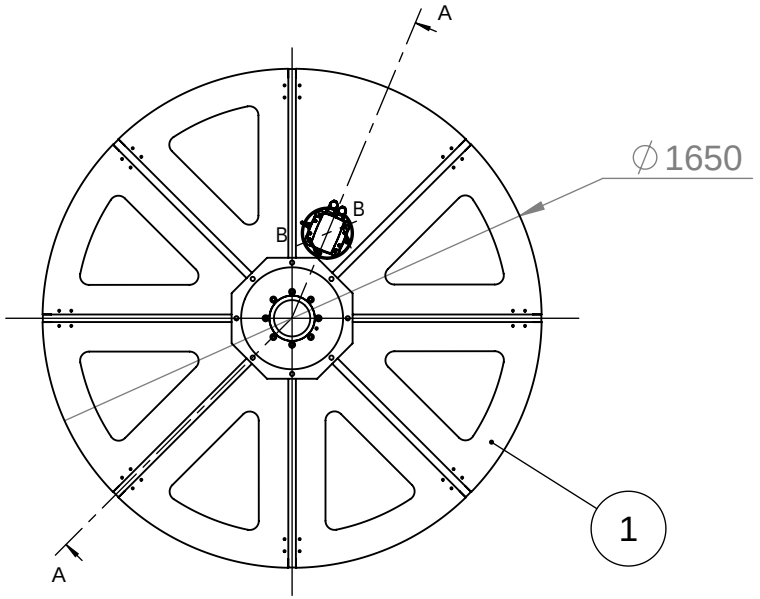


B-B



DETAIL E
SCALE 1 : 5

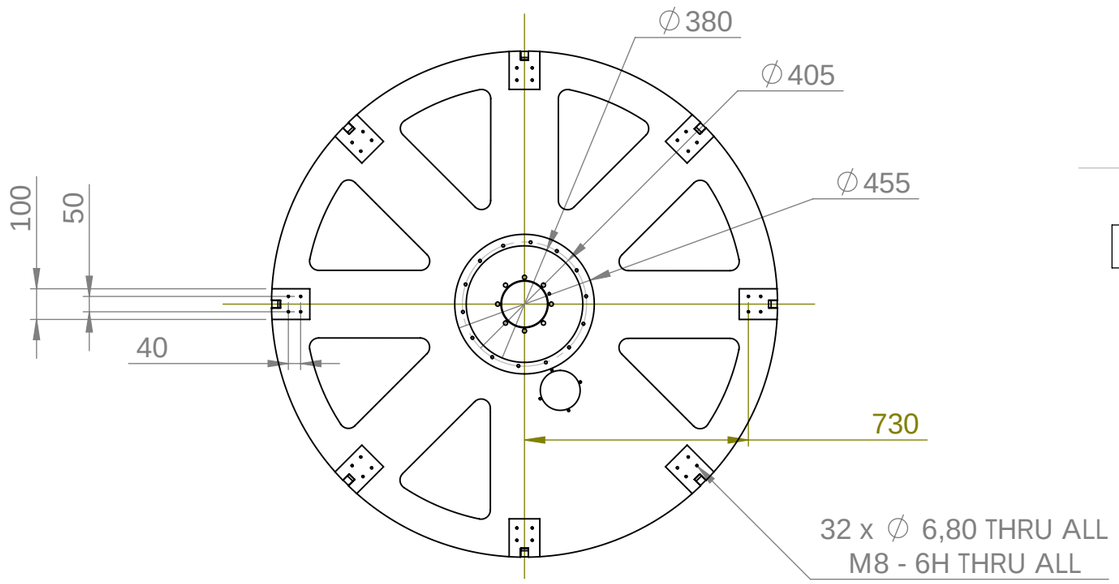


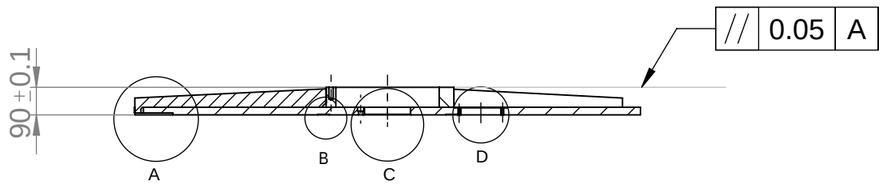


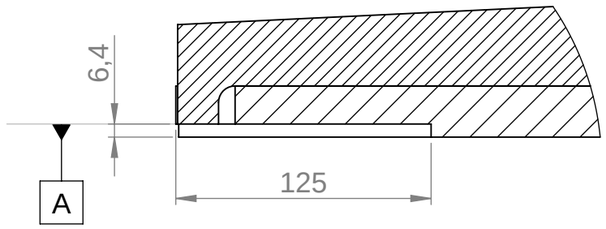
t2ă¢	b2YŜ	5Ŝă¢ bô	a l·ůŜ№ĺl·f	5ŜăÔ№ĺœń2	¢ĺLJ2	vűë¢	/ [
м	5ĺăÕ2 ă2fŘl·Ř2ЬY l·ljdzĺyYl·Ř2ψp π y YY	**a Cπллр**	Ø l·№ĺ2ă	a l·ljdzĺyYl·ƎŜ Y		м	
н	ØŜĺ2ψ№ y YY	**a Cπллс**	¢dzō2 ŘŜ !œ2 ăkÔ2ăűdz№l· нмфф№mĚрм¢cYY	C№Ŝăl·		м	
о	Cfl·yƎŜ №ŜŘdzű2№	**a Cπллф**	{ůот	C№Ŝăl·		м	
п	l·yŜf LJĺyKl·2	**a Cπллу**	ăűот	C№Ŝăl·		м	
р	KŜĚ ō2fű a y	π	t l·№l·ŦdzĂ2 Ôl·ōŜœl· KŜĚl·Ǝ2yYl·f↓{h плмп !к.π aуĚнлπуфy	/2YLJ№l·		м	
с	№2Řl· ŘŜyűl·Řl·	**a Cπлмл**	Ø l·№ĺ2ă	C№Ŝăl·		м	
т	ŜăLJl·Ôl·Ř2№	**a Cπллт**	ăűот	¢2№y2		м	
у	ăŜ№Ø2Y2ű2№ {9 ²	**{9 ²**	/ a o / тмπнл ! π bψ . ½ψ t Yψw l a ψ{ . м	/2YLJ№l·		м	
ф	b t лор{π a ! нππлπлDмπм{	**! fLJKl·**	b t лор{π a ! нππлπлDмπм{	/2YLJ№l·		м	
мл	Cfl·yƎŜ Y2ű2№	**a Cπлмм**	{ůот	C№Ŝăl·		м	

	Nome	Data							
Des.	a l·№ĺ· CŜ№ŜЛ№l·	лрклркнлнм	U.PORTO FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA UNIVERSIDADE DO PORTO	Disserta - «o				Quantidade	м
Vist.								Massa (kg)	
Aprov.	a l·№ĺ· CŜ№ŜЛ№l·	нсклскнлнм	ISO 2768	mK	Escala- мγрл		A4	Tratamento	π
Nome	Y2yűl·ƎŜYм							Material	Ø l·№ĺ2ă
								Descri- «o	hŦЛÔlyl·
								Desenho	мкм a Cπлмн

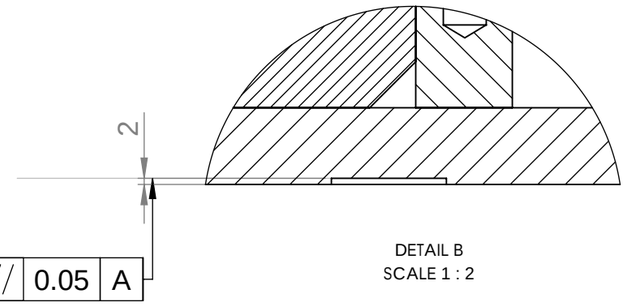
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.



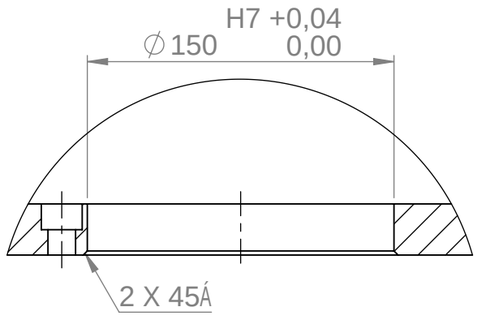




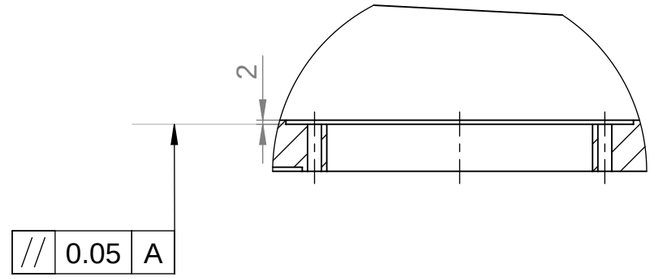
DETAIL A
SCALE 1 : 3



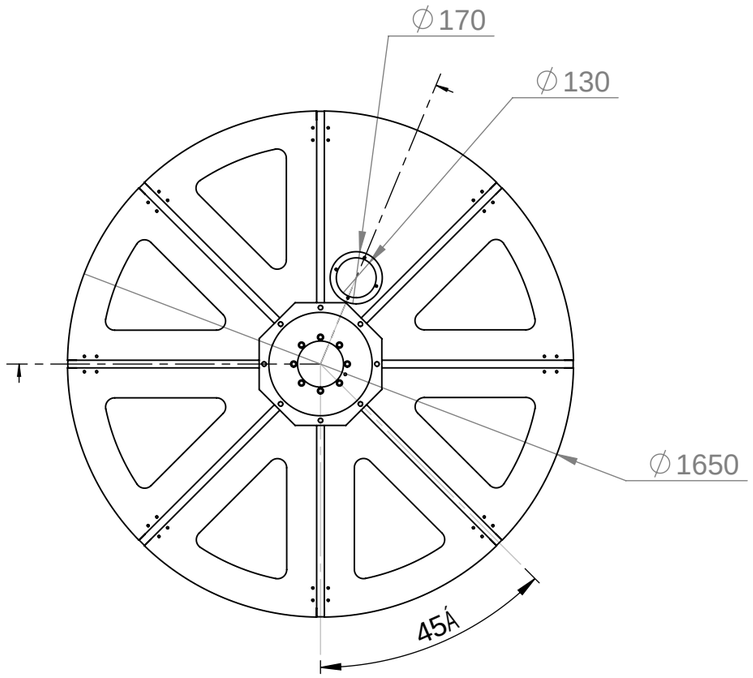
DETAIL B
SCALE 1 : 2

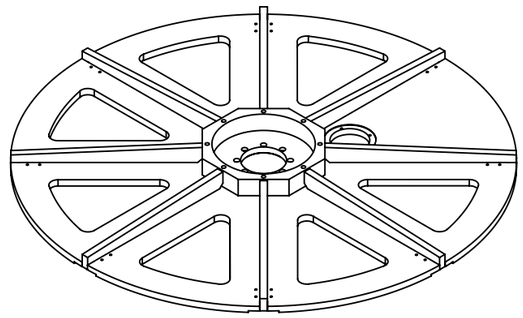


DETAIL C
SCALE 1 : 3



DETAIL D
SCALE 1 : 3

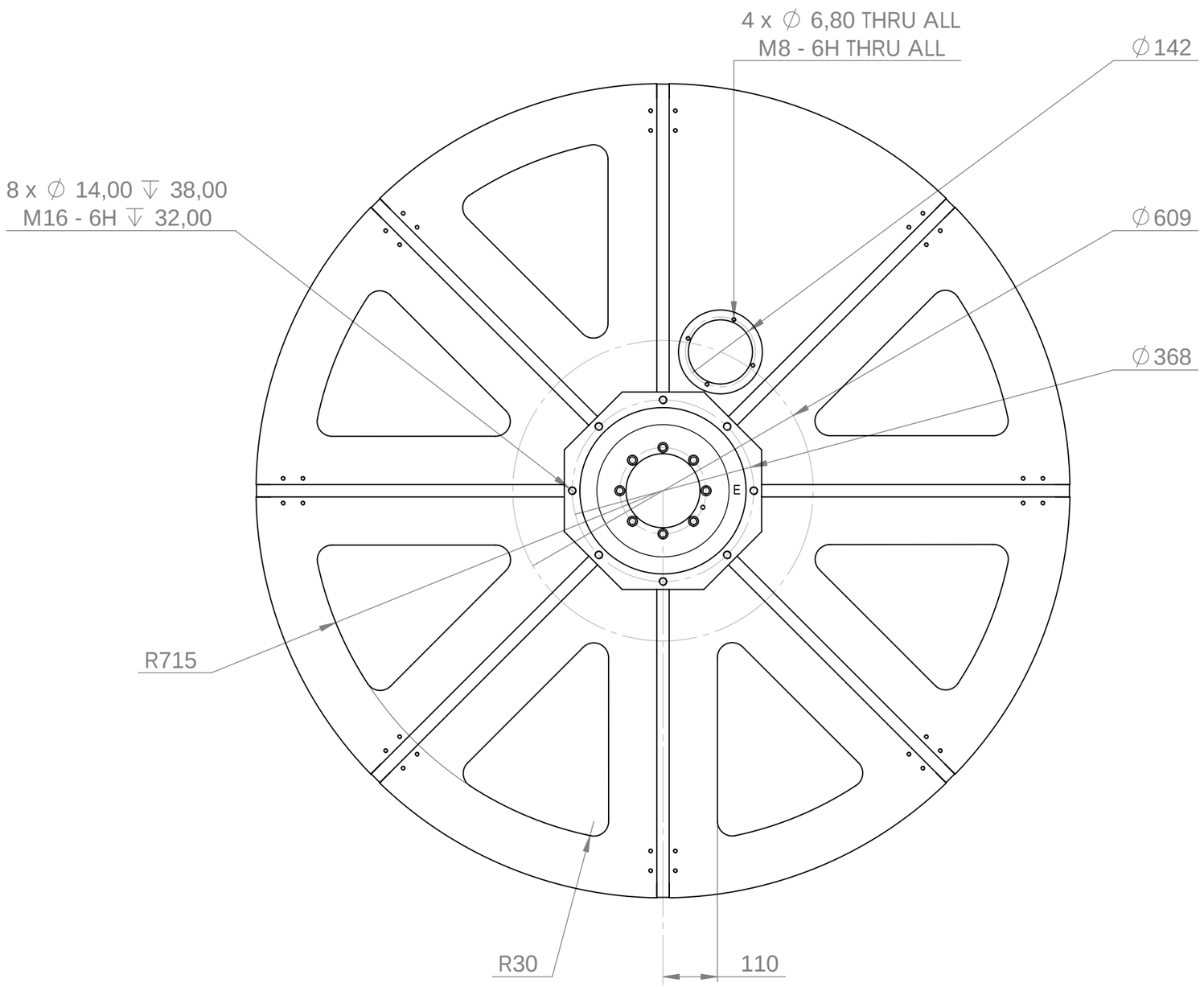


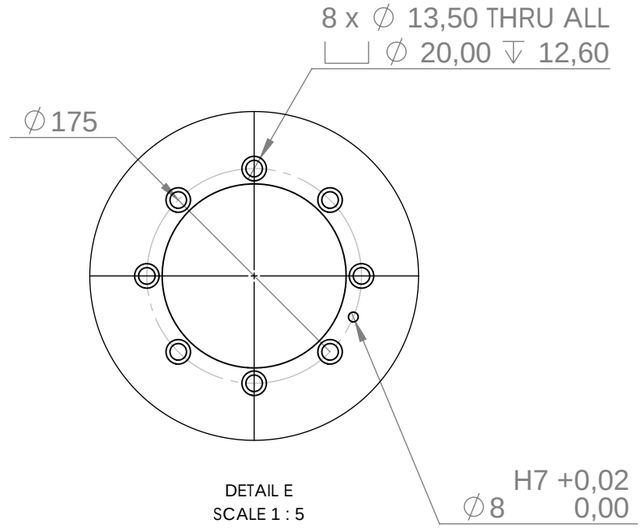


t2ă◊	b2YŜ		5Ŝă◊ bô	a l·ûŜ№l·f	5ŜăÖ№ćeń2	¢ʌLJ2	vúè◊	/[
M	l·ăăŜY ōfè LJ№ŜfıY ʎYl·№		a Cтллп	Ø l·№ă2ă	{2fRl·Rdz№l·		M	

	Nome	Data						
Des.		млклпкнлнм	U.PORTO FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA UNIVERSIDADE DO PORTO		Disserta - «o		Quantidade	M
Vist.							Massa (kg)	
Aprov.	a l·№l· CŜ№ŜN№нсклскнлнм		ISO 2768	mK	Escala- мʻнл	A3	Tratamento	π
Nome	5lăÔ2 ă2fRl·Ř2ЬYl·Ijdzlyl·Ř2ψp π y YY						Material	Ø l·№ă2ă
							Descri-«o	a l·Ijdzlyl·ƎŜY
							Desenho	MKH a Cтллр

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.

