

Sistema de subida e descida de coroas móveis em colunas de iluminação

Ricardo José Pinto Teixeira

Dissertação de Mestrado

Orientador na FEUP: Prof. José Esteves
Orientador na empresa: Eng.º José Figueira



Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Janeiro 2017

*Engineers use science to solve their problems
if science is available. But available or not, the problem must be solved,
and whatever form the solution takes under these conditions is called **engineering**.*
(Richard G. Budynas 2011)

Resumo

Este trabalho consiste na apresentação sequencial dos diversos passos inerentes ao projeto de um mecanismo, sendo neste caso um mecanismo de movimentação vertical de uma carga. Este mecanismo denomina-se de “Sobe e desce 2000 kg”, e é aplicado em torres de iluminação pública cuja coroa é móvel (carga) e não excede os 2000 kg. Esta mobilidade advém da necessidade de efetuar operações de manutenção nos aparelhos de iluminação.

Como auxílio à parte de dimensionamento, onde se efetuam os cálculos de resistência e se decide sobre as soluções construtivas a adotar, apresenta-se também uma parte de conteúdo teórico/técnico, onde se enumeram, entre outros temas, critérios de resistência de materiais. Existe ainda uma secção onde se apresenta e descreve informação sobre produtos semelhantes ao que se pretende criar.

É ainda apresentado uma variante do sistema Sobe e Desce 2000 kg, possibilitando a mobilidade deste sistema, não tendo de estar associado apenas a uma torre. Este aspeto é vantajoso no caso de uma instalação de múltiplas torres de iluminação, tal como em aeroportos e portos marítimos.

Deste trabalho resultam os desenhos em CAD 3D e os desenhos de definição 2D do mecanismo em questão e dos componentes individuais que o compõem, bem como todos os cálculos de dimensionamento executados para a definição dos mesmos.

Hoisting mechanism for high mast illumination towers

Abstract

The work presented throughout this report aims to describe the different stages of the mechanical design process. The machine being design here is a hoisting machine applied to public lighting towers, in which, the top part, called “mobile crown”, as to be moved down for maintenance operations, as lights substitution, or electric cable checking. The maximum weight that the mechanism being designed supports is 2000 kg. For that this machine is called “Sobe e desce 2000 kg”.

As an auxiliary part to the design process, where the calculations are explained and the different decisions are made, this report contains a technical/theoretical content in which are explained some subjects like stress analysis theories, material resistance concepts, fatigue-life methods, rules for design of specific components, among others.

Another main chapter of this report contemplates a view of some similar product already available on the market. The information obtained here is mostly for viewing what is currently being done in this area.

Further in this report, is presented an alternate model of the Sobe e Desce 2000 kg, one that can be portable, meaning that can serve multiple illumination towers. This is advantageous in places that have multiple towers installed, which are managed by the same company/owner, such as airports or seaports.

Aside the calculations made, the 2D definition drawings of the whole mechanism and its individual components are presented.

Agradecimentos

Agradeço à Steelpro por tornar possível a realização deste estágio, nomeadamente ao Eng.º José Figueira, que foi o principal responsável. A toda a equipa da Steelpro pelo apoio e disponibilidade que demonstraram durante tempo que lá passei.

Agradeço ao Prof. José Esteves, orientador de tese na FEUP, pela disponibilidade e ajuda ao longo de todo o semestre.

Agradeço ao Prof. Paulo Tavares de Castro, do departamento de Engenharia Mecânica da FEUP, pela ajuda que me forneceu nos conteúdos teóricos.

Agradeço, por fim, a todos os meus familiares e amigos que, direta ou indiretamente, contribuíram positivamente para a realização deste projeto.

Conteúdos

1	Introdução.....	2
1.1	Empresa – Steelpro.....	2
1.2	Enquadramento do projeto e motivação.....	3
1.3	Objetivos do projeto	4
1.3.1	Sistema sobe e desce (1000 kg).....	4
1.3.2	Sistema de cabos da coluna – Coroa móvel.....	5
1.4	Método seguido no projeto.....	6
1.5	Estrutura da dissertação	8
2	Conceitos teóricos.....	10
2.1	Resistência de materiais	10
2.2	Análise de Tensão em vigas – Flexão, Torsão e Esforço Transverso.....	11
2.2.1	Flexão	11
2.2.2	Esforço Transverso com Flexão	14
2.2.3	Torção	15
2.3	Concentração de tensões	17
2.3.1	Ressaltos em veios – Concentração de tensões.....	18
2.3.2	Escatéis – Concentração de tensões	21
2.4	Crítério de Tresca - Veios à flexão e torção	23
2.5	Crítério de Von Mises - Veios à flexão e torção.....	23
2.6	Dimensionamento de veios em rotação – Flexão e Torção	24
2.6.1	Tensão limite de fadiga modificada - <i>Se</i>	26
2.7	Chavetas – Dimensionamento	29
3	Produtos semelhantes no mercado	32
3.1	Anji Feiteng Lighting.....	32
3.2	Holophane.....	36
4	Sobe e desce 2000 kg	40
4.1	Classificação FEM.....	40
4.1.1	Forças no movimento vertical de cargas	42
4.2	Cabo de aço.....	44
4.3	Tambor.....	46
4.4	Escolha do Motoredutor	46
4.5	Transmissão por correntes entre o redutor e o tambor	52
4.5.1	Resistência da corrente – verificação	63
4.5.2	Comprimento da corrente – Entre eixo	66
4.5.3	Rodas dentadas.....	68
4.6	Fadiga	71
4.7	Veio S1.....	72
4.7.1	Chavetas no veio S1	78
4.8	Veio S2 (tambor)	80
4.8.1	Chavetas no veio S2.....	91
4.9	Casquilhos de apoio.....	91
4.10	Sistema de guiamento automático	94
4.10.1	Comprimento da corrente – Entre-eixo	98
4.11	Ligação ao exterior.....	98
4.12	Sistema de fim de curso.....	102
4.13	Outros Componentes	105
4.14	Aspeto geral e especificações.....	108
5	Unidade móvel/portátil.....	112
5.1	Sobe e desce – modificações	114
5.2	Limitador de carga + Ligação à coluna	115
5.3	Estrutura do carrinho.....	118
5.4	Vida à fadiga – nº de ciclos	119

6 Conclusões e perspectivas de trabalho futuro	124
Referências	126
ANEXO A:	128
ANEXO B:	132
B.1 Diagrama de momento torsor do veio S1	132
B.2 Diagrama de momento torsor do veio S1	135
ANEXO C: Desenhos	138

Índice de Figuras

Figura 1.1 – Logótipo da Steelpro, in http://www.steelpro.pt/gallery?lightbox=image_1cww , consultado em 2016-10-24, 12:24.	2
Figura 1.2 - Grua móvel - Projeto Steelpro, in http://www.steelpro.pt/gallery?lightbox=image_eab , consultado em 2016-10-24, 13:34.	2
Figura 1.3 - Ilustração da grua móvel - Projeto Steelpro, in http://www.steelpro.pt/gallery?lightbox=image_16yc , consultado em 2016-10-24, 13:35.	2
Figura 1.4 - Welding turning supports - Projeto Steelpro.....	3
Figura 1.5 - Desenhos ilustrativo do sistema sobe e desce (1000 kg) – produto Steelpro. ...	4
Figura 1.6 – Circuito do cabo de segurança – Steelpro.	5
Figura 1.7 – Ilustração de uma torre de iluminação com coroa circular.....	5
Figura 2.1 - Gráfico de dados obtidos através de um ensaio de tração, de um material dúctil (a) e de um material frágil (b), (Richard G. Budynas 2011).	10
Figura 2.2 - Ilustração de uma viga sujeita a flexão pura, (Richard G. Budynas 2011).	12
Figura 2.3 - Ilustração do estado de tensão na secção reta de uma viga à flexão, (Richard G. Budynas 2011).....	12
Figura 2.4 -Convenção de sinais para o momento fletor e esforço transversal, (Richard G. Budynas 2011).....	13
Figura 2.5 – Ilustração dos vetores momento de flexão para flexão nos planos xy e xz, by Cdang - Own work, CC BY-SA 3.0, https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=4770435	14
Figura 2.6 - Tensão de corte máxima para várias secções – Flexão com esforço transversal, (Richard G. Budynas 2011).	15
Figura 2.7 – Ilustração de veio à torção, (Richard G. Budynas 2011).	16
Figura 2.8 - Fator de concentração de tensão, K_t , para veios com ressalto à flexão, (Erik Oberg 2012).....	17
Figura 2.9 - Fator de concentração de tensão, K_{ts} , para veios com ressalto à torção, (Erik Oberg 2012).	18
Figura 2.10 – Caixa de retificação – Tipo E, retirado da norma DIN 509.	19
Figura 2.11 – Caixa de retificação – Tipo F, retirado da norma DIN 509.....	19
Figura 2.12 – Caixa de retificação – Tipo G, retirado da norma DIN 509.	19
Figura 2.13 – Caixa de retificação – Tipo H, retirado da norma DIN 509.	20

Figura 2.14 -Caixas de retificação – definição dos parâmetros geométricos, retirado da norma DIN 509.....	20
Figura 2.15 – Ilustração de uma transmissão por chaveta, in http://www.eliterestaurantequipment.com/hobart-hm2-304-key-transmission-gear-unit-models-a120-and-a200-parts-for-hobart-mixers.html , consultado em 2016-11-07, 08:23.....	21
Figura 2.16 – Distribuição da tensão equivalente de Von Mises num veio com escatel sujeito a torção (Xiaobin Le 2013).....	21
Figura 2.17 - Distribuição da tensão de corte num veio com escatel sujeito a torção (Xiaobin Le 2013).....	22
Figura 2.18 – Distribuição da tensão equivalente de Von Mises num veio com escatel sujeito a flexão (Xiaobin Le 2013).....	22
Figura 2.19 – Distribuição da tensão normal num veio com escatel sujeito a flexão (Xiaobin Le 2013).....	22
Figura 2.20 – Diagrama de fadiga – Comparação de critérios de resistência, (Richard G. Budynas 2011).....	26
Figura 2.21 - Curvas S-N - aços (escala logarítmica na base 10).	27
Figura 2.22 - Gráfico da tensão limite de fadiga versus a tensão de rotura, (Richard G. Budynas 2011).....	29
Figura 2.23 - Ilustração esquemática de uma chaveta DIN 6885-1, in.....	30
Figura 3.1 – Sistema de elevação da empresa Feiteng com um tambor, in http://www.feiteng.com.cn/doce/rcxx.asp?index_x=2 , consultado em 2016-10-19, 12:11.....	33
Figura 3.2 - Sistema de elevação da empresa Feiteng com dois tambores, in http://www.feiteng.com.cn/doce/rcxx.asp?index_x=2 , consultado em 2016-10-19, 12:12.....	33
Figura 3.3 - Sistema de elevação da empresa Feiteng com dois sistemas de elevação independentes, in http://www.feiteng.com.cn/doce/rcxx.asp?index_x=2 , consultado em 2016-10-19, 12:12.....	34
Figura 3.4 – Ilustração dos vários sistemas de elevação da empresa Anji Feiteng Lighting (Feiteng 2012).	34
Figura 3.5 – Acionamento com motor integrado da empresa Feiteng, in http://www.feiteng.com.cn/doce/pro_detail.asp?P_ID=61&c_ID=9&prname=Double%20lifter&prname1=&prname2=&index_x=2 , consultado em 2016-10-19, 13:07.....	35
Figura 3.6 – Acionamento por motor móvel da empresa Feiteng, in http://www.feiteng.com.cn/doce/pro_detail.asp?P_ID=84&c_ID=11&prname=Drive%20Motor&prname1=Protatable%20drive&prname2=&index_x=2 , consultado em 2016-10-19, 13:05.....	35
Figura 3.7 – Solução construtiva da empresa Anji Feiteng Lighting para a coroa móvel (Feiteng 2012).	35

Figura 3.8 – Sistema totalmente portátil de acionamento da Holophane - gama HMS (Holophane 2006).....	36
Figura 3.9 – Sistema de motor portátil da Holophane – gama HMS (Holophane 2006)....	37
Figura 3.10 – Sistema de elevação totalmente integrado da Holophane – gama HMS (Holophane 2006).....	37
Figura 3.11 – Sistema de guiamento no topo da torre da Holophane – gama HMS (Holophane 2006).....	38
Figura 3.12 – Sistema totalmente portátil de acionamento da Holophane - gama LMS (Holophane 2008).....	38
Figura 3.13 - Sistema de guiamento no topo da torre da Holophane – gama LMS (Holophane 2008).	39
Figura 4.1 – Coeficiente dinâmico – FEM, (FEM 1998).....	43
Figura 4.2 – Ilustração da montagem das blindagens no redutor.....	47
Figura 4.3 - Ilustração da solução construtiva para alojamento do tambor nas blindagens laterais.	48
Figura 4.4 - Ilustração do cerra cabo.....	48
Figura 4.5 - Motoredutor selecionado - VFR 150_168.....	51
Figura 4.6 - Ilustração de uma corrente dupla, (IWIS 2011).....	52
Figura 4.7 - Ilustração da seção reta de uma roda para correntes duplas, (IWIS 2011).	52
Figura 4.8 - Ilustração da solução proposta para a transmissão intermédia.	52
Figura 4.9 - Diagrama de desempenho de correntes DIN 8187, (IWIS 2011).	54
Figura 4.10 - Ilustração do efeito de um pinhão com poucos dentes numa corrente, (IWIS 2011).	55
Figura 4.11 – Gráfico de lubrificação de correntes, (IWIS 2011).....	57
Figura 4.12 - Lubrificação da corrente, aplicação manual, (IWIS 2011).	57
Figura 4.13 - Diagrama de desempenho de correntes DIN 8187, modificado(1), (IWIS 2011)	58
Figura 4.14 - Diagrama de desempenho de correntes DIN 8187, modificado(2), (IWIS 2011).	60
Figura 4.15 – Ilustração de uma corrente dupla DIN 8187, (IWIS 2011).	62
Figura 4.16 - Diagrama de desempenho de correntes DIN 8187, modificado(3), (IWIS 2011).	62
Figura 4.17 – Solução de aperto do redutor na blindagem lateral.....	67

Figura 4.18 - Secção de corte da roda dentada, (IWIS 2011).....	68
Figura 4.19 - Desenho do perfil do dentado das rodas da transmissão por corrente, (IWIS 2011).	69
Figura 4.20 – Desenho 3D do pinhão Z1.	70
Figura 4.21 – Desenho 3D da roda Z2.	70
Figura 4.22 - Desenho 3D da transmissão por corrente.	71
Figura 4.23 - Ilustração do escatel no veio oco do redutor. Dimensões do veio oco, (Bonfiglioli 2014).....	72
Figura 4.24 - Secção resistente do veio S1.	73
Figura 4.25 - Desenho de conjunto no veio S1.	74
Figura 4.26 - Diagrama de esforço transverso no veio S1.....	75
Figura 4.27 - Diagrama de momento fletor no veio S1.	75
Figura 4.28 – Ilustração do posicionamento da força vertical exercida no veio S2 devido à carga	80
Figura 4.29 – Ilustração do posicionamento das forças radiais exercida no veio S2 devido à transmissão por corrente.	81
Figura 4.30 – Carregamento no veio S2.	81
Figura 4.31 - Diagrama de esforço transverso no veio S2, 1º caso de carregamento.	82
Figura 4.32 – Diagrama de momentos fletores no veio S2, 1º caso de carregamento.	82
Figura 4.33 – Diagrama de esforço transverso no veio S2, 2º caso de carregamento.	83
Figura 4.34 - Diagrama de momentos fletores no veio S2, 2º caso de carregamento.....	83
Figura 4.35 - Ilustração dos escatéis para as chavetas das rodas Z2 (1).	86
Figura 4.36 - Ilustração dos escatéis para as chavetas das rodas Z2 (2).	87
Figura 4.37 - Ilustração dos locais de concentração de tensão no veio S2.	87
Figura 4.38 – Diagrama de momentos fletores no veio S2, 1º caso de carregamento (2). .	89
Figura 4.39 - Diagrama de momentos fletores no veio S2, 2º caso de carregamento (2)...	89
Figura 4.40 - Ilustração das dimensões de um casquilho, ISO 3547.	92
Figura 4.41 - Curva do desgaste entre o casquilho e o veio de aço S2. Movimento de rotação e de oscilação. Retirado do catálogo da empresa Igus.	93
Figura 4.42 - Ilustração do sistema de enrolamento automático do cabo de aço - componentes principais.....	95

Figura 4.43 – Ilustração da composição da cabeça guia - 1.	95
Figura 4.44 - Ilustração da composição da cabeça guia - 2.	96
Figura 4.45 - Ilustração de uma corrente DIN 8187, (IWIS 2011).	97
Figura 4.46 – Ilustração da ligação aparafusada entre as blindagens laterais do mecanismo e a estrutura de ligação ao exterior.	99
Figura 4.47 - Estrutura de ligação ao exterior.	99
Figura 4.48 – Reações nos apoios do veio S2 em situação de não funcionamento e com a carga numa posição extrema.	100
Figura 4.49 – Ilustração da blindagem lateral. Posicionamento dos esforços.	100
Figura 4.50 – Ilustração do sistema de fim de curso (1).	103
Figura 4.51 - Ilustração do sistema de fim de curso (2).	103
Figura 4.52 – Ilustração do atuador eletromecânico e da respetiva chapa de apoio.	104
Figura 4.53 - Ilustração do batente.	104
Figura 4.54 – Ilustração da ligação da chapa móvel às blindagens laterais e das molas de posicionamento.	105
Figura 4.55 - Ilustração do movimento da chapa guia.	105
Figura 4.56 – Posicionamento dos cilindros espaçadores.	106
Figura 4.57 – Ilustração da fixação dos cilindros espaçadores.	106
Figura 4.58 – Ilustração da ligação aparafusada entre a chapa e as blindagens.	106
Figura 4.59 – Ilustração da chapa de cobertura frontal.	107
Figura 4.60 – Tampa a.	107
Figura 4.61 – Tampa b.	107
Figura 4.62 – Ilustração do tirante de ligação entre as blindagens e as tampas laterais. ..	108
Figura 4.63 – Ilustração da ligação entre o tirante, as blindagens e as tampas de cobertura lateral.	108
Figura 4.64 – Desenho em CAD 3D do mecanismo sobe e desce 2000 kg.	109
Figura 4.65 - Desenho em CAD 3D do mecanismo sobe e desce 2000 kg (tampas frontal e laterais removidas).	109
Figura 5.1 – Ilustração da abertura lateral no fundo de uma torre de iluminação.	112
Figura 5.2 – Ilustração da abertura lateral no fundo da torre e da roldana de apoio do cabo de aço.	112

Figura 5.3 - Ilustração do projeto do carrinho desenvolvido.....	113
Figura 5.4 – Mecanismo sobe e desce 2000 kg adaptado para ser montado no carrinho portátil.....	114
Figura 5.5 – Ilustração das chapas de proteção.....	114
Figura 5.6 - Ilustração dos furos de ligação na blindagem lateral - carrinho.....	115
Figura 5.7 – Estrutura de ligação à torre – carrinho.....	115
Figura 5.8 – Cantoneira de posicionamento.....	115
Figura 5.9 – Sistema de limitador de carga + ligação à torre – carrinho.....	116
Figura 5.10 – Ilustração tridimensional das molas tubulares.....	116
Figura 5.11 – Dimensões das molas tubulares.....	116
Figura 5.12 - Gráfico de resistência das molas tubulares.....	117
Figura 5.13 – Posicionamento do parafuso de atuação do sistema limitador de carga.....	117
Figura 5.14 – Ilustração da ligação entre o sistema limitador de carga e o mecanismo sobe e desce.....	117
Figura 5.15 - Estrutura de apoio do carrinho.....	118
Figura 5.16 – Ligações aparafusadas entre o sobe e desce e a estrutura do carrinho móvel.....	118
Figura 5.17 – Ilustração das ligações aparafusadas entre o sobe e desce e a estrutura do carrinho móvel.....	119
Figura A.1 - Página web da empresa NCM - produto CityFar, in http://www.ncm.it/en/high-masts-mobile-crown-cityfar.php , consultado em 2016-10-04, 11:46.....	128
Figura A.2 - Página web da empresa NCM - produto MegaFar, in http://www.ncm.it/en/high-masts-mobile-crown-megafar.php , consultado em 2016-10-04, 11:44.....	129
Figura A.3 - Propriedades mecânicas de parafusos (Meerkamm 2014).....	130
Figura B.1 – Ilustração dos binários transmitidos no veio S1 – Distâncias e pontos de referência.....	132
Figura B.2 - Diagrama de momento torsor no veio S1.....	134
Figura B.3 - Ilustração dos binários transmitidos no veio S2 – Distâncias e pontos de referência.....	135
Figura B.4 - Diagrama de momento torsor no veio S2.....	137

Índice de Tabelas

Tabela 2.1 - Parâmetros a e b para o fator k_a , (Richard G. Budynas 2011).....	27
Tabela 2.2 - Fator de temperatura, k_d , (Richard G. Budynas 2011).....	28
Tabela 4.1 – Grupo de classificação dos mecanismos, (FEM 1998).	40
Tabela 4.2 - Cálculo do tempo total de utilização do mecanismo - FEM.....	41
Tabela 4.3 -Classe de utilização para mecanismos, (FEM 1998).	41
Tabela 4.4 – Classes de espectro de carga, (FEM 1998).	41
Tabela 4.5 – Guia para a classificação do grupo do mecanismo, (FEM 1998).	42
Tabela 4.6 – Valores de vh para estimar o coeficiente dinâmico, (FEM 1998).....	43
Tabela 4.7 – Cálculo do coeficiente dinâmico - ψ	43
Tabela 4.8 – Coeficiente de amplificação, (FEM 1998).	43
Tabela 4.9 – Cálculo do diâmetro do cabo de aço – FEM.....	45
Tabela 4.10 - Fator de segurança do cabo de aço - Z_p , (FEM 1998).	45
Tabela 4.11 - Propriedades gerais do cabo de aço selecionado – HD 8 k, retirado do catálogo da Oliveira.	45
Tabela 4.12 - Propriedades mecânicas do cabo de aço selecionado – HD 8 k, retirado do catálogo da Oliveira.	46
Tabela 4.13 - Coeficiente H para escolha do diâmetro do tambor, (FEM 1998).	46
Tabela 4.14 - Larguras dos redutores VFR (Bonfiglioli), valores retirados do catálogo do fornecedor.	47
Tabela 4.15 - Características do tambor de enrolamento.....	48
Tabela 4.16 - Cálculo do número de camadas necessárias para o enrolamento total do cabo de aço.	48
Tabela 4.17 - Parâmetros estimados para a escolha do motoredutor ($r = 2,5$).	49
Tabela 4.18 – Parâmetros a garantir no tambor.....	50
Tabela 4.19 - Parâmetros dos redutores da Bonfiglioli (gama VF e VFR), (Bonfiglioli 2014).	50
Tabela 4.20 - Características do redutor escolhido - VFR150_168, (Bonfiglioli 2014). ...	50
Tabela 4.21 - Propriedades relevantes do motor elétrico selecionado – BN 100LA 4.....	51
Tabela 4.22 - Propriedades relevantes do redutor selecionado – VFR 150_168.	51

Tabela 4.23 - British Standard Chains DIN 8187 - Correntes duplas - Características, (IWIS 2011).	53
Tabela 4.24 - Coeficiente de influência 1,(IWIS 2011).....	55
Tabela 4.25 – Coeficiente de influência 2, (IWIS 2011).	55
Tabela 4.26 - Coeficiente de influência 3, (IWIS 2011).....	55
Tabela 4.27 – Fator de choque Y, in https://knowledge.autodesk.com/support/inventor-products/learn-explore/caas/CloudHelp/cloudhelp/2017/ENU/Inventor-Help/files/GUID-F7B55633-DDE2-4740-A642-8E2099E3A031-htm.html , consultado em 2/12/2016, 09h00.	56
Tabela 4.28 - Coeficiente de influência 4, (IWIS 2011).....	56
Tabela 4.29 – Coeficiente de influência 5, (IWIS 2011).	57
Tabela 4.30 – Parâmetros do mecanismo para a pré-escolha da corrente de transmissão..	58
Tabela 4.31 - Corrente M 1611 16B DIN 8187 – Propriedades.....	59
Tabela 4.32 – Parâmetros da transmissão pré-escolhida.	59
Tabela 4.33 - Coeficientes de influência, 1ª iteração.	60
Tabela 4.34 - Corrente M 2012 20B DIN 8187 – Propriedades.....	60
Tabela 4.35 – Parâmetros da transmissão, 1ª iteração.	61
Tabela 4.36 - Coeficientes de influência, verificação.	61
Tabela 4.37 – Valores obtidos do cálculo de resistência – Corrente de transmissão.....	64
Tabela 4.38 – Fator p_v para o cálculo da pressão de contacto entre elos da corrente, (IWIS 2011).	64
Tabela 4.39 – Friction travel factor – λ , (IWIS 2011).	65
Tabela 4.40 – Velocidade de rotação e binário máx. em S1 e S2.	65
Tabela 4.41 – Cálculo da velocidade média do movimento da carga de trabalho.	65
Tabela 4.42 -- Fator para o entre eixo – Comprimento da corrente, (IWIS 2011).....	66
Tabela 4.43 – Cálculo do entre eixo das rodas da transmissão por corrente.	67
Tabela 4.44 – Parâmetros para o desenho das rodas dentadas DIN 8187 e DIN 8154, (IWIS 2011).	68
Tabela 4.45 - Nº de ciclos dos veios S1 e S2.....	72
Tabela 4.46 -Propriedades mecânicas do aço Ck45.....	73
Tabela 4.47 - Propriedades mecânicas do aço 34 CrNiMo 6.	73
Tabela 4.48 – Cálculo da tensão equivalente máxima no veio S1.	76

Tabela 4.49 – Coeficientes de concentração de tensão no veio S1.	77
Tabela 4.50 – Verificação da resistência à fadiga do veio S1 – Escolha do aço.....	78
Tabela 4.51 - Propriedades mecânicas do aço inoxidável AISI 304.....	78
Tabela 4.52 - Dimensões da chaveta do redutor.	79
Tabela 4.53 - Dimensões da chaveta nos pinhões Z1.	79
Tabela 4.54 – Esforços no veio S2	84
Tabela 4.55 – Estado de tensão na secção 2 do veio S2 – verificação de resistência – Aço F10.....	85
Tabela 4.56 - Fatores de concentração de tensões no veio S2.....	88
Tabela 4.57 - Esforços locais - Veio S2 - Concentração de tensões.	88
Tabela 4.58 - Verificação da resistência à fadiga do veio S2.....	90
Tabela 4.59 - Dimensões da chaveta nas rodas Z2.	91
Tabela 4.60 - Propriedades do casquilho de apoio do veio S2. Informação retirada do catálogo da empresa Iigus.....	92
Tabela 4.61 - Dimensões do casquilho selecionado, retirado do catálogo da empresa Iigus.	92
Tabela 4.62 - Propriedades da corrente da transmissão do sistema de enrolamento automático, (IWIS 2011).	97
Tabela 4.63 – Propriedades relevantes do parafuso M20 ISO 4017, (Meerkamm 2014).	101
Tabela 5.1 - Cálculo do tempo total de utilização do mecanismo no carrinho – múltiplas torres - FEM.....	120
Tabela 5.2 - Propriedades mecânicas do aço FR3 - 34 CrNiMo 6 ($d < 100 \text{ mm}$).....	120
Tabela 5.3 - Verificação da resistência à fadiga do veio S1 – Escolha do aço (carrinho).	121
Tabela 5.4 - Verificação da resistência à fadiga do veio S2 (carrinho).	122
Tabela C.1 - Listagem de peças.....	139

1 Introdução

1.1 Empresa - Steelpro



Figura 1.1 – Logótipo da Steelpro, in http://www.steelpro.pt/gallery?lightbox=image_1cww, consultado em 2016-10-24, 12:24.

	Steelpro – Industrial Engineering, Lda.
	www.steelpro.pt
	steelpro@steelpro.pt
	+351 932 111 046

A Steelpro surge no início de 2012 com o objetivo de dar resposta às necessidades de projeto, fabrico e comercialização de máquinas industriais de carácter especializado. Atua nas diversas fases do projeto de equipamentos industriais, começando pela conceção, especificação de equipamentos, acompanhamento de fornecedores, passando pela montagem final e indo até à fase final de ensaios.

A empresa desenvolve e fornece equipamentos individuais ou soluções completas de linhas dedicadas ao fabrico totalmente automatizado de colunas cónicas e octogonais para iluminação pública.



Figura 1.2 - Grua móvel - Projeto Steelpro, in http://www.steelpro.pt/gallery?lightbox=image_eab, consultado em 2016-10-24, 13:34.

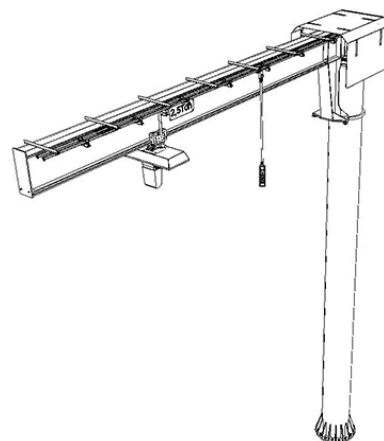


Figura 1.3 - Ilustração da grua móvel - Projeto Steelpro, in http://www.steelpro.pt/gallery?lightbox=image_16yc, consultado em 2016-10-24, 13:35.

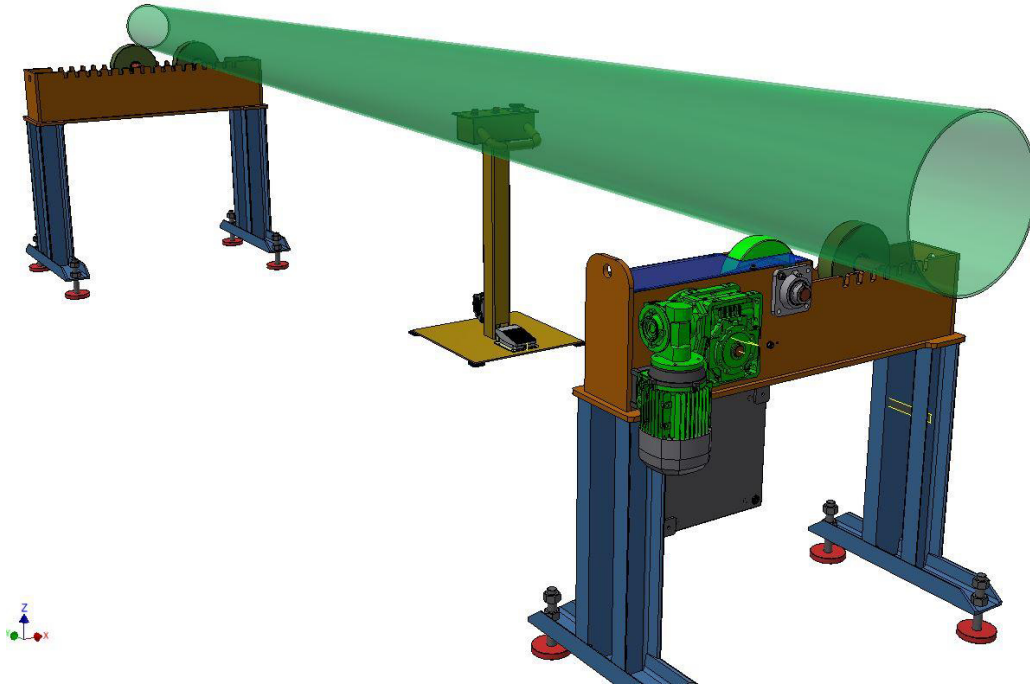


Figura 1.4 - Welding turning supports - Projeto Steelpro.

Apresenta-se nas figuras 1.2, 1.3 e 1.4 dois projetos feitos pela empresa, onde se mostra o projeto e produto final de uma grua móvel e o projeto de uma estação de viragem de colunas para soldadura das mesmas.

Estando já presente no domínio das colunas de iluminação, nasce a necessidade do projeto de criação de um sistema que permita a subida e descida controlada das coroas móveis nas colunas. A empresa produz e disponibiliza dois conceitos do sistema denominado por “Sobe e desce”, um integrado na própria torre de iluminação, e outro portátil montado num carrinho independente. Os sistemas já produzidos limitam-se a cargas inferiores a 1000 kg, e a alturas inferiores a 40 m.

1.2 Enquadramento do projeto e motivação

Este projeto de tese de mestrado em ambiente empresarial nasce da vontade do autor em acumular experiência desde cedo na área de projeto de estruturas e máquinas, no âmbito da engenharia mecânica. Como tese de dissertação do mestrado em projeto e construção mecânica, ramo do curso do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, este projeto é bastante pertinente dado que permite incorporar várias matérias e assuntos abordados durante todo o curso, entre eles, a aplicação de conhecimentos de mecânica dos sólidos, mecânica da fratura, conceção e fabrico, etc.

Este projeto tem também como objetivo, para além do desenvolvimento de um sistema mecânico em si, a familiarização do autor com o mundo empresarial. A Steelpro, como empresa direcionada para o projeto, conceção e fabrico de máquinas para aplicação na indústria metalomecânica, permite o contacto constante com os problemas aliados ao projeto e dimensionamento de máquinas, permitindo desse modo a aprendizagem por contacto direto com o mundo empresarial.

1.3 Objetivos do projeto

Este projeto tem com objetivo a criação de uma máquina de elevação de coroas móveis em colunas de iluminação, designado por “sistema sobe e desce”. Este sistema deve ser baseado nos produtos previamente disponibilizados pela empresa. O projeto da maioria dos componentes deve ser feito de raiz, tomando especial atenção à normalização seguindo normas europeias e/ou nacionais. Deste projeto faz ainda parte a criação de um carrinho de mão para o acoplamento do sistema sobe e desce, permitindo assim a portabilidade do sistema e a possibilidade de servir várias colunas de iluminação. O dimensionamento dos vários componentes que constituem o sistema em questão deve ser feito tendo em mente os processos de fabrico adequados e sugeridos pela empresa.

1.3.1 Sistema sobe e desce (1000 kg)

Neste subcapítulo analisa-se o sistema sobe e desce já produzido pela empresa Steelpro que serviu como base para a criação do novo sistema. Como já foi dito, este sistema sobe e desce é usado para coroas móveis com peso inferior ou igual a 1000 kg e para colunas com alturas inferiores a 40 m. Por outro lado, o novo sistema será aplicado a coroas móveis com pesos até 2000 kg e para colunas de iluminação até 50 m de altura, pelo que necessitará de ser dimensionado para tal. No entanto existem características que permanecerão iguais ao modelo de 1000 kg, o qual se mostra na Figura 1.5.

Do sistema de 1000 kg deverá ser adotada a mesma configuração, ou seja, o alinhamento vertical do conjunto motor mais redutor com o tambor de enrolamento do cabo, para que seja facilitada a montagem do sistema global dentro da respetiva torre, sendo que terá de ser tomada atenção ao atravancamento global do sistema, de acordo com o tamanho das portinholas das torres. Devido a esta montagem, a transmissão de binário entre o redutor e o tambor será feita através de um sistema de transmissão por correntes. O sistema de fim de curso não será alterado, sendo feito através do acionamento de dois mecanismos eletrónicos, um em cada lado do sistema. Por fim será também incluído um sistema de guiamento do cabo, permitindo assim um correto enrolamento do cabo no tambor. Todos estes pressupostos e outros serão referidos aquando da análise do sistema criado.

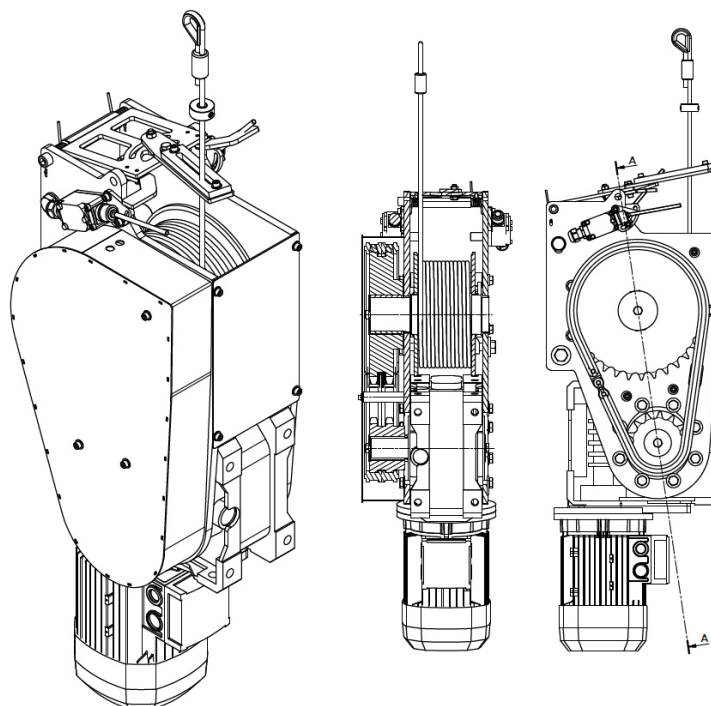


Figura 1.5 - Desenhos ilustrativo do sistema sobe e desce (1000 kg) – produto Steelpro.

1.3.2 Sistema de cabos da coluna - Coroa móvel

O sistema de cabos é crucial para o bom e seguro funcionamento deste mecanismo, pois é este que liga o sistema sobe e desce à coroa móvel. Desta forma o sistema de cabos é composto por dois sistemas de cabo, sendo um o cabo de segurança, que é o circuito ilustrado na Figura 1.6, e o outro o cabo de elevação, que faz a ligação entre o conector e o sistema sobe e desce. A partir do conector (parte superior) ligam-se 3 cabos que fazem a ligação entre este e a coroa móvel no topo da coluna.

Este sistema está pensado para que a rotura, a ocorrer, ocorra no cabo que liga o sistema sobe e desce ao conector (cabo do tambor de enrolamento), mas nunca se dê nos cabos que ligam o conector à coroa, e por essa razão é que se usam 3 distintos, de maneira a diminuir ainda mais tais probabilidades. É então aqui que entra em ação o sistema de segurança, que na eventualidade de rotura, interrompe o movimento da coroa através do “fixador” (ver Figura 1.6). Este aparelho deteta a variação de velocidade (dado que a coroa entra em queda livre) e faz com que o cabo de segurança seja travado, travando assim o conector, que por sua vez trava a coroa.

Na Figura 1.7 ilustra-se o topo e a base de uma torre de iluminação. A coroa móvel representada é do tipo circular, fornecendo assim iluminação em 360°. No entanto existem diversas configurações, pelo que o sistema de cabos irá variar conforme a configuração da coroa.

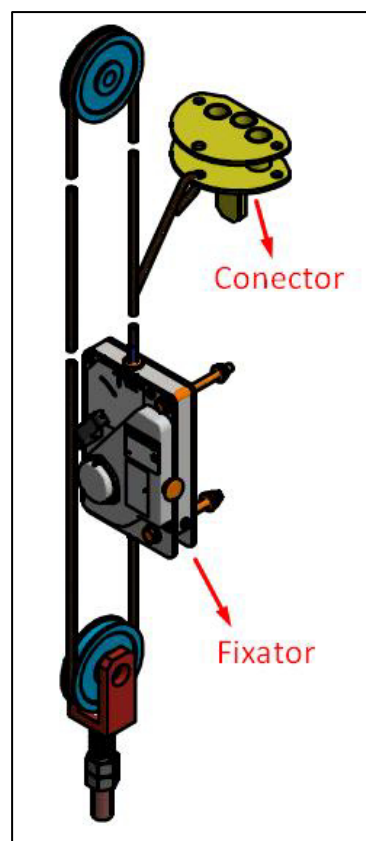


Figura 1.6 – Circuito do cabo de segurança – Steelpro.

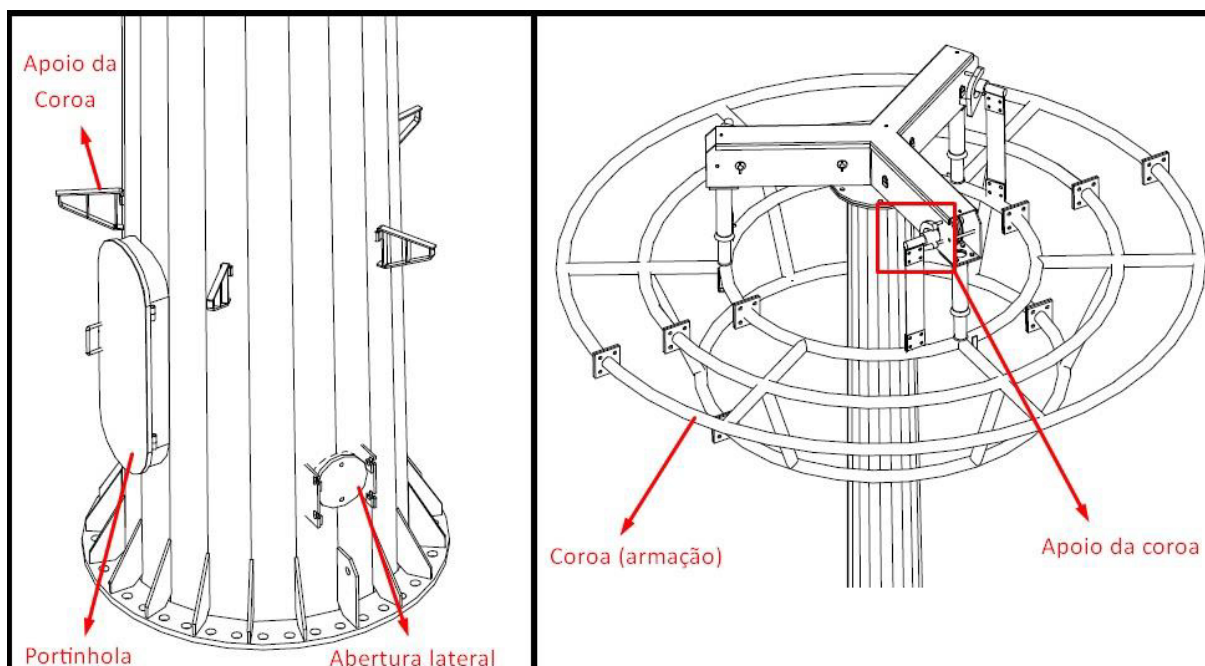


Figura 1.7 – Ilustração de uma torre de iluminação com coroa circular.

1.4 Método seguido no projeto

Como tese de mestrado realizada em ambiente empresarial, este projeto toma contornos semelhantes a um estágio empresarial, onde o estagiário desenvolve o trabalho diário no local de atividade da empresa.

Assim sendo, as primeiras duas a três semanas foram de familiarização com o local de trabalho e com o produto sobre o qual este trabalho incidirá, já que, como já foi referido, o desenvolvimento deste projeto será em parte baseado num produto já disponibilizado pela empresa [1ª fase].

Posteriormente, depois de definida a estratégia a seguir, segue-se a fase de pesquisa, com uma duração de cerca de duas semanas. Nesta fase do projeto começou-se por pesquisar informação sobre produtos semelhantes no mercado, para ver as soluções construtivas existentes [2ª fase].

Estando já parcialmente definida a estratégia a seguir, segue-se a fase de projeto em si. Esta fase teve uma duração de cerca de 7 semanas. Durante este período foram realizados os cálculos necessários para a definição de todos os parâmetros cinemáticos do sistema. Com o auxílio do software Autodesk Inventor, procedeu-se ao desenho dos diversos componentes que constituem o sistema. No entanto, este processo não é tão linear como desejado, sendo um processo sobretudo iterativo, em que várias soluções são experimentadas, refinando cada vez mais o sistema, até que se atinja um produto final que reúne todas as características desejadas. Outro fator que influenciou esta fase foi o contacto com os fornecedores, dado que existem produtos que a empresa não fabrica e que devem ser adquiridos, como por exemplo o sistema do motoredutor (conjunto do motor elétrico mais o redutor), cujas características são de elevada importância para o dimensionamento global do sistema [3ª fase].

Após o projeto do sistema global do sistema sobe e desce 2000kg, realizado na 3ª fase deste projeto, no qual se concluiu os desenhos CAD do sistema e se definiram todos os componentes necessários, procede-se à escrita da dissertação em si. Como produto final de avaliação, este documento é de extrema importância, dado que tem a função de transmitir todo o trabalho realizado. Tratando-se de uma tarefa que requer muita organização e minuciosidade, esta fase de trabalho estendeu-se por cinco a seis semanas [4ª fase]. A 1ª entrega da tese provisória foi feita no dia 20 de janeiro, sendo que na semana seguinte se procederam a modificações, de acordo com as sugestões do professor orientador. No dia 3 de fevereiro procedeu-se à entrega final da tese de mestrado.

É de referir que a 3ª e 4ª fase ocorreram por vezes em simultâneo, dada a necessidade de organizar a informação.

Apresenta-se de seguida um cronograma que visa representar o posicionamento temporal das fases de trabalho descritas anteriormente.

set/16						
S	T	Q	Q	S	S	D
			1	2	3	4
5	6	7	8	9	10	11
12	13	14	15	16	17	18
1	19	20	21	22	23	25
2	26	27	28	29	30	

out/16						
S	T	Q	Q	S	S	D
					1	2
3	4	5	6	7	8	9
10	11	12	13	14	15	16
17	18	19	20	21	22	23
24	25	26	27	28	29	30
31						

nov/16						
S	T	Q	Q	S	S	D
	1	2	3	4	5	6
7	8	9	10	11	12	13
14	15	16	17	18	19	20
21	22	23	24	25	26	27
28	29	30				

dez/16						
S	T	Q	Q	S	S	D
			1	2	3	4
5	6	7	8	9	10	11
12	13	14	15	16	17	18
19	20	21	22	23	24	25
26	27	28	29	30	31	

jan/17						
S	T	Q	Q	S	S	D
						1
2	3	4	5	6	7	8
9	10	11	12	13	14	15
16	17	18	19	20	21	22
23	24	25	26	27	28	29
30	31					

fev/17						
S	T	Q	Q	S	S	D
		1	2	3	4	5
6	7	8	9	10	11	12
13	14	15	16	17	18	19
20	21	22	23	24	25	26
27	28					

1ª fase
2ª fase
3ª fase
4ª fase

5ª fase
Entrega provisória
Entrega

1.5 Estrutura da dissertação

Este documento foi dividido em cinco capítulos, sendo o primeiro a introdução no qual se situa este texto. Explica-se de seguida a estratégia de organização seguida.

- Capítulo 2 – Conceitos teóricos

Neste capítulo organiza-se toda a informação teórica e técnica relevante para este trabalho, a qual será referida em capítulos posteriores. Toda a informação aí presente resulta do período de pesquisa.

- Capítulo 3 – Produtos semelhantes no mercado

Neste capítulo mostram-se e analisam-se produtos semelhantes ao que se pretende projetar. Os produtos descritos já estão no mercado, e fornecem informação à cerca de soluções já existentes.

- Capítulo 4 – Sobe e desce 2000 kg

Este é o capítulo principal do projeto, já que é aqui que se procede ao dimensionamento/projeto de todas as estruturas/componentes do sistema desenvolvido. Todos os passos e decisões tomadas são aqui referidas.

- Capítulo 5 – Unidade móvel/portátil

Neste capítulo descreve-se um projeto secundário, que foi o de adaptar o sistema desenvolvido no capítulo anterior de maneira a torna-lo móvel.

2 Conceitos teóricos

Apresentam-se neste capítulo todos os conceitos teóricos necessários e pertinentes ao dimensionamento de todas as estruturas presentes no sistema de elevação, desde veios, correntes de transmissão, parafusos, chavetas e casquilhos.

2.1 Resistência de materiais

No processo de dimensionamento de qualquer estrutura a escolha do material utilizado para o seu fabrico é dos passos mais importantes. A decisão para escolher o material pode ser feita antes ou após a definição da forma (tamanho). Caso se comece pela escolha do material é necessário dimensionar a forma da peça para que esta mantenha a função requerida sobe a ação das diversas solicitações de trabalho. Por outro lado, o mesmo deve ser garantido caso a forma da peça esteja definida à partida, utilizando para isso um material que garanta essas condições. É seguro afirmar que normalmente as propriedades do material são à partida conhecidas, e existe desde logo um conhecimento de qual é o estado de tensão admissível pelo mesmo, mesmo que mais tarde durante o processo este possa vir a ser alterado.

Nem todo o dimensionamento é unicamente condicionado pelo estado de tensão e pelas solicitações mecânicas a que o mecanismo está sujeito. Existem outras variáveis que poderão ter de ser tidas em conta, como temperatura de trabalho e existência ou não de corrosão, as quais poderão ser eventualmente mais significativas (Richard G. Budynas 2011).

No entanto, neste texto dar-se-á mais importância ao estado de tensão a que o material está sujeito.

As propriedades mecânicas de um dado material são obtidas através de um ensaio de tração, utilizando um provete normalizado¹, ao qual se aplica uma carga axial cada vez maior até que ocorra a fratura, obtendo-se a informação no formato de um gráfico semelhante ao da Figura 2.1.

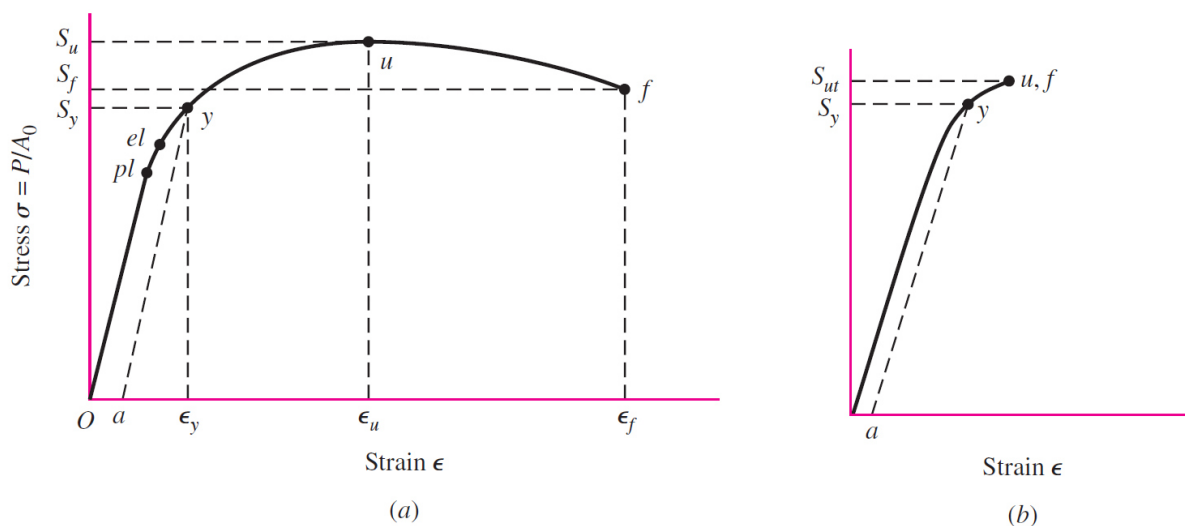


Figura 2.1 - Gráfico de dados obtidos através de um ensaio de tração, de um material dúctil (a) e de um material frágil (b), (Richard G. Budynas 2011).

A informação mais significativa a retirar dos gráficos da Figura 2.1 é o valor de S_y , que corresponde ao valor da tensão de cedência, valor a partir do qual o provete adquire uma deformação irreversível (deformação plástica). Este valor é normalmente usado como majorante máximo para o nível de tensão admissível no material correspondente, sendo que é

¹ Ver norma ASTM E8 e E8M

quase sempre adicionada uma maior segurança através de um coeficiente de segurança, diminuindo assim o valor da tensão admissível para valores sempre inferiores a S_y . No que diz respeito a materiais frágeis, caracterizados por elongações após rotura tipicamente inferiores a 5%, a parte de deformação plástica é quase inexistente, atingindo rapidamente a rotura. A elongação após rotura é definida na equação 2.1.

$$\varepsilon_f = \frac{l_f - l_0}{l_0} \quad (2.1)$$

Onde:

ε_f é a elongação após rotura (m/m)

l_f é o comprimento do provete no instante antes da rotura.

l_0 é o comprimento inicial do provete.

Ainda sobre a Figura 2.1, ao analisarmos os gráficos percebe-se que existem duas zonas distintas, uma linear seguida de uma não linear, que correspondem ao regime elástico e plástico, respetivamente. Como já foi referido, o regime plástico começa quando se atinge S_y , e é caracterizado pelo facto de a deformação ser irreversível. Já durante o regime elástico, antes de se atingir S_y , a deformação é ainda reversível, pelo que cessando a solitação de tração, o provete voltará à sua forma inicial. Esta lei de proporcionalidade entre a tensão e a deformação é conhecida como *lei de Hooke*, e é traduzida matematicamente pela equação 2.2.

$$\sigma = E\varepsilon \quad (2.2)$$

Onde:

ε é a deformação.

E é o módulo de *Young* ou módulo de elasticidade.

σ é a tensão.

O módulo de elasticidade traduz a rigidez do material e como a deformação é adimensional, a tensão vem nas mesmas unidades que o módulo de elasticidade. Por exemplo, o aço tem um módulo de elasticidade de 207 GPa, que é independente dos tratamentos térmicos, percentagem de carbono e elementos de liga que contem (Richard G. Budynas 2011).

Posto isto, percebemos assim a importância de garantir que o regime elástico é mantido, assegurando desta maneira que o a peça/estrutura em questão não sofre deformações permanentes, perdendo dessa forma a função requerida. No entanto esta restrição poderá não ser suficiente, dado que por vezes existem restrições de deformação. Um exemplo pertinente é o dimensionamento de um veio à flexão, onde, após identificação da secção crítica, deve ser garantido, com maior ou menor grau de segurança, que se mantém no regime elástico e os deslocamentos transversais sejam inferiores a um valor limite.

2.2 Análise de Tensão em vigas - Flexão, Torsão e Esforço Transverso

O tipo de carregamento a que uma viga está sujeita influencia grandemente o tipo de estado tensão que sobre ele atua, sendo crucial perceber como tal se processa.

2.2.1 Flexão

Numa viga à flexão o estado de tensão a que esta está sujeita é uniaxial e na sua direção longitudinal, ou seja, na direção do eixo x, segundo o sistema de eixos ilustrado na Figura 2.2.

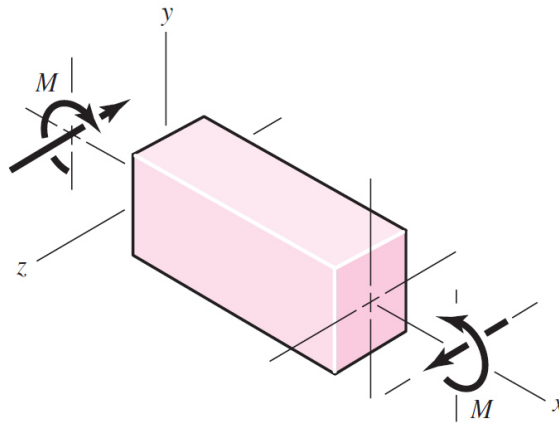


Figura 2.2 - Ilustração de uma viga sujeita a flexão pura, (Richard G. Budynas 2011).

Segundo Richard G. Budynas (2011), existem um conjunto de pressupostos que necessitam de ser verificados para que as equações da tensão normal devido à flexão sejam verificadas. Esses pressupostos são:

- i. A viga está sujeita a flexão pura. Ou seja, outros esforços como torção, esforço de corte e esforço normal não estão presentes (para muitas aplicações de engenharia é considerado que as contribuições desses esforços para o estado de tensão são mínimas).
- ii. O material é isotrópico e homogêneo.
- iii. O material obedece à *lei de Hooke*.
- iv. A viga é inicialmente direita (sem curvatura) e a seção reta é constante em todo o comprimento.
- v. A viga tem um eixo de simetria no plano de flexão.
- vi. As dimensões da viga são tal que permita resistência em caso de esmagamento e encurvadura, falhando primeiramente devido à flexão e às tensões daí implicadas.
- vii. As seções retas da viga permanecem planas durante a flexão.

Posto isto, e verificando-se todas estas condições, podemos definir as equações para a tensão devido à flexão.

A flexão de uma viga provoca uma tensão longitudinal ao longo da mesma, sendo que essa tensão varia linearmente com a distância ao eixo neutro da seção, sendo maior quanto maior for essa distância. Esta dependência é ilustrada na Figura 2.3.

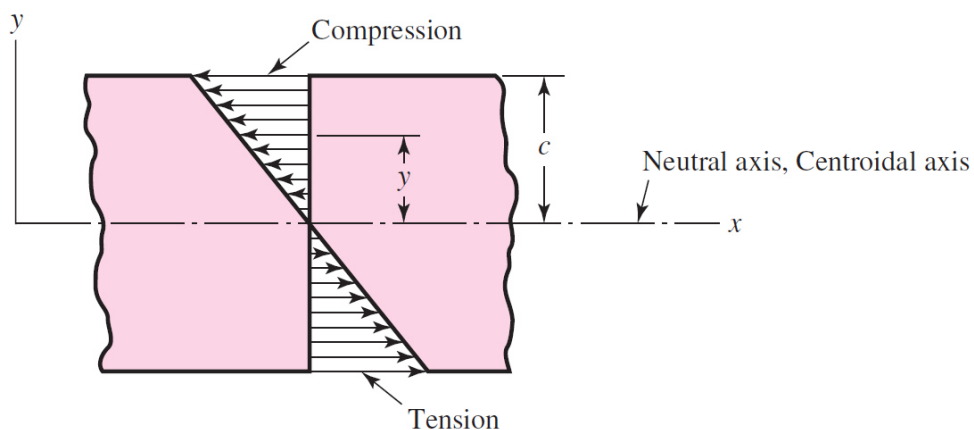


Figura 2.3 - Ilustração do estado de tensão na seção reta de uma viga à flexão, (Richard G. Budynas 2011).

A equação 2.3 traduz esta dependência, e é usada para calcular a tensão em cada ponto da viga.

$$\sigma_x = -\frac{M \cdot y}{I_z} \quad (2.3)$$

Onde:

σ_x é a tensão na direção longitudinal, em Pa .

M é o momento de flexão a que a viga está sujeita, em $N.m$.

y é a distância ao eixo neutro x , como mostra a Figura 2.3, em m .

I_z é o momento de segunda ordem segundo z da secção, em m^4 .

O momento de segunda ordem da secção depende do tipo de secção e das suas dimensões, no caso geral é dado pela equação 2.4, e para o caso de uma secção circular é dado pela equação 2.5.

$$I_z = \int_A y^2 dA \quad (2.4)$$

$$I_z = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \quad (2.5)$$

Onde:

d é o diâmetro da secção circular, em m .

A equação 2.3 não indica apenas a intensidade da tensão em cada ponto, informando também se a tensão presente é de compressão ou de tração. Para valores de $M > 0$ e $y > 0$ percebemos que o valor da tensão vem negativo, indicando assim que essa parte da secção da viga está à compressão. A convenção para o sinal do momento de flexão e do esforço transversal é visível na Figura 2.4.

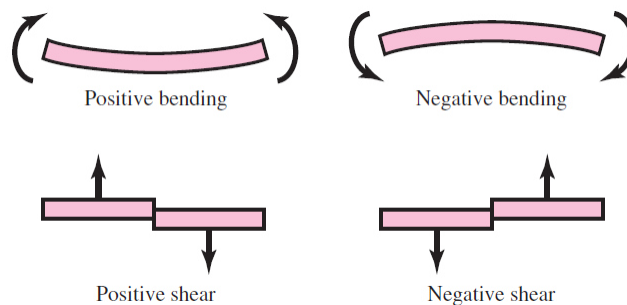


Figura 2.4 -Convenção de sinais para o momento fletor e esforço transversal, (Richard G. Budynas 2011).

No entanto, como o valor da tensão máxima é normalmente de maior interesse, é usual usar-se a equação 2.6 ou 2.7 para quantificar a tensão a que a viga está sujeita, tratando o problema como se essa tensão fosse constante na secção total, não esquecendo mesmo assim que parte da secção está à compressão e a outra à tração.

$$\sigma_{m\acute{a}x.} = \frac{M \cdot c}{I_z} \quad (2.6)$$

$$\sigma_{m\acute{a}x.} = \frac{M}{W_z} \quad (2.7)$$

$$W_z = \frac{I_z}{c} \quad (2.8)$$

Onde:

c é a dimensão máxima de y na equação 2.3, em m .
 W_z é o módulo da secção, em m^3 .

No caso em que existem dois planos de flexão (no plano xy e xz) os estados de tensão somam-se, tal como traduz a equação 2.9. As orientações dos vetores momento são ilustradas na Figura 2.5.

$$\sigma_x = -\frac{M_z \cdot y}{I_z} + \frac{M_y \cdot z}{I_y} \quad (2.9)$$

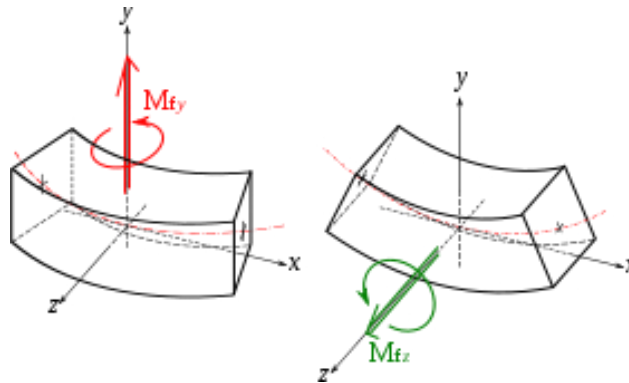


Figura 2.5 – Ilustração dos vetores momento de flexão para flexão nos planos xy e xz , by Cdang - Own work, CC BY-SA 3.0, <https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=4770435>.

2.2.2. Esforço Transverso com Flexão

É bastante usual encontrar situações onde estes dois esforços estejam presentes em simultâneo, já que muitas vezes o esforço de flexão é provocado por forças aplicadas perpendicularmente ao eixo neutro, resultando desta maneira no aparecimento de tensões normais e de tensões de corte. Assim sendo, e seguindo o que em cima foi dito acerca dos pressupostos da equação da tensão normal devido à flexão, conclui-se que neste caso se incorre no desrespeito do pressuposto i. No entanto, como é também referido, para aplicações de engenharia não é errado descartar este pressuposto, pelo que se se usará a equação da tensão para a flexão tal como está na equação 2.3, mesma que não se trate de flexão pura (Richard G. Budynas 2011).

Na flexão com esforço transverso o digrama de momentos de flexão e de esforço transverso não é constante para todas as secções da viga, ou seja, varia com x . Sendo assim é necessário identificar as secções críticas e dimensionar para a combinação mais desfavorável. O aparecimento de tensões de corte, tanto da direção longitudinal como na direção transversal (ambas com igual intensidade), implica que seja necessário avaliar a sua combinação com as tensões normais devido à flexão. Para isso podem ser utilizados diversos critérios que fornecem a tensão equivalente, os quais serão abordados mais a frente neste capítulo.

Segundo Richard G. Budynas (2011), a tensão de corte numa viga à flexão com esforço transverso é dada pela equação 2.10.

$$\tau = \frac{V \cdot Q}{I \cdot b} \quad (2.10)$$

$$Q = \int_{y_1}^c y \, dA \quad (2.11)$$

Onde:

V é o esforço transversal, em N .