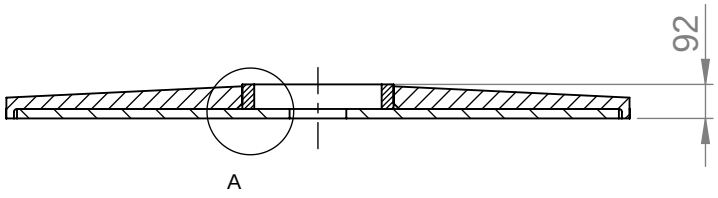


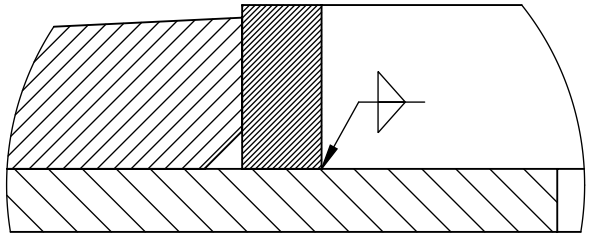


DETAIL E
SCALE 1 : 5

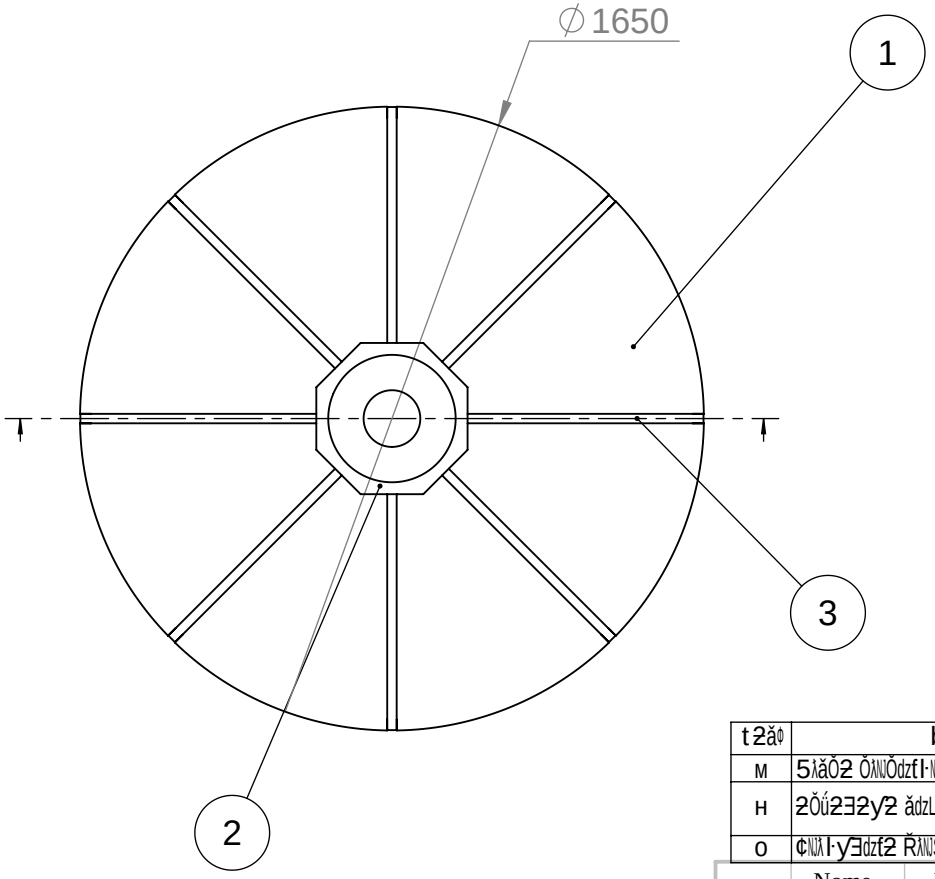
	Nome	Data							
Des.		млклпкнлнм	U.PORTO FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA UNIVERSIDADE DO PORTO	Disserta - «o				Quantidade	м
Vist.								Massa (kg)	
Aprov.	a l·ŭâl· CŜŭŭŜŭнскласкнлнм		ISO 2768	mK	Escala- мŷнл		A3	Tratamento	π
Nome	5ŭăÔ2 ă2ťŘl·Ř2ЬY l·ljdžlyl·Ř2ψp π y YY							Material	∅l·ŭâ2ă
								Descri-«o	a l·ljdžlyl·ΞŜY
								Desenho	нкн a Cтллр

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.





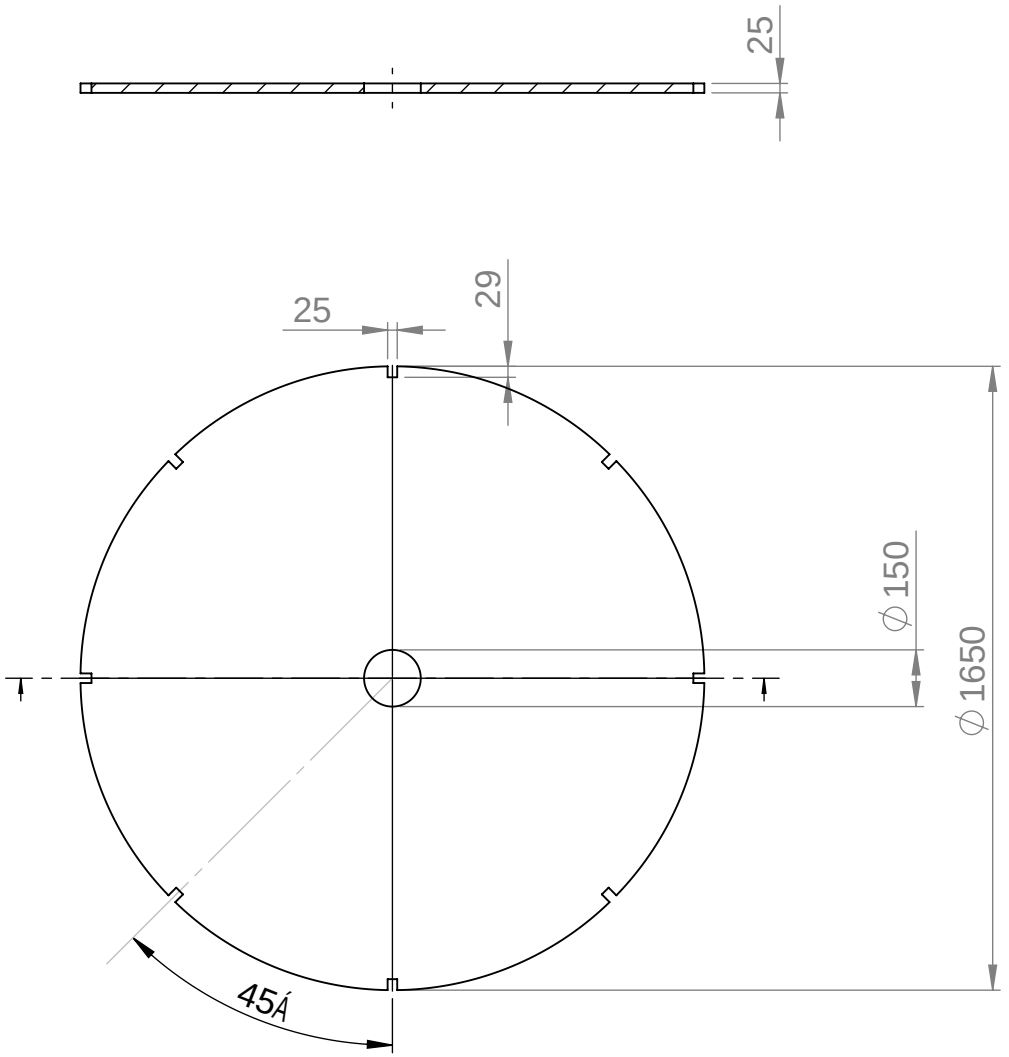
DETAIL A
SCALE 1 : 3



t2ă¢	b2YŜ	5Ŝă¢ bô	a l·úŜNλl·f	5ŜăÔNλœń2	¢ΛLJ2	vűë¢	/ [
м	5łăÔ2 ÔλNÔdzfl·N	a Cπллм	! fрлуо	[l·ăŜN		м	
н	2Ôú2∃2y2 ădzLJŜNλ2N	a Cπллн	¢dzō2 ŘŜ ! œ2 åk Ô2ăűdzNl· прτΣlЁсл Y Y /Kl·∃l·ă	CNŜăl·		м	
o	¢NλI·y∃dzf2 ŘλNŜλú2	a Cπлло	! fрлуо	[l·ăŜN		y	

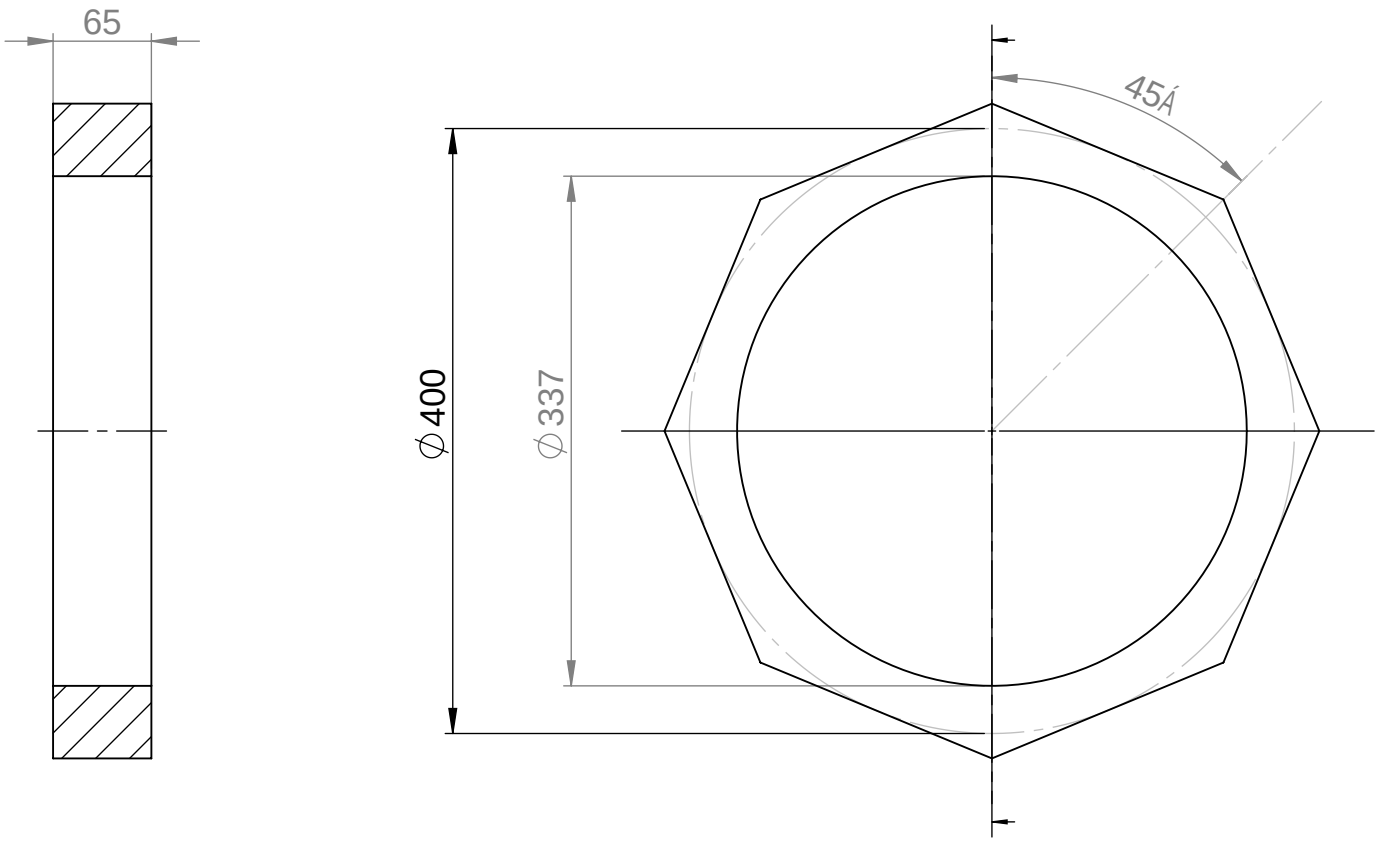
	Nome	Data						
Des.	a l·NλI· CŜNNŜλNl·	млклпкнлнм	U.PORTO FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA UNIVERSIDADE DO PORTO	Disserta - «o			Quantidade	м
Vist.							Massa (kg)	
Aprov.	a l·NλI· CŜNNŜλNl·	нсклскнлнм	ISO 2768	mK	Escala- мγрл	A4	Tratamento	π
							Material	∅l·Nλ2ă
Nome	l·ăăŜY ōfě LJNŜfλY λyl·N						Descri- «o	{2fŘl·ŘdzNl·
							Desenho	MKM a Cπллп

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.



	Nome	Data						
Des.	Cl·ÎŠyŘl·	млклпкнлнм	U.PORTO FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA UNIVERSIDADE DO PORTO	Disserta - «o			Quantidade	м
Vist.							Massa (kg)	
Aprov.	a l·№l· CŠ№№Ŝ№l·	нуклскнлнм	ISO 2768	mK	Escala- мЎрл	A4	Material	! fрлуо
Nome	5ĺăÖ2 Ö№ŮdzfI·№						Descri- «o	[l·ăŠ№
							Desenho	мкм a Cпллм

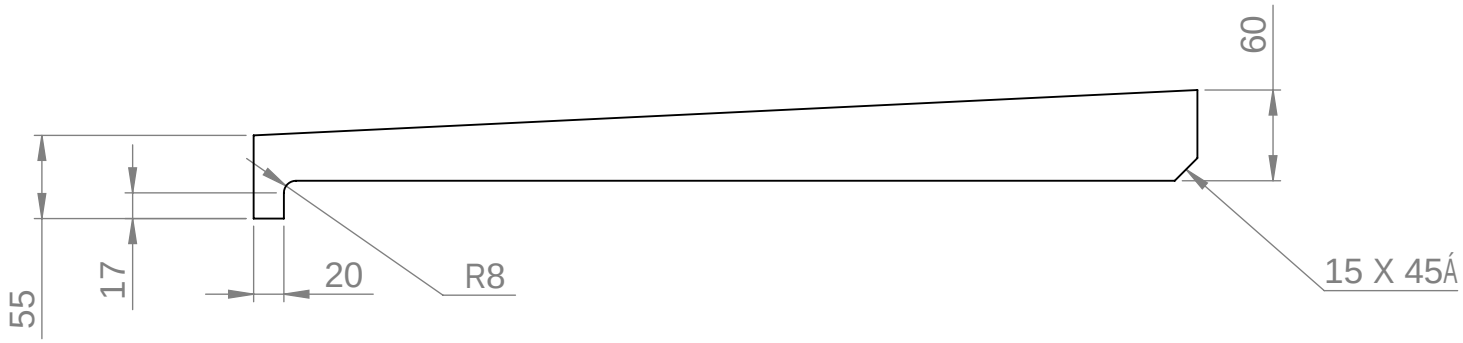
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.

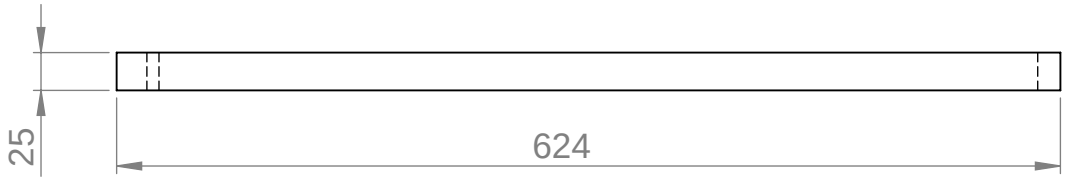


Material: ¢ʤō2 ŘŜ !œ2 ăκ Ǒ2ăúʤℕ· πρτΣлÈсл ΥΥ /Κl·∃l·ă

	Nome	Data						
Des.	a l·ℕΛl· CŜℕℕŜΛℕl·	нпклпкнлнм	U.PORTO FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA UNIVERSIDADE DO PORTO	Disserta - «o				Quantidade	м
Vist.								Massa (kg)	
Aprov.	a l·ℕΛl· CŜℕℕŜΛℕl·	нрклскнлнм	ISO 2768	mK	Escala- мΥр		A4	Tratamento	π
Nome	2Ǒúƨ∃2y2 ăʤLJŜℕΛ2ℕ							Descri- «o	CℕŜăl·
								Desenho	MKM a Cπллн

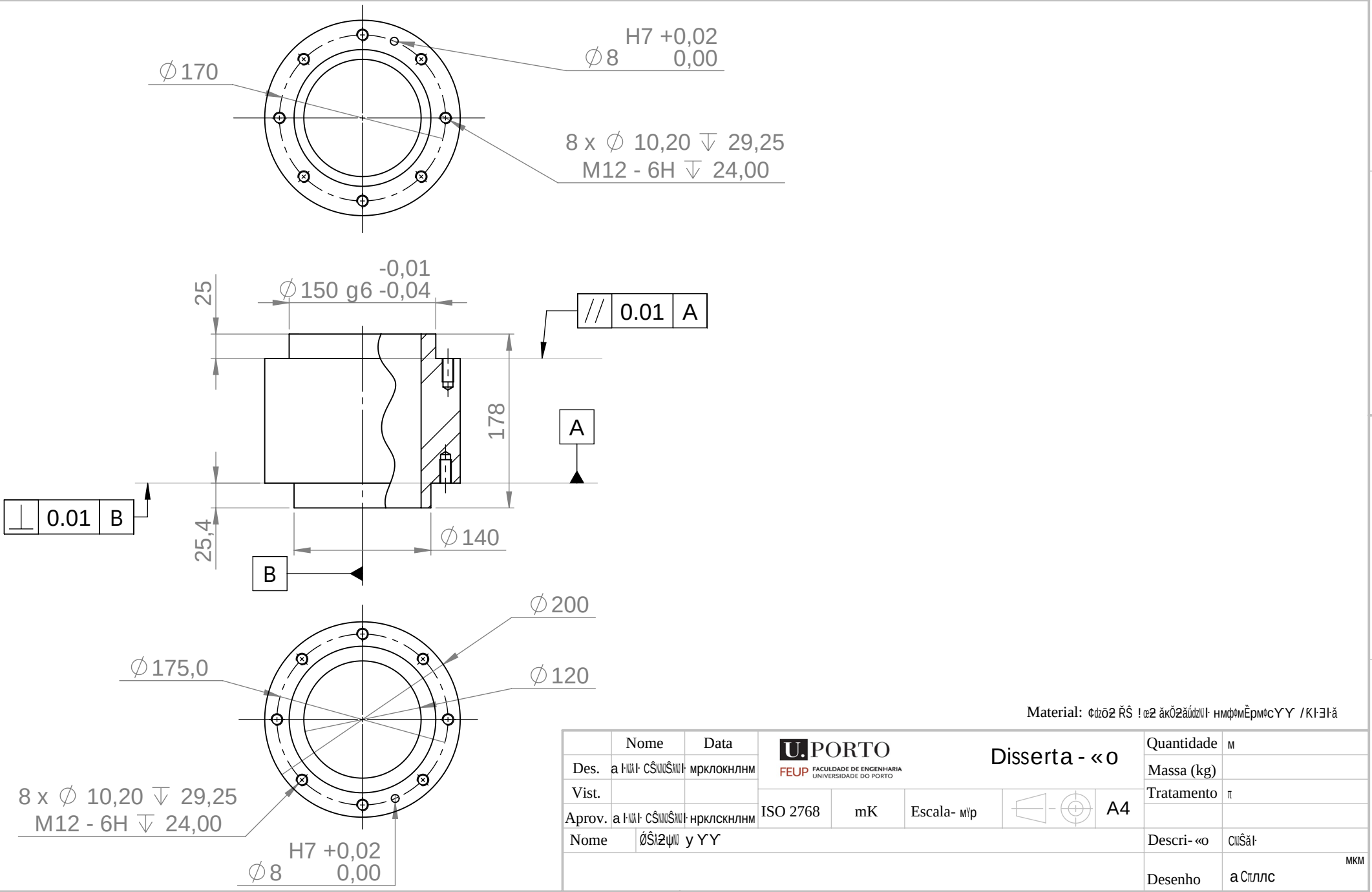
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.





	Nome	Data							
Des.	a I·ÌÌÌ· CŜÌÌÌÙŜÌÌÌI·	млклпкнлнм	U.PORTO FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA UNIVERSIDADE DO PORTO	Disserta - «o				Quantidade	y
Vist.								Massa (kg)	
Aprov.	a I·ÌÌÌ· CŜÌÌÌÙŜÌÌÌI·	нсклскнлнм	ISO 2768	mK	Escala- мЎр		A4	Tratamento	π
Nome	¢ÌÌÌI·yƎdzf2 ŘÌÌÙŜλú2							Material	! fрлуо
								Descri- «o	[I·ăŜÙ
								Desenho	MKM a Cплло

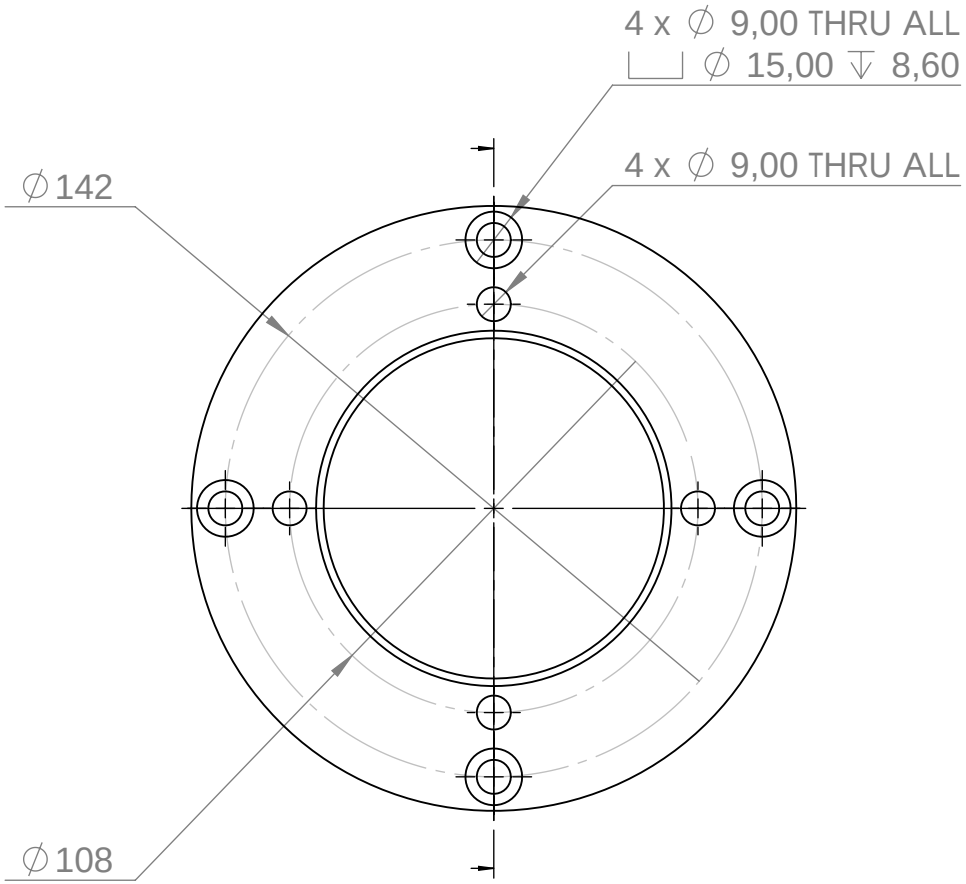
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.

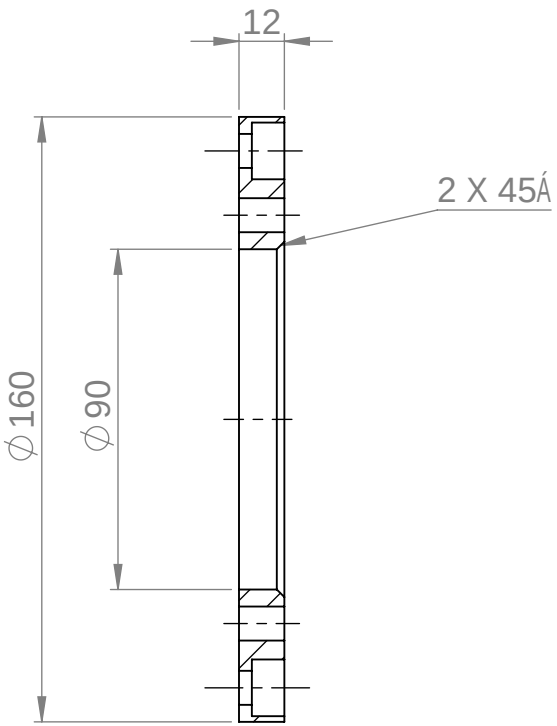


Material: ¢dz̄2 ŘŜ ! œ2 ăkÖ2ăúdz№ нмфᵠмЁрмᵠсҮҮ /КІ∃І·ă

	Nome	Data						
Des.	aІ·№АІ· СŜ№№ŜА№І·	мрклокнлнм	U.PORTO FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA UNIVERSIDADE DO PORTO	Disserta - «o			Quantidade	м
Vist.							Massa (kg)	
Aprov.	aІ·№АІ· СŜ№№ŜА№І·	нрклскнлнм	ISO 2768	mK	Escala- мΥр	A4	Tratamento	π
Nome	ØŜА2ψ№	y ҮҮ					Descri- «o	С№ŜăІ·
							Desenho	мкм a Cплс

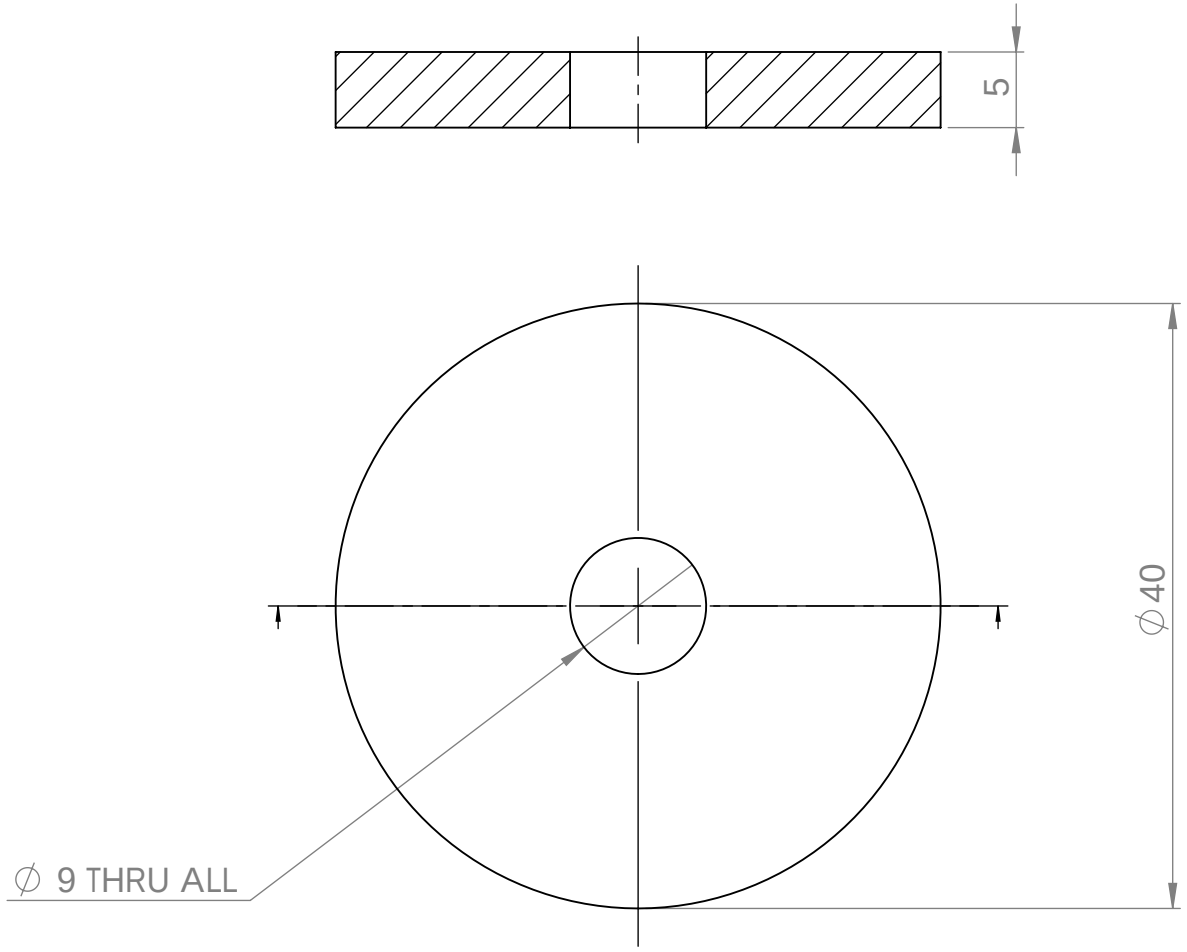
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.





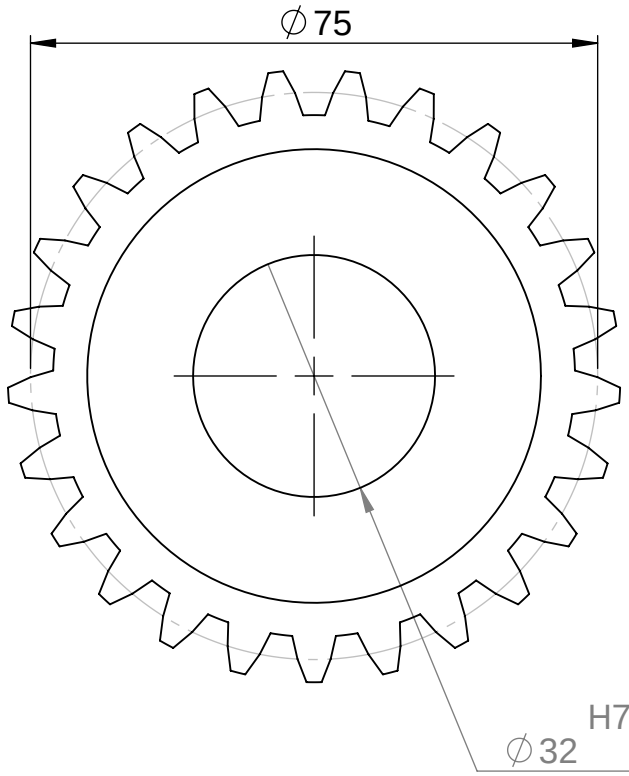
	Nome	Data							
Des.	a I·ÑÀI· CŜÑÑŜÀÑÌI·	нмклпкнлнм	U.PORTO FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA UNIVERSIDADE DO PORTO	Disserta - «o				Quantidade	м
Vist.								Massa (kg)	
Aprov.	a I·ÑÀI· CŜÑÑŜÀÑÌI·	нрклскнлнм	ISO 2768	mK	Escala- мŸн		A4	Tratamento	π
Nome	Cfl·y∃Ŝ ÑŜŘdzú2Ñ							Material	{úот
								Descri- «o	CÑŜăl·
								Desenho	MKM a Cпллф

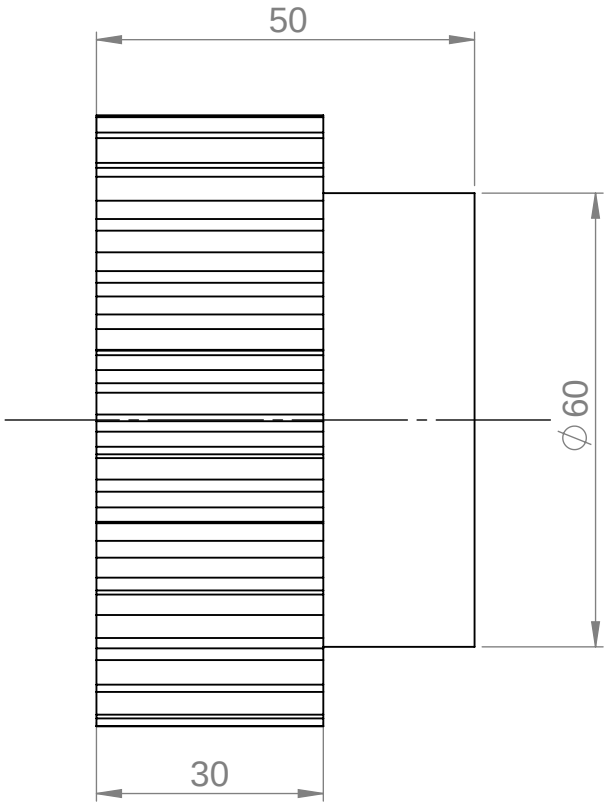
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.



	Nome	Data						
Des.	a I·ⅯⅩI· CŜⅣⅣŨŜⅩⅣⅠ·	лфклскнлнм	U.PORTO FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA UNIVERSIDADE DO PORTO	Disserta - «o				Quantidade	м
Vist.								Massa (kg)	
Aprov.	a I·ⅯⅩI· CŜⅣⅣŨŜⅩⅣⅠ·	нрклскнлнм	ISO 2768	mK	Escala- нŸм		A4	Tratamento	π
Nome	I·yŜf LJλyKI·2							Material	ăΰот
								Descri- «o	CⅣŜăI·
								Desenho	MKM a Cπллу

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.