I é o momento de 2ª ordem segundo o eixo neutro, em m^4 .

b é a largura da viga, em m .

Q é o momento de 1ª ordem, em m^3 .

y_1 é a distância ao eixo neutro, em m .

c é a dimensão máxima da secção na direção y , em m .

Apresenta-se na Figura 2.6 um quadro que mostra o aspeto da distribuição da tensão de corte para várias secções diferentes, bem como a expressão que nos dá o seu valor máximo. Valor este que é de suprema importância quando se pretende dimensionar a secção.

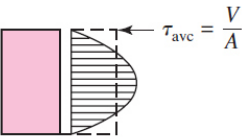
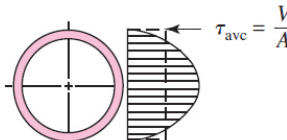
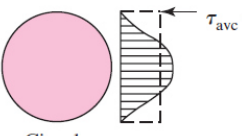
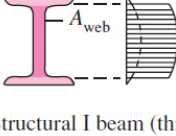
Beam Shape	Formula	Beam Shape	Formula
 <p>Rectangular</p>	$\tau_{\max} = \frac{3V}{2A}$	 <p>Hollow, thin-walled round</p>	$\tau_{\max} = \frac{2V}{A}$
 <p>Circular</p>	$\tau_{\max} = \frac{4V}{3A}$	 <p>Structural I beam (thin-walled)</p>	$\tau_{\max} = \frac{V}{A_{\text{web}}}$

Figura 2.6 - Tensão de corte máxima para várias secções – Flexão com esforço transversal, (Richard G. Budynas 2011).

Como podemos verificar, para secções retangulares a tensão de corte máxima é superior em 50% em relação à tensão de corte desenvolvida se se tratasse de corte puro, e para secções circulares, o aumento é de 33%. No caso de se tratar de corte puro, ou seja, na ausência de flexão, a tensão de corte desenvolvida é calculada dividindo apenas o esforço de corte, V , pela área da secção, A (Richard G. Budynas 2011).

Deste modo usar-se-á a equação 2.12 para o cálculo da tensão de corte máxima, em veios de secção circular, na presença simultânea de corte e flexão.

$$\tau_{\text{máx.}} = \frac{4V}{3A} \quad (2.12)$$

2.2.3. Torção

Diz-se que uma viga/barra está sujeita a um esforço de torção quando sobre ela está aplicado um momento com a direção do seu eixo longitudinal (normalmente o eixo x). Na Figura 2.7 podemos ver um veio de comprimento l sobre a ação de um momento torsor T (Richard G. Budynas 2011).

Segundo Richard G. Budynas (2011), a aplicação de um momento torsor provoca o aparecimento de um ângulo de torção, θ , tal como se mostra na Figura 2.7. Este ângulo de torção é definido na equação 2.13.

$$\theta = \frac{T \cdot l}{G \cdot J} \quad (2.13)$$

Onde:

θ é o ângulo de torção, em *rad*.

T é o momento torsor, em *N.m*.

l é o comprimento da viga ou veio, em *m*.

G é o módulo de rigidez do material, em *Pa*.

J é o momento de 2ª ordem polar da secção, em *m⁴*.

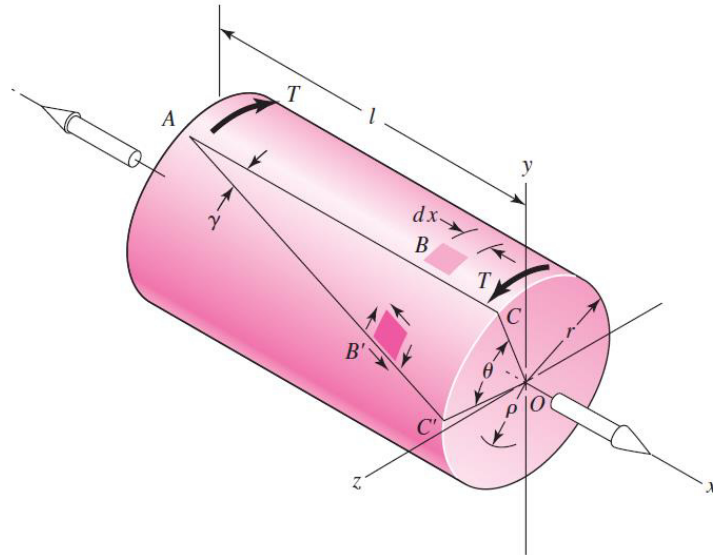


Figura 2.7 – Ilustração de veio à torção, (Richard G. Budynas 2011).

A tensão desenvolvida é uma tensão de corte na secção reta, e para veios com secção circular à torção esta tensão é proporcional ao raio ρ , tal como traduz a equação 2.14 e 2.15 (Richard G. Budynas 2011).

$$\tau = \frac{T \cdot \rho}{J} \quad (2.14)$$

$$\tau_{m\acute{a}x.} = \frac{T \cdot r}{J} = \frac{T}{W_p} \quad (2.15)$$

Onde:

τ é a tensão de corte, em *Pa*.

$\tau_{m\acute{a}x.}$ é a tensão de corte máxima, em *Pa*.

T é o momento torsor aplicado, em *N.m*.

ρ é o raio de cada secção intermédia onde se pretende saber a tensão, em *m*.

r é o raio da secção circular do veio, em *m*.

J é o momento de 2ª ordem polar da secção, em *m⁴*.

W_p é o módulo polar da secção, em *m³*.

O momento de 2ª ordem polar para uma secção circular sólida como a da Figura 2.7, é definido como sendo:

$$J = I_p = I_y + I_z = \frac{\pi \cdot d^4}{64} + \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \quad (2.16)$$

No caso de se tratar de um veio oco, de secção circular:

$$J = I_p = \frac{\pi}{32} \cdot (d_{ext.}^4 - d_{int.}^4) \quad (2.17)$$

2.3 Concentração de tensões

Como foi referido no capítulo 2.2, as equações para a obtenção do estado de tensão pressupõem que no veio/viga não existam irregularidades geométricas. No entanto, para que um veio seja funcional é muitas vezes necessário que possua certas modificações, tais como, escatéis, ressaltos, furos, entre outros. Sendo assim, estas modificações alteram a distribuição da tensão na zona à volta desse detalhe, funcionando como locais de concentração de tensão, onde o valor da tensão é multiplicado. Nestes locais a tensão será sempre superior à tensão nominal. Para exprimir este facto recorre-se à criação de um coeficiente de concentração de tensões K_t , que assume valores maiores que um, e multiplica o valor da tensão nominal, tal como traduz a equação 2.17. No caso da tensão de corte, provocada por exemplo por carregamento do tipo torção, o coeficiente denomina-se K_{ts} (Richard G. Budynas 2011).

$$K_t = \frac{\sigma_{m\acute{a}x.}}{\sigma_{nominal}} \quad (2.18)$$

$$K_{ts} = \frac{\tau_{m\acute{a}x.}}{\tau_{nominal}} \quad (2.19)$$

O valor de K_t depende unicamente da geometria do detalhe/irregularidade. Um exemplo desta dependência pode ser observado na Figura 2.8 e Figura 2.9.

Para carregamentos estáticos a aplicação destes fatores de concentração de tensão nem sempre é considerada obrigatória. Segundo Richard G. Budynas (2011), no caso de se tratar de materiais dúcteis, isto é, com elongações após rotura superiores a 5% ($\epsilon_f > 5\%$), não há necessidade de serem aplicados, dado que, mesmo que a tensão de cedência seja localmente ultrapassada, a deformação plástica é localizada numa área pequena e possui um efeito de aumento de resistência (encruamento). Para materiais frágeis, o cuidado deve ser redobrado dado que esta deformação plástica é quase inexistente, e por isso deve ser tomada em consideração a aplicação destes fatores de concentração de tensões. No caso de carregamentos dinâmicos, o efeito que estes detalhes provocam no aumento da tensão local é significativo e por isso estes fatores de concentração de tensão devem ser utilizados.

Para o presente relatório é pertinente discutir em maior detalhe o impacto da existência de escatéis e de ressaltos em veios, no que diz respeito à concentração de tensões. Tal discussão é apresentada nos subcapítulos 2.3.1 e 2.3.2.

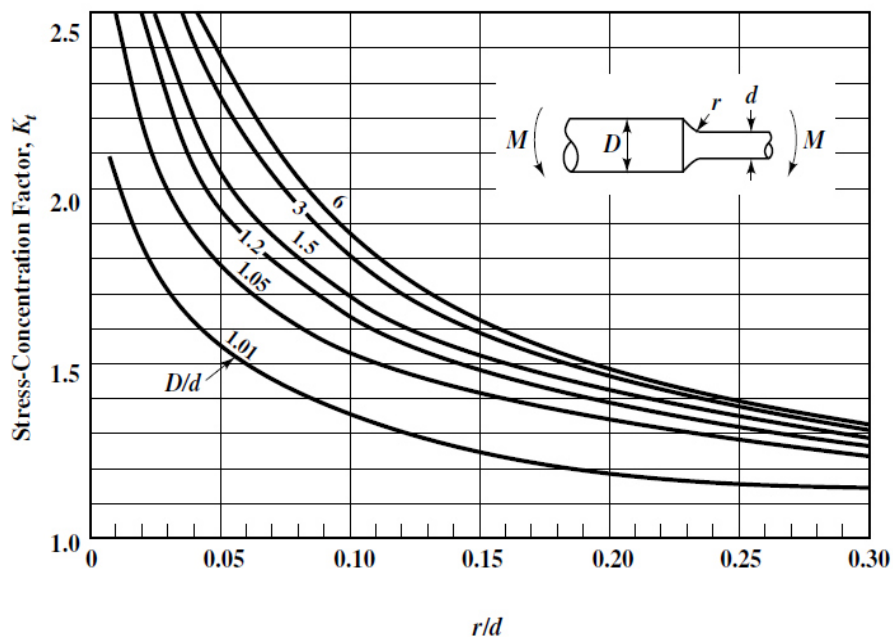


Figura 2.8 - Fator de concentração de tensão, K_t , para veios com ressalto à flexão, (Erik Oberg 2012).

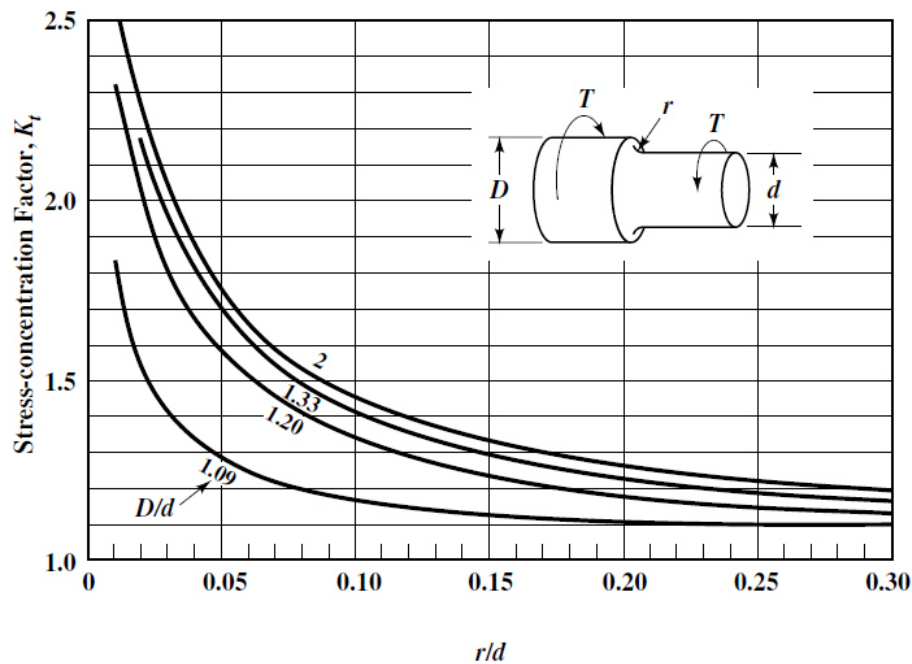


Figura 2.9 - Fator de concentração de tensão, K_{ts} , para veios com ressalto à torção, (Erik Oberg 2012).

2.3.1. Ressaltos em veios - Concentração de tensões

Sempre que há necessidade de criar um ressalto num veio, quer seja para diminuir/aumentar o seu diâmetro de maneira a alterar a secção resistente ou para criar um encosto para uma dada peça, por exemplo o acoplamento de uma roda dentada ou um rolamento, cria-se nessa zona uma concentração de tensões, caracterizada por um certo fator, que dependerá do tipo de carregamento e da geometria do ressalto.

Caso não haja necessidade de haver o encosto de nenhuma outra peça nesse local, o problema pode ser atenuado simplesmente pela criação de um raio de concordância, cujo efeito de atenuação é tanto maior quanto maior for esse raio, tal como traduz a Figura 2.8 e Figura 2.9, que mostram que para quocientes r/d cada vez maiores advém um fator de concentrações, K_t , cada vez menor, em que r é o raio da concordância e d é o diâmetro da menor das duas secções do veio. A diferença entre os diâmetros das duas secções é também um fator importante e influente na definição deste fator, dado que, como mostram as mesmas figuras, para valores de D/d cada vez menores advém valores de K_t cada vez menores (D é o diâmetro da maior das duas secções). Estas duas relações pretendem traduzir que quanto mais brusca for a variação do diâmetro maior será o efeito de concentração de tensões nesse local.

Quando a criação de um ressalto advém da necessidade de posicionar outro elemento mecânico acoplado nesse veio, um pinhão ou um rolamento por exemplo, a criação de um raio de concordância iria impedir o correto posicionamento desse elemento, pelo que não é exequível. Na realidade existe sempre um raio de concordância dado que na maquinação do veio é impossível garantir uma perfeita retitude no local, e este facto pode ser por si só impeditivo do correto posicionamento da peça acoplada. Uma solução amplamente adotada nesta situação é a maquinação de caixas de retificação nesse local (do inglês *undercut* ou *relief groove*), tal como define a norma DIN 509. Estas caixas de retificação não são mais que cavidades maquinadas no local do ressalto de forma a garantir o correto posicionamento de outros elementos acoplados e a garantir um certo raio de concordância, de maneira a atenuar o efeito da concentração de tensões, e assim melhorando o comportamento à fadiga.

A definição das caixas de retificação, feita de seguida, é baseada na norma DIN 509. Esta norma define quatro tipos diferentes de caixas de retificação, E, F, G e H. Cada um destes tipos é caracterizado por uma geometria diferente, tal como mostram as figuras 2.10, 2.11, 2.12 e 2.13.

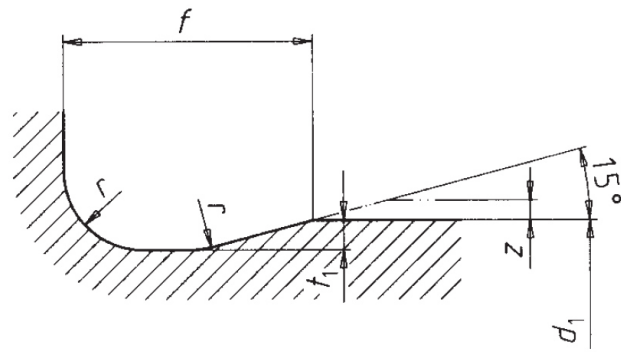


Figura 2.10 – Caixa de retificação – Tipo E, retirado da norma DIN 509.

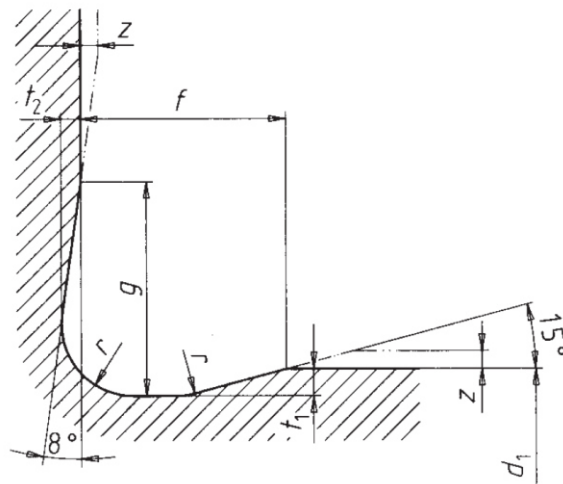


Figura 2.11 – Caixa de retificação – Tipo F, retirado da norma DIN 509.

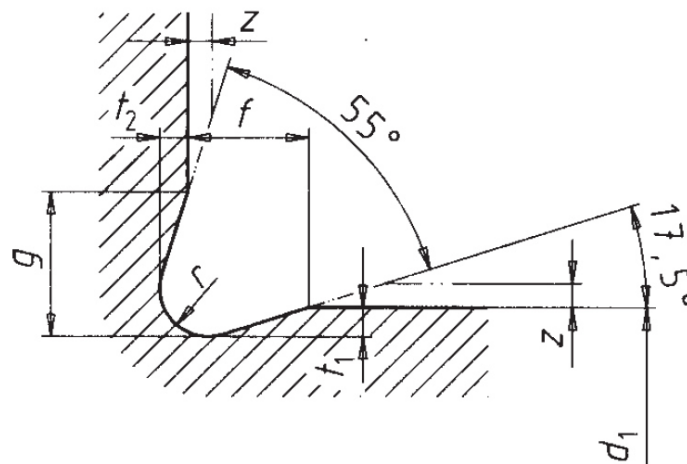


Figura 2.12 – Caixa de retificação – Tipo G, retirado da norma DIN 509.

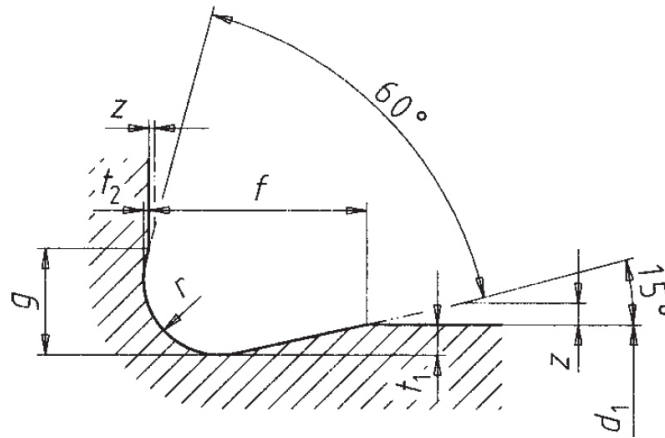


Figura 2.13 – Caixa de retificação – Tipo H, retirado da norma DIN 509.

O tipo E é aplicado quando apenas uma das superfícies é maquinada, tipicamente usado quando a peça acoplada possui um chanfro relativamente grande. O tipo F pressupõe a maquinação das duas superfícies para inclusão da caixa de retificação. No caso do tipo G, este é apenas aplicado quando não existem problemas de elevados esforços de fadiga. Já o tipo H é bastante similar ao tipo F, no entanto o ângulo de inclusão é superior.

Nas figuras 2.10, 2.11, 2.12 e 2.13, os índices z e d_1 são a tolerância de maquinagem e o diâmetro da secção mais pequena no ressalto, respetivamente. Os outros parâmetros geométricos são definidos na Figura 2.14, consoante o diâmetro de aplicação e o tipo desejado.

Type	$r^{1)}$ $\pm 0,1$		t_1 $+0,1$ 0	f $+0,2$ 0	g	t_2 $+0,05$ 0	Corresponding diameter $d_1^{2)}$ for workpieces		
	Series 1	Series 2					subjected to a normal stress concentration	subjected to higher fatigue loads	
E and F	—	0,2	0,1	1	(0,9)	0,1	Over 1,6 up to 3	—	
	G	0,4		0,2	2		(1,1)		over 3 up to 18
E and F			0,6		0,3	1	(1,2)		over 10 up to 18
	H	0,8		0,3		2	(1,4)		over 18 up to 80
E and F			1,2		1	2,5	(2,1)		0,2
	2	(2,4)							
	2,5	(1,8)		0,1		—	Over 18 up to 50		
	4	(3,2)		0,3		over 80	—		
H	0,8	—	0,3	2,5	(2)	0,1	—	over 18 up to 50	
				4	(3,4)		0,3	over 80	—
E and F	1,6	—	0,3	2,5	(1,5)	0,05	—	over 18 up to 50	
				4	(3,1)			0,2	over 50 up to 80
				5	(4,8)			0,3	over 80 up to 125
7	(6,4)	over 125							

1) Undercuts with series 1 radii as specified in DIN 250 are to be given preference. For types G and H, the radii conform to those specified for indexable hardmetal inserts as in DIN 4967, DIN 4768 and DIN 4769-1.

2) Components with a short shoulder and thin-walled components are excepted. When a workpiece has different diameters, it may be convenient for manufacturing reasons to use the same form and size of undercut at several points.

Figura 2.14 -Caixas de retificação – definição dos parâmetros geométricos, retirado da norma DIN 509.

2.3.2. Escatéis - Concentração de tensões

O uso de chavetas para realizar a transmissão de binário é muito utilizado, pelo que é pertinente perceber qual o efeito da existência de um escatel (estrutura onde se aloja a chaveta no veio) no estado de tensão local, para cada tipo de carregamento a que o veio pode estar sujeito, nomeadamente torção e flexão. Um exemplo deste tipo de construção mecânica é a transmissão de binário através de um pinhão, que, no caso de não ser talhado no próprio veio, se dá através de uma chaveta. Este tipo de transmissão está ilustrado na Figura 2.15.

Num veio à torção e/ou flexão, a existência de um escatel para o alojamento da chaveta cria uma concentração de tensão algures na proximidade da sua geometria. Como é sabido, esta concentração de tensão dar-se-á algures em locais onde existem arestas com raios de curvatura muito reduzidos. O estudo feito por Xiaobin Le (2013), através de uma análise numérica, permite não só identificar os locais críticos dentro da geometria do escatel onde o pico de tensão é atingido, bem como calcular os fatores de concentração de tensão para uma gama considerável de geometrias, tendo em conta apenas a razão entre a largura b da chaveta e o raio r de concordância na base do escatel (Xiaobin Le 2013).

A tensão equivalente de Von Mises máxima e a tensão de corte máxima, para um carregamento de torção, ocorrem na concordância longitudinal da base do escatel, tal como mostram as figuras 2.16 e 2.17, respetivamente. Para o caso de um carregamento de flexão, a tensão equivalente de Von Mises máxima e a tensão normal máxima ocorrem na base da parte semicircular do escatel, como mostra as figuras 2.18 e 2.19, respetivamente (Xiaobin Le 2013).

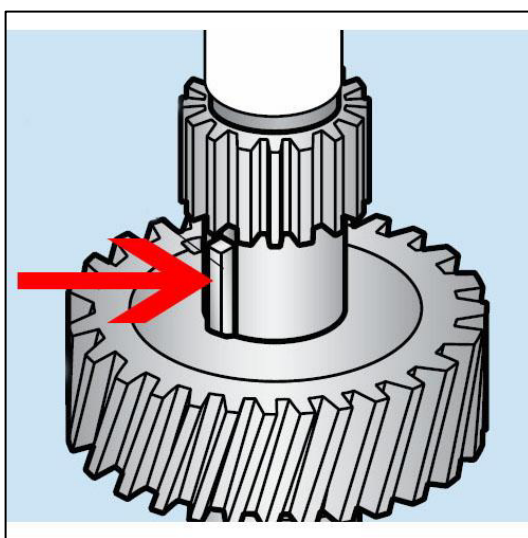


Figura 2.15 – Ilustração de uma transmissão por chaveta, in <http://www.eliterestaurantequipment.com/hobart-hm2-304-key-transmission-gear-unit-models-a120-and-a200-parts-for-hobart-mixers.html>, consultado em 2016-11-07, 08:23.

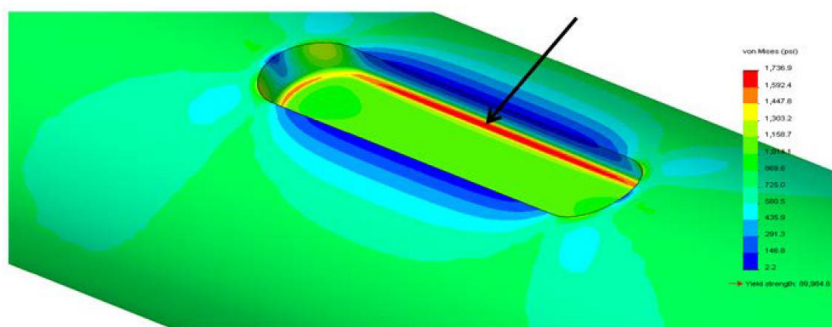


Figura 2.16 – Distribuição da tensão equivalente de Von Mises num veio com escatel sujeito a torção (Xiaobin Le 2013).

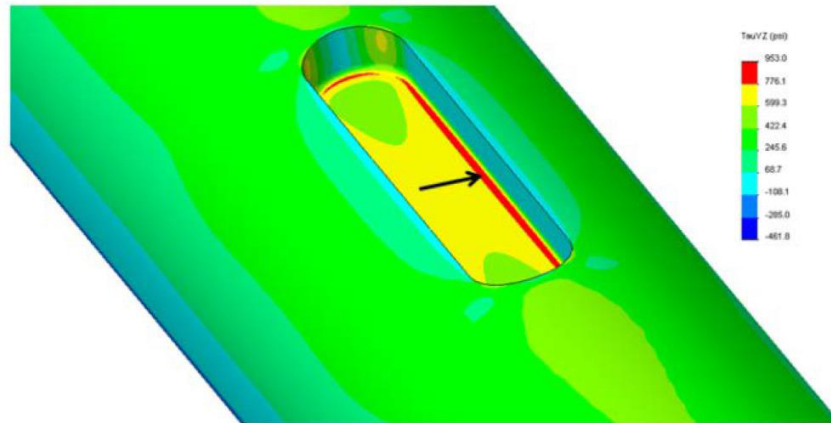


Figura 2.17 - Distribuição da tensão de corte num veio com escatel sujeito a torção (Xiaobin Le 2013).

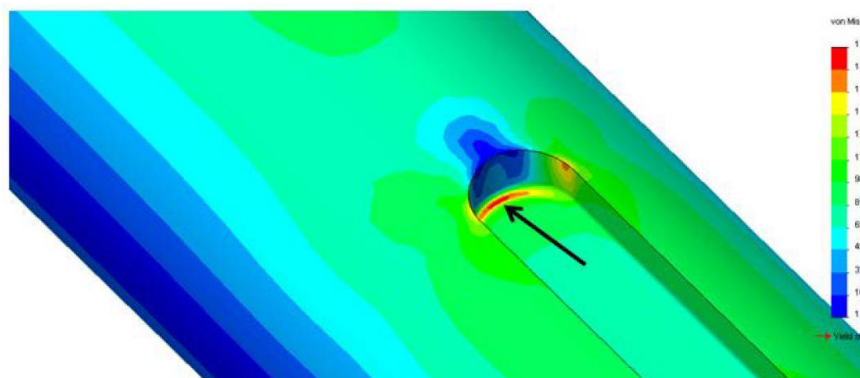


Figura 2.18 – Distribuição da tensão equivalente de Von Mises num veio com escatel sujeito a flexão (Xiaobin Le 2013).

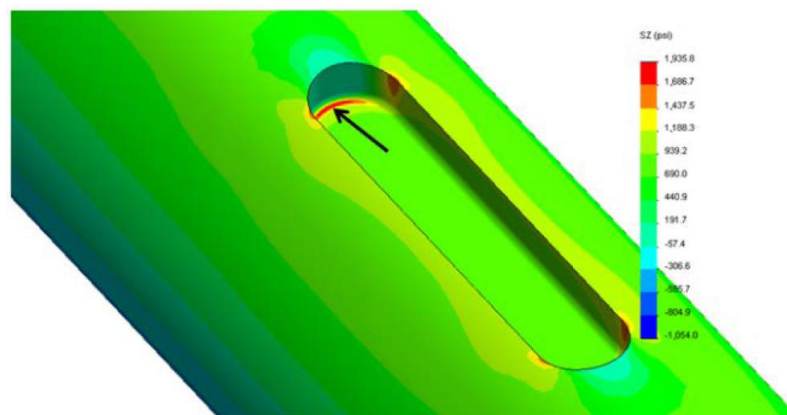


Figura 2.19 – Distribuição da tensão normal num veio com escatel sujeito a flexão (Xiaobin Le 2013).

As equações 2.20 e 2.21 permitem o cálculo dos fatores de concentração de tensão para os casos descritos, em função de r/b (Xiaobin Le 2013).

O uso destes fatores para calcular a tensão máxima faz-se recorrendo às equações 2.18 e 2.19.

$$K_t = 4,3 - 50,8 \left(\frac{r}{b}\right) + 317,35 \left(\frac{r}{b}\right)^2 \quad , \quad 0,02 \leq \frac{r}{b} \leq 0,0832 \quad (2.20)$$

$$K_{ts} = 3,91 - 40,67 \left(\frac{r}{b}\right) + 253,66 \left(\frac{r}{b}\right)^2 \quad , \quad 0,02 \leq \frac{r}{b} \leq 0,0832 \quad (2.21)$$

2.4 Critério de Tresca - Veios à flexão e torção

O critério de Tresca aplica-se a materiais dúcteis, e prevê que o início da cedência começa quando a máxima tensão de corte atinge o valor da tensão de corte obtida para a cedência do material num ensaio de tração (ver secção 2.1). Para um caso geral de tensão, onde as três tensões principais são σ_1 , σ_2 e σ_3 , tal que $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$, é postulado que, a cedência começa quando (Richard G. Budynas 2011):

$$\sigma_1 - \sigma_3 \geq S_y \quad (2.22)$$

Ou,

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \geq \frac{S_y}{2} \quad (2.23)$$

Já que num ensaio de tração simples, a tensão de corte desenvolvida é metade da tensão normal de tração (Richard G. Budynas 2011).

Para o propósito de dimensionamento torna-se necessário a introdução de um maior grau de segurança, e assim resulta:

$$\sigma_1 - \sigma_3 \geq \frac{S_y}{N} \quad (2.24)$$

Onde:

N é o coeficiente de segurança, $N \geq 1$.

Caso se trate de um estado plano de tensão, onde pelo menos uma das tensões principais é nula, pode recorrer-se à equação 2.25 fornecida pelo Círculo de Mohr para o cálculo das mesmas (Richard G. Budynas 2011).

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.25)$$

Pela aplicação de 2.25 em 2.24, obtém-se:

$$\sigma_1 - \sigma_3 = 2 \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2} \geq \frac{S_y}{N} \quad (2.26)$$

E no caso em que $\sigma_y = 0$, como por exemplo quando um veio/viga está sujeito(a) a um esforço de flexão e torção, obtém-se assim a equação 2.27 que traduz o início da cedência com um dado grau de segurança N .

$$\sigma_1 - \sigma_3 = \sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau_{xy}^2} \geq \frac{S_y}{N} \quad (2.27)$$

2.5 Critério de Von Mises - Veios à flexão e torção

O critério de Von Mises, ou a teoria da energia de distorção para materiais dúcteis (do inglês *Distortion-Energy Theory for ductile materials*), prevê que o patamar de cedência é alcançado quando a energia de distorção por unidade de volume atinge ou excede a energia de distorção por unidade de volume necessária para se dar a cedência sobe tração ou compressão simples, para um mesmo material (Richard G. Budynas 2011).

A tensão equivalente de Von Mises, σ' , é dada na equação 2.28, e consequentemente o critério para o início da cedência do material é dado na equação 2.29 (Richard G. Budynas 2011).

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad (2.28)$$

$$\sigma' \geq S_y \quad (2.29)$$

Onde σ_1 , σ_2 e σ_3 são as tensões principais para cada direção principal, tal que $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$.