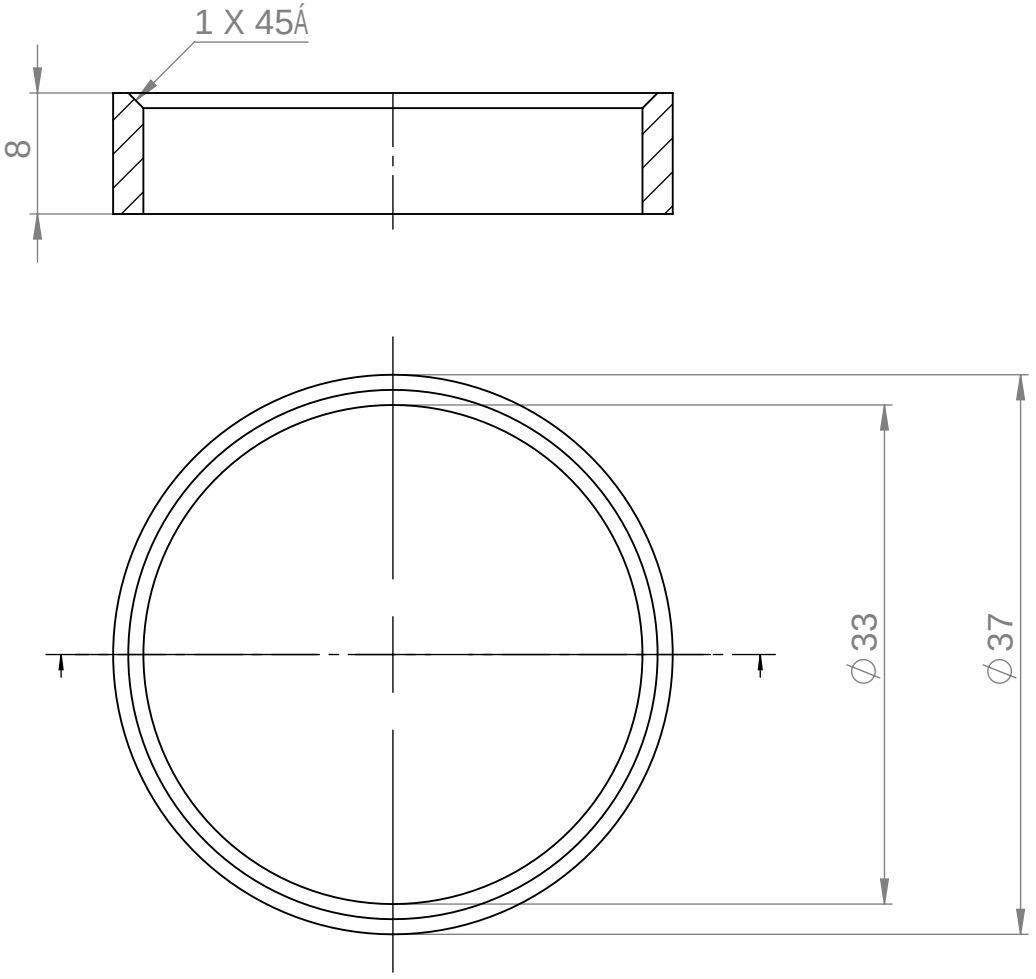




t2ă¢	b2YŜ	5Ŝă¢ bô	a l·úŜNλl·f	5ŜăÕNλœń2	¢λLJ2	vűè¢	/ [
M	ăLJdzNJ ƎŜl·NJ нpűKΣ YΓo	YIY	hNJŘŜNJ y2¢ Y{oπнлl	/2YLJNJl·		M	

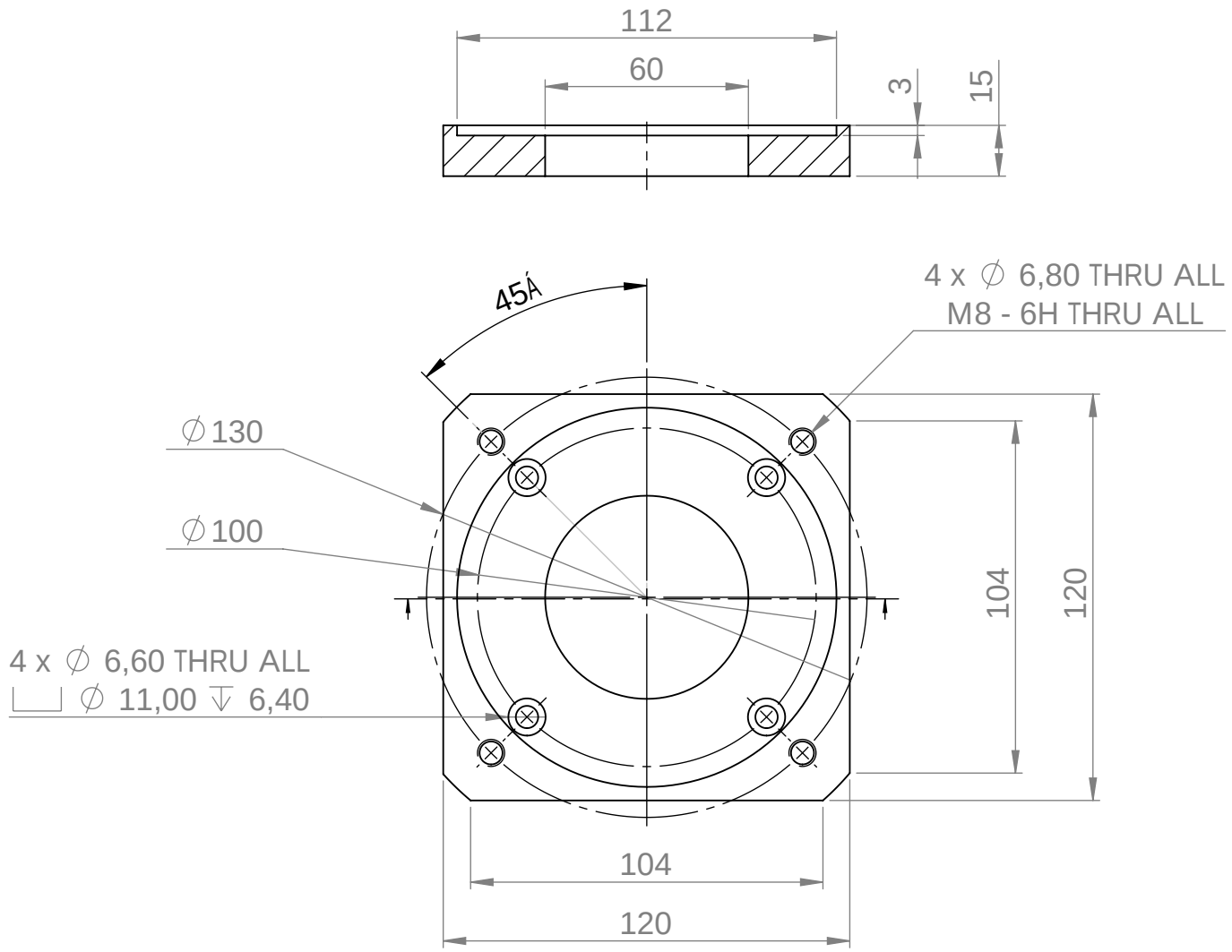
	Nome	Data						
Des.	a l·NλI· CŜNNŜλNJl·	млклскнлнм	U.PORTO FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA UNIVERSIDADE DO PORTO	Disserta - «o			Quantidade	M
Vist.							Massa (kg)	
Aprov.	a l·NλI· CŜNNŜλNJl·	нрклскнлнм	ISO 2768	mK	Escala- MY¤	A4	Tratamento	π
Nome	N2ŘI· ŘŜyűl·ŘI·						Material	∅l·Nλ2ă
							Descri- «o	CNŜăl·
							Desenho	MKM a Cπлмл

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.



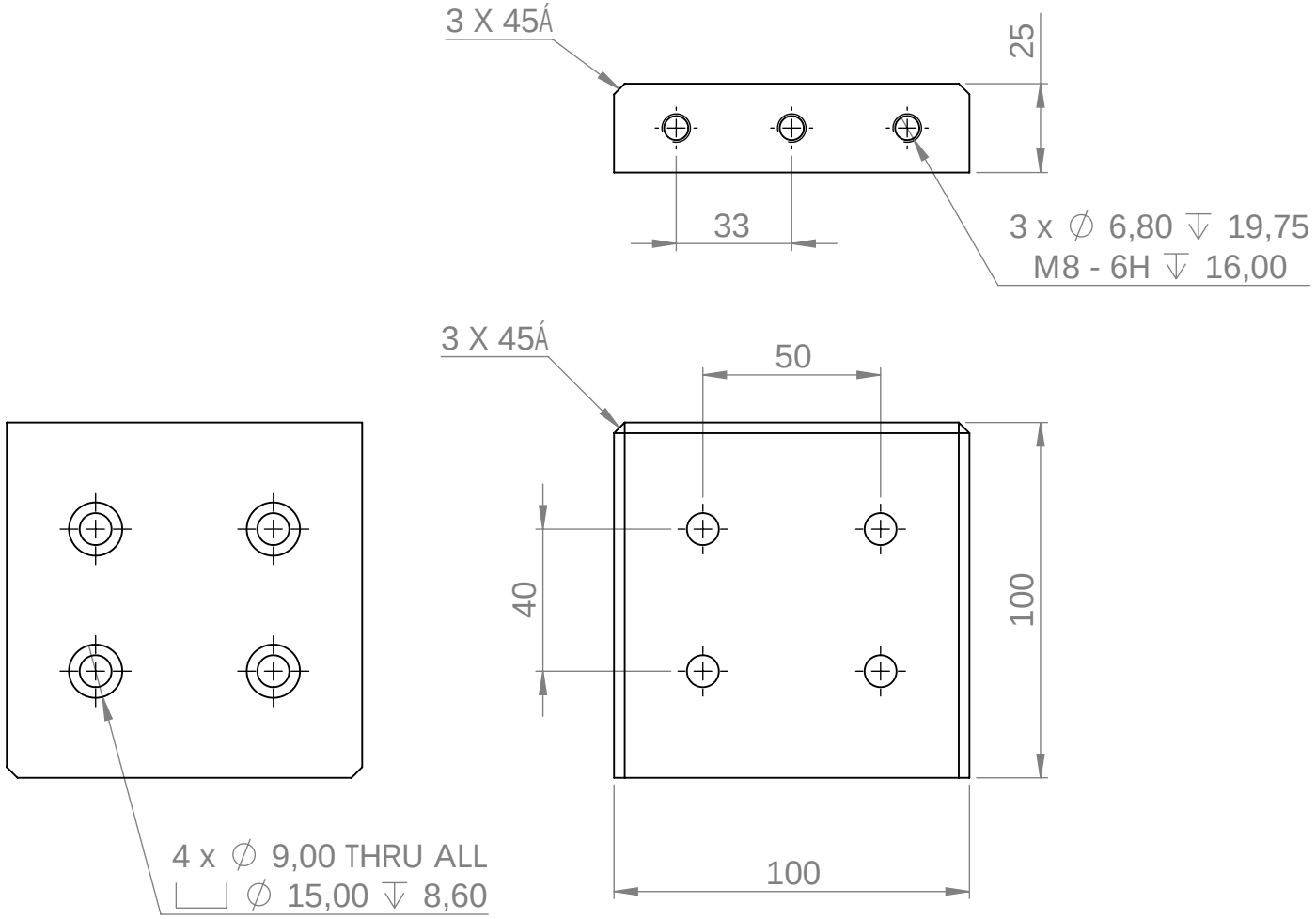
	Nome	Data							
Des.	a I·ÑÀI· CŜÑÑŜÀÑÌI·	лфклскнлнм	U.PORTO FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA UNIVERSIDADE DO PORTO	Disserta - «o				Quantidade	м
Vist.								Massa (kg)	
Aprov.	a I·ÑÀI· CŜÑÑŜÀÑÌI·	нрклскнлнм	ISO 2768	mK	Escala- н¥м		A4	Tratamento	π
Nome	ŜăLJI·ÔI·Ř2Ñ							Material	ăΰот
								Descri- «o	¢2Ñy2
								Desenho	мкм a Cπллт

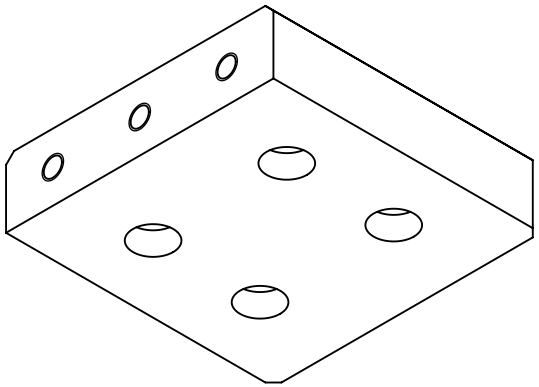
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.



	Nome	Data						
Des.	a I·ⁿ⁄ⁿ⁄I· CŜⁿ⁄ⁿ⁄ŜⁿⁿI·	нннклскнлнм	U.PORTO FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA UNIVERSIDADE DO PORTO	Disserta - «o			Quantidade	м
Vist.							Massa (kg)	
Aprov.	a I·ⁿ⁄ⁿ⁄I· CŜⁿ⁄ⁿ⁄ŜⁿⁿI·	нрклскнлнм	ISO 2768	mK	Escala- м⁄н	A4	Tratamento	π
Nome	Cfl·y∃Ŝ Y2ú2ⁿ⁄						Material	{úот
							Descri- «o	CⁿⁿŜăl·
							Desenho	мкм a Cπлмм

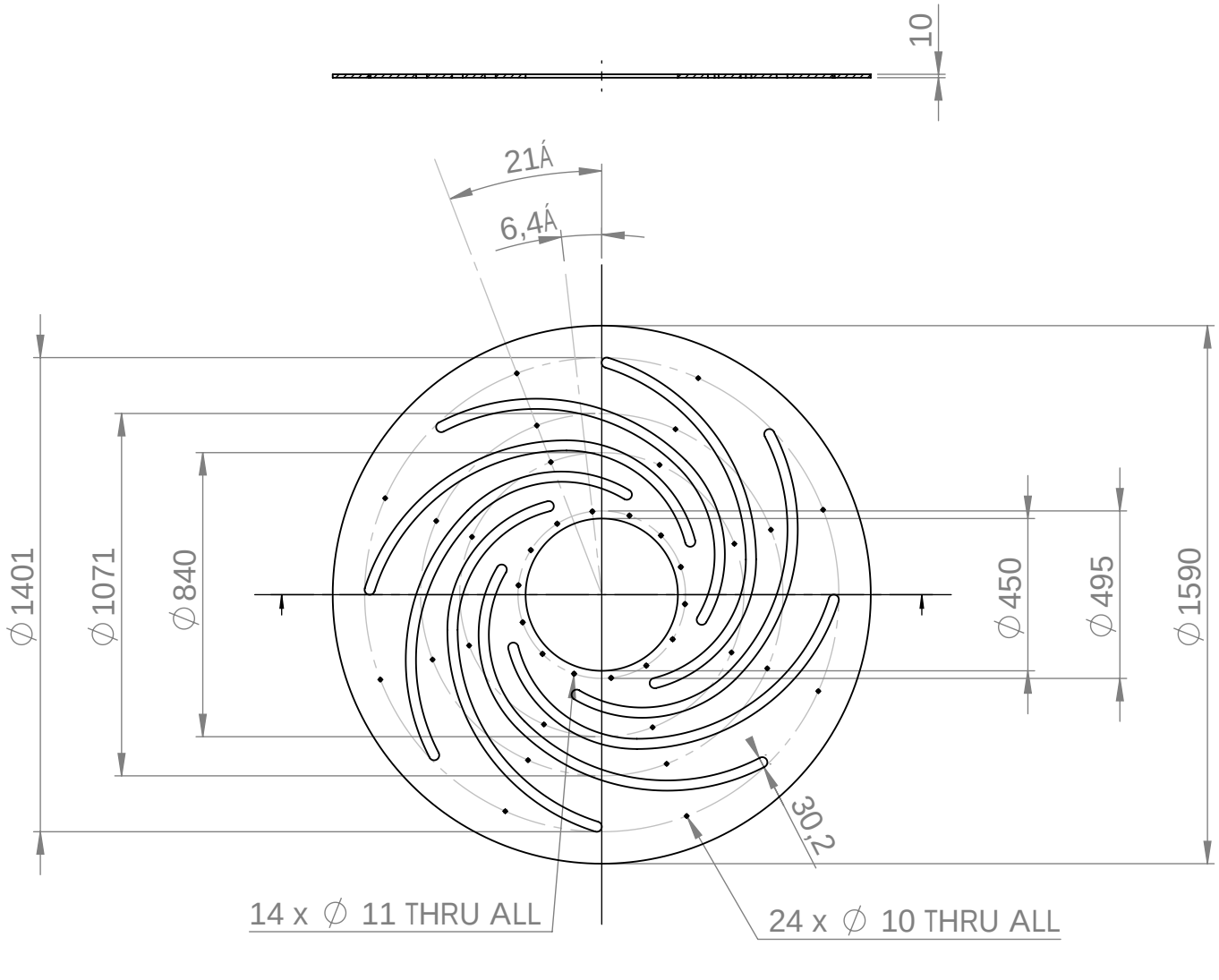
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.

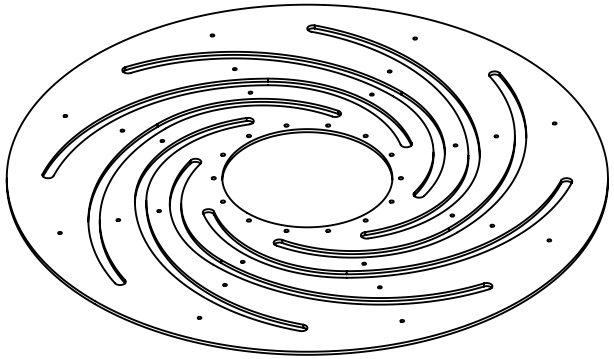




	Nome	Data						
Des.	a I·ЮАI· CŜЮЮŜАЮI·	лпклокнлнм	U.PORTO FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA UNIVERSIDADE DO PORTO	Disserta - «o			Quantidade	y
Vist.							Massa (kg)	
Aprov.	a I·ЮАI· CŜЮЮŜАЮI·	нрклскнлнм	ISO 2768	mK	Escala- мУн	A4	Tratamento	π
Nome	t2ăΰΛœ2 нр YY						Material	{úот
							Descri- «o	CЮŜăI·
							Desenho	MKM a Cπлмо

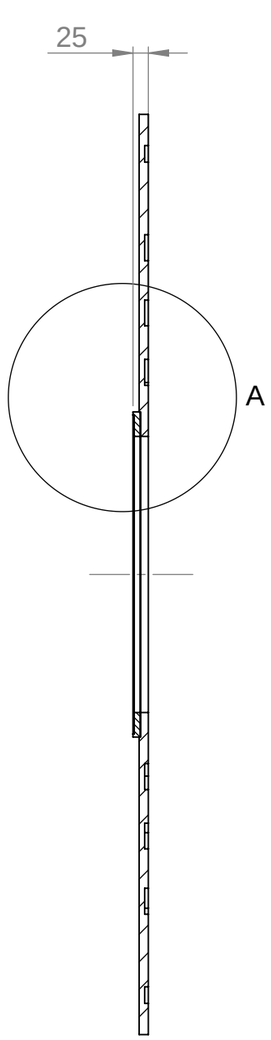
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.

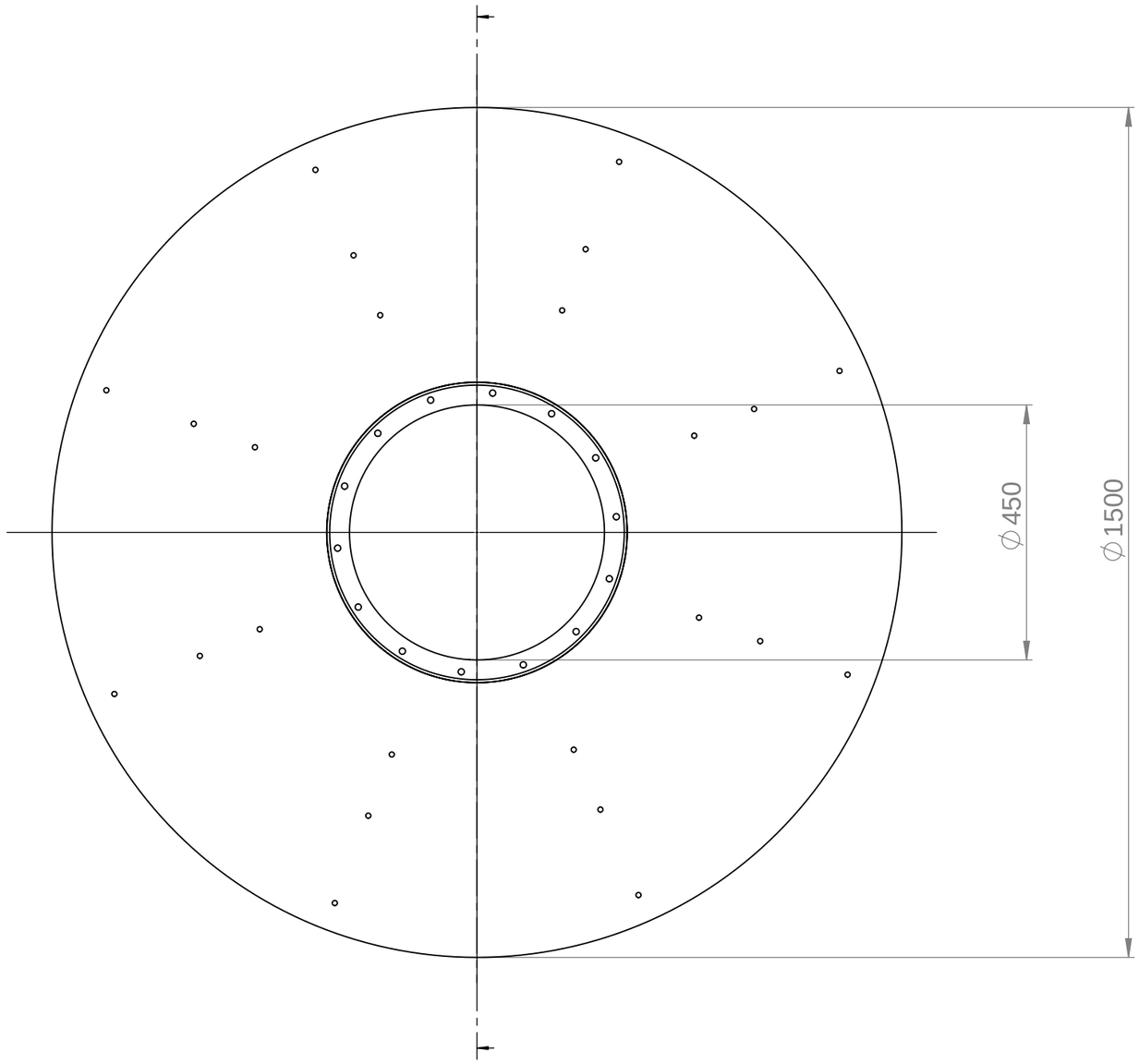


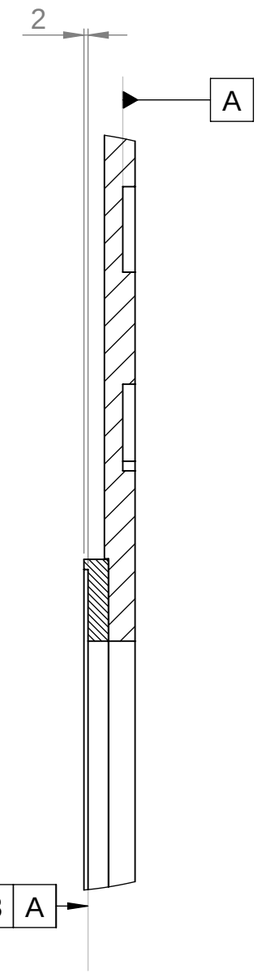


	Nome	Data						
Des.	a I·ЮЛ· CŜЮЮŜЛЮI·	мрклокнлнм	U.PORTO FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA UNIVERSIDADE DO PORTO			Disserta - «o	Quantidade	м
Vist.							Massa (kg)	
Aprov.	a I·ЮЛ· CŜЮЮŜЛЮI·	нрклскнлнм	ISO 2768	mK	Escala- мЎнл	A4	Tratamento	π
							Material	I I·ЮŘ2Ě прл
Nome	ŜăLJЛЮI·fff						Descri- «o	[I·ăŜЮ
							Desenho	мкм a Cплмф

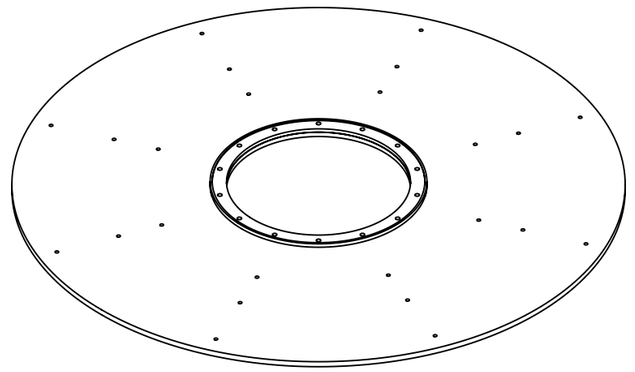
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.





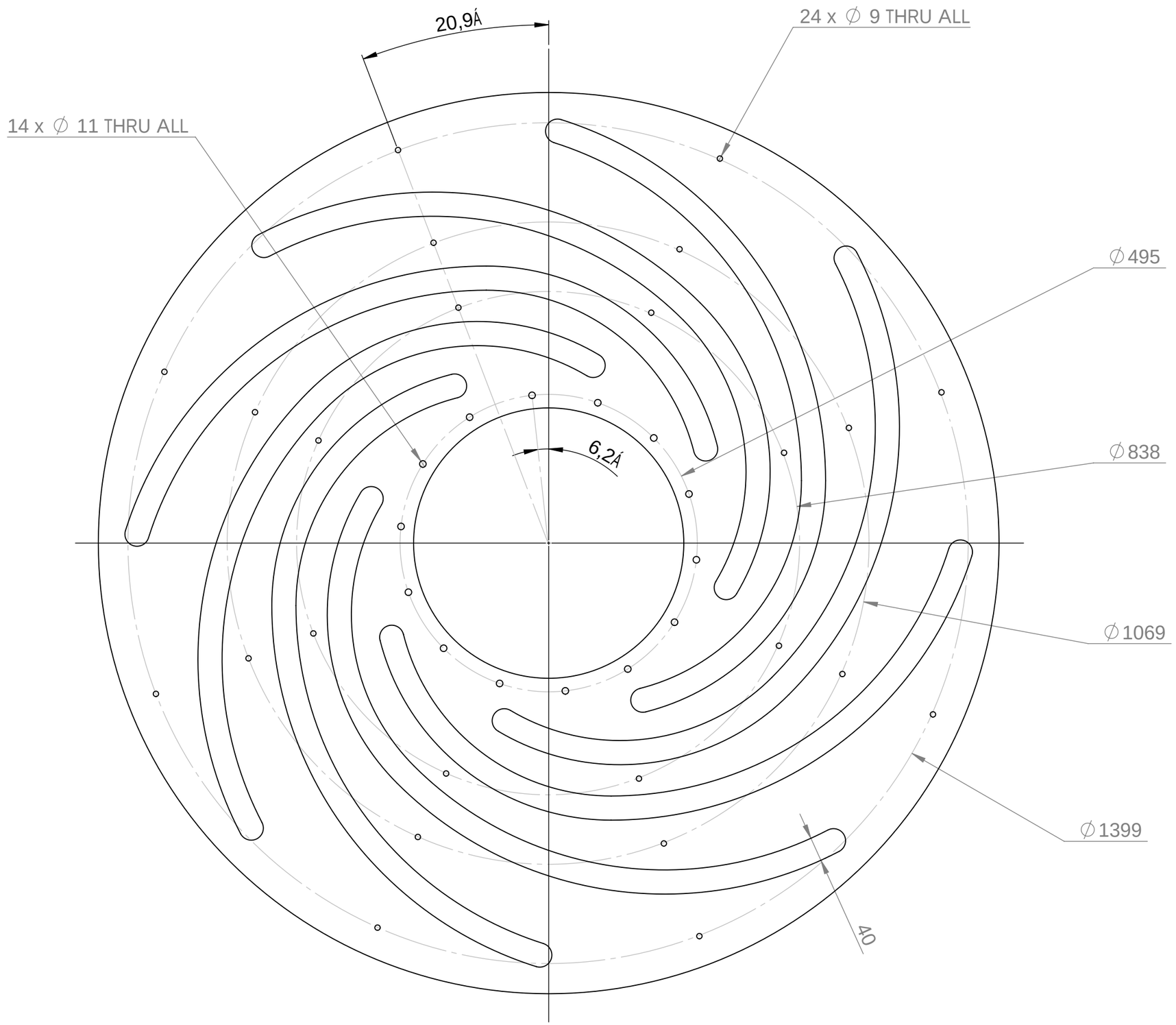


DETAIL A
SCALE 1 : 3



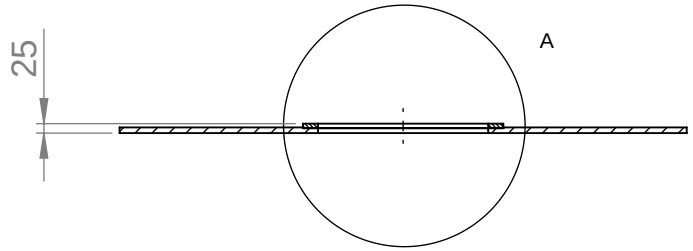
	Nome	Data								
Des.		млклскнлнм	U.PORTO FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA UNIVERSIDADE DO PORTO	Disserta - «o					Quantidade	м
Vist.									Massa (kg)	
Aprov.	a Ⅰ-ⅆⅈⅈ- CŜⅈⅆⅆŜⅈⅈⅈнрклскнлнм		ISO 2768	mK	Escala-	мŸмл		A3	Tratamento	π
Nome	Ⅰ-fdzϒп								Material	! fрлуо
									Descri- «o	a Ⅰ-Ijdzlyϒ-ΞŜϒ
									Desenho	МКН a Cтлму

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.



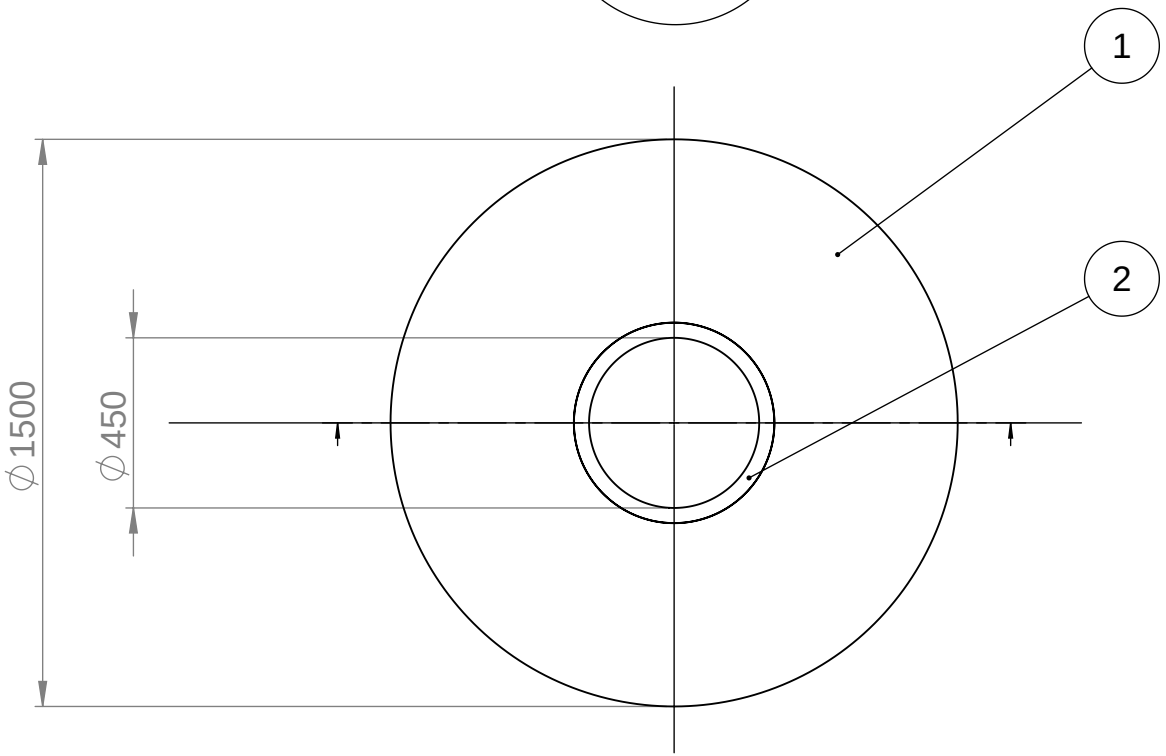
	Nome	Data							
Des.		млклскнлнм	U.PORTO FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA UNIVERSIDADE DO PORTO	Disserta - «o				Quantidade	м
Vist.								Massa (kg)	
Aprov.	a l·ЏЏl· CŜЏЏŜЏЏн	ркклскнлнм	ISO 2768	mK	Escala-	мŸмл	A3	Tratamento	π
Nome	l·fdzY п							Material	! fрлуо
								Descri- «o	a l·ljdzlyl·ƎŜY
								Desenho	нкн a Cтлму

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.