Para o caso de tensão definida no plano tridimensional xyz , a tensão equivalente de Von Mises pode ser escrita na seguinte forma (Richard G. Budynas 2011):

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right]^{1/2} \quad (2.30)$$

Para o caso de se tratar de estado plano de tensão, a equação 2.30 pode ser simplificada fazendo $\sigma_z = \tau_{yz} = \tau_{zx} = 0$, obtendo-se assim, na equação 2.31, a tensão equivalente de Von Mises aplicada ao estado plano de tensão (Richard G. Budynas 2011).

$$\sigma' = (\sigma_x^2 + \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2} \quad (2.31)$$

Outra simplificação pode ser feita ao considerarmos que $\sigma_y = 0$. Este caso é característico, por exemplo, em veios sujeitos a flexão e torção, em que apenas existe a tensão de corte e a tensão normal longitudinal. Assim, apresenta-se na equação 2.32, o critério de Von Mises para o início da cedência do material aplicado à simplificação descrita. Foi também introduzido, à semelhança do que foi feito na secção 2.4, o parâmetro de segurança N .

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} \geq \frac{S_y}{N} \quad (2.32)$$

Como nota final, pode ser dito que, ao analisarmos simultaneamente os casos simplificados descritos pelas equações 2.27 e 2.32, o critério de Tresca se apresenta mais conservador que o de Von Mises, dado que a tensão equivalente dada por este último é sempre menor ou igual à dada pelo primeiro.

2.6 Dimensionamento de veios em rotação - Flexão e Torção

Os momentos de flexão e de torção podem estar presentes na forma de componentes constantes e/ou variáveis, sendo que a análise feita nos capítulos 2.4 e 2.5 não contempla o efeito desta última hipótese.

É também pertinente fazer uma referência (simples) ao dimensionamento à fadiga de veios em rotação.

Assim, neste capítulo apresenta-se a conjunção dos vários critérios necessários para o dimensionamento de um veio em rotação, introduzindo os conceitos discutidos nos capítulos 2.2 a 2.5, bem como fadiga.

No caso geral existem três tipos de solicitações² a considerar no dimensionamento de um veio em rotação. No entanto, neste trabalho apenas importam os momentos de flexão constantes e variáveis e os momentos de torção constantes e variáveis. As tensões desenvolvidas por cada uma destas solicitações estão definidas nas equações 2.33, 2.34, 2.35 e 2.36, respetivamente. Nestas equações está já incluído o efeito da concentração de tensões, caso existam (Richard G. Budynas 2011).

$$\sigma_m = K_f \frac{32M_m}{\pi d^3} \quad (2.33)$$

$$\sigma_a = K_f \frac{32M_a}{\pi d^3} \quad (2.34)$$

$$\tau_m = K_{fs} \frac{16T_m}{\pi d^3} \quad (2.35)$$

$$\tau_a = K_{fs} \frac{16T_a}{\pi d^3} \quad (2.36)$$

Onde:

d é o diâmetro do veio, em mm .

M_m é o momento fletor constante aplicado, em $N.m$.

M_a é o momento fletor alternado aplicado, em $N.m$.

T_m é o momento torsor constante aplicado, em $N.m$.

T_a é o momento torsor alternado aplicado, em $N.m$.

K_f é o fator de concentração de tensão para flexão.

K_{fs} é o fator de concentração de tensão para torção.

σ_m é a tensão normal desenvolvida por M_m , em MPa .

σ_a é a tensão normal desenvolvida por M_a , em MPa .

τ_m é a tensão de corte desenvolvida por T_m , em MPa .

τ_a é a tensão de corte desenvolvida por T_a , em MPa .

Combinando estas tensões de acordo com o critério de Von Mises (ver capítulo 2.5), obtém-se uma equação para a tensão equivalente devido às solicitações alternadas, equação 2.37, e outra para a tensão equivalente devido às solicitações constantes, equação 2.38 (Richard G. Budynas 2011).

$$\sigma_a^{eq.} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} = \left[\left(\frac{32K_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_a}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.37)$$

$$\sigma_m^{eq.} = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} = \left[\left(\frac{32K_f M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.38)$$

No entanto, para o presente trabalho é pertinente considerar apenas a existência de momentos de flexão alternados, M_a , e momentos de torção constantes, T_m . Desta forma as equações 2.37 e 2.38 simplificam-se nas equações 2.34 e 2.39, respetivamente.

$$\sigma_a^{eq.} = \sigma_a = \frac{32K_f M_a}{\pi d^3} \quad (2.34)$$

² Negligenciando as tensões longitudinais desenvolvidas por esforços de tração ou compressão, dado que não são pertinentes para este trabalho.

$$\sigma_m^{eq.} = \sqrt{3} \left(\frac{16K_{fs}T_m}{\pi d^3} \right) = \sqrt{3} \cdot \tau_m \quad (2.39)$$

Pode-se agora fazer uma avaliação destas tensões equivalentes segundo um critério de resistência à fadiga. Para tal usar-se-á a reta de Soderberg, dado que entre as várias hipóteses, tal como a linha de Gerber, a linha de Goodman modificada e a linha elíptica da ASME, é a que se apresenta mais conservadora e impede desde logo a ocorrência de deformação plástica, tal como mostra a Figura 2.20. A equação 2.40 traduz o critério considerado com um certo grau de segurança $N > 1$.

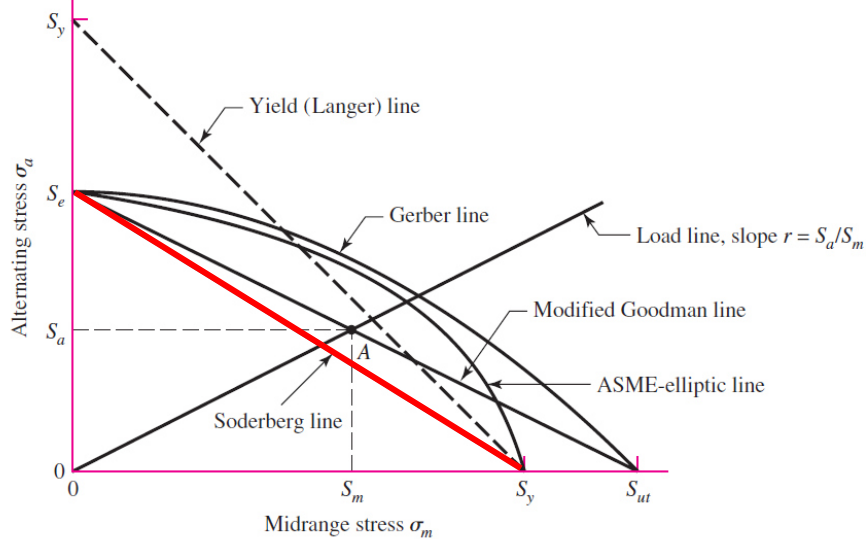


Figura 2.20 – Diagrama de fadiga – Comparação de critérios de resistência, (Richard G. Budynas 2011).

$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_a^{eq.}}{S_e} + \frac{\sigma_m^{eq.}}{S_y} \quad (2.40)$$

Onde:

S_e é a tensão limite de fadiga modificada (ver capítulo 2.6.1), em *MPa*.

S_y é a tensão limite de cedência, em *MPa*.

Deste modo, reescrevendo a equação 2.40 aplicando as equações 2.34 e 2.39, obtém-se, na equação 2.41, grau de segurança N do dimensionamento de acordo com o diâmetro selecionado para o veio, para um dado estado de tensão (Richard G. Budynas 2011).

$$\frac{1}{N} = \frac{K_f}{S_e} \left(\frac{32M_a}{\pi d^3} \right) + \sqrt{3} \frac{K_{fs}}{S_y} \left(\frac{16T_m}{\pi d^3} \right) \quad (2.41)$$

No caso de se querer saber o diâmetro para um dado nível de segurança, reescreve-se a equação 2.41 em função de d , obtendo-se assim a equação 2.42. Esta equação é especialmente pertinente para o dimensionamento de veios (Richard G. Budynas 2011).

$$d = \sqrt[3]{N \left(\frac{K_f}{S_e} \left(\frac{32M_a}{\pi d^3} \right) + \sqrt{3} \frac{K_{fs}}{S_y} \left(\frac{16T_m}{\pi d^3} \right) \right)} \quad (2.42)$$

2.6.1 Tensão limite de fadiga modificada - S_e

Esta tensão limite de fadiga modificada é estimada em função da tensão limite de fadiga S'_e , de acordo com a equação 2.43.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (2.43)$$

Quando se pretende dimensionar um dado material para uma vida infinita o valor de S'_e é estimado como sendo metade do valor de S_{ut} (ver Figura 2.21), que é a tensão de rotura do material em questão (ver Figura 2.1). No entanto nem sempre é necessário que um dado componente mecânico tenha uma vida infinita, e assim é necessário refinar este valor de tensão limite de fadiga para $S''_e > S'_e$. Deste modo, na equação 2.43, seria necessário substituir o valor de S'_e por este novo valor S''_e (Richard G. Budynas 2011).

Consideremos agora que se pretende saber o valor da tensão limite de fadiga para um número de ciclos N_r no intervalo de 10^3 a 10^6 ciclos, que corresponde a uma vida de elevados ciclos (vida finita), cuja razão S''_e/S_{ut} é dada linha a laranja na Figura 2.21. A expressão que fornece esse valor apresenta-se na equação 2.44, que mais não é a equação da reta considerada.

$$\frac{S''_e}{S_{ut}} = -4 \times 10^{-7} N_r + 0,9004 \quad (2.44)$$

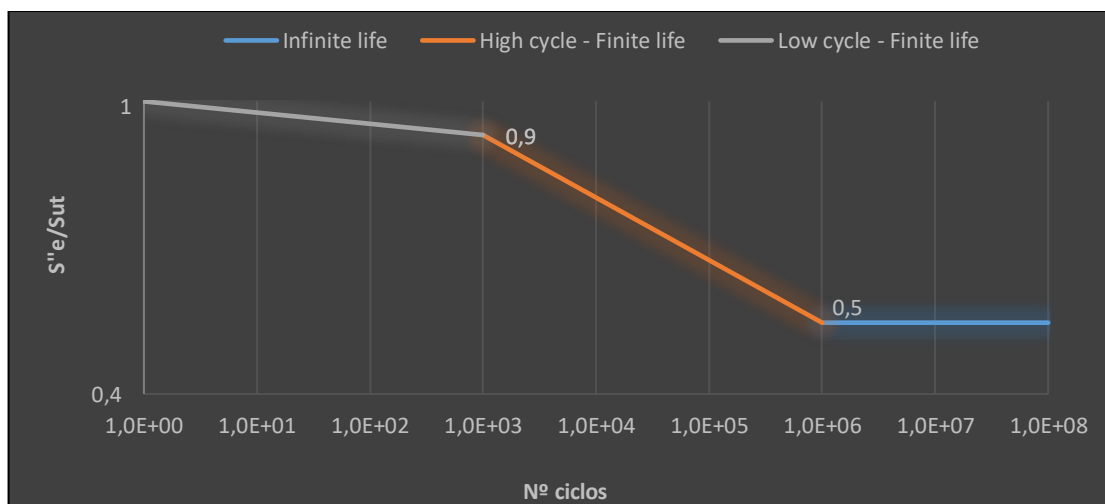


Figura 2.21 - Curvas S-N - aços (escala logarítmica na base 10).

Os coeficientes k da equação 2.43 são definidos de seguida (Richard G. Budynas 2011):

- **k_a – Fator de acabamento superficial**

Este fator traduz a dependência que o acabamento superficial e a tensão de rotura têm na resistência à fadiga, e é dado pela equação 2.45. Os coeficientes a e b são dados pela Tabela 2.1.

$$k_a = a(S_{ut})^b \quad (2.45)$$

Tabela 2.1 - Parâmetros a e b para o fator k_a , (Richard G. Budynas 2011).

Surface Finish	Factor a		Exponent b
	S_{ut} , kpsi	S_{ut} , MPa	
Ground	1.34	1.58	-0.085
Machined or cold-drawn	2.70	4.51	-0.265
Hot-rolled	14.4	57.7	-0.718
As-forged	39.9	272.	-0.995

- **k_b – Fator de tamanho**

O efeito do tamanho do veio, nomeadamente do seu diâmetro, foi obtido experimentalmente e é definido nas equações 2.46 e 2.47³, para o caso de flexão e torção.

$$k_b = 1,24d^{-0,107} \quad 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \quad (2.46)$$

$$k_b = 1,51d^{-0,157} \quad 51 < d \leq 254 \text{ mm} \quad (2.47)$$

- **k_c – Fator de carregamento**

O efeito do tipo de carregamento, quer seja flexão, torção ou esforço axial é definido em 2.48.

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{Flexão} \\ 0,85 & \text{Axial} \\ 0,59 & \text{Torção} \end{cases} \quad (2.48)$$

- **k_d – Fator de temperatura**

A temperatura é um fator que influencia consideravelmente na resistência do material. Para temperaturas baixas há um aumento da possibilidade de fratura frágil. No caso de temperaturas mais altas deverá haver uma maior preocupação com a cedência do material, dado que a tensão de cedência diminui com o aumento da temperatura. No caso de temperaturas muito elevadas há ainda a possibilidade de existirem problemas de fluência.

O fator $k_d = S_T/S_{RT}$ é dado na Tabela 2.2 em função da temperatura de funcionamento. S_T é a tensão de rotura à temperatura de funcionamento e S_{RT} é a tensão de rotura à temperatura ambiente.

Tabela 2.2 - Fator de temperatura, k_d , (Richard G. Budynas 2011).

Temperature, °C	S_T/S_{RT}	Temperature, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1000	0.698
550	0.672	1100	0.567
600	0.549		

³ As equações 2.45 e 2.46 são válidas apenas para veios de secção circular com diâmetro d . Para veios ocios e/ou veios de seções não circulares é feita uma análise no sentido de se atribuir um diâmetro equivalente. Nesta matéria sugere-se a consulta da bibliografia referenciada Richard G. Budynas (2011).

- k_e e k_f – Fator de confiança e Fator de efeitos acrescentados (respectivamente)

O fator de confiança k_e traduz o efeito de se considerar um valor médio de 0,5 para a relação entre a tensão limite de fadiga e a tensão de rotura. Esta relação é obtida experimentalmente como se mostra na Figura 2.22. Deste modo, este fator pretende incluir o efeito da variação dos dados mostrados.

No entanto, neste trabalho não será considerado este fator.

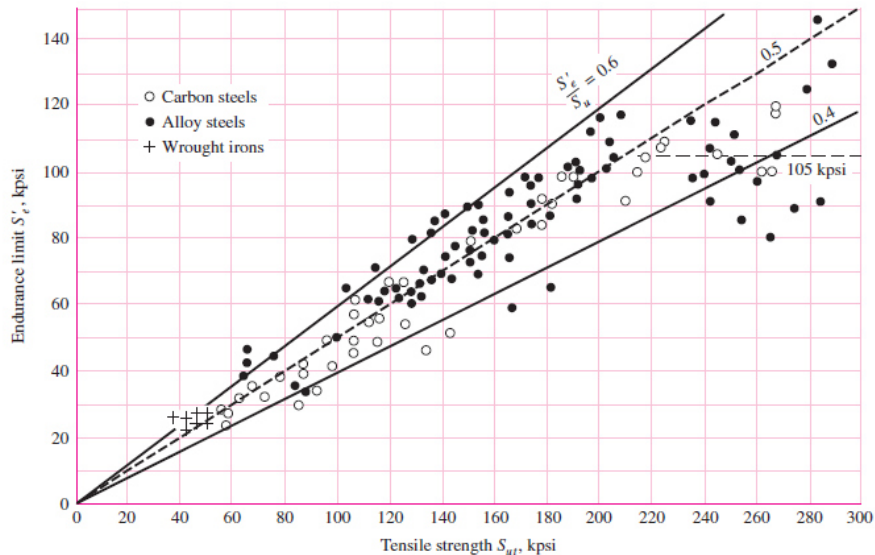


Figura 2.22 - Gráfico da tensão limite de fadiga versus a tensão de rotura, (Richard G. Budynas 2011).

O fator de efeitos acrescentados k_f funciona como um fator extra a considerar caso se considerem outros efeitos que possam baixar a tensão limite de fadiga, tal como tratamentos superficiais ou imperfeições superficiais imprevistas.

No entanto, dado que é de difícil quantificação, este fator também não será considerado neste trabalho.

2.7 Chavetas - Dimensionamento

As chavetas permitem a transmissão de movimento rotativo e binário, entre veios e rodas, ou entre veios ocos e outros veios. São uma solução amplamente utilizada para este propósito dado que são baratas e de manutenção simples, podendo ser facilmente substituídas.

Estes elementos são normalizados por diversas normas internacionais, pelo que se optou por seguir a norma DIN 6885-1 neste trabalho. Dentro desta normalização existem várias formas de chavetas que se podem escolher. Para este projeto optou-se por usar as chavetas do tipo B desta norma. O aspeto e cotagem destas chavetas é visível na Figura 2.23⁴. As respetivas dimensões são de acordo com a norma respetiva.

O dimensionamento das chavetas deve ser feito tendo em consideração que estas são solicitadas ao corte e à compressão lateral. A secção da chaveta, isto é, as dimensões b e h , largura e altura, respetivamente, são seleccionadas tendo em conta o diâmetro do veio onde são aplicadas, já o seu comprimento l é calculado de acordo com estes critérios de resistência (corte e compressão).

⁴ Nesta figura o comprimento da chaveta está legendado por l_1 , pelo que neste trabalho se usa apenas a letra l para fazer referência a esse comprimento.

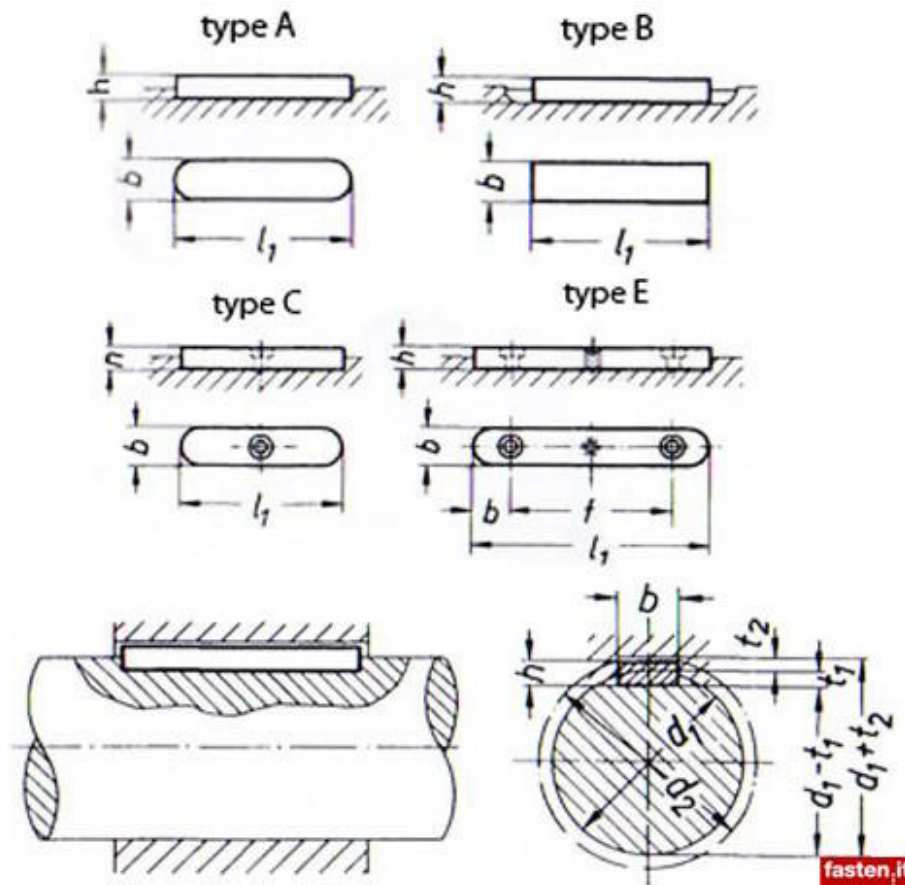


Figura 2.23 - Ilustração esquemática de uma chave DIN 6885-1, in <http://www.fasten.it/includes/cachedimage.php?q=L3RIY2gtZHJhdzExNjM0LTE2MzRfMzU1MC5qcGVn&rm=1>, consultado em 6/12/2016, 12h13.

- **Dimensionamento ao Corte:**

Para se determinar o comprimento necessário para a chave segundo este critério é necessário identificar a área da secção resistente, dada pela equação 2.49, e o esforço de corte F , dado pela equação 2.50, que vem em função do binário a ser transmitido.

Tratando-se de corte puro, a respetiva tensão de corte desenvolvida é dada pela equação 2.50.

Deste modo, igualando a tensão obtida em 2.51 à tensão admissível para um dado material, $\tau_{adm.}$, obtemos em 2.52 o critério que nos fornece o comprimento l mínimo necessário para garantir resistência ao corte.

$$A_{corte} = b \times l \quad (2.49)$$

$$F = \frac{2M_t}{d} \quad (2.50)$$

$$\tau = \frac{F}{A_{corte}} \quad (2.51)$$

$$l \geq \frac{2M_t}{d \cdot b \cdot \tau_{adm.}} \quad (2.52)$$

- **Dimensionamento à compressão (esmagamento):**

Para se determinar o comprimento necessário para a chaveta segundo este critério é necessário identificar a menor área resistente, dada pela equação 2.53, e o esforço de compressão F , dado novamente pela equação 2.50.

Tratando-se de compressão pura, a respetiva tensão de normal desenvolvida é dada pela equação 2.54.

Deste modo, igualando a tensão obtida em 2.54 à tensão admissível para um dado material, $\sigma_{adm.}$, obtemos em 2.55 o critério que nos fornece o comprimento l mínimo necessário para garantir resistência à compressão.

$$A_{resistente} = (h - t_1) \times l \quad (2.53)$$

$$F = \frac{2M_t}{d} \quad (2.50)$$

$$\sigma = \frac{F}{A_{resistente}} \quad (2.54)$$

$$l \geq \frac{2M_t}{d \cdot (h - t_1) \cdot \sigma_{adm.}} \quad (2.55)$$

Por sua vez, os comprimentos também são normalizados, pelo que o seu valor deve ser arredondado sempre para o valor superior mais próximo.

3 Produtos semelhantes no mercado

A existência de sistemas de elevação integrados em torres de mastro alto é já bem conhecida, sendo que inúmeras empresas comercializam este tipo de sistemas. A sua criação advém da necessidade de efetuar tarefas de manutenção, quer seja em torres de iluminação, torres com painéis de publicidade, ou qualquer outro tipo de torre com uma coroa em que seja necessária tal tarefa.

No mercado existem já várias alternativas para sistemas como este, nomeadamente no mercado internacional, disponibilizando todas elas soluções muito semelhantes entre si. A estrutura base dos sistemas existentes consiste num sistema de elevação acionado por um conjunto motor elétrico mais redutor ligado a um tambor onde o cabo de elevação é enrolado. Por sua vez o cabo está ligado à coroa que efetua o movimento de subida e descida.

Empresas como a Italiana NCM, a Chinesa Anji Feiteng Lighting e a Americana Holophane são exemplos de empresas que disponibilizam o sistema em questão. Como se pode ler na Figura A.1 e Figura A.2 do Anexo A, nomeadamente no parágrafo onde diz “*Driving gear*”, o sistema de elevação da coroa móvel que a empresa NCM disponibiliza consiste num motor-reductor de parafuso sem-fim ligado a um tambor no qual o cabo de elevação é enrolado, elevando e baixando a coroa móvel. Percebe-se também que o reductor e o tambor se encontram fixos no interior da torre, sendo que é usado um motor elétrico móvel para proceder ao acionamento do sistema de cada torre, quando necessário.

De seguida procede-se à análise das soluções das empresas Feiteng e Holophane com maior detalhe.

3.1 Anji Feiteng Lighting

Empresa Chinesa especializada em sistemas de elevação de coroas móveis em colunas de iluminação pública. Na Figura 3.1, Figura 3.2 e Figura 3.3, ilustra-se o funcionamento dos sistemas desenvolvidos por esta empresa, nomeadamente sistemas com um ou dois tambores de enrolamento, bem como a combinação das duas soluções para situações em que existe necessidade de dois circuitos de elevação numa só coluna. Tal como mostra a Figura 3.4, consoante a carga imposta pela coroa móvel escolhe-se o reductor necessário para proceder ao acionamento do sistema, dado que para coroas mais pesadas o binário necessário no tambor é superior (Feiteng 2012). Pode-se adivinhar inclusive que a solução para 800/1000kg utiliza dois tambores (um em cada lado do veio de saída do reductor) de maneira a distribuir mais favoravelmente as forças radiais no veio e nos rolamentos, bem como a distribuir a carga da coroa em dois cabos de aço independentes, implicando uma maior segurança no que toca à rotura de um deles.

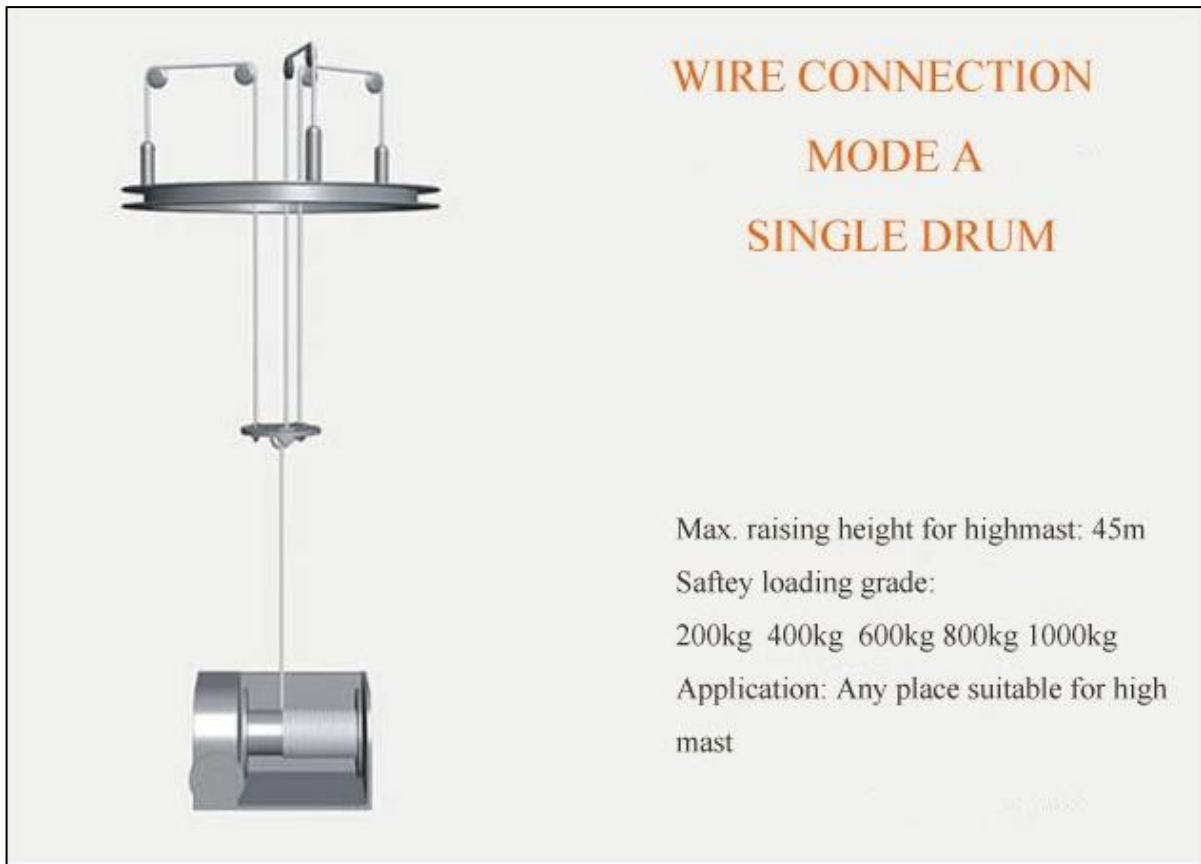


Figura 3.1 – Sistema de elevação da empresa Feiteng com um tambor, in http://www.feiteng.com.cn/doce/rcxx.asp?index_x=2, consultado em 2016-10-19, 12:11.



Figura 3.2 - Sistema de elevação da empresa Feiteng com dois tambores, in http://www.feiteng.com.cn/doce/rcxx.asp?index_x=2, consultado em 2016-10-19, 12:12.



Figura 3.3 - Sistema de elevação da empresa Feiteng com dois sistemas de elevação independentes, in http://www.feiteng.com.cn/doce/rcxx.asp?index_x=2, consultado em 2016-10-19, 12:12.

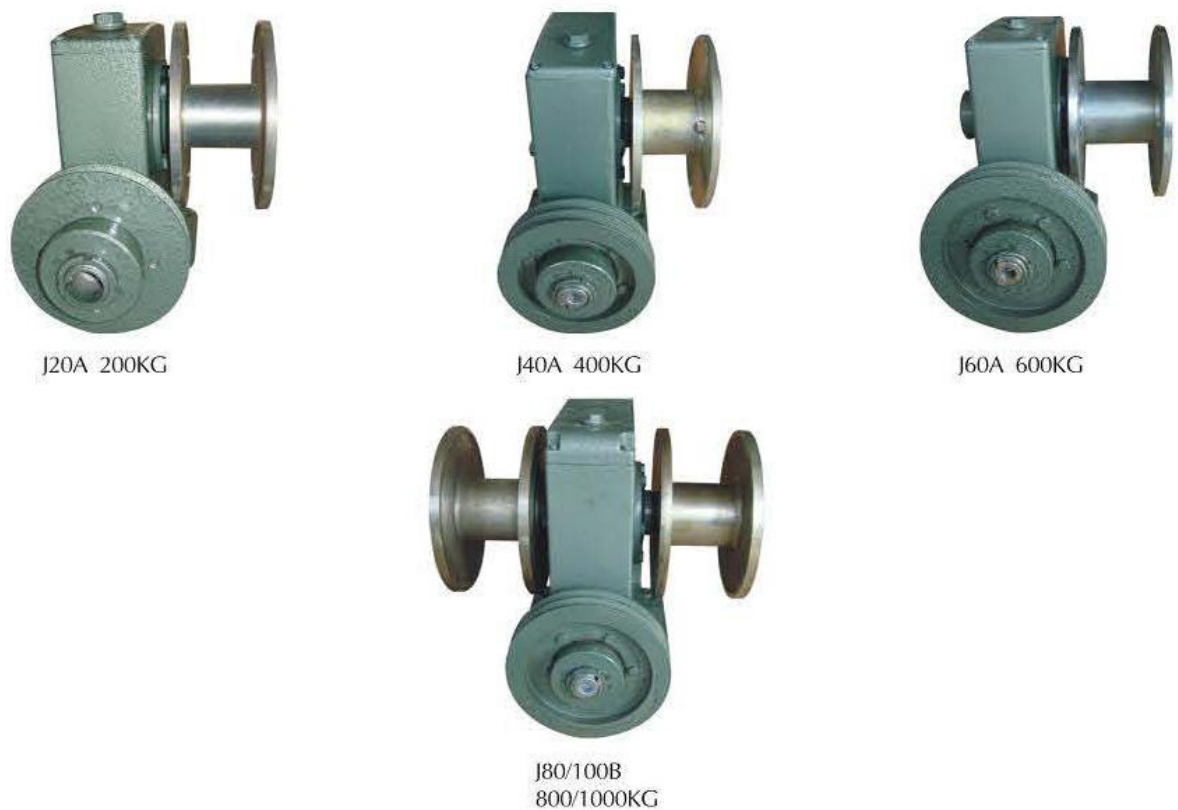


Figura 3.4 – Ilustração dos vários sistemas de elevação da empresa Anji Feiteng Lighting (Feiteng 2012).