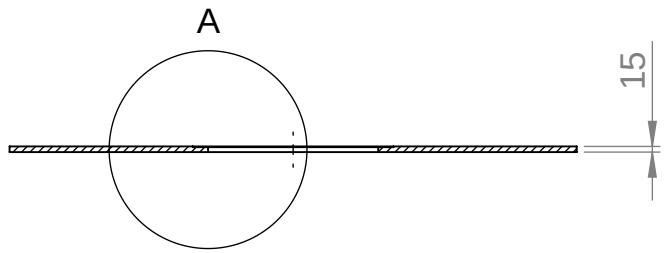
DETAIL A
SCALE 1 : 7

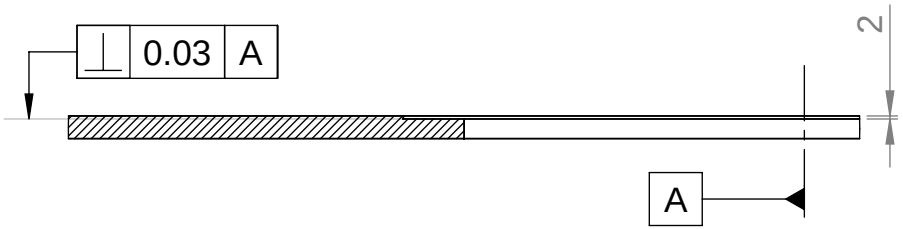


t2ă◊	b2YŜ	5Ŝă◊ bô	a l·ûŜNλl·f	5ŜăÔNλœńż	¢λLJ2	vűè◊	/ [
M	l·fdzY·H	**a Cπлмс**	! fрлуо	CNŜăl·		M	
H	l·fdzY·M	**a Cπлмр**	! fрлуо	CNŜăl·		M	

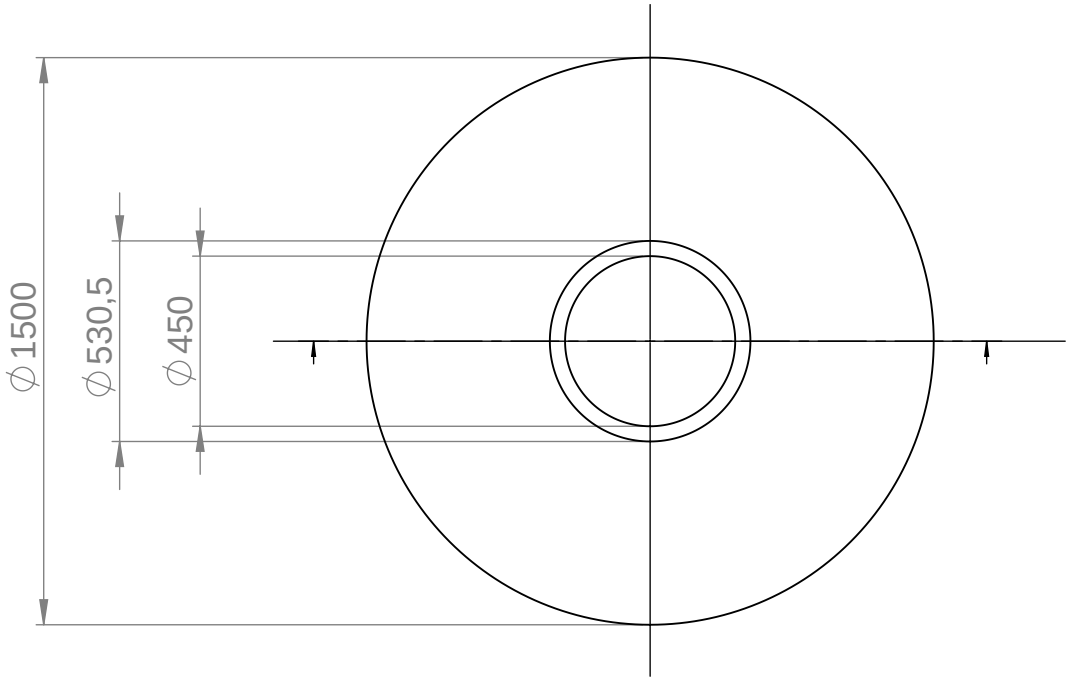
	Nome	Data						
Des.	a l·Nλl· CŜNλNŜλNl·	млклскнлнм	U.PORTO FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA UNIVERSIDADE DO PORTO		Disserta - «o		Quantidade	M
Vist.							Massa (kg)	
Aprov.	a l·Nλl· CŜNλNŜλNl·	нрклскнлнм	ISO 2768	mK	Escala- MŸнл	A4	Tratamento	π
Nome	l·fdzY·o						Material	ØI·Nλ2ă
							Descri- «o	{2fŘl·ŘdzNl·
							Desenho	MKM a Cπлмт

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.



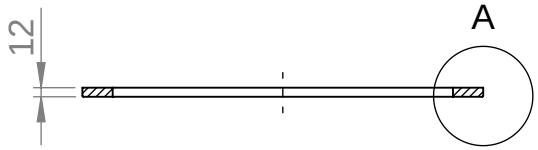


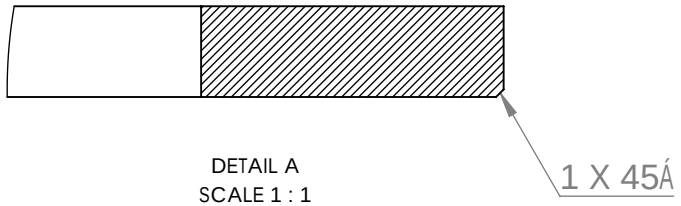
DETAIL A
SCALE 1 : 5



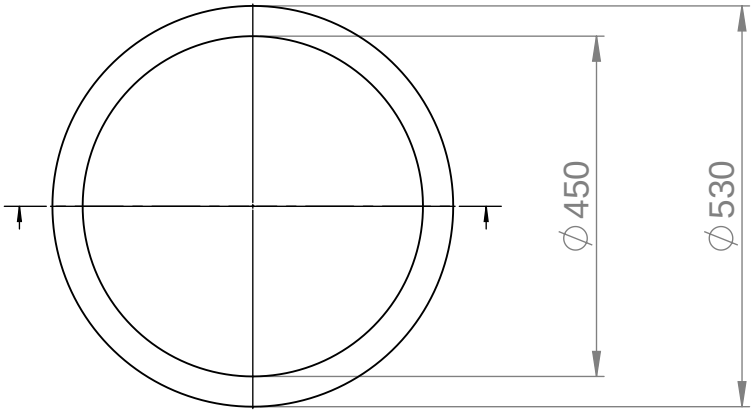
	Nome	Data						
Des.	a I·ⅯⅩI· CŜⅣⅣŜⅩⅣI·	млклскнлнм	U.PORTO FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA UNIVERSIDADE DO PORTO	Disserta - «o				Quantidade	м
Vist.								Massa (kg)	
Aprov.	a I·ⅯⅩI· CŜⅣⅣŜⅩⅣI·	нрклскнлнм	ISO 2768	mK	Escala- мŸнл		A4	Tratamento	π
Nome	I·fdzY·н							Material	! fрлуо
								Descri- «o	CⅣŜăI·
								Desenho	мкм a Cплмс

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.



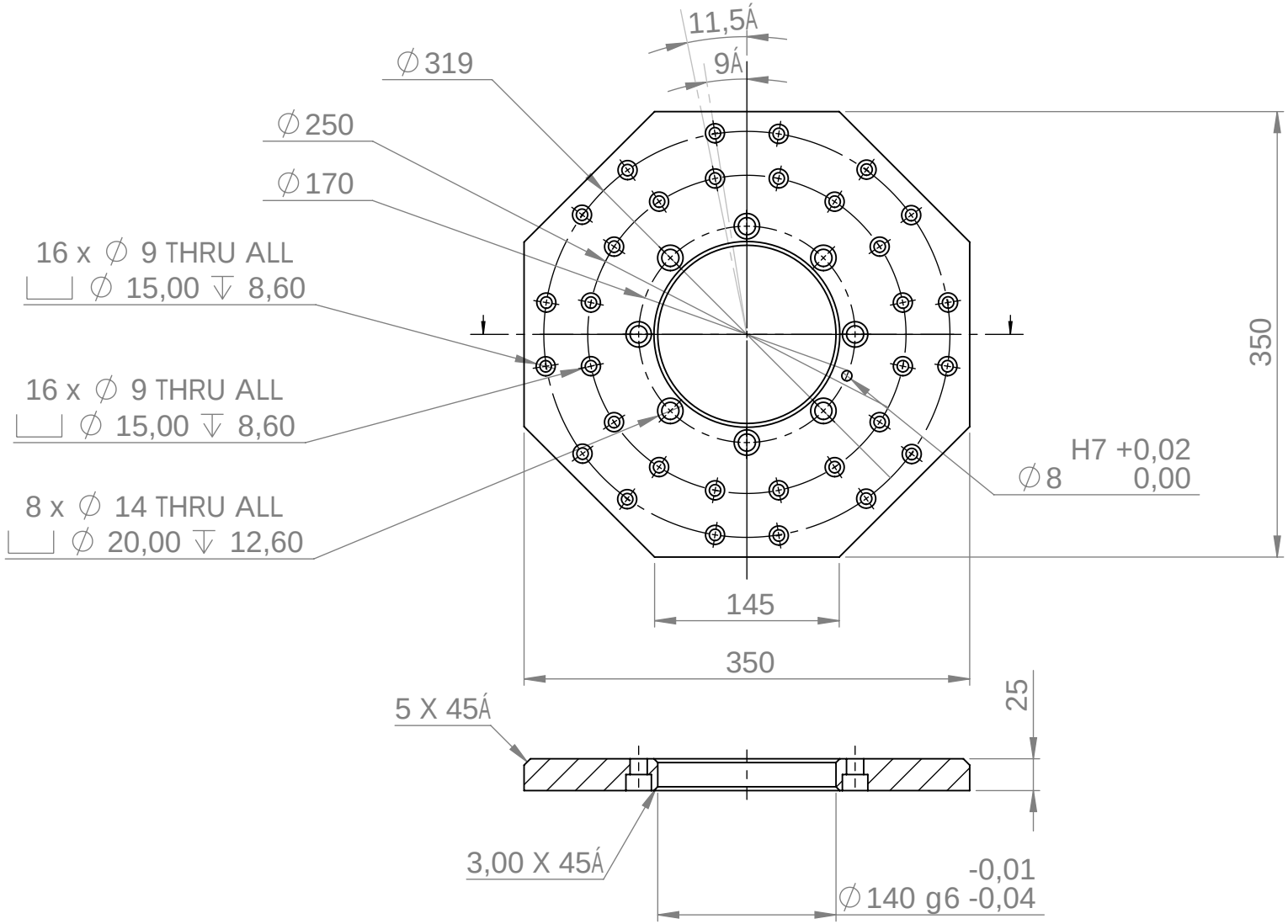


DETAIL A
SCALE 1 : 1



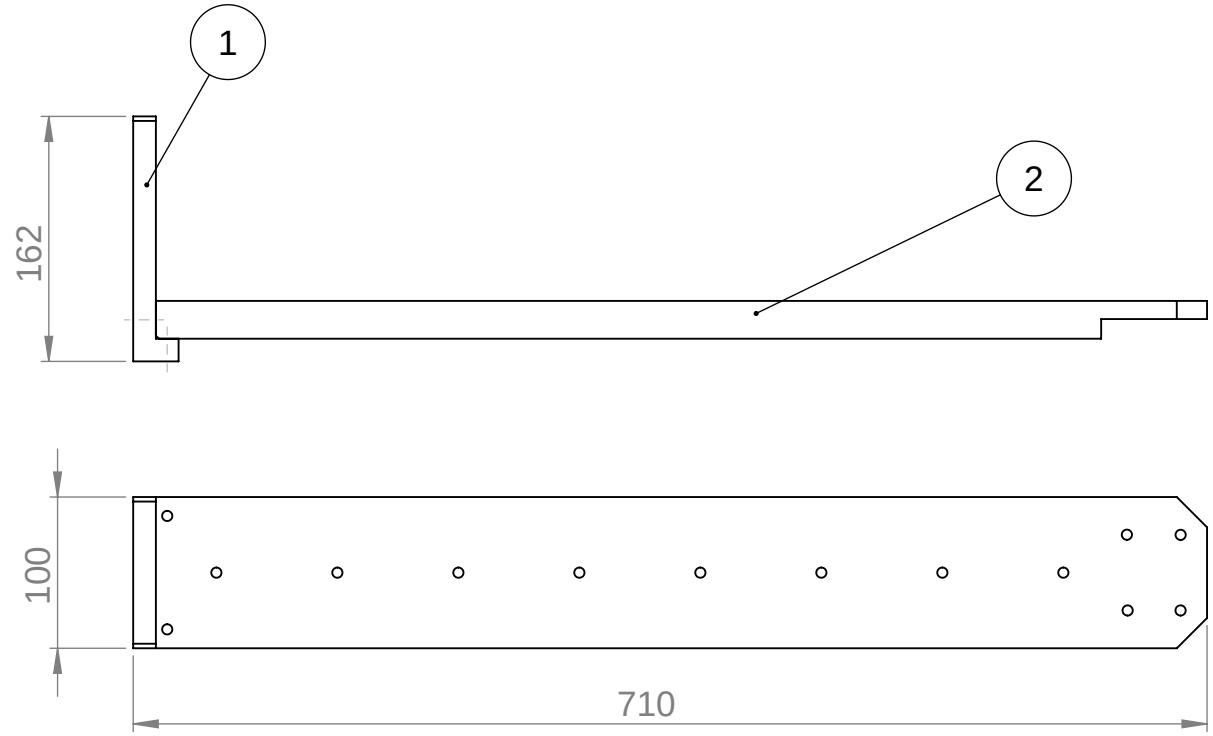
	Nome	Data						
Des.	a I·ÌÌÀI· CŜÌÌÌÙŜÀÙÌI·	млклскнлнм	U.PORTO FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA UNIVERSIDADE DO PORTO	Disserta - «o				Quantidade	м
Vist.								Massa (kg)	
Aprov.	a I·ÌÌÀI· CŜÌÌÌÙŜÀÙÌI·	нрклскнлнм	ISO 2768	mK	Escala- мŸмл		A4	Tratamento	π
Nome	I·fdzY'м							Material	! fрлуо
								Descri- «o	CÌÙŜăI·
								Desenho	мкм a Cπлмр

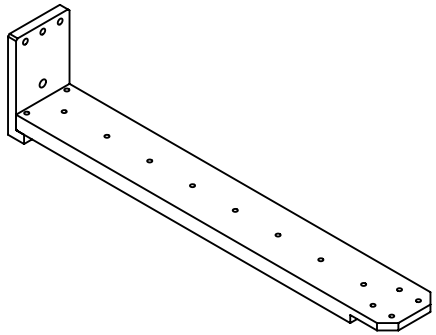
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.



	Nome	Data						
Des.	a I·ÌÀÌ· CŜÌÀÙŜÀÙÌ·	мрклокнлнм	U.PORTO FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA UNIVERSIDADE DO PORTO	Disserta - «o			Quantidade	м
Vist.							Massa (kg)	
Aprov.	a I·ÌÀÌ· CŜÌÀÙŜÀÙÌ·	нрклскнлнм	ISO 2768	mK	Escala- мΥр	A4	Tratamento	π
Nome	hŎÚí2Ǝ2y2						Material	/ļ пр
							Descri- «o	CÌÙŜăł·
							Desenho	мкм a Cπлнм

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.

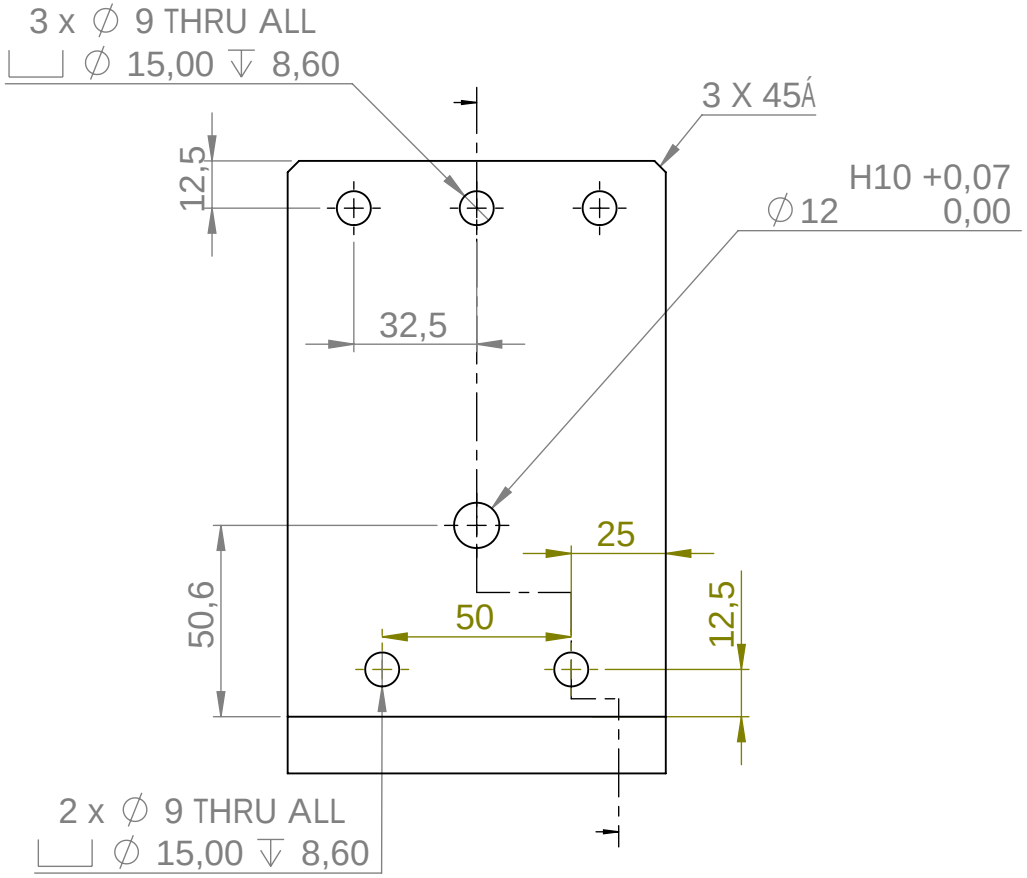


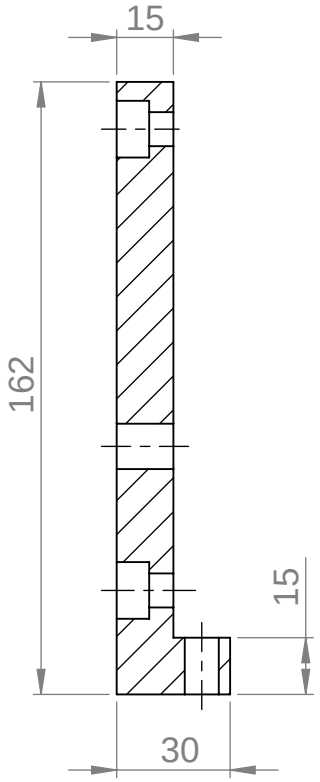


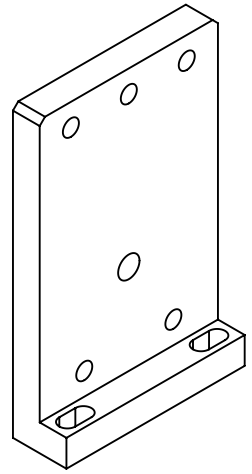
t2ă◊	b2YŜ	5Ŝă◊ bô	a l·ûŜ№λl·f	5ŜăÔ№λœń2	¢ΛLJ2	vûè◊	/ [
M	[H ∃dzλl·	**a Cπлнн**	{ű oT	C№Ŝăl·		M	
H	[M ∃dzλl·	**a Cπлно**	{ű oT	C№Ŝăl·		M	

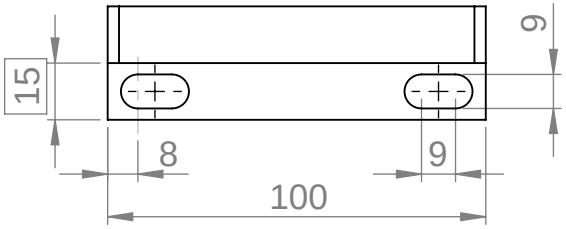
	Nome	Data						
Des.	a l·№λl· CŜ№Ô№Ŝ№Ol·	мфклнкнлнм	U.PORTO FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA UNIVERSIDADE DO PORTO	Disserta - «o			Quantidade	y
Vist.							Massa (kg)	
Aprov.	a l·№λl· CŜ№Ô№Ŝ№Ol·	нрклскнлнм	ISO 2768	mK	Escala- мŸp	A4	Tratamento	π
							Material	∅l·№2ă
Nome	[∃dzλl·						Descri- «o	hŦλÔλyl·
							Desenho	мкм a Cπлнп

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.