Outro aspeto deste produto é que o acionamento é feito através de um motor elétrico trifásico, que pode estar integrado dentro da coluna juntamente com o redutor e o tambor, tal como mostra a Figura 3.5. Se esta solução não for requerida pelo comprador, existe também a possibilidade de se proceder ao acionamento através de um motor móvel que poderá servir de acionamento a várias colunas. A Figura 3.6 mostra um exemplo desta última solução, que como é fácil de perceber será mais barata do que a alternativa (Feiteng 2012).

Quanto à solução construtiva do topo da coluna, que guia o cabo de aço para elevar e baixar a coroa móvel, a empresa fornece a solução visível na Figura 3.7, onde os três cabos são guiados por roldanas no interior. No fim da operação de descida e subida, quando a coroa atinge a posição mais elevada existe um sistema que prende a coroa, aliviado a tensão nos cabos até à próxima operação (Feiteng 2012).



Figura 3.6 – Acionamento por motor móvel da empresa Feiteng, in http://www.feiteng.com.cn/doce/pro_detail.asp?P_ID=84&c_ID=11&prname=Drive%20Motor&prname1=Protatable%20drive&prname2=&index_x=2, consultado em 2016-10-19, 13:05.

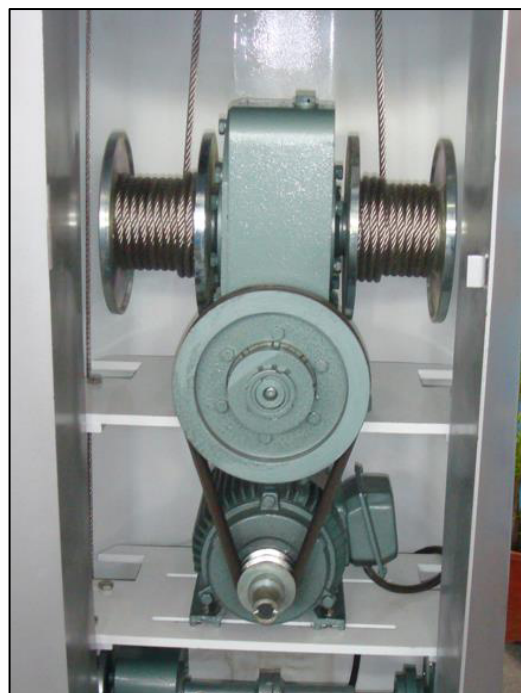


Figura 3.5 – Acionamento com motor integrado da empresa Feiteng, in http://www.feiteng.com.cn/doce/pro_detail.asp?P_ID=61&c_ID=9&prname=Double%20lifter&prname1=&prname2=&index_x=2, consultado em 2016-10-19, 13:07.



Figura 3.7 – Solução construtiva da empresa Anji Feiteng Lighting para a coroa móvel (Feiteng 2012).

3.2 Holophane

Empresa centenária Americana, pioneira no capítulo dos sistemas de iluminação pública. De toda a variedade de produtos que esta empresa disponibiliza no mercado, interessa discutir aqui os sistemas de elevação de coroas móveis em colunas de iluminação. Este tipo de produto está dividido em duas gamas distintas, o HMS *lowering device system* e os LMS *lowering device system*, em que as siglas HMS e LMS significam *High Mast System* e *Low Mast System*, respectivamente. Ou seja, dividem o produto consoante este é aplicado a colunas de elevada ou reduzida altura. Tipicamente entre os 50' e os 150' é considerado como HMS, e abaixo dos 50' LMS, onde 50' corresponde a cerca de 15 m e 150' a 45 m, em unidades SI (Holophane 2006).

Os sistemas de elevação para torres de mastro alto, designados neste subcapítulo de “sistemas de sobe e desce para HMS”, são de maior importância para este trabalho, dado que geralmente implicam esforços maiores no mecanismo de elevação, quer devido à maior altura a que a coroa está alojada, quer ao maior peso da mesma neste tipo de colunas.

A solução construtiva deste produto é semelhante à já discutida em 3.1, com algumas pequenas diferenças. A Holophane disponibiliza três tipos distintos de soluções para o acionamento do mecanismo de elevação e descida da coroa, uma em que o sistema (motor, redutor e tambor) é todo ele portátil e utilizável em várias torres, outro em que apenas o motor de acionamento é portátil e existe no interior de cada torre o respetivo redutor e tambor, e outra em que em cada torre é integrado o sistema completo de acionamento, ou seja, o motor, o redutor e o tambor de enrolamento do cabo. Estes três tipos ilustram-se na Figura 3.8, Figura 3.9 e Figura 3.10, respetivamente (Holophane 2006).

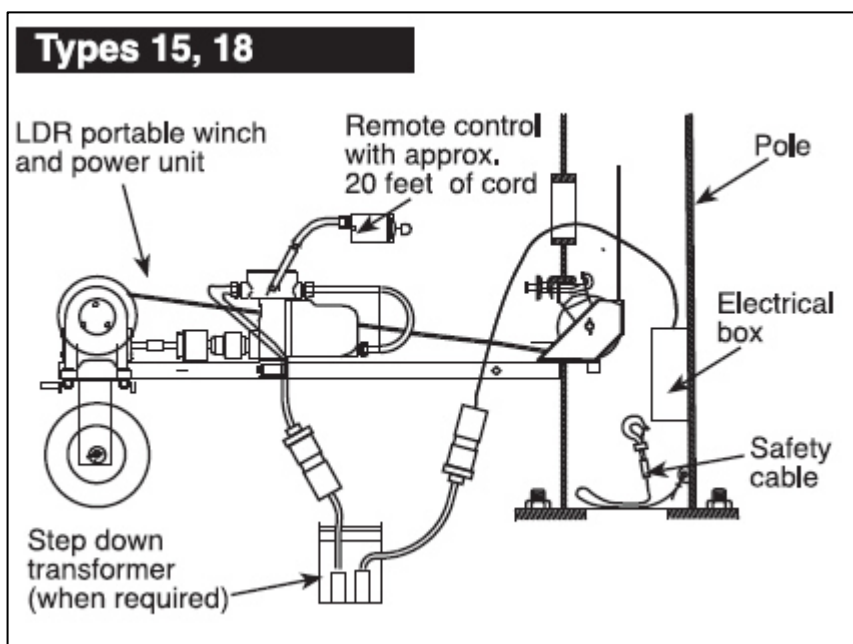


Figura 3.8 – Sistema totalmente portátil de acionamento da Holophane - gama HMS (Holophane 2006).

No sistema totalmente portátil, o motor, o redutor e o tambor são montados numa estrutura comum em aço. Esta estrutura é movível de torre para torre, e possui uma solução construtiva que permite uma ligação rígida entre si e a torre durante o acionamento do sistema. Assemelha-se, portanto, a um carrinho de mão com o sistema descrito montado em cima, capaz de ser transportado por um operário de manutenção entre as várias colunas de uma dada instalação. O mesmo acontece no sistema parcialmente integrado, em que apenas o motor é portátil, onde apenas há uma solução construtiva que permite a ligação rígida do mesmo ao resto do mecanismo (Holophane 2006).

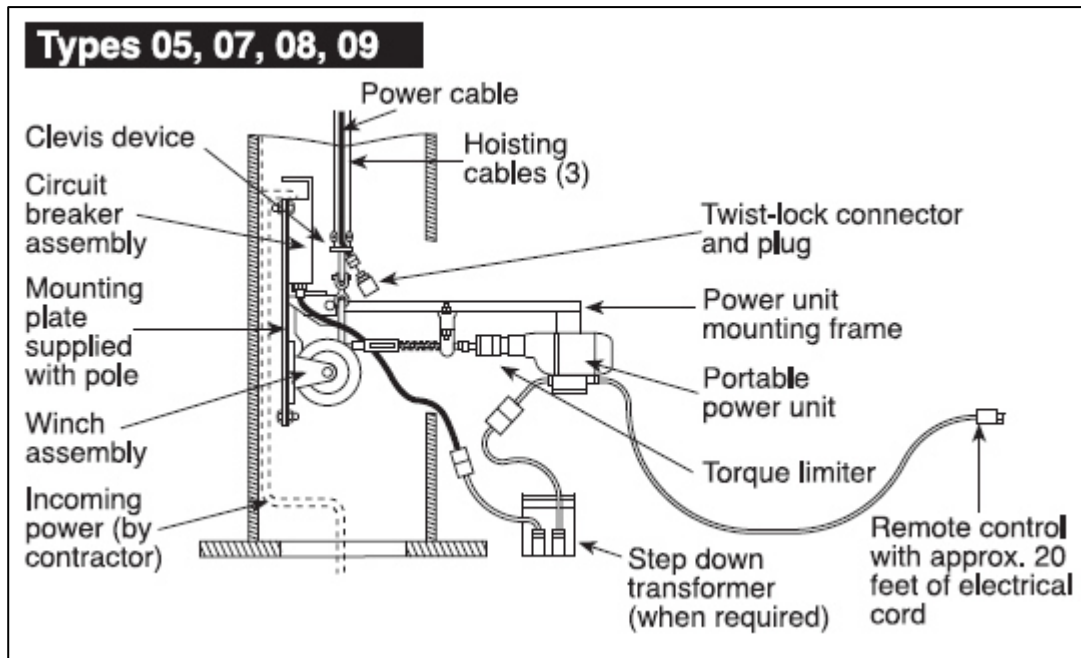


Figura 3.9 – Sistema de motor portátil da Holophane – gama HMS (Holophane 2006).

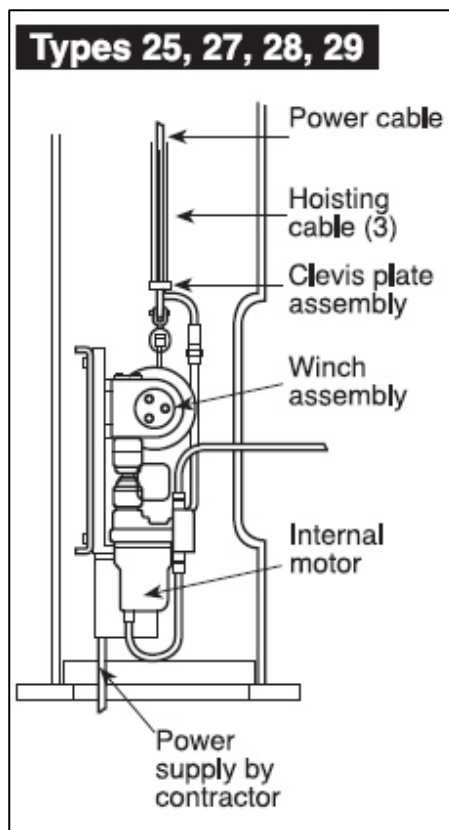


Figura 3.10 – Sistema de elevação totalmente integrado da Holophane – gama HMS (Holophane 2006).

O motor elétrico usado para acionar o mecanismo tem pelo menos 1 hp (equivalente a cerca de 745 W), e é do tipo reversível. O redutor usado é do tipo parafuso sem-fim com uma redução de 30:1, equipado com um sistema de travagem no veio de entrada de maneira a prevenir a queda livre da coroa. Quanto ao tambor de enrolamento, este é suportado nas duas extremidades e está equipado com um sistema que permite o correto enrolamento do cabo de aço (Holophane 2006).

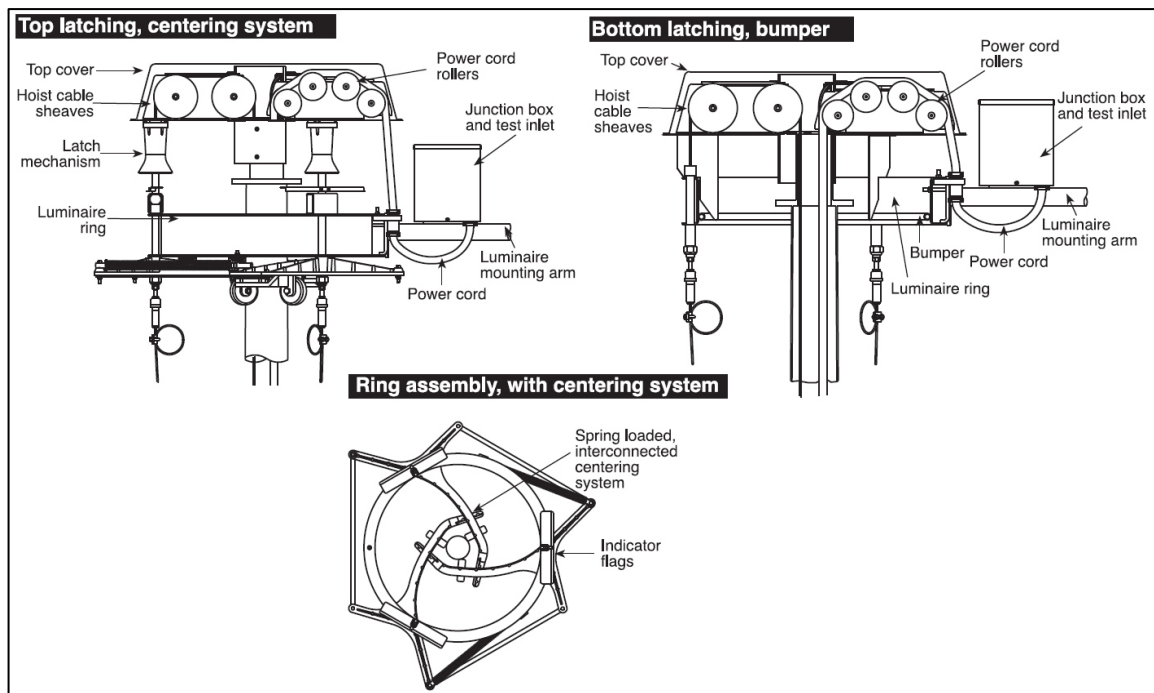


Figura 3.11 – Sistema de guiamento no topo da torre da Holophane – gama HMS (Holophane 2006).

Quanto à solução construtiva no topo da torre, que guia os cabos de aço que por sua vez fazem subir e descer a coroa móvel, é ilustrada na Figura 3.11. Não se irá entrar em muito detalhe sobre este sistema dado que o foco principal deste trabalho é especificamente o sistema de acionamento que faz subir e descer a coroa.

A gama de sistema de sobe e desce para LMS disponibilizado pela Holophane usam o mesmo tipo de solução construtiva, quer para o acionamento quer para o guiamento no topo da torre. Este tipo de produto implica normalmente solicitações menos adversas, pelo que os mecanismos usados podem ser mais simples. Deste modo, nestas aplicações usa-se a solução já descrita em cima, em que o sistema de elevação, composto pelo motor, pelo redutor e pelo tambor, é todo ele portátil, tal como se mostra na Figura 3.12 e Figura 3.8. Neste caso o conjunto do moto-redutor possui um fator de segurança superior a 5, no que diz respeito à carga da coroa, e o redutor instalado é também do tipo parafuso sem-fim com uma redução de 51:1 (Holophane 2008).



Figura 3.12 – Sistema totalmente portátil de acionamento da Holophane - gama LMS (Holophane 2008).

Quanto à solução construtiva no topo da torre, esta gama LMS usa um sistema parecido com o da gama HMS, tal como é visível na Figura 3.13.

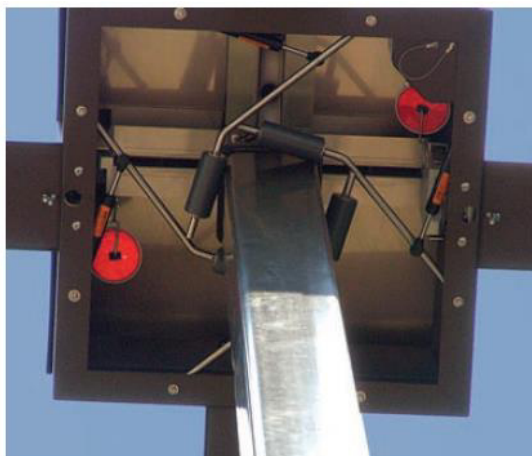


Figura 3.13 - Sistema de guiamento no topo da torre da Holophane – gama LMS (Holophane 2008).

A informação disponibilizada por esta empresa no que respeita ao limite de carga que cada modelo aguenta é muito escassa, e tal pode ser atribuído ao facto de que esta empresa não instala apenas o sistema de elevação, fornecendo o produto completo (torre de iluminação). Pelo que tudo o que o comprador necessita de especificar é a altura necessária da torre, os acessórios de iluminação, e outras especificações elétricas, e assim a empresa apenas tem de perceber qual a carga envolvida na coroa e utilizar o modelo do sistema de elevação necessário para a aplicação especificada.

4 Sobe e desce 2000 kg

Tal como foi referido no capítulo 1.3 o objetivo deste trabalho é o projeto de uma máquina de elevação de coroas móveis com peso até 2000 kg para colunas com alturas até 50 m.

O mecanismo global será composto por um motoredutor ligado ao tambor de enrolamento através de uma transmissão por correntes. Por sua vez o tambor de enrolamento permite o movimento vertical da carga através do cabo de aço. As blindagens laterais são o elemento sobre os quais está montado o redutor e o tambor, e são também o elemento que está ligado ao exterior (coluna).

Neste capítulo procede-se à apresentação de todos os cálculos envolvidos no dimensionamento dos elementos estruturais, tal como veios, casquilhos, chavetas, entre outros. São também apresentadas todas as decisões tomadas e as respetivas justificações. Existem membros estruturais do mecanismo que necessitam de ser dimensionados de acordo com normas internacionais, entre eles o cabo de aço e o tambor onde este é enrolado. Neste caso específico a norma que rege a escolha deste componente é a Federação europeia para a manutenção – FEM (do francês Federation Europeenne de la Manutention).

4.1 Classificação FEM

Esta norma é específica para aparelhos de elevação, tal como guinchos e gruas. A grande variedade de aparelhos de elevação possíveis torna necessário que se proceda a um sistema de classificação, com base na classe de utilização e no espetro de carga a que o mecanismo está sujeito. Os mecanismos são classificados em oito categorias, designadas por M1, M2, M3, ..., M8, com base em 10 classes de utilização, designadas por T0, T1, ..., T9, e quatro classes de espetro de carga, designadas por L1, L2, L3 e L4, de acordo com a Tabela 4.1 (FEM 1998).

Tabela 4.1 – Grupo de classificação dos mecanismos, (FEM 1998).

Class of load spectrum	Class of utilization									
	T0	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9
L1	M1	M1	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
L2	M1	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8
L3	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8
L4	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8	M8

Para a obtenção da classe de utilização, que é feito em função do tempo total de trabalho T do mecanismo (ver Tabela 4.3), a norma FEM sugere que o seu cálculo seja feito da seguinte forma:

$$T_{total} = T_{1\text{ ciclo}} \times N^{\circ} \text{ de ciclos por ano} \times N^{\circ} \text{ de anos de funcionamento} \quad (4.1)$$

Os valores relevantes para o cálculo do tempo total de utilização encontram-se na Tabela 4.2, onde foi considerado um tempo de trabalho por ciclo, $T_{1\text{ ciclo}} = 40 \text{ min.}$, que corresponde a uma velocidade média de 2,5 m/s para uma coluna de 50 m. Foi também considerado que o nº de ciclos por ano seria de 12, e que o nº de anos de utilização do mecanismo fosse 40 anos, período ao fim do qual se procederia à reforma do mecanismo. Assim, resulta que o nº de ciclos total seja de 480 ciclos, correspondendo, a 320 horas de utilização total, o que classifica o mecanismo na classe de utilização T1.

Tabela 4.2 - Cálculo do tempo total de utilização do mecanismo - FEM

Cálculo do tempo total de utilização	
Duração de 1 ciclo de trabalho (min.)	40
Duração de 1 ciclo de trabalho (h)	0,67
Nº de ciclos por ano	12
Anos projetados para funcionamento	40
Nº de ciclos total	480
Nº de horas de trabalho total (h)	320
Classe de utilização	T1

Tabela 4.3 -Classe de utilização para mecanismos, (FEM 1998).

Symbol	Total duration of use T (h)		
T0		T	≤ 200
T1	200	< T	≤ 400
T2	400	< T	≤ 800
T3	800	< T	≤ 1600
T4	1 600	< T	≤ 3200
T5	3 200	< T	≤ 6300
T6	6 300	< T	≤ 12 500
T7	12 500	< T	≤ 25 000
T8	25 000	< T	≤ 50 000
T9	50 000	< T	

Para classificar o mecanismo de acordo com o espectro de carga é primeiro necessário entender o funcionamento base do mecanismo. Trata-se de um mecanismo de elevação de coroas móveis para torres de iluminação, em que o acionamento do cabo que movimenta essa coroa é feito por um tambor que à medida que roda num sentido ou noutro eleva ou baixa a coroa. Sendo assim, como o enrolamento é feito em várias camadas, durante o processo de elevação, o binário resistente não é sempre constante, sendo máximo na última camada e mínimo na primeira. É preciso também perceber que à medida que o cabo é enrolado no tambor a velocidade de elevação vai aumentando, de camada em camada. Posto isto podemos dizer que durante mais de 50% do tempo de trabalho a carga a que o mecanismo está sujeito é inferior a 50% da carga máxima (binário na camada final). No entanto a força vertical a que o mecanismo está sujeito, mais propriamente o tambor, é sempre constante e igual ao peso da coroa.

A escolha da categoria L1, L2, L3 ou L4 é feita em função do fator de espectro K_m (do inglês *spectrum factor*), como mostra a Tabela 4.4. Este fator traduz a ideia do que se discutiu no parágrafo anterior, ou seja, expressa a fração de tempo de uso durante a qual o mecanismo está sujeito a uma fração da carga máxima de carregamento. Sendo assim considera-se que $k_m \leq 0,5$, o que resulta na classe L3 da classificação do espectro de carga (FEM 1998).

Tabela 4.4 – Classes de espectro de carga, (FEM 1998).

Symbol	Spectrum factor k_m		
L1		k_m	≤ 0,125
L2	0,125	< k_m	≤ 0,250
L3	0,250	< k_m	≤ 0,500
L4	0,500	< k_m	≤ 1,000

Desta forma, estamos já em condições de classificar o mecanismo, e conforme a Tabela 4.1 a classificação cai na categoria M2. Na Tabela 4.5 encontram-se alguns exemplos de classificação de mecanismos.

Tabela 4.5 – Guia para a classificação do grupo do mecanismo, (FEM 1998).

Reference	Type of appliance	Particulars concerning nature of use (1)	Type of mechanism				
	Designation		Hoisting	Slewing	Luffing	Traverse	Travel
1	Hand-operated appliances		M1	-	-	M1	M1
2	Erection cranes		M2-M3	M2-M3	M1-M2	M1-M3	M2-M3
3	Erection and dismantling cranes for power stations, machine shops, etc.		M2	-	-	M2	M2
4	Stocking and reclaiming transporters	Hook duty	M5-M6	M4	-	M4-M5	M5-M6
5	Stocking and reclaiming transporters	Grab or magnet	M7-M8	M6	-	M6-M7	M7-M8
6	Workshop cranes		M6	M4	-	M4	M5
7	Overhead travelling cranes, pigbreaking cranes, scrapyards cranes	Grab or magnet	M8	M6	-	M6-M7	M7-M8
8	Ladle cranes		M7-M8	-	-	M4-M5	M6-M7
9	Soaking-pit cranes		M8	M6	-	M7	M8
10	Stripper cranes, open-hearth furnace-charging cranes		M8	M6	-	M7	M8
11	Forge cranes		M8	-	-	M5	M6
12-a	Bridge cranes for unloading, bridge cranes for containers	a - Hook or spreader duty	M6-M7	M5-M6	M3-M4	M6-M7	M4-M5
12-b	Other bridge cranes (with crab and/or slewing jib crane)	b - Hook duty	M4-M5	M4-M5	-	M4-M5	M4-M5
13	Bridge cranes for unloading, bridge cranes (with crab and/or slewing jib crane)	Grab or magnet	M8	M5-M6	M3-M4	M7-M8	M4-M5
14	Drydock cranes, shipyard jib cranes, jib cranes for dismantling	Hook duty	M5-M6	M4-M5	M4-M5	M4-M5	M5-M6
15	Dockside cranes (slewing, on gantry, etc.), floating cranes and pontoon derricks	Hook duty	M6-M7	M5-M6	M5-M6	-	M3-M4
16	Dockside cranes (slewing, on gantry, etc.), floating cranes and pontoon derricks	Grab or magnet	M7-M8	M6-M7	M6-M7	-	M4-M5
17	Floating cranes and pontoon derricks for very heavy loads (usually greater than 100 t)		M3-M4	M3-M4	M3-M4	-	-
18	Deck cranes	Hook duty	M4	M3-M4	M3-M4	M2	M3
19	Deck cranes	Grab or magnet	M5-M6	M3-M4	M3-M4	M4-M5	M3-M4
20	Tower cranes for building		M4	M5	M4	M3	M3
21	Derricks		M2-M3	M1-M2	M1-M2	-	-
22	Railway cranes allowed to run in train		M3-M4	M2-M3	M2-M3	-	-

(1) Only a few typical cases of use are shown, by way of guidance, in this column.

4.1.1 Forças no movimento vertical de cargas

O esforço principal que condiciona o dimensionamento do mecanismo é o peso da coroa e os esforços devido ao movimento da mesma. A norma FEM diz que, para esforços causados por movimentos verticais de cargas, deve ser tomado em consideração eventuais oscilações da mesma, e sendo assim, deve-se multiplicar o valor da carga máxima por um coeficiente dinâmico ψ . O processo de cálculo deste coeficiente é percorrido de seguida de acordo como sugere a FEM (1998).

O coeficiente dinâmico ψ é calculo a partir da equação 4.2.

$$\psi = \varphi_{2 \min.} + \beta_2 v_h \quad (4.2)$$

Onde os coeficientes $\varphi_{2 \min.}$ e β_2 são obtidos através da Figura 4.1 consoante a classificação HC considerada. Dado não haver muita informação sobre este tipo de classificação aplicada ao mecanismo que pretendemos, considera-se a classificação HC₄, que implica mais segurança. A

velocidade v_h é dada na Tabela 4.6, em função da classificação HD_1 considerada, dado que este mecanismo não pode ser operado a uma velocidade de elevação constante. Sendo assim deve ser considerada a velocidade máxima de elevação, $v_{h \text{ máx.}}$.

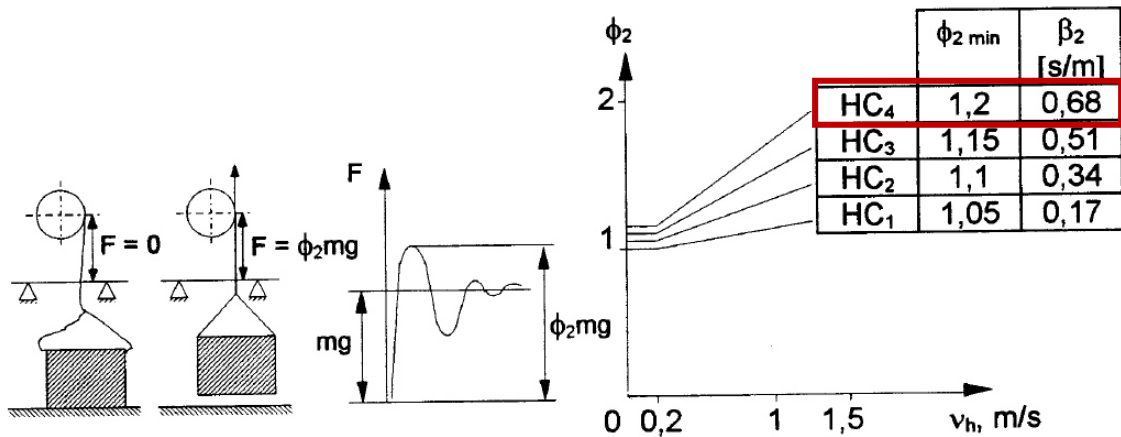


Figura 4.1 – Coeficiente dinâmico – FEM, (FEM 1998).

Tabela 4.6 – Valores de v_h para estimar o coeficiente dinâmico, (FEM 1998).

Load combination	Type of hoist drive and its operation method of operation				
	HD1	HD2	HD3	HD4	HD5
Case I, Case II	$v_{h,max}$	$v_{h,CS}$	$v_{h,CS}$	$0,5 \cdot v_{h,max}$	$v_h = 0$
Case III	-	$v_{h,max}$	-	$v_{h,max}$	$0,5 \cdot v_{h,max}$

Podemos então calcular o coeficiente dinâmico, pelo que o resultado para o mecanismo em questão é de $\psi = 1,24$. Apresenta-se na Tabela 4.7 os valores considerados para os parâmetros descritos e o resultado obtido.

Tabela 4.7 – Cálculo do coeficiente dinâmico - ψ

Coeficiente Dinâmico	
Classificação	HD1
Velocidade máxima (m/s)	0,0462
Velocidade máxima (m/min.)	2,773
Classificação	HC4
β_2	0,68
$\phi_2 \text{ min}$	1,2
ψ	1,23

No entanto a norma FEM indica ainda a necessidade de se considerar mais um coeficiente, designado por coeficiente de amplificação γ_m . O valor considerado para este coeficiente é obtido na Tabela 4.8, consoante o grupo do mecanismo, que tal como vimos na seção 4.1 é M2. Deste modo o coeficiente de amplificação é $\gamma_m = 1,04$.

Tabela 4.8 – Coeficiente de amplificação, (FEM 1998).

Mechanism group	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
γ_m	1,00	1,04	1,08	1,12	1,16	1,20	1,25	1,30

Podemos então considerar que a aplicação consecutiva dos dois coeficientes referidos neste capítulo, o coeficiente dinâmico e o coeficiente de amplificação, resultam efetivamente na aplicação de um único coeficiente de segurança $N = \psi \times \gamma_m = 1,24 \times 1,04 = 1,29$.

No entanto, é de referir que embora a FEM (1998) contemple a influência do vento no dimensionamento feito, este foi descartado, dado que a aplicação deste mecanismo de elevação será feita nos mais diversos locais e para as mais variadas configurações de coroas móveis, pelo que qualquer previsão feita estaria errada. De maneira a considerar o efeito desta condicionante, decidiu-se considerar um coeficiente efetivo (conservativo) na carga de elevação de $N = 1,5$, o que implica a consideração de uma carga 50% superior à máxima real, ou seja, de $2000 \text{ kg} \times 1,5 = 3000 \text{ kg}$. Não deixa mesmo assim de ser aconselhado que o uso do mecanismo seja feito nas melhores condições climáticas possíveis.

4.2 Cabo de aço

O cabo de aço que permite o movimento da coroa é um componente importante do mecanismo, pois suporta todo o peso da coroa, e por isso deve ser tomada especial atenção ao seu dimensionamento.

A norma FEM cobre com especial atenção este componente, pelo que o seu dimensionamento será feito de acordo com o especificado pela mesma. As regras fornecidas por esta norma requerem preferencialmente o uso de cabos de aço fabricados segundo a norma ISO 2408, embora não excluindo totalmente o uso de outros (FEM 1998).

A escolha do cabo de aço é feita tendo em conta a classificação do mecanismo, que foi previamente feita na seção 4.1. O grupo de classificação do mecanismo é o M2.

Escolheu-se a empresa Oliveira para o fornecimento do cabo de aço, pelo que serão usados os dados fornecidos no seu catálogo para se proceder aos cálculos. Apenas serão expostas neste trabalho partes do catálogo, pelo que para consulta do mesmo, este está disponível online em www.oliveirasa.com/Pt/Technical. Dentro das variadas gamas de cabos disponibilizados pela empresa, escolheu-se a gama HD 8 k, pelo que a informação técnica está exposta na Tabela 4.11 e Tabela 4.12.

A escolha do diâmetro mínimo necessário para o cabo de aço é feita de acordo com a equação 4.3.

$$d = C \cdot S^{1/2} \quad (4.3)$$

Onde:

d é o diâmetro mínimo do cabo de aço, em mm .

C é o coeficiente de seleção do cabo de aço, definido na equação 4.4.

S é a carga máxima a que o cabo está sujeito, em N .

$$C = \sqrt{Z_p / K' \cdot R_0} \quad (4.4)$$

Onde:

Z_p é o fator de segurança, e é obtido pela Tabela 4.10.

R_0 é a tensão de rotura do cabo de aço, em MPa .

K' é um fator empírico para a carga mínima de rotura, para um determinado tipo de cabo, e é definido na equação 4.5.

$$K' = \frac{\pi}{4} \cdot f \cdot k \quad (4.5)$$

Onde:

f é o coeficiente de preenchimento do cabo (*fill factor*).

k é o fator de rotação devido à construção do cabo de aço (*spin factor*).

Apresenta-se assim na Tabela 4.9 o cálculo do diâmetro necessário para o cabo de aço a aplicar no mecanismo de sobe e desce para cargas até 2000 kg com um coeficiente de segurança de $N = 1,5$. O diâmetro selecionado foi 11 mm.

Tabela 4.9 – Cálculo do diâmetro do cabo de aço – FEM.

Cálculo do diâmetro	
Carga máx. suportada (kg)	2000
N (Coef. Seg.)	1,5
Força exercida (N)	29430
Z_p	3,35
f (fill factor)	0,672
K (spin factor)	0,82
k'	0,433
R_o (MPa)	2160
C	0,0599
d min. (mm)	10,27
d (mm)	11

Tabela 4.10 - Fator de segurança do cabo de aço - Z_p , (FEM 1998).

Group of mechanism	Minimum value Z_p	
	Running ropes	Static ropes
M 1	3,15	2,5
M 2	3,35	2,5
M 3	3,55	3
M 4	4	3,5
M 5	4,5	4
M 6	5,6	4,5
M 7	7,1	5
M 8	9	5

Tabela 4.11 - Propriedades gerais do cabo de aço selecionado – HD 8 k, retirado do catálogo da Oliveira.

RCN	Diameter range [mm]	Construction	Number of outer strands	Number of wires	Number of outer load bearing wires	Average fill factor	Average spin factor
03	8 – 11	8xK12	8	145	96	0,672	
03	12 – 14	8xK17	8	185	136	0,675	0,850 (1770 N/mm ²)
09	15 – 28	8xK26	8	257	208	0,677	0,850 (1960 N/mm ²)
11	30 – 42	8xK31	8	297	248	0,673	0,820 (2160 N/mm ²)
13	44 – 60	8xK36	8	407	288	0,683	

Tabela 4.12 - Propriedades mecânicas do cabo de aço selecionado – HD 8 k, retirado do catálogo da Oliveira.

nominal diameter	metallic area	weight	calculated aggregate breaking force									
			1770 N/mm ²		1960 N/mm ²		2160 N/mm ²					
mm	mm ²	kg/m	kN	t [metric]	kN	t [metric]	kN	t [metric]	kN	t [metric]	kN	t [metric]
8	32,9	0,284					71,2	7,26				
9	42,2	0,362					91,1	9,29				
10	53,3	0,458					115	11,74				
11	65,8	0,565					139	14,16				
12	75,8	0,649	134	14,32	148	15,14	164	16,69	115	11,88	126	12,89
13	89,3	0,769	158	16,88	175	17,85	193	19,67	137	14,00	149	15,19
14	105	0,903	186	18,97	206	21,01	227	23,15	158	16,10	175	17,82
15	119	1,026	211	21,54	234	23,86	258	26,29	180	18,35	203	20,67
16	135	1,160	238	24,29	264	26,90	291	29,65	204	20,80	229	23,39
18	174	1,494	307	31,32	340	34,68	375	38,22	260	26,53	288	29,39
19	191	1,641	338	34,42	374	38,12	412	42,00	292	29,79	324	32,99
20	214	1,836	378	38,57	419	42,71	462	47,06	321	32,73	356	36,25

4.3 Tambor

O tambor é responsável pelo enrolamento do cabo de aço. O diâmetro mínimo de enrolamento do cabo de aço escolhido é dado pela equação 4.6, de acordo com a FEM (1998).

$$D \geq H \cdot d \quad (4.6)$$

Onde:

d é o diâmetro do cabo de aço escolhido, em mm .

D é o diâmetro mínimo do tambor, em mm .

H é o coeficiente dependente do grupo de classificação do mecanismo, obtido na Tabela 4.13.

Tabela 4.13 - Coeficiente H para escolha do diâmetro do tambor, (FEM 1998).

Mechanism group	Drums	Pulleys	Compensating pulleys
M1	11,2	12,5	11,2
M2	12,5	14	12,5
M3	14	16	12,5
M4	16	18	14
M5	18	20	14
M6	20	22,4	16
M7	22,4	25	16
M8	25	28	18

Resulta então que o diâmetro mínimo para o tambor é $D_{min.} = 12,5 \times 11 = 137,5 \text{ mm}$.

4.4 Escolha do Motoredutor

O motoredutor é o componente principal no mecanismo de elevação, dado que é este que fornece a potência de acionamento para o funcionamento do sistema. Define-se desde já que a gama do redutor a ser utilizado é a gama VFR da empresa Bonfiglioli acoplado a um motor elétrico também deste fornecedor. Esta gama de redutores possui dois níveis de redução, um primeiro nível através de duas rodas cilíndricas e o segundo nível através de uma configuração de parafuso sem-fim. Este último andar de redução permite, a partir de certas gamas de redução, a não reversibilidade em vazio, permitindo assim que o sistema permaneça travado aquando de

uma falta inesperada de potência. O motor a ser utilizado terá como velocidade $n_0 = 1410 \text{ rpm}$.

Enumeram-se de seguida os passos necessários para a sua escolha.

i. Potência no movimento:

Movimentação vertical de uma carga $C = 2000 \times N = 2000 \times 1,5 = 3000 \text{ kg}$, a uma velocidade média de $v = 2,5 \text{ m/min.} = 0,042 \text{ m/s}$. Isto implica que, segundo a equação 4.7, a potência efetiva de acionamento é de $P = 3000 \times 9,8 \times 0,042 = 1235 \text{ W}$.

No entanto a potência necessária no motor terá de contemplar a existência de dissipação energética no mecanismo, como por exemplo no redutor, que tem um rendimento associado. Para a gama de redutores considerada o valor do rendimento pode ir desde os 55% até aos 85%. Sendo assim, considerando um rendimento de cerca de 55% (conservador), podemos averiguar que necessitamos de um motor com uma potência de $P = 1235/0,55 \approx 2,2 \text{ kW}$.

$$P = C \times v \tag{4.7}$$

Onde:

P é a potência, em W .

C é a força exercida pela carga, em N .

v é a velocidade de movimentação, em m/s .

ii. Largura do tambor

A largura do tambor é um parâmetro muito importante para a escolha do redutor, isto porque quanto mais estreito for o tambor mais camadas serão necessárias para o enrolamento da totalidade do cabo de aço, e com o aumento do número de camadas aumenta o binário máximo necessário no tambor para que a carga seja elevada até à altura pretendida. Isto prende-se com o facto de que, à medida que o cabo é enrolado de camada em camada, a distância entre o centro do tambor e o centro do cabo, onde a carga está aplicada, aumenta, aumentando assim (proporcionalmente) o binário de carga.

Por sua vez, a largura do tambor é constrangida pelo tamanho do redutor, isto porque é o redutor que impõe a largura entre as blindagens, tal como mostra a Figura 4.2. As blindagens são o componente que faz a ligação entre os diversos componentes e o exterior. Na Tabela 4.1 apresentam-se os valores da largura dos redutores da gama VFR da Bonfiglioli.

Tabela 4.14 - Larguras dos redutores VFR (Bonfiglioli), valores retirados do catálogo do fornecedor.

Largura dos redutores	
VFR 130	165 mm
VFR 150	175 mm
VFR 185	190 mm
VFR 210	260 mm

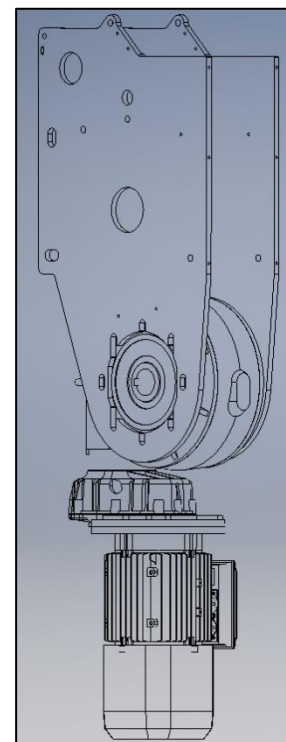


Figura 4.2 – Ilustração da montagem das blindagens no redutor.

Admitamos para já que o redutor escolhido será o que impõe um maior constrangimento à largura do tambor, ou seja, o redutor VFR 130 que tem uma largura de 165 mm. Assim sendo,

tem de ser tomando em consideração a espessura das paredes do tambor e a necessidade de uma certa distância entre estas e as blindagens laterais. Outro detalhe que o tambor possui é o cerra cabo, que permite o aperto de uma das pontas do cabo de aço à parede do tambor (na face exterior). Na Figura 4.3 ilustra-se o descrito. Posto isto podemos considerar que a largura interior que consideramos para o tambor será de 121 mm, de maneira a alojar 11 enrolamentos por camada ($121/11 = 11$).

Desta maneira pode ser calculado que, para alojar todo o comprimento do cabo, cerca de 50 m, serão necessárias 7 camadas, tal como mostra a Tabela 4.16.

Tabela 4.15 - Características do tambor de enrolamento.

Tambor de enrolamento	
Diâmetro do cabo (mm)	11
Coef. H (norma FEM)	12,5
Diâmetro interior do tambor (mm)	137,5
Largura interior do tambor (mm)	121
Nº de voltas por camada	11
Diâmetro exterior do tambor (mm)	300

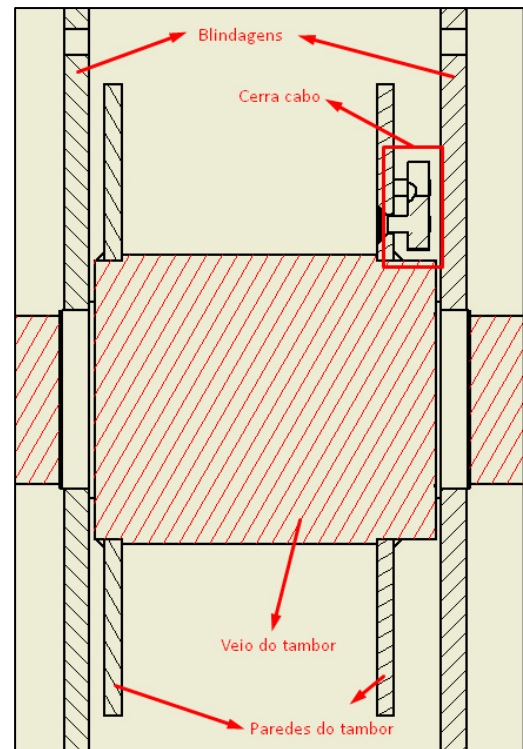


Figura 4.3 - Ilustração da solução construtiva para alojamento do tambor nas blindagens laterais.

Tabela 4.16 - Cálculo do número de camadas necessárias para o enrolamento total do cabo de aço.

Camada	Distância entre centro do tambor ao centro do cabo (mm)	Comprimento enrolado em cada camada (mm)	Comprimento total enrolado (m)
1	74,25	5132	5
2	85,25	5892	11
3	96,25	6652	18
4	107,25	7413	25
5	118,25	8173	33
6	129,25	8933	42
7	140,25	9693	52

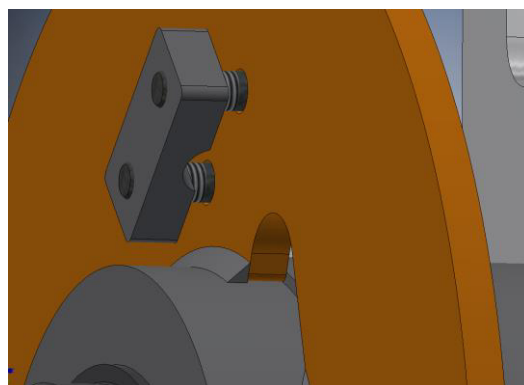


Figura 4.4 - Ilustração do cerra cabo.

iii. Velocidade de rotação:

Para obter a velocidade necessária à saída do redutor temos de primeiro saber qual a velocidade necessária no tambor e a relação de transmissão no engrenamento intermédio (transmissão por corrente). Vamos considerar à partida que esta razão será de cerca de $r = 2,5$.

O objetivo é, como já foi referido, obter uma velocidade média de elevação de $v = 2,5 \text{ m/min.} = 0,042 \text{ m/s}$, e como o número de camadas de enrolamento são 7, tal como visto no ponto *ii*, esta velocidade é à partida obtida no enrolamento médio, ou seja, na camada 4. Assim sendo, de maneira a satisfazer esta velocidade média de elevação na camada 4, a que corresponde um diâmetro de $2 \times 107,25 = 214,5 \text{ mm}$ (ver Tabela 4.16), obtemos uma velocidade de rotação para o tambor de $n_2 = 3,7 \text{ rpm}$, de acordo com a equação 4.8.

$$n = \frac{v}{\pi d} \quad (4.8)$$

Onde:

n é a velocidade de rotação, em rpm .

v é a velocidade linear no ponto considerado, em m/min.

d é a distância entre o ponto considerado e o centro de rotação, em m .

Considerando então $r = 2,5$, vem que a velocidade necessária estimada à saída do redutor é de $n_1 = n_2 \times r = 3,7 \times 2,5 = 9,25 \text{ rpm}$ (estimativa). Este valor não é vinculativo dado que se pode alterar ligeiramente a razão de engrenamento r .

iv. Binário:

O binário necessário à saída do redutor é um parâmetro fundamental, pelo que deve ser considerado o binário resistente máximo. Tal acontece quando se procede ao enrolamento da última camada (camada 7), dado que é nessa situação que a distância entre o centro de rotação e o centro do cabo é maior. Posto isto considerando a força exercida de $F = 29430 \text{ N}$ (ver Tabela 4.9), temos que o binário resistente máximo no tambor é de $M = 29430 \times 0,14025 = 4128 \text{ N.m}$, de acordo com a equação 4.9.

$$M = F \times d \quad (4.9)$$

Onde:

M é o binário, em N.m .

F é a força provocada pela carga, em N .

d é a distância entre o ponto de aplicação da força F e o eixo de rotação, em m .

Considerando de novo $r = 2,5$, vem que o binário necessário à saída do redutor é de $M = \frac{4128}{r} = \frac{4128}{2,5} = 1651 \text{ N.m}$ (estimativa).

v. Redução interna do redutor – i :

Foi definido que o motor a usar teria uma velocidade de rotação de $n_0 = 1410 \text{ rpm}$, e foi estimado no ponto *iii* que a velocidade à saída do redutor seria cerca de $9,25 \text{ rpm}$. Assim sendo, isto corresponde a uma redução interna do redutor de $i = 1410/9,25 = 152$ (estimada).

Tabela 4.17 - Parâmetros estimados para a escolha do motoredutor ($r = 2,5$).

Parâmetros estimados - Motoredutor	
Potência (kW)	2,2
n_1 (rpm)	9,25
M_1 (N.m)	1651
i	152

Tabela 4.18 – Parâmetros a garantir no tambor.

Parâmetros estimados - Tambor	
n_2 (rpm)	3,7
M_2 (N.m)	4128

Na Tabela 4.19, extraída do catálogo da empresa Bonfiglioli, podemos ver os parâmetros de escolha de alguns redutores. Escolheu-se o **VFR 150_168** dado que se adequa à estimativa feita e entre os apresentados é o mais barato (ver Figura 4.5).

É de referir que no ponto *ii* se considerou que seria escolhido o redutor VFR 130, no entanto como podemos ver pela Tabela 4.14 a diferença entre a largura destes dois redutores é mínima (1 cm), pelo que não faz grande diferença considerar o tambor mais largo, dado que o número de camadas necessárias não é tão facilmente influenciado⁵.

Tabela 4.19 - Parâmetros dos redutores da Bonfiglioli (gama VF e VFR), (Bonfiglioli 2014).










2.2 kW											
n_2 min-1	M_2 Nm	S	i	R_{n2} N						IEC 	
7.8	1717	2.5	180	34500	—	—	—	VFR 210_180	P100	BN100LA4	160
7.8	1797	3.5	180	52000	—	—	—	VFR 250_180	P100	BN100LA4	166
8.4	1627	1.1	168	16000	—	—	—	VFR 150_168	P100	BN100LA4	148
9.4	1386	1.4	100	19000	—	—	—	VF 185_100	P112	BN112M6	152
9.4	1498	2.2	150	19500	—	—	—	VFR 185_150	P100	BN100LA4	154

Tabela 4.20 - Características do redutor escolhido - VFR150_168, (Bonfiglioli 2014).

	i	η_s %	$n_1 = 2800 \text{ min}^{-1}$							$n_1 = 1400 \text{ min}^{-1}$								
			n_2 min-1	M_{n2} Nm	P_{n1} kW	R_{n1} N	R_{n2} N	η_d %	n_2 min-1	M_{n2} Nm	P_{n1} kW	R_{n1} N	R_{n2} N	η_d %				
VFR 150	VFR 150_45	45	63	62	1350	10.6	1500	11600	84	31	1700	6.8	1500	14600	82	171		
	VFR 150_60	60	58	47	1500	9.0	1500	13100	82	23.3	1900	5.9	1500	16000	79			
	VFR 150_69	69	56	41	1500	7.9	1500	14100	81	20.3	1850	5.1	1500	16000	77			
	VFR 150_90	90	47	31	1600	6.9	1500	15500	76	15.6	1950	4.4	1500	16000	72			
	VFR 150_120	120	43	23.3	1750	5.9	1500	15500	73	11.7	2000	3.6	1500	16000	68			
	VFR 150_138	138	44	20.3	1750	5.1	1500	15500	73	10.1	2000	3.1	1500	16000	68			
	VFR 150_168	168	41	16.7	1500	3.8	1500	15500	70	8.3	1750	2.4	1500	16000	65			
	VFR 150_192	192	38	14.6	1450	3.3	1500	15500	68	7.3	1700	2.1	1500	16000	62			
	VFR 150_240	240	34	11.7	1350	2.6	1500	15500	64	5.8	1550	1.6	1500	16000	58			
	VFR 150_300	300	30	9.3	1150	1.9	1500	15500	60	4.7	1300	1.2	1500	16000	54			
				$n_1 = 900 \text{ min}^{-1}$							$n_1 = 500 \text{ min}^{-1}$							171
	VFR 150_45	45	63	20.0	1950	5.2	1500	16000	79	11.1	2100	3.2	1500	16000	78			
	VFR 150_60	60	58	15.0	2100	4.4	1500	16000	76	8.3	2300	2.7	1500	16000	74			
	VFR 150_69	69	56	13.0	2050	3.8	1500	16000	74	7.2	2200	2.3	1500	16000	72			
	VFR 150_90	90	47	10.0	2200	3.4	1500	16000	69	5.6	2400	2.1	1500	16000	66			
	VFR 150_120	120	43	7.5	2300	2.8	1500	16000	64	4.2	2600	1.8	1500	16000	62			
VFR 150_138	138	44	6.5	2200	2.4	1500	16000	64	3.6	2400	1.5	1500	16000	62				
VFR 150_168	168	41	5.4	1950	1.8	1500	16000	61	3.0	2100	1.1	1500	16000	59				
VFR 150_192	192	38	4.7	1900	1.6	1500	16000	59	2.6	2000	1.0	1500	16000	56				
VFR 150_240	240	34	3.8	1700	1.2	1500	16000	54	2.1	1800	0.76	1500	16000	52				
VFR 150_300	300	30	3.0	1350	0.85	1500	16000	50	1.7	1450	0.54	1500	16000	47				

É de notar que na Tabela 4.20 o valor de $M_{n2} = 1750 \text{ N.m}$ é para uma potência de alimentação de $2,4 \text{ kW}$. No entanto, quando alimentado com uma potência de $2,2 \text{ kW}$, o redutor

⁵ Se considerarmos 12 voltas por camada de enrolamento, o equivalente a dizer que o tambor tem uma largura de 132 mm, o número de camadas necessárias para o enrolamento da totalidade do cabo seria ainda de 7.

escolhido (VFR 150_168) debita os 1627 $N.m$ que constam na Tabela 4.19. O valor de 2,4 kW representa a potência de entrada máxima admissível para este redutor.

As propriedades relevantes do motor e do redutor seleccionados encontram-se resumidas na Tabela 4.21 e Tabela 4.22, respetivamente.

Tabela 4.21 - Propriedades relevantes do motor eléctrico seleccionado – BN 100LA 4.

Motor - BN 100LA 4	
Potência (kW)	2,2
n_0 (rpm)	1410
Peso (kg)	25

Tabela 4.22 - Propriedades relevantes do redutor seleccionado – VFR 150_168.

Redutor - VFR 150_168	
rendimento (%)	65
n_1 (rpm)	8,4
M_1 ($N.m$)	1627
i (redução)	168
R_N (N)	16000
Peso (kg)	71

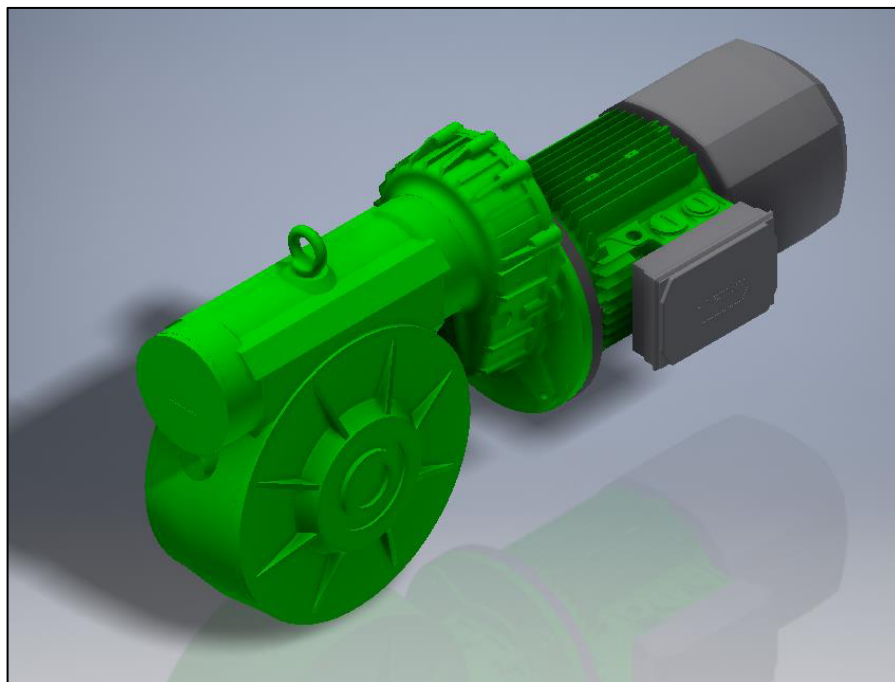


Figura 4.5 - Motoredutor seleccionado - VFR 150_168.

Assim sendo, estando já definido o redutor passa-se à definição do sistema de engrenamento intermédio.

4.5 Transmissão por correntes entre o redutor e o tambor de enrolamento

A transmissão de binário entre o redutor e o tambor de enrolamento é feita através de sistema de engrenamento por correntes. No capítulo 4.4 foi estimada uma razão para o engrenamento intermédio de $r = 2,5$, pelo que agora, para este redutor específico, de maneira a garantir as condições necessária no tambor (ver na Tabela 4.18) a razão de engrenamento necessária é de $r > 4128/1627 = 2,54$ ou $r > 8,4/3,7 = 2,27$, pelo que resulta que tem de se garantir que $r \geq 2,54$. Como podemos desde já perceber, a velocidade de rotação do tambor será menor que o especificado, de maneira a garantir o binário necessário. Por sua vez, a velocidade média de elevação da coroa será também ela menor que o valor especificado de 2,5 m/min..

Optou-se pelo uso de uma transmissão de correntes duplas, tal como ilustrado na Figura 4.6. Desta forma, as rodas terão de ter o aspeto representado na Figura 4.7.

Um aspeto importante que deve ser analisado é a carga radial máxima no veio de saída do redutor, R_N , presente na Tabela 4.22. Este valor representa a carga radial máxima admissível no rolamento⁶. Assumindo que o redutor estará a trabalhar à carga máxima ($M = 1627 \text{ N.m}$), rapidamente percebemos que, de maneira a respeitar o valor de $R_N = 16000 \text{ N}$, o pinhão Z1 (pinhão montado no veio de saída do redutor) deve ter um diâmetro primitivo mínimo de $d_p = 2 \times (1627/16000) \approx 0,204 \text{ m} = 204 \text{ mm}$, o que por sua vez implica um diâmetro primitivo mínimo para a roda Z2 de $d_p = 2,54 \times 204 \approx 518 \text{ mm}$. No entanto esta solução não é viável dado que a roda Z2 é muito grande, tornando assim o sistema demasiado grande sem necessidade. Para combater este facto optou-se por colocar dois sistemas de transmissão em paralelo, um em cada lado do redutor, tal como ilustra a Figura 4.8. Isto implica que cada engrenamento transmite metade do binário, e

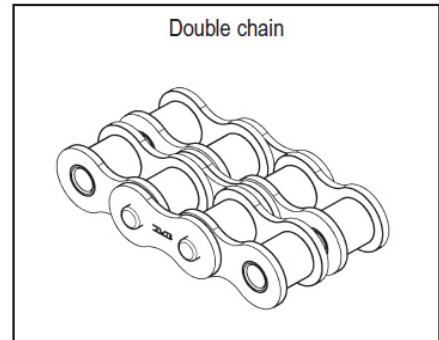


Figura 4.6 - Ilustração de uma corrente dupla, (IWIS 2011).

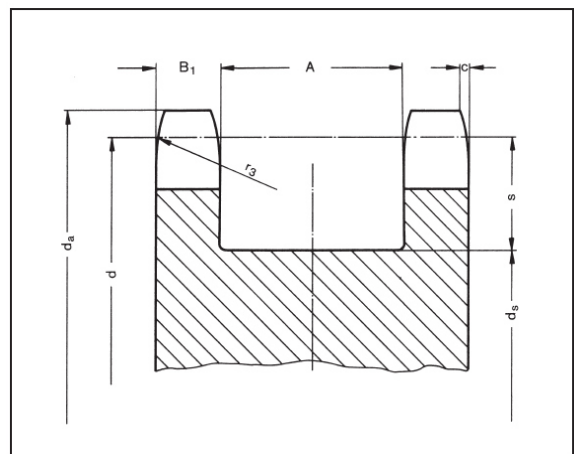


Figura 4.7 - Ilustração da seção reta de uma roda para correntes duplas, (IWIS 2011).

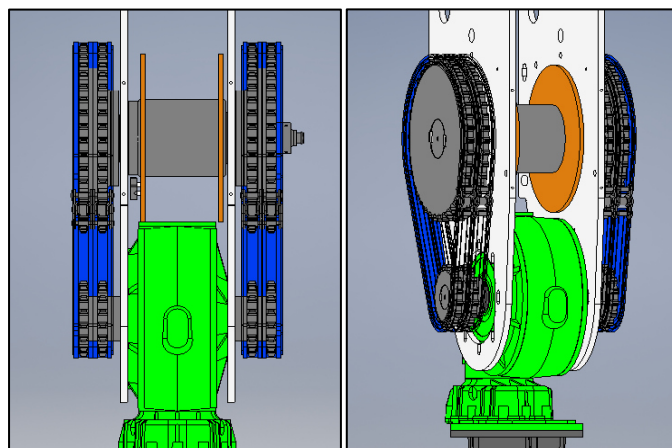


Figura 4.8 - Ilustração da solução proposta para a transmissão intermédia.

⁶ O veio oco de saída do redutor está apoiado em dois rolamentos de esferas, um em cada extremidade.

assim a força radial em cada um dos dois rolamentos (um em cada extremo do veio de saída do redutor) é também ela metade e igual para os dois.

Assim sendo, podemos então estabelecer desde já um limite mínimo para o diâmetro primitivo do pinhão Z1, que é de:

$$d_{p,Z1,min.} = \frac{1627}{2} \times 2 = \frac{1627}{16000} = 0,102 \text{ m} = 102 \text{ mm}$$

Para se determinar qual o par de rodas a utilizar nas transmissões é necessário primeiro saber qual a corrente indicada, pois só assim saberemos o passo (*pitch*) necessário para o dentado das rodas, que é necessário para o cálculo do diâmetro primitivo das mesmas.

Procedemos agora para a escolha da corrente a utilizar. Esta escolha é feita de acordo com o que é indicado no guia da empresa IWIS, que utiliza os diagramas de desempenho de correntes da norma DIN 8187 e DIN 8188. Para este caso escolheu-se as correntes da DIN 8187, cujo diagrama de desempenho se apresenta na Figura 4.9, e as características físicas na Tabela 4.23.

Tabela 4.23 - *British Standard Chains* DIN 8187 - Correntes duplas - Características, (IWIS 2011).

British Standard Chains

iwis Designation	Designation pitch x inner width	DIN ISO No.		pitch p mm	width		roller dia. d, mm	height of plates g mm	bearing area f cm ²	weight q kg/m	Breaking load F _B	
					inside b ₁ mm	outside a ₁ mm					Chain made by iwis N	DIN 8187 Minimum Standard N
Double chains to DIN 8187												
D 52	8 mm x 1/8"	05 B-2	DIN 8187	8	3,16	13,9	5,00	7,10	0,22	0,36	9 100	7 800
D 67 ²⁾	3/8 x 7/32"	06 B-2	DIN 8187	9,525	5,72	23,4	6,35	8,20	0,56	0,78	20 000	16 900
D 85 SL	1/2 x 5/16"	08 B-2	DIN 8187	12,7	7,75	30,8	8,51	12,20	1,00	1,35	40 000	32 000
D 106 SL	5/8 x 3/8"	10 B-2	DIN 8187	15,875	9,65	36,0	10,16	14,40	1,34	1,85	56 000	44 500
D 127	3/4 x 7/16"	12 B-2	DIN 8187	19,05	11,75	42,1	12,07	16,40	1,78	2,50	68 000	57 800
D 1611	1" x 17 mm	16 B-2	DIN 8187	25,4	17,02	68,0	15,88	21,10	4,21	5,40	150 000	106 000
D 2012	1 1/4 x 3/4"	20 B-2	DIN 8187	31,75	19,56	79,7	19,05	25,40	5,84	7,36	210 000	170 000
D 2416	1 1/2 x 1"	24 B-2	DIN 8187	38,1	25,40	101,8	25,40	33,50	11,00	13,85	370 000	280 000
D 2819	1 3/4 x 31 mm	28 B-2	DIN 8187	44,45	30,95	124,7	27,94	37,00	14,70	18,80	500 000	360 000
D 3219	2" x 31 mm	32 B-2	DIN 8187	50,8	30,95	126,0	29,21	42,30	16,10	19,80	530 000	450 000

A escolha da corrente é feita de maneira a garantir que a potência necessária é transmitida com elevado grau de segurança, para uma dada velocidade de rotação do pinhão de ataque, que já foi definida e é de 8,4 rpm (velocidade à saída do redutor). No entanto o uso direto dos diagramas de desempenho não é suficiente, dado que estes assumem uma transmissão sem choque, com perfeita lubrificação, distância entre centros definida, razão de 3:1 e um número ideal de dentes do pinhão mais pequeno $Z = 19$. Todos estes parâmetros descritos influenciam a escolha da corrente, pelo que, a cada um destes parâmetros será associado um fator f_i , que indicará se a situação presente é melhor ou pior que a situação ideal, para a qual os diagramas foram criados. A multiplicação consecutiva destes fatores, designados por fatores de influência, resulta na obtenção de um fator de correção f_G . Por sua vez, este fator faz a correção do valor de potência transmitida a considerar no diagrama, P_D . Tal como demonstram as equações 4.10 e 4.11.

$$f_G = f_1 \times f_2 \times f_3 \times f_4 \times f_5 \times f_6 \quad (4.10)$$

$$P_D = P \times f_G \quad (4.11)$$

De seguida demonstra-se o procedimento para o cálculo dos fatores de influência.