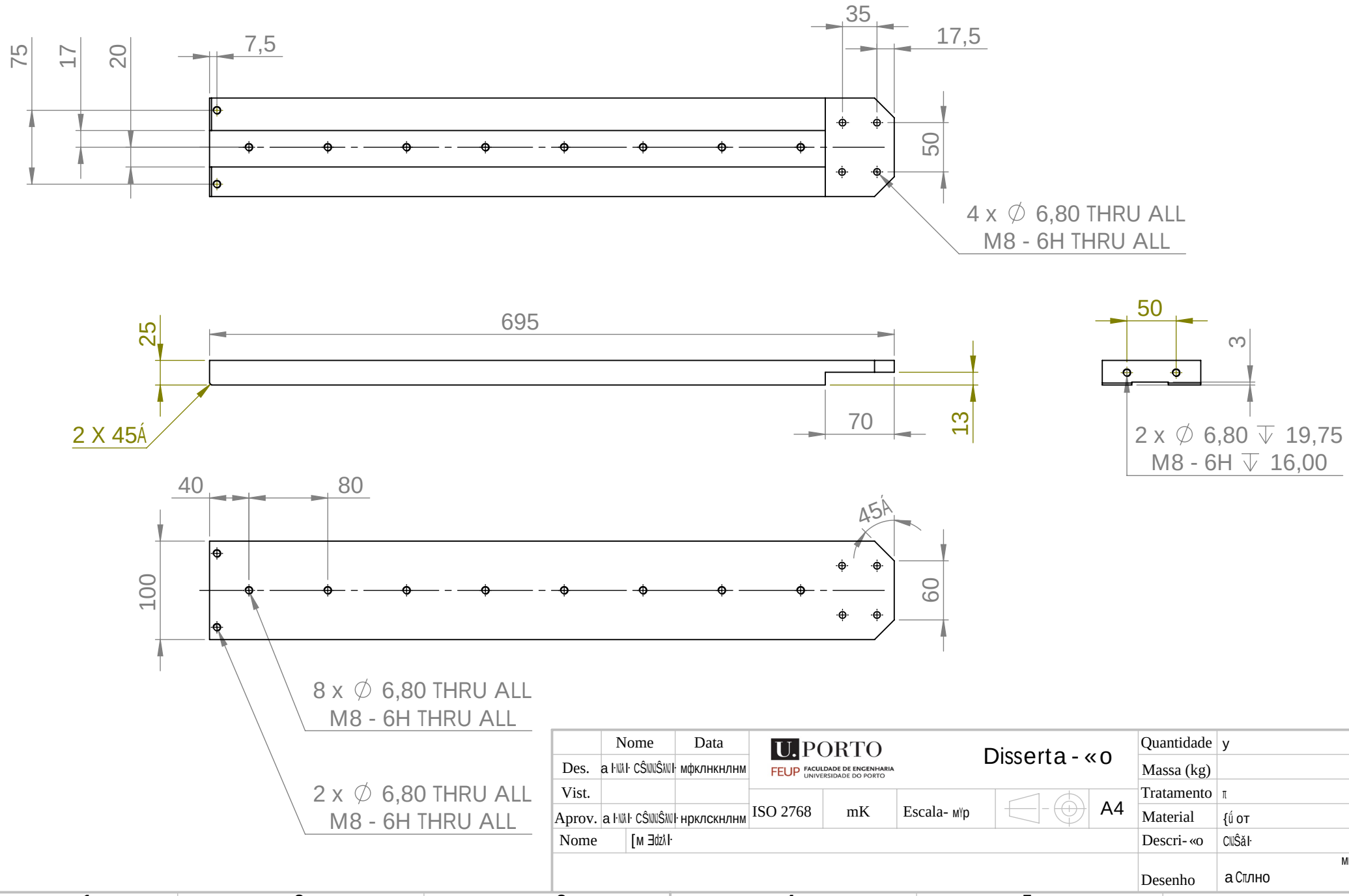






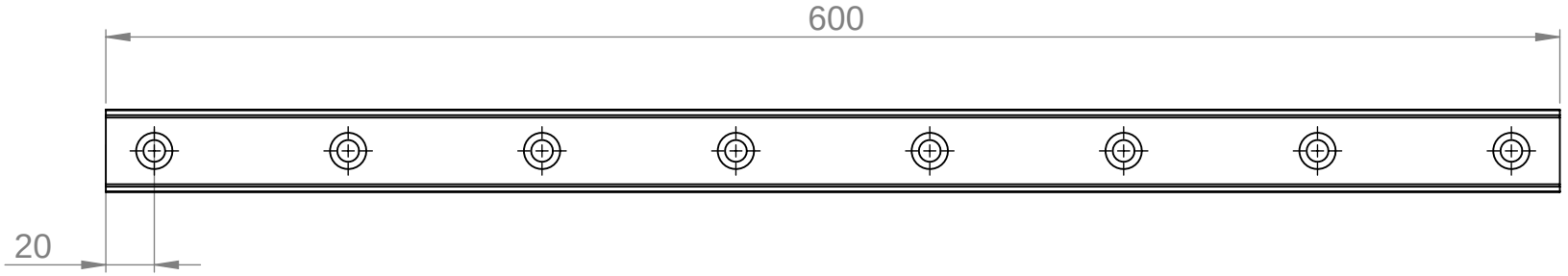
	Nome	Data						
Des.	a ⊦⌧⊦ CŜ⌧⌧Ŝ⌧⊦	мфклнкнлнм	U.PORTO FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA UNIVERSIDADE DO PORTO	Disserta - «o			Quantidade	y
Vist.							Massa (kg)	
Aprov.	a ⊦⌧⊦ CŜ⌧⌧Ŝ⌧⊦	нрклскнлнм	ISO 2768	mK	Escala- мŕр	A4	Tratamento	π
Nome	[н ∃dz⊦						Material	{ú от
							Descri- «o	C⌧Ŝă⊦
							Desenho	MKM a Cплнн

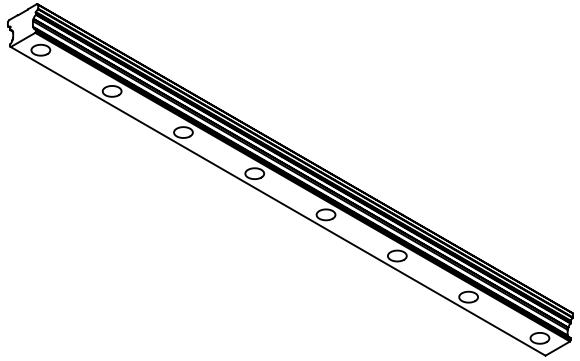
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.



	Nome	Data						
Des.	a I·ЮЛ· CŜЮЮŜЛЮ·	мфклнкнлнм	U.PORTO FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA UNIVERSIDADE DO PORTO	Disserta - «o			Quantidade	y
Vist.							Massa (kg)	
Aprov.	a I·ЮЛ· CŜЮЮŜЛЮ·	нрклскнлнм	ISO 2768	mK	Escala- мЎр	A4	Tratamento	π
Nome	[м ∃dzλ·I·						Material	{ú от
							Descri- «o	CЮŜă·
							Desenho	MKM a Cплно

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.

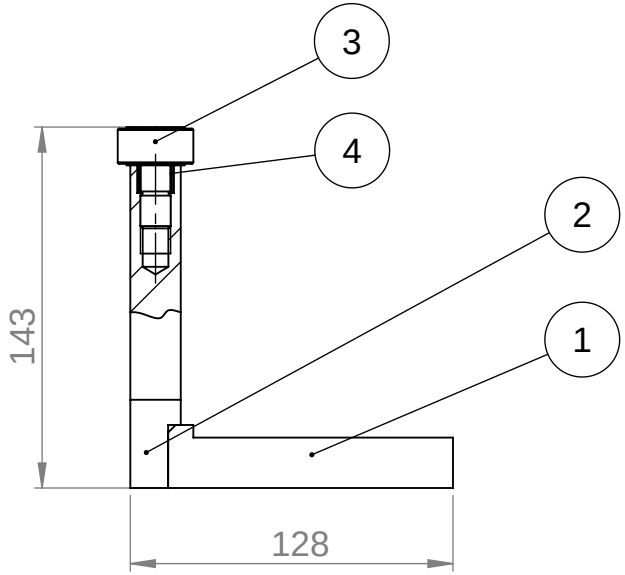


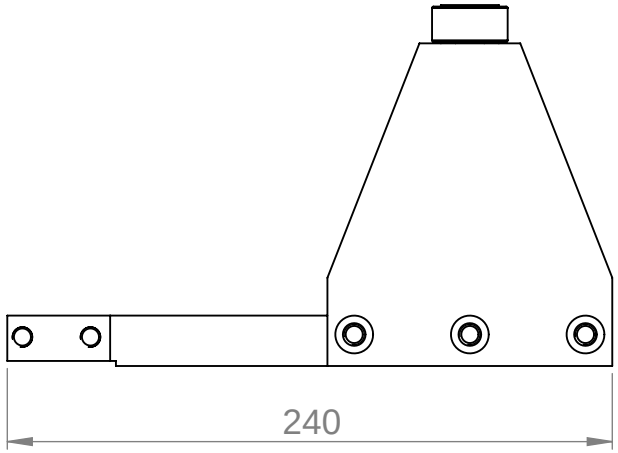


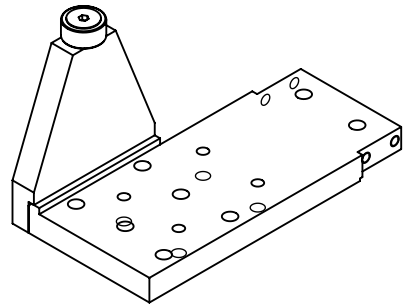
Material: Lb ! Y ¦ ±9opπ . π[π ² mπ±mπDнкслππнлкнл

	Nome	Data							
Des.	a I·NΛI· CŜNNŜΛNI·	лпклркнлнм	U.PORTO FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA UNIVERSIDADE DO PORTO	Disserta - «o				Quantidade	y
Vist.								Massa (kg)	
Aprov.	a I·NΛI· CŜNNŜΛNI·	нрклскнлнм	ISO 2768	mK	Escala- мΥмл		A4	Tratamento	π
Nome	∃dzΛI· слл LJI·NΛΰ							Descri- «o	/2Y'LJNI·
								Desenho	MKM a Cπлнс

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.



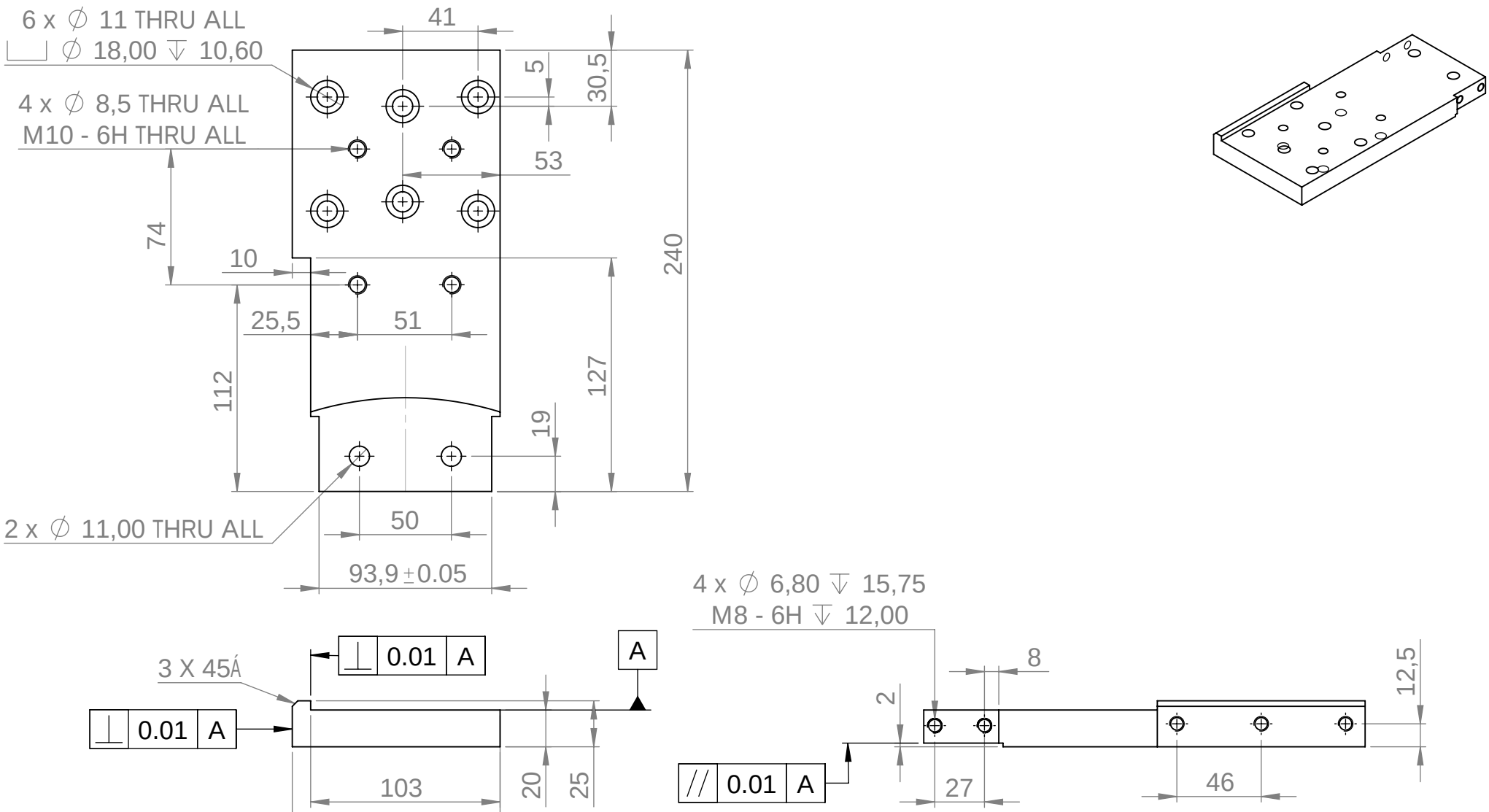




t2ăφ	b2YŜ	5Ŝăφ bô	a l·úŜ№λl·f	5ŜăÕ№λœń2	¢λLJ2	vúèφ	/ [
м	fм	**a Cплну**	/]пр	C№Ŝăl·		м	
н	fн	**a Cплнф**	/]пр	C№Ŝăl·		м	
о	]№олπLJLJ LJl·№ű	**Lb !**	Ywолπ t t	/2Ÿ LJ№l·		м	
п	/ l·ăljdzλfK2 Ywолπ t t	**a Cплол**	{űот	C№Ŝăl·		м	