Pré-seleção: Aplicação direta do diagrama de desempenho.

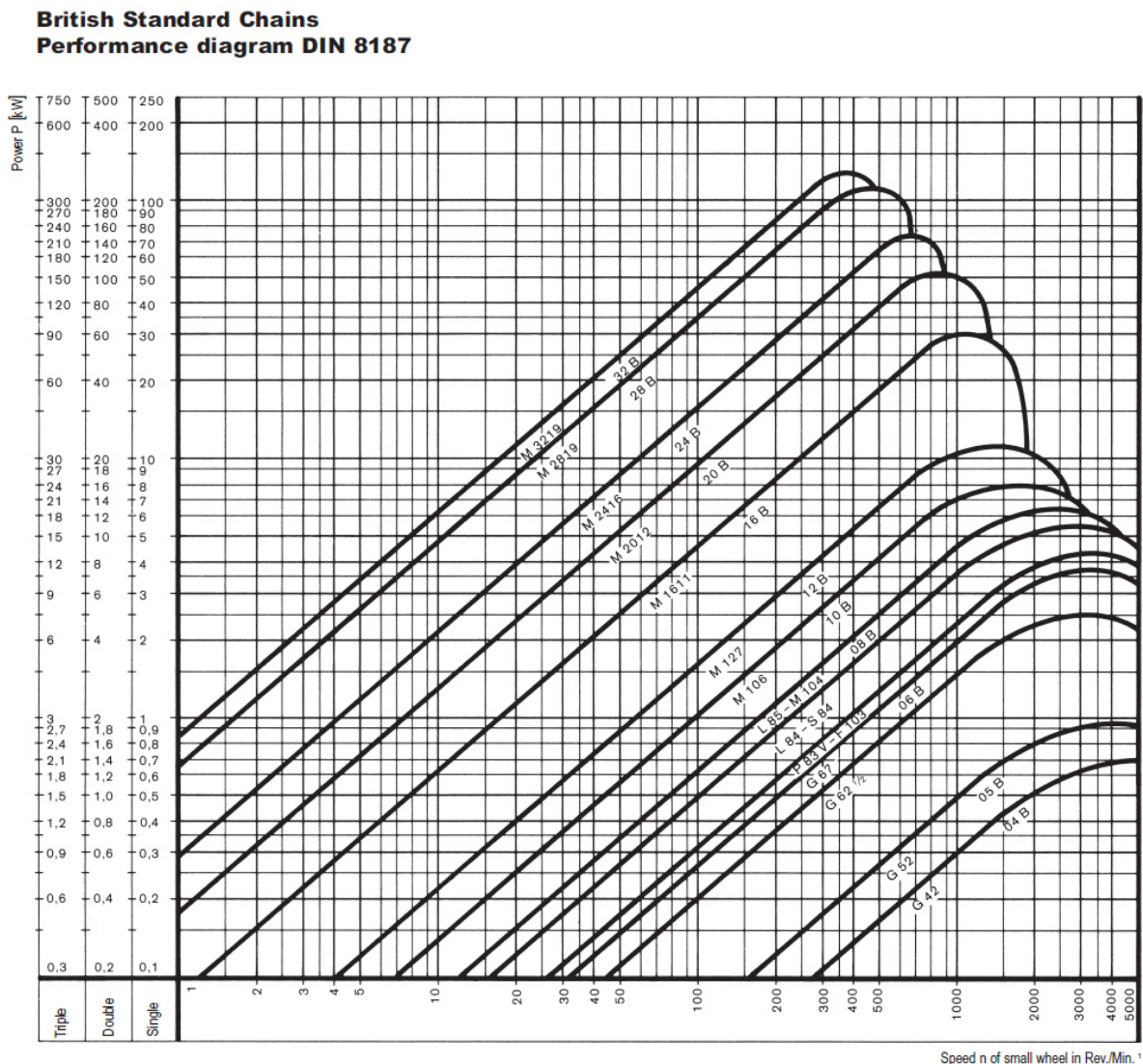


Figura 4.9 - Diagrama de desempenho de correntes DIN 8187, (IWIS 2011).

Este processo que se descreve aqui de seguida é por vezes um processo iterativo pelo que se começa por fazer uma pré-escolha da corrente a utilizar usando o valor da potência não corrigida P . Posto isto calculam-se os vários fatores de influência de seguida enumerados e explicados. Caso no fim se verificar que deve ser utilizada outra corrente diferente da considerada nesta fase, procede-se de novo ao cálculo destes fatores até se encontrar a corrente adequada.

f_1 – **Número de dentes:** Influência do número de dentes do pinhão mais pequeno.

Quanto menos dentes tem o pinhão mais pequeno da transmissão, maior será a flutuação de velocidade sofrida pela corrente, resultando assim em cargas mais elevadas. Isto acontece porque a forma da corrente à volta de um pinhão com poucos dentes toma uma forma demasiado poligonal, em que a distância ao centro de rotação varia de forma considerável.

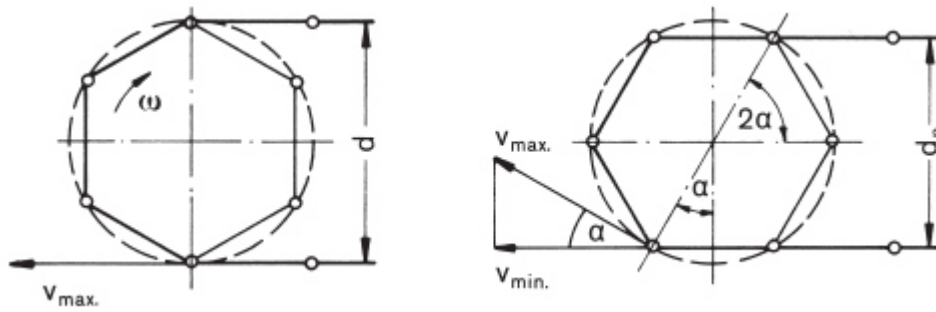


Figura 4.10 - Ilustração do efeito de um pinhão com poucos dentes numa corrente, (IWIS 2011).

Tabela 4.24 - Coeficiente de influência 1, (IWIS 2011).

z	11	13	15	17	19	21	23	25
f_1	1,72	1,46	1,27	0,12	1,0	0,91	0,83	0,76

f_2 – Efeito da razão de transmissão:

Os diagramas de desempenho foram realizados para razões de 3:1. No entanto este não é o caso. De maneira a tomar em consideração esta diferença define-se este coeficiente de acordo com a Tabela 4.25.

Tabela 4.25 – Coeficiente de influência 2, (IWIS 2011).

i	1:1	2:1	3:1	5:1	7:1
f_2	1,22	1,08	1,0	0,92	0,86

f_3 – Fator de choque (Y):

Este fator leva em consideração a existência de possíveis cargas de choque existentes durante o funcionamento do mecanismo. Para o caso em que o acionamento do mecanismo é feito por um motor elétrico e por sua vez serve como acionamento para dispositivos de elevação de cargas uniformes com um movimento a baixa velocidade, considera-se que $Y = 1,4$, o que implica, de acordo com a Tabela 4.26, que $f_3 = 1,15$. Para a escolha do valor de Y seguiu-se a indicação dada na Tabela 4.27.

Tabela 4.26 - Coeficiente de influência 3, (IWIS 2011).

Y	1	2	3	4
f_3	1	1,37	1,59	1,72

Tabela 4.27 – Fator de choque Y, in <https://knowledge.autodesk.com/support/inventor-products/learn-explore/caas/CloudHelp/cloudhelp/2017/ENU/Inventor-Help/files/GUID-F7B55633-DDE2-4740-A642-8E2099E3A031-htm.html>, consultado em 2/12/2016, 09h00.

Driven machine characteristics	Driver machine characteristics		
	Smooth running	Slight shocks	Moderate shocks
Smooth running	1.0	1.1	1.3
Moderate shocks	1.4	1.5	1.7
Heavy shocks	1.8	1.9	2.1

f_4 – **Entre eixo:** Distância entre o eixo das rodas.

Com o aumento da distância entre os eixos das rodas, aumenta também o comprimento da corrente, pelo que o número de rotações por minuto da corrente é menor, o que por sua vez implica menor frequência nas flexões dos elos individuais, diminuindo o desgaste dos mesmos.

Tabela 4.28 - Coeficiente de influência 4, (IWIS 2011).

$\frac{a}{p}$	20	40	60	80	160
f_4	1,18	1,0	0,91	0,87	0,69

f_5 – **Lubrificação:**

A lubrificação é um aspeto crucial na vida da corrente, sendo imperativo que seja aplicado o método de lubrificação apropriado para a aplicação em questão. Um fator a tomar em consideração na escolha deste método é a velocidade da corrente. Para velocidades maiores o desgaste é também ele maior, sendo por isso necessária uma lubrificação mais extensiva e de maior qualidade. Pelo contrário, para velocidades baixas esta necessidade decresce.

Como já constatamos anteriormente, a velocidade de rotação da roda Z1 está desde já definida em 8,4 rpm, que é a velocidade à saída do redutor, e o diâmetro desta mesma roda está limitado a no mínimo ser $d_{p,Z1,min.} = 102 \text{ mm}$. Isto implica uma velocidade linear mínima da corrente de $v_{min.} = (102 \times 8,4 \times \pi) / 60000 = 0,045 \text{ m/s}$. No entanto, olhando para a Figura 4.11, podemos ver que esta velocidade é bastante reduzida quando comparada com a menor escala de divisão do eixo das velocidades, que é 1 m/s. Assim sendo, podemos desde já afirmar que, para este caso, o tipo de lubrificação necessária é a da zona I, isto é, aplicação manual periódica de óleo na corrente, tal como ilustrado na Figura 4.12.

$$v = \frac{d \cdot n \cdot \pi}{60000} \quad (4.12)$$

Onde:

v é a velocidade linear da corrente, em m/s .

d é o diâmetro da roda considerada, em mm .

n é a velocidade de rotação da roda considerada, em rpm .

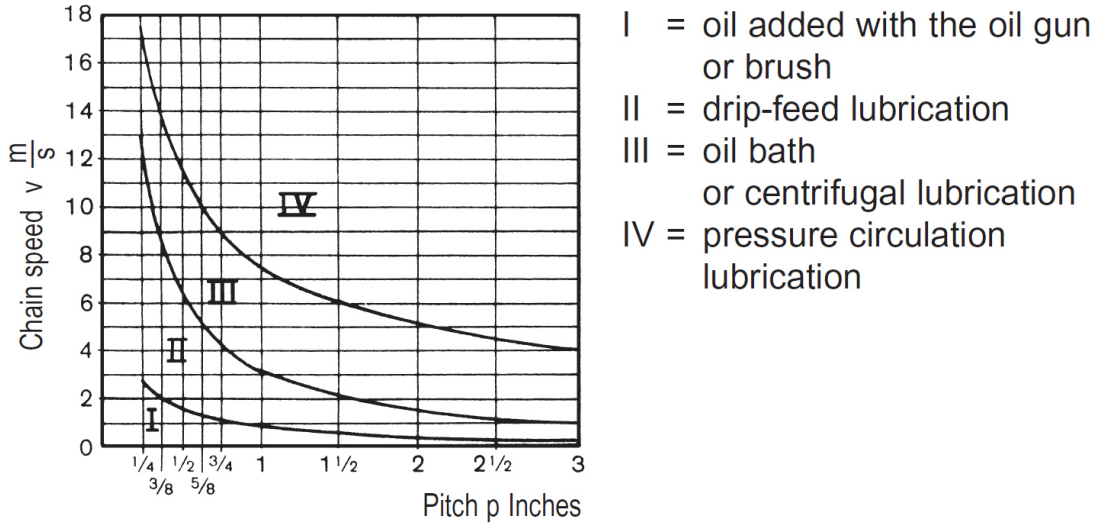
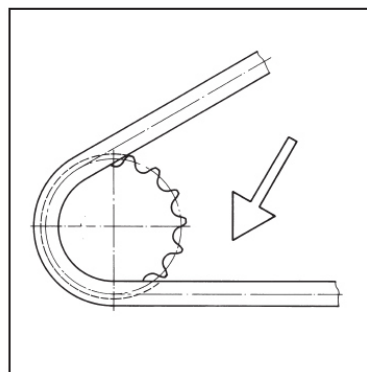


Figura 4.11 – Gráfico de lubrificação de correntes, (IWIS 2011).



Manual lubrication

With oil can or brush – very unreliable. Thus it is suitable only for drives that are not in constant service or for drives with slow chain speeds.

Figura 4.12 - Lubrificação da corrente, aplicação manual, (IWIS 2011).

A Tabela 4.29 fornece o valor do coeficiente de influência que traduz a qualidade da lubrificação feita. Para a lubrificação perfeita (adequada), que neste caso é a descrita anteriormente, o coeficiente é $f_5 = 1$.

Tabela 4.29 – Coeficiente de influência 5, (IWIS 2011).

		Chain speed v in $\frac{m}{s}$	< 4	4-7	> 7
f_5	Lubrication	Perfect	1,0	1,0	1,0
		Inadequate with clean conditions	1,4	2,5	not permissible
		Inadequate with unclean conditions	2,5	4,0	
		None	5,0	not permissible	

f_6 – Transmissão com mais de duas rodas: No presente caso cada transmissão possui apenas duas rodas, pelo que este fator é $f_6 = 1$.

Procede-se agora ao cálculo iterativo destes fatores, começando-se pela pré-escolha da corrente.

i. Pré-escolha:

Tabela 4.30 – Parâmetros do mecanismo para a pré-escolha da corrente de transmissão.

Parâmetros da escolha da corrente	
Potência do motor (kW)	2,2
Rendimento do redutor	0,65
Potência à saída do redutor (kW)	1,43
Nº de pinhões no veio	2
Potência a transmitir em cada pinhão (kW)	0,715
Velocidade do pinhão (rpm)	8,4
Distância entre eixos pré-definida ⁷ (mm)	340

**British Standard Chains
Performance diagram DIN 8187**

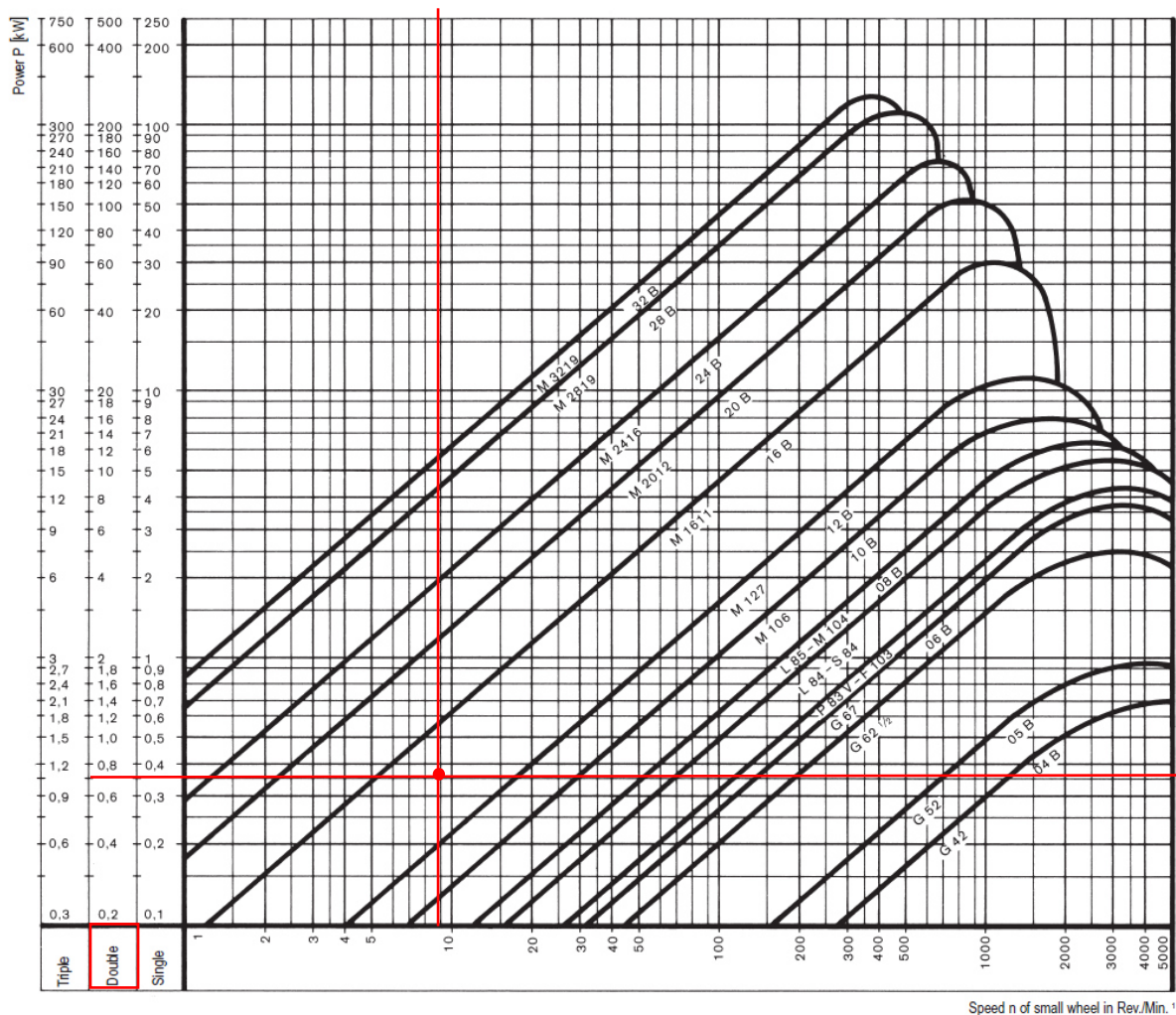


Figura 4.13 - Diagrama de desempenho de correntes DIN 8187, modificado(1), (IWIS 2011)

A partir dos valores apresentados na Tabela 4.30, nomeadamente a velocidade de rotação do pinhão Z1, $n = 8,4 \text{ rpm}$, e o valor da potência a ser transmitida em cada uma das

⁷ Este entre eixo é pré-definido para implicar o menor atravancamento possível do sistema global. O valor exato para este parâmetro será posteriormente calculado de maneira a considerar um número par de elos na corrente.

transmissões, $P = 0,715 \text{ kW}$, podemos ver na Figura 4.13 que a corrente pré-selecionada é a **M1611 16B**, cujas propriedades se apresentam resumidas na Tabela 4.31 (ver Figura 4.15).

Tabela 4.31 - Corrente M 1611 16B DIN 8187 – Propriedades.

M 1611 16B - DIN 8187	
Passo - p (mm)	25,4
b_1 (mm)	17,02
a_1 (mm)	68
d_1 (mm)	15,88
g (mm)	21,1
Peso (kg/m)	5,4
f (cm ²)	4,21
F_B (N)	106000

Posto isto, como já temos um valor para o passo das rodas, $p = 25,4 \text{ mm}$, podemos então escolher o par de rodas a utilizar na transmissão, não esquecendo a restrição ao diâmetro primitivo de Z1, e à razão de transmissão r , já discutido anteriormente. Apresentam-se na Tabela 4.32 os parâmetros relevantes da transmissão considerada nesta pré-escolha.

Tabela 4.32 – Parâmetros da transmissão pré-escolhida.

Parâmetros da transmissão	
Z1	15
Z2	40
r	2,67
p (pitch) (mm)	25,4
d_{p1} (mm)	121,3
d_{p2} (mm)	323,4
R_N (N)	16000
M máx. (N.m)	813,5
F_R (N)	13416

ii. Cálculo dos coeficientes de influência (1ª iteração):

Os coeficientes f_3 , f_5 e f_6 já foram apresentados e serão constantes qualquer que seja a corrente escolhida, dado que não dependem da geometria da transmissão.

O coeficiente de influência f_1 depende do número de dentes do pinhão Z1, que se considerou ser de $Z1 = 15$, pelo que então $f_1 = 1,27$ (ver Tabela 4.24).

O coeficiente de influência f_2 depende da razão de transmissão, que é $r = 2,67$. Por interpolação, obtém-se da Tabela 4.25 que $f_2 = 1,03$.

O coeficiente de influência f_4 depende do cociente entre o entre eixo e o passo da corrente. O entre-eixo considerou-se ser de $a = 340 \text{ mm}$ e o passo da corrente pré-selecionada é $p = 25,4 \text{ mm}$. Assim vem que $a/p = 13,4$. Como o valor mínimo considerado na Tabela 4.28 é $a/p = 20$, e na falta de mais informação, utilizou-se este valor para o cálculo deste coeficiente. Assim $f_4 = 1,18$.

Tabela 4.33 - Coeficientes de influência, 1ª iteração.

f_1	1,27
f_2	1,03
f_3	1,15
f_4	1,18
f_5	1
f_6	1
f_D	1,8

Assim podemos proceder ao cálculo da potência a considerar na utilização dos diagramas de desempenho. De acordo com a equação 4.11, $P_D = f_D \cdot P = 1,8 \times 0,715 = 1,27 \text{ kW}$.

Sobrepondo de novo esta informação (potência e velocidade de rotação de Z1) no diagrama de desempenho respetivo (ver Figura 4.14) percebemos que a corrente pré-selecionada já não é suficiente, pelo que se deve optar pela seguinte, que é a **M2012 20B** DIN 8187, cujas propriedades se apresentam resumidas na Tabela 4.34.

**British Standard Chains
Performance diagram DIN 8187**

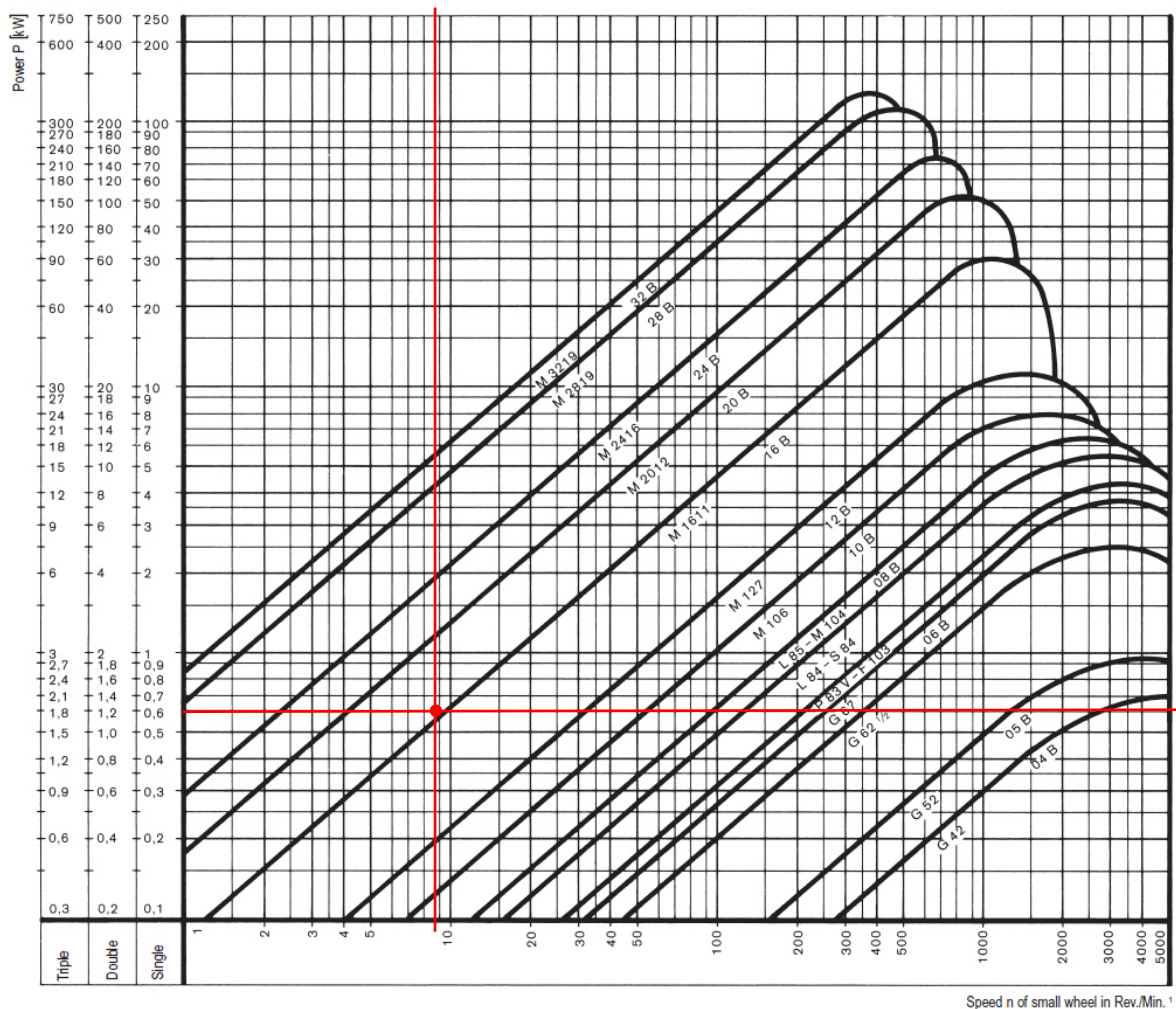


Figura 4.14 - Diagrama de desempenho de correntes DIN 8187, modificado(2), (IWIS 2011).

Tabela 4.34 - Corrente M 2012 20B DIN 8187 – Propriedades.

M 2012 20B - DIN 8187	
Passo - p (mm)	31,75
b_1 (mm)	19,56
a_1 (mm)	79,7
d_1 (mm)	19,05
g (mm)	25,4
Peso (kg/m)	7,36
f (cm ²)	5,84
F_B (N)	170000

Como esta nova corrente tem um passo diferente, $p = 31,75 \text{ mm}$, as rodas têm obrigatoriamente que ter um passo igual ao da corrente. Assim sendo é também interessante que as rodas possuam o menor tamanho possível, já que assim diminuem-se os custos e o peso do mecanismo. Para isso muda-se o número de dentes das rodas, mantendo a sua relação. Apresenta-se na Tabela 4.35 o número de dentes considerado para as rodas.

Tabela 4.35 – Parâmetros da transmissão, 1ª iteração.

Parâmetros da transmissão	
Z_1	12
Z_2	32
r	2,67
p (pitch) (mm)	31,75
d_{p1} (mm)	121,3
d_{p2} (mm)	323,4
R_N (N)	16000
M máx. (N.m)	813,5
F_R (N)	13416

iii. Cálculo dos coeficientes de influência (verificação):

Calculando da mesma forma os coeficientes de influência, obtemos os valores presentes na Tabela 4.36.

Tabela 4.36 - Coeficientes de influência, verificação.

f_1	1,59
f_2	1,03
f_3	1,15
f_4	1,18
f_5	1
f_6	1
f_D	2,22

Deste modo, o valor atualizado para a potência a ser considerada é de $P_D = f_D \cdot P = 2,22 \times 0,715 = 1,59 \text{ kW}$. Verificando no diagrama de desempenho podemos ver que a corrente selecionada se adequa (ver Figura 4.16).

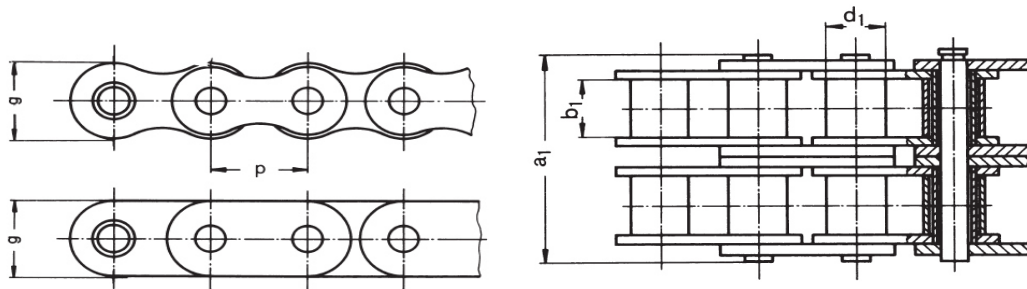


Figura 4.15 – Ilustração de uma corrente dupla DIN 8187, (IWIS 2011).

**British Standard Chains
Performance diagram DIN 8187**

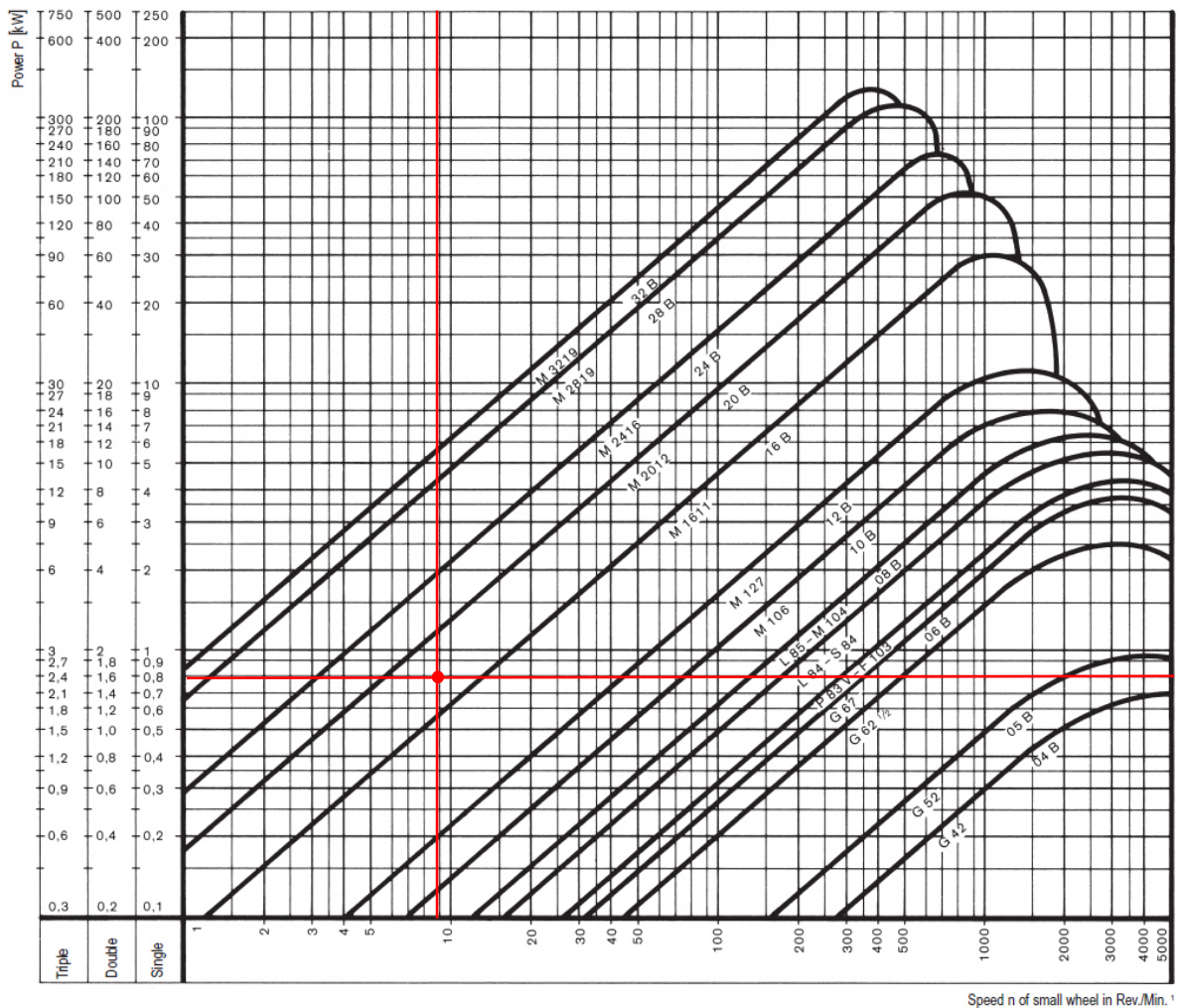


Figura 4.16 - Diagrama de desempenho de correntes DIN 8187, modificado(3), (IWIS 2011).