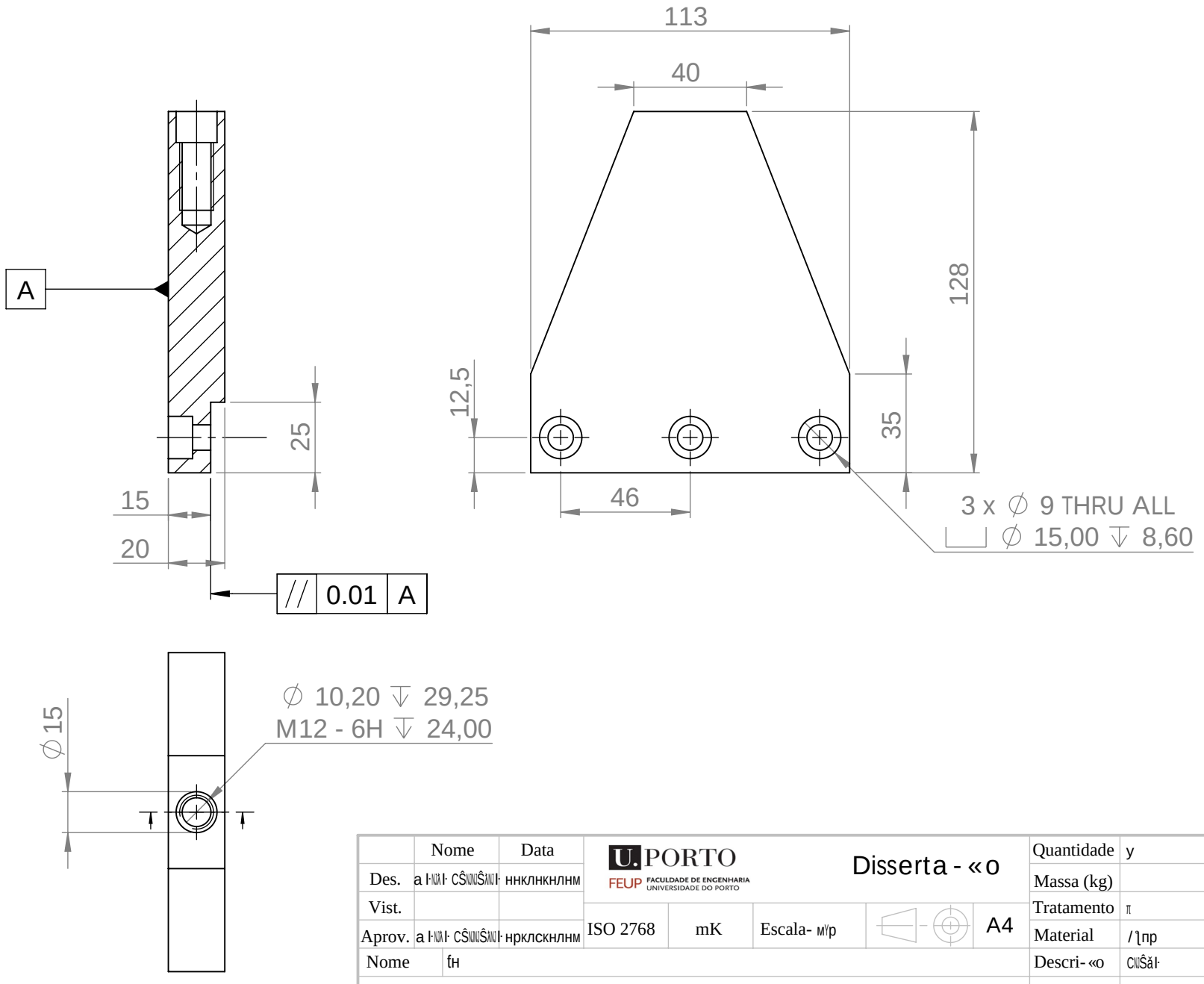
	Nome	Data						
Des.	a l·№λl· CŜ№№Ŝ№l·	мрклокнлнм	U.PORTO FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA UNIVERSIDADE DO PORTO	Disserta - «o			Quantidade	y
Vist.							Massa (kg)	
Aprov.	a l·№λl· CŜ№№Ŝ№l·	нрклскнлнм	ISO 2768	mK	Escala- мŸр	A4	Tratamento	π
Nome	tű2ú						Material	ǿl·№2ă
							Descri- «o	hҐλÕlyl·
							Desenho	мкм a Cплом

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.



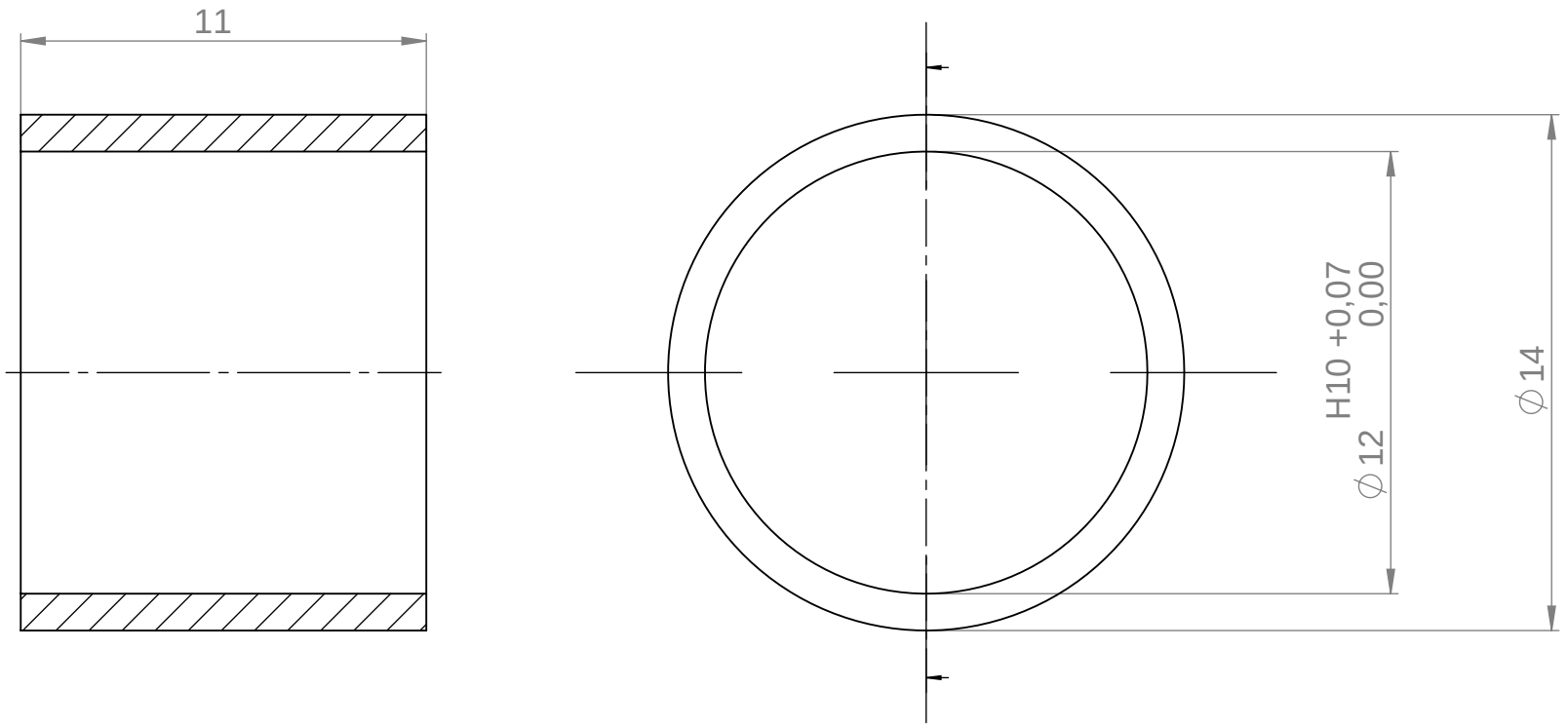
	Nome	Data						
Des.	a I·ÌÀI· CŜÌÀÙŜÀÙI·	мрклокнлнм	U.PORTO FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA UNIVERSIDADE DO PORTO	Disserta - «o			Quantidade	y
Vist.							Massa (kg)	
Aprov.	a I·ÌÀI· CŜÌÀÙŜÀÙI·	нрклскнлнм	ISO 2768	mK	Escala- мÝр	A4	Tratamento	π
Nome	fм						Material	/ļпр
							Descri- «o	CÌÙŜăł·
							Desenho	MKM a Cллну

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.



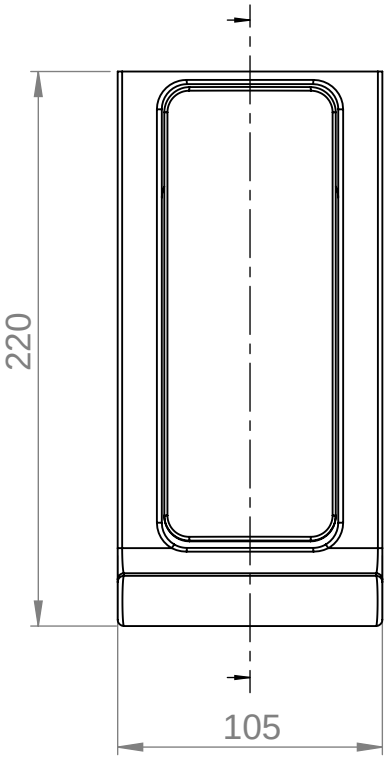
	Nome	Data						
Des.	a I·MA I· CŜMNŜMNI·	нннклнкнлнм	U.PORTO FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA UNIVERSIDADE DO PORTO	Disserta - «o			Quantidade	y
Vist.							Massa (kg)	
Aprov.	a I·MA I· CŜMNŜMNI·	нрклскнлнм	ISO 2768	mK	Escala- мŸр	A4	Tratamento	π
Nome	fн						Material	/ļпр
							Descri- «o	CMŜăI·
							Desenho	мкм a Cплнф

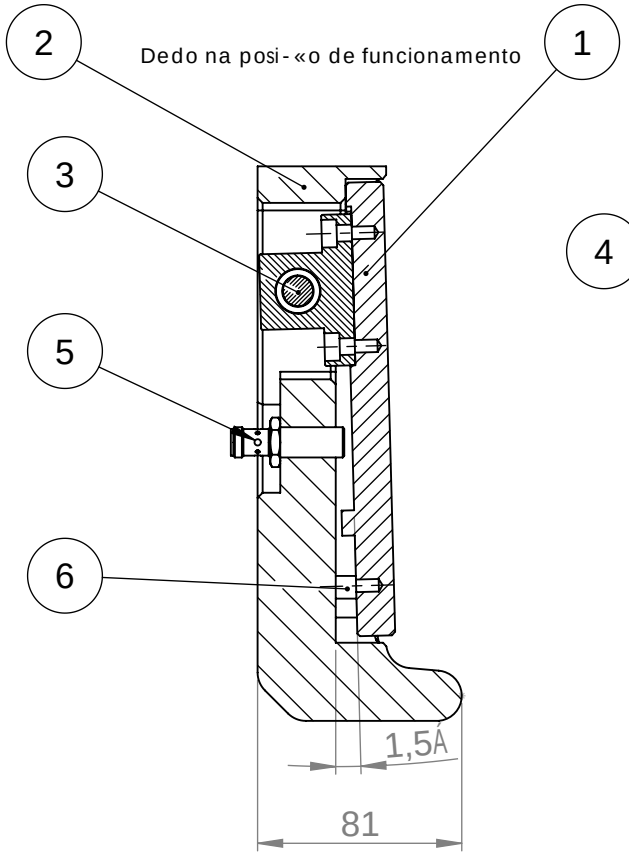
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.

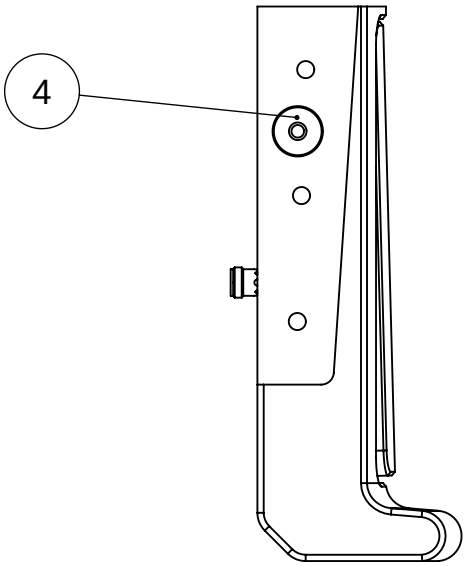


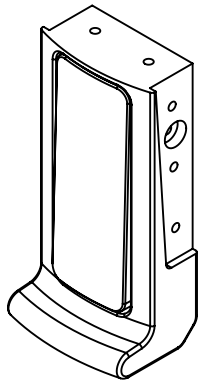
	Nome	Data							
Des.	a l·ÌÀÌ· CŜÌÀÙŜÀÙÌ·	локлокнлнм	U.PORTO FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA UNIVERSIDADE DO PORTO			Disserta - «o		Quantidade	y
Vist.								Massa (kg)	
Aprov.	a l·ÌÀÌ· CŜÌÀÙŜÀÙÌ·	нрклскнлнм	ISO 2768	mK	Escala- нŸм		A4	Tratamento	π
Nome	/ l·ăljdzÅ{K2 Ywолπ t t							Material	{úот
								Descri- «o	CÌÙŜăl·
								Desenho	MKM a Cπлол

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.





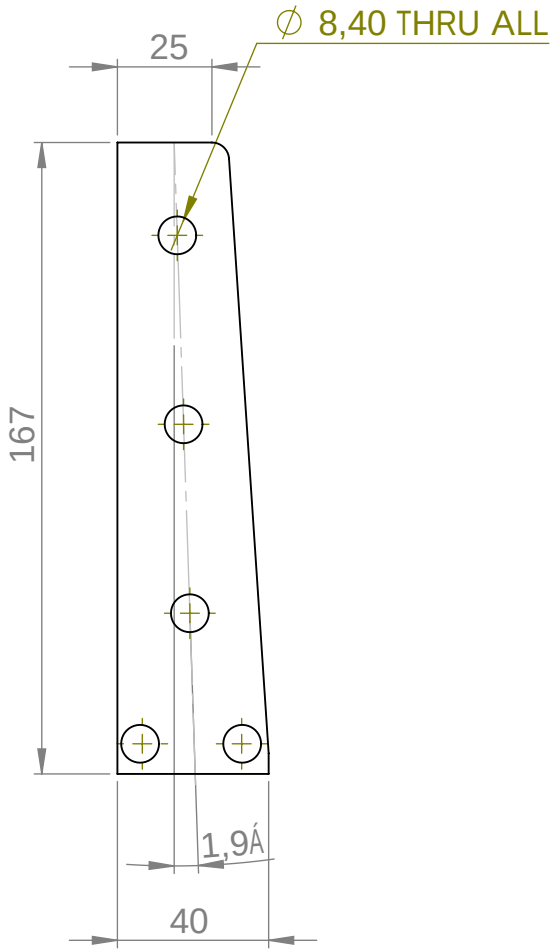


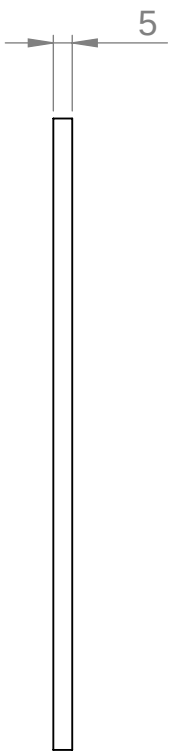


t2ăΦ	b2YŜ	5ŜăΦ bô	a l·ûŜNλl·f	5ŜăÔNλœń2	¢ʎLJ2	vüèΦ	/ [
м	aCπ5п	**aCπлоф**	±ŧNλ2ă	hŦλÔλyl·		м	
н	aCπ5p	**aCπпл**	!fрлуо	CNŜăl·		м	
o	aCπ5c	**aCπлпм**	Lbh· олп	CNŜăl·		м	
п	aCπ5т	**aCπлпр**	Lbh· олп	[l·ăŜN		н	
p	/ ! 5ψăüLJψăŜyă2N	**LaC**	{Ŝyă2N λyŘdzûλØ2 ay	/2YLJNl·		м	
c	aCπ5y	π	a2fl·	/2YLJNl·		н	

	Nome	Data						
Des.	al·NλI· CŜNNŜNNl·	нрклскнлнм	U.PORTO FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA UNIVERSIDADE DO PORTO	Disserta-«o			Quantidade	y
Vist.							Massa (kg)	
Aprov.	al·NλI· CŜNNŜNNl·	нсклскнлнм	ISO 2768	mK	Escala- мγp	A4	Tratamento	π
Nome	aCπ5ф						Material	±ŧNλ2ă
							Descri-«o	hŦλÔλyl·
							Desenho	aCπлпн MKM

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.





	Nome	Data						
Des.	a I·ÌÀI· CŜÌÀÙŜÀÙI·	мтклпкнлнм	U.PORTO FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA UNIVERSIDADE DO PORTO	Disserta - «o			Quantidade	мс
Vist.							Massa (kg)	
Aprov.	a I·ÌÀI· CŜÌÀÙŜÀÙI·	нрклскнлнм	ISO 2768	mK	Escala- мŸн	A4	Tratamento	π
Nome	/KI·LJI· ŘŜŘ2						Material	{úот
							Descri- «o	[I·ăŜÌÙ
							Desenho	MKM a Cπлоо

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.