4.5.1 Resistência da corrente - verificação

É ainda necessário fazer uma verificação da resistência da corrente escolhida, dado que o procedimento de escolha anteriormente feito (com o uso dos diagramas de desempenho) é mais focado no desgaste e no rendimento da mesma.

Para a análise feita de seguida são necessários os parâmetros presentes na Tabela 4.34, nomeadamente os valores de f e F_B , que são a área de apoio dos elos e a força mínima de rotura da corrente, respetivamente.

Novamente, o procedimento de cálculo é feito de acordo com o guia da empresa IWIS. Os parâmetros a aferir são: coeficiente de segurança para cargas de rotura estáticas, coeficiente de rotura para cargas de rotura dinâmicas e a pressão admissível no apoio entre elos da corrente.

Os coeficientes de segurança referidos, estáticos e dinâmicos, são dados pelas equações 4.16 e 4.17, respetivamente.

$$\gamma_{st} = \frac{F_B}{F_R} \quad (4.16)$$

$$\gamma_d = \frac{F_B}{F_R \cdot Y} \quad (4.17)$$

Onde:

γ_{st} é o coeficiente de segurança para cargas de rotura estáticas.

γ_d é o coeficiente de segurança para cargas de rotura dinâmicas.

F_R é a força que a corrente experimenta, ver Tabela 4.35, em N .

Y é o fator de choque, considerado para o cálculo do coeficiente de influência 3, $Y = 2,5$.

O cálculo da pressão admissível na ligação entre os elos é feito através das equações 4.18 e 4.19, que nos dão, respetivamente, o valor da pressão atuante e o valor da pressão admissível.

$$p_r = \frac{F_R}{f} \quad (4.18)$$

$$p_{r,adm} = \frac{p_v \cdot \lambda}{f_5 \cdot f_6} \quad (4.19)$$

Onde:

p_r é pressão de contacto entre elos, em N/cm^2 .

f é a área de contacto entre os elos, em cm^2 .

p_v é o fator para a pressão de contacto obtido pela Tabela 4.38, em N/cm^2 .

λ é o designado *friction travel factor*, obtido pela Tabela 4.39.

f_5 é o coeficiente de influência 5 (ver Tabela 4.36).

f_6 é o coeficiente de influência 6 (ver Tabela 4.36).

Na Tabela 4.37 apresentam-se os valores relevantes obtidos no procedimento de cálculo de resistência da corrente de transmissão. É de destacar que a pressão de contacto admissível entre elos é superior à pressão atuante entre os mesmos. É também de destacar que os coeficientes de segurança para cargas de rotura estáticas e dinâmicas estão a cima do valor mínimo aceitável de 7 e 5, respetivamente. Posto isto conclui-se que a corrente **M2012 20 B** DIN 8187 reúne as condições de segurança necessárias para ser aplicada neste contexto.

Tabela 4.37 – Valores obtidos do cálculo de resistência – Corrente de transmissão.

Cálculo de resistência	
F_R (N)	13416
v (corrente) (m/s)	0,05
f (cm ²)	5,84
F_B (N)	170000
Y (fator de choque)	1,4
Y_{st}	12,7
Y_{st} mínimo	7
Y_d	9,1
Y_d mínimo	5
p_v (N/cm ²)	3060
λ (friction travel factor)	0,76
p_r (N/cm ²)	2297
p_{adm} (N/cm ²)	2326

Tabela 4.38 – Fator p_v , para o cálculo da pressão de contacto entre elos da corrente, (IWIS 2011).

Determining factors for bearing pressure p_v in N/cm²

Chain speed v in $\frac{m}{s}$	No. of teeth of small wheel														
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	≥ 25
0,1	3020	3060	3110	3160	3205	3235	3255	3285	3335	3365	3385	3415	3430	3460	3480
0,2	2755	2795	2825	2875	2920	2940	2970	3000	3040	3060	3080	3110	3130	3160	3175
0,4	2650	2685	2725	2775	2815	2835	2855	2895	2920	2940	2960	2990	3010	3040	3060
0,6	2530	2570	2600	2650	2685	2705	2725	2765	2795	2815	2835	2855	2875	2905	2920
0,8	2440	2480	2510	2560	2600	2620	2630	2665	2695	2715	2735	2755	2775	2805	2825
1,0	2335	2375	2405	2440	2470	2490	2510	2540	2570	2590	2610	2630	2650	2665	2685
1,5	2245	2285	2315	2355	2385	2405	2420	2450	2480	2500	2520	2540	2560	2580	2600
2,0	2165	2195	2225	2265	2305	2325	2335	2365	2395	2410	2420	2440	2460	2480	2500
2,5	2090	2120	2150	2185	2215	2235	2245	2275	2305	2325	2335	2355	2395	2420	2450
3	2010	2040	2070	2100	2130	2150	2165	2195	2215	2245	2275	2305	2335	2375	2410
4	1705	1795	1885	1960	2030	2060	2090	2120	2140	2175	2215	2255	2295	2335	2375
5	1375	1520	1655	1735	1805	1875	1930	1970	2010	2060	2110	2140	2165	2200	2235
6	1030	1206	1385	1510	1610	1695	1775	1845	1910	1950	2000	2030	2070	2100	2140
7	835	980	1130	1255	1375	1480	1590	1705	1815	1835	1865	1900	1940	1980	2020
8	-	785	1000	1090	1175	1285	1395	1530	1665	1705	1745	1785	1835	1875	1920
10	-	-	795	885	1000	1090	1177	1295	1400	1430	1470	1540	1610	1670	1735
12	-	-	-	-	805	890	1050	1145	1235	1275	1325	1385	1450	1510	1570
15	-	-	-	-	-	-	875	950	1030	1080	1130	1185	1245	1305	1375
18	-	-	-	-	-	-	-	-	865	940	1030	1090	1155	1215	1275

Guide figures below the line should be avoided..

Tabela 4.39 – Friction travel factor – λ , (IWIS 2011).

Friction travel factor λ

Shock factor	Chains to DIN	$a = 20 \cdot p$ $Z_2 : Z_1$					$a = 40 \cdot p$ $Z_2 : Z_1$					$a = 60 \cdot p$ $Z_2 : Z_1$					$a = 80 \cdot p$ $Z_2 : Z_1$					$a = 160 \cdot p$ $Z_2 : Z_1$				
		1:1	2:1	3:1	5:1	7:1	1:1	2:1	3:1	5:1	7:1	1:1	2:1	3:1	5:1	7:1	1:1	2:1	3:1	5:1	7:1	1:1	2:1	3:1	5:1	7:1
1	8187, 8188, 8154	0,70	0,79	0,85	0,92	0,99	0,82	0,93	1,00	1,09	1,16	0,90	1,02	1,10	1,20	1,28	0,94	1,06	1,15	1,25	1,34	1,19	1,35	1,45	1,58	1,68
	8181	0,56	0,63	0,68	0,74	0,79	0,66	0,74	0,80	0,87	0,93	0,72	0,82	0,88	0,96	1,03	0,75	0,85	0,92	1,00	1,07	0,95	1,08	1,16	1,26	1,35
2	8187, 8188, 8154	0,51	0,57	0,62	0,67	0,72	0,60	0,68	0,73	0,79	0,85	0,66	0,74	0,80	0,87	0,93	0,69	0,78	0,84	0,91	0,98	0,87	0,99	1,06	1,15	1,23
	8181	0,41	0,46	0,50	0,54	0,58	0,48	0,54	0,58	0,63	0,68	0,53	0,59	0,64	0,70	0,74	0,55	0,62	0,67	0,73	0,78	0,70	0,79	0,85	0,93	0,99
3	8187, 8188, 8154	0,44	0,49	0,53	0,58	0,62	0,52	0,59	0,63	0,69	0,73	0,57	0,64	0,69	0,75	0,80	0,59	0,67	0,72	0,78	0,84	0,75	0,85	0,91	0,99	1,06
	8181	0,35	0,39	0,42	0,46	0,50	0,42	0,47	0,50	0,55	0,58	0,46	0,51	0,55	0,60	0,64	0,47	0,54	0,57	0,62	0,67	0,60	0,68	0,73	0,80	0,85
4	8187, 8188, 8154	0,40	0,45	0,49	0,53	0,57	0,48	0,54	0,58	0,63	0,67	0,53	0,59	0,64	0,69	0,74	0,55	0,62	0,67	0,73	0,78	0,69	0,78	0,84	0,92	0,97
	8181	0,32	0,36	0,39	0,42	0,46	0,38	0,43	0,46	0,50	0,54	0,42	0,47	0,51	0,55	0,59	0,44	0,50	0,54	0,58	0,62	0,55	0,62	0,67	0,73	0,78

Os valores de λ e p_v são retirados por interpolação (se necessário) da Tabela 4.39 e Tabela 4.38, respetivamente. De referir que no caso da escolha de p_v se considerou que $v = 0,1 \text{ m/s}$, o que não é verdade como podemos ver na Tabela 4.37, no entanto não existindo mais informação seguiu-se com esse valor. De forma idêntica, para a escolha de λ , considerou-se que $a = 20 \cdot p$ dado que não existe mais informação.

Estando já definida a transmissão intermédia que liga o redutor ao tambor de enrolamento, cuja relação de transmissão se definiu em $r = 8/3 \approx 2,67$, fica desde logo definida a velocidade de rotação do veio do tambor (S2), bem como o seu binário máximo, definida na Tabela 4.40.

Tabela 4.40 – Velocidade de rotação e binário máx. em S1 e S2.

Parâmetros definidos de S1 e S2	
n_1 (rpm)	8,4
M_1 (N.m)	1627
r	2,67
n_2 (rpm)	3,15
M_2 (N.m)	4338,7

Pode-se ainda definir a velocidade linear média que a que o mecanismo irá içar a carga, sendo esta de $2,1 \text{ m/min.}$

Tabela 4.41 – Cálculo da velocidade média do movimento da carga de trabalho.

Camada	Distância entre centro do tambor ao centro do cabo (mm)	velocidade linear (m/s)	velocidade linear média (m/s)	velocidade linear média (m/min.)
1	74,25	0,0245	0,035	2,1
2	85,25	0,0281		
3	96,25	0,0317		
4	107,25	0,0354		
5	118,25	0,0390		
6	129,25	0,0426		
7	140,25	0,0463		

4.5.2 Comprimento da corrente - Entre eixo

Como se sabe, estas correntes são constituídas por elo individuais, pelo que o seu comprimento é obtido multiplicando o passo da corrente pelo número de elos que a compõem. Assim sendo, o comprimento da corrente assume valores discretos e múltiplos do seu passo. Posto isto, deve ser calculado o entre eixo necessário para que não haja um engrenamento leigo da corrente à volta das rodas. Anteriormente foi considerado um entre eixo de $a = 340 \text{ mm}$, pelo que aqui será feito um refinamento deste valor, não o alterando, no entanto, significativamente, já que de outra forma se teria de rever todos os cálculos feitos anteriormente.

O cálculo é feito de acordo com o guia de cálculo da empresa IWIS, que nos fornece como ferramenta as equações 4.13, 4.14 e 4.15.

$$X = 2 \frac{a}{p} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{A \cdot p}{a} \quad (4.13)$$

$$A = \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2 \quad (4.14)$$

$$a = [2X - (Z_1 + Z_2)] \cdot C \cdot p \quad (4.15)$$

Onde:

X é o número de elos da corrente.

a é o entre eixo, em mm .

p é o passo da corrente, em mm .

Z_1 é o número de dentes do pinhão $Z1$.

Z_2 é o número de dentes do pinhão $Z2$.

A é o fator de compensação.

C é o fator para o entre eixo, dado pela Tabela 4.42.

Tabela 4.42 -- Fator para o entre eixo – Comprimento da corrente, (IWIS 2011).

Factor for centre distance C

$\frac{X - Z_1}{Z_2 - Z_1}$	F	C	D	$\frac{X - Z_1}{Z_2 - Z_1}$	F	C	D	$\frac{X - Z_1}{Z_2 - Z_1}$	F	C	D
13	1	0,24 991	1	2,00	20	0,24 421	41	1,33	100	0,22 968	56
12		990	2	1,95		380	47	1,32		912	58
11		988	2	1,90		333	52	1,31		854	61
10		986	2	1,85		281	59	1,30		793	64
9		983	3	1,80		222	66	1,29		729	67
8		978	5	1,75		156	75	1,28		662	69
7		970	8	1,70		081	33	1,27		593	73
6		958	12	1,68		048	35	1,26		520	77
5		937	21	1,66		013	36	1,25		443	82
4,8		931	6	1,64		0,23 977	39	1,24		361	86
4,6	5	925	6	1,62	938	39	1,23	275	86		
4,4		917	8	1,60	897	41	1,22	185	90		
4,2		907	10	1,58	854	43	1,22	090	95		
4,0		896	11	1,56	807	47	1,21	090	100		
3,8		883	13	1,54	758	49	1,20	0,21 990	106		
3,6		868	15	1,52	705	53	1,19	884	113		
3,4		849	19	1,50	648	57	1,18	771	119		
3,2		825	24	1,48	588	60	1,17	652	126		
3,0		795	30	1,46	524	64	1,16	526	136		
2,9		778	30	1,44	455	69	1,15	390	145		
2,8	10	758	17	1,42	381	74	1,14	245	155		
2,7		735	20	1,40	301	80	1,13	090	167		
2,6		708	23	1,39	259	80	1,12	0,20 923	179		
2,5		678	27	1,38	215	42	1,11	744	195		
2,4		643	30	1,37	170	44	1,10	549	213		
2,3		602	35	1,37	170	45	1,09	336	232		
2,2		552	41	1,36	123	47	1,08	104	256		
2,2		552	50	1,35	073	50	1,07	0,19 848	284		
2,1		493	59	1,34	022	51	1,06	564	284		
2,0		421	72	1,33	022, 968	54	1,06				

O cálculo do entre eixo é feito considerando inicialmente o entre eixo pré-definido, pelo que se calcula o número de elos correspondente através da equação 4.13. Como é espectável, este primeiro cálculo resulta num número não inteiro de elos. Como tal não é possível, usa-se o número par de elos mais próximo do valor calculado, que neste caso é $X = 44$. São necessários um número par de elos devido à construção dos mesmos, pelo que se usarmos um número ímpar de elos para construir a corrente, é necessário a introdução de um elo específico para fazer a união final. No entanto, a introdução deste elo específico reduz a capacidade da corrente em pelo menos 20%.

Assim, a partir da equação 4.15 e da Tabela 4.42 calculou-se o valor para o entre eixo, que é, tal como indicado na Tabela 4.43, $a = 334 \text{ mm}$. Por sua vez, o comprimento da corrente é $L = p \times X = 31,75 \times 44 = 1397 \text{ mm} \approx 1,4 \text{ m}$, o que implica um peso total por corrente de 10,3 kg (ver Tabela 4.34).

Tabela 4.43 – Cálculo do entre eixo das rodas da transmissão por corrente.

Comprimento da corrente - entre eixo	
$p \text{ (mm)}$	31,75
Z_1	12
Z_2	32
A	10,132
$a \text{ (pré-definido) (mm)}$	340
$X \text{ (pré-definido)}$	44,4
$X \text{ par mais próximo}$	44
$(X-Z_1) / (Z_2-Z_1)$	1,60
C	0,23897
$a \text{ (mm)}$	334

Um aspeto importante para a montagem da corrente e para o seu bom funcionamento é a criação de uma solução que permita que esta trabalhe bem tensionada. Para isso foi criado na blindagem (chapa de apoio) a solução de ligação demonstrada na Figura 4.17, que permite fazer o tensionamento da corrente. O pinhão Z1 que está montado no veio do redutor pode ser deslocado movendo o redutor e assim tensionando a corrente. Tal é necessário dado que o entre eixo foi estabelecido em 344 mm, mas o valor exato necessário para que a corrente esteja tensionada é menor cerca de 0,5 mm. Esta solução permite também uma fácil montagem da mesma.

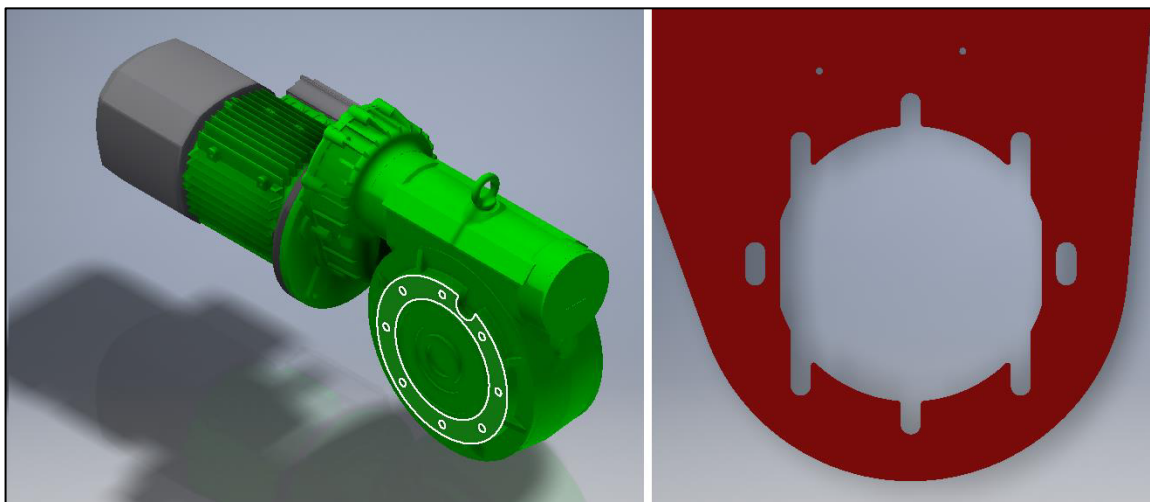


Figura 4.17 – Solução de aperto do redutor na blindagem lateral.

4.5.3 Rodas dentadas

As rodas são desenhadas de acordo com a corrente seleccionada (M2012 20B DIN 8187), tal como ilustra a Figura 4.18. Na Tabela 4.44 podemos obter os valores específicos para a corrente seleccionada. O seu diâmetro primitivo (designado por d na Figura 4.18) é calculado em função do número de dentes e do passo, tal como traduz a equação 4.16. Para o par de rodas considerado estes valores, d_{p1} e d_{p2} , já foram calculados e apresentam-se na Tabela 4.35.

Na Figura 4.20, Figura 4.21 e Figura 4.22 mostra-se o aspeto do pinhão Z1, da roda Z2 e da transmissão, respetivamente.

$$d_p = \frac{Z \cdot p}{\pi} \quad (4.16)$$

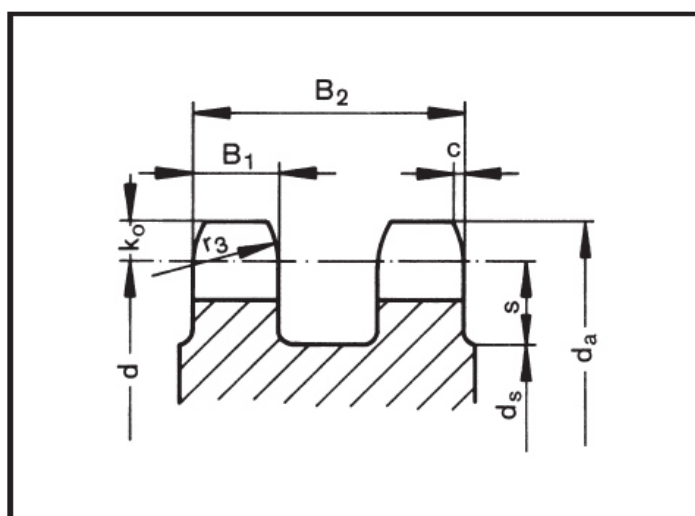


Figura 4.18 - Secção de corte da roda dentada, (IWIS 2011).

Tabela 4.44 – Parâmetros para o desenho das rodas dentadas DIN 8187 e DIN 8154, (IWIS 2011).

Designation		B ₁	B ₂	B ₃	k ₀	c	r ₃	s
		h14	h13	h12	¹⁾			²⁾
iwis	DIN							
	ISO							

Double chains to DIN 8187, DIN 8154, Works standards

D 52	05 B-2	2,7	8,3	-	1,8	1,0	8	5,5
D 67	06 B-2	5,2	15,4	-	2,0	1,2	10	6,5
D 85 SL	08 B-2	7,0	20,9	-	2,6	1,6	13	9
D 106 SL	10 B-2	8,9	25,4	-	3,5	2,0	16	11
D 127	12 B-2	10,8	30,2	-	4,2	2,4	19	12
D 1611	16 B-2	15,8	47,6	-	5,5	3,2	26	17
D 2012	20 B-2	18,1	54,5	-	7,0	4,0	32	21
D 2416	24 B-2	23,6	71,9	-	8,0	4,8	38	25
D 2819	28 B-2	28,8	88,3	-	10,0	5,6	44	26
D 3219	32 B-2	28,8	87,3	-	12,5	6,3	51	28

Quanto ao perfil do dentado das rodas, o seu desenho é ilustrado na Figura 4.19. Por sua vez os parâmetros necessários (cotagem) para a sua definição são dados pelas equações 4.17 a 4.28.

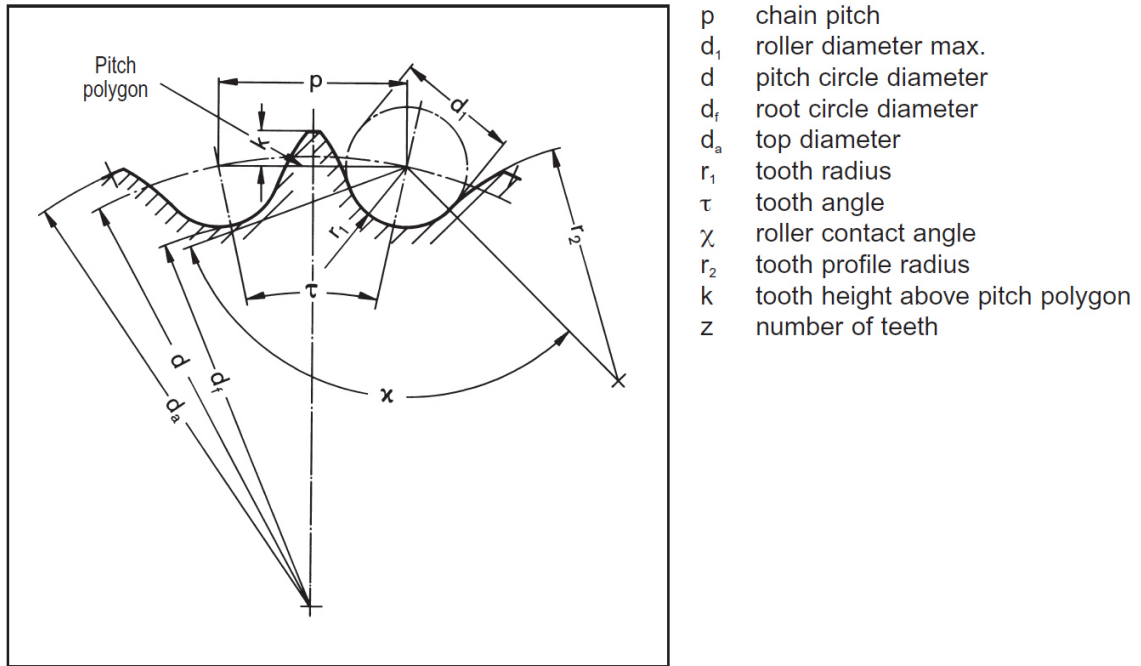


Figura 4.19 - Desenho do perfil do dentado das rodas da transmissão por corrente, (IWIS 2011).

$$\tau = \frac{360^\circ}{Z} \quad (4.17)$$

$$d_f = d - d_1 \quad (4.18)$$

$$d_{a,máx.} = d + 1,25 \cdot p - d_1 \quad (4.19)$$

$$d_{a,mín.} = d + \left(1 - \frac{1,6}{Z}\right)p - d_1 \quad (4.20)$$

$$k_{máx.} = 0,625 \cdot p - 0,5 \cdot d_1 + \frac{0,8}{Z}p \quad (4.21)$$

$$k_{mín.} = 0,5(p - d_1) \quad (4.22)$$

$$r_{1,máx.} = 0,505 \cdot d_1 + 0,069 \sqrt[3]{d_1} \quad (4.23)$$

$$r_{1,mín.} = 0,505 \cdot d_1 \quad (4.24)$$

$$\chi_{mín.} = 120^\circ - \frac{90^\circ}{Z} \quad (4.25)$$

$$\chi_{máx.} = 140^\circ - \frac{90^\circ}{Z} \quad (4.26)$$

$$r_{2,máx.} = 0,008 \cdot d_1(Z^2 + 180) \quad (4.27)$$

$$r_{2,mín.} = 0,12 \cdot d_1(Z + 2) \quad (4.28)$$

Onde:

p é o passo, em mm .

d_1 é o diâmetro do cilindro da corrente (ver Tabela 4.23), em mm .

d é o diâmetro primitivo da roda, em mm .

d_f é o diâmetro de base da roda, em mm .

d_a é o diâmetro da cabeça da roda, em mm .

r_1 é o raio do dentado, em mm .

τ é o ângulo do dentado, em graus $^\circ$.

χ é o ângulo de contacto do cilindro da corrente, em graus $^\circ$.

r_2 é o raio do perfil do dentado, em mm .

k é a altura do dentado a cima do primitivo, em mm .

Z é o número de dentes da roda.

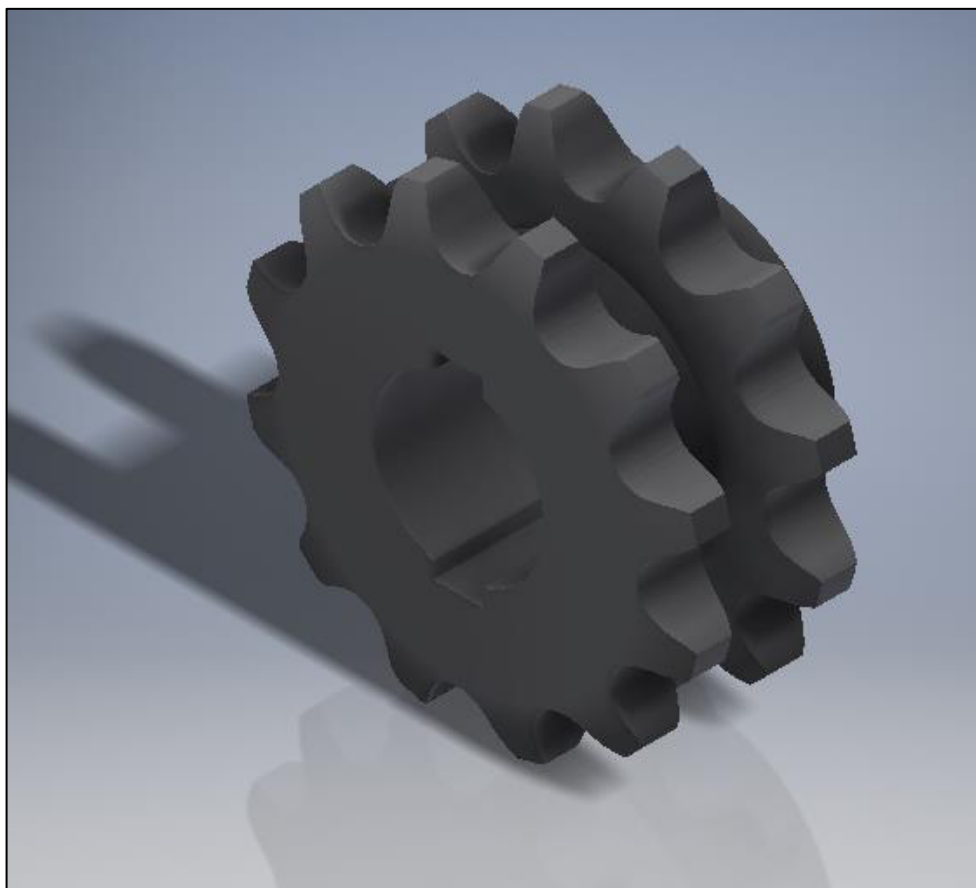


Figura 4.20 – Desenho 3D do pinhão Z1.

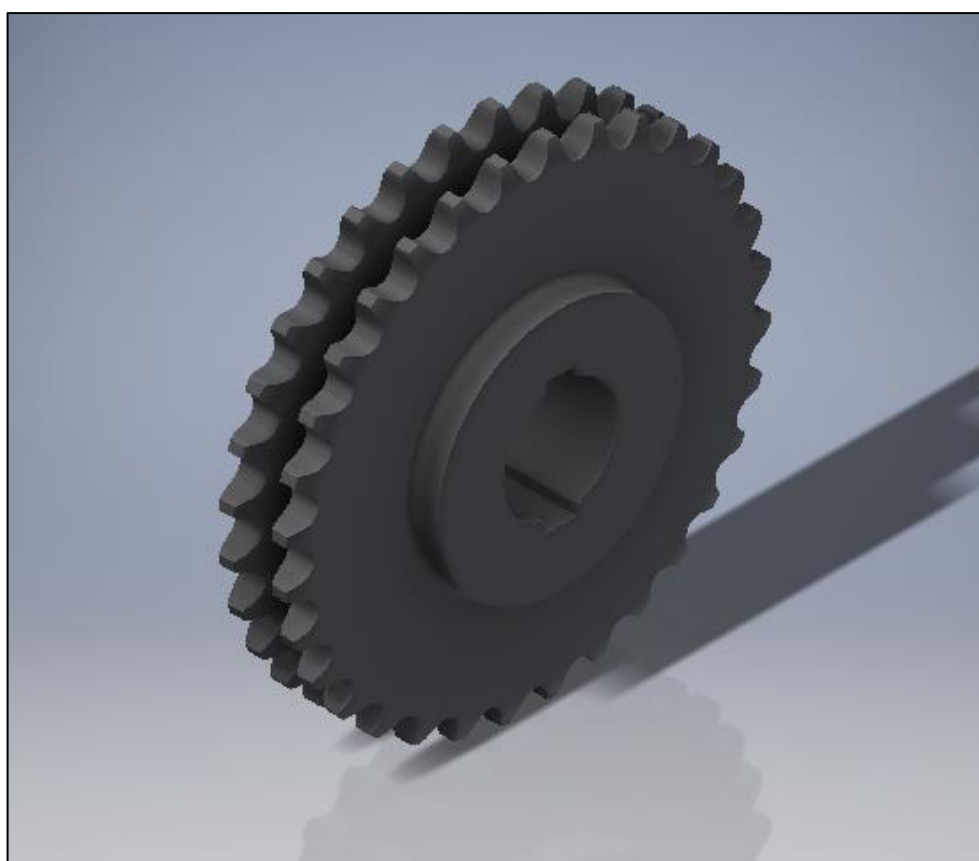


Figura 4.21 – Desenho 3D da roda Z2.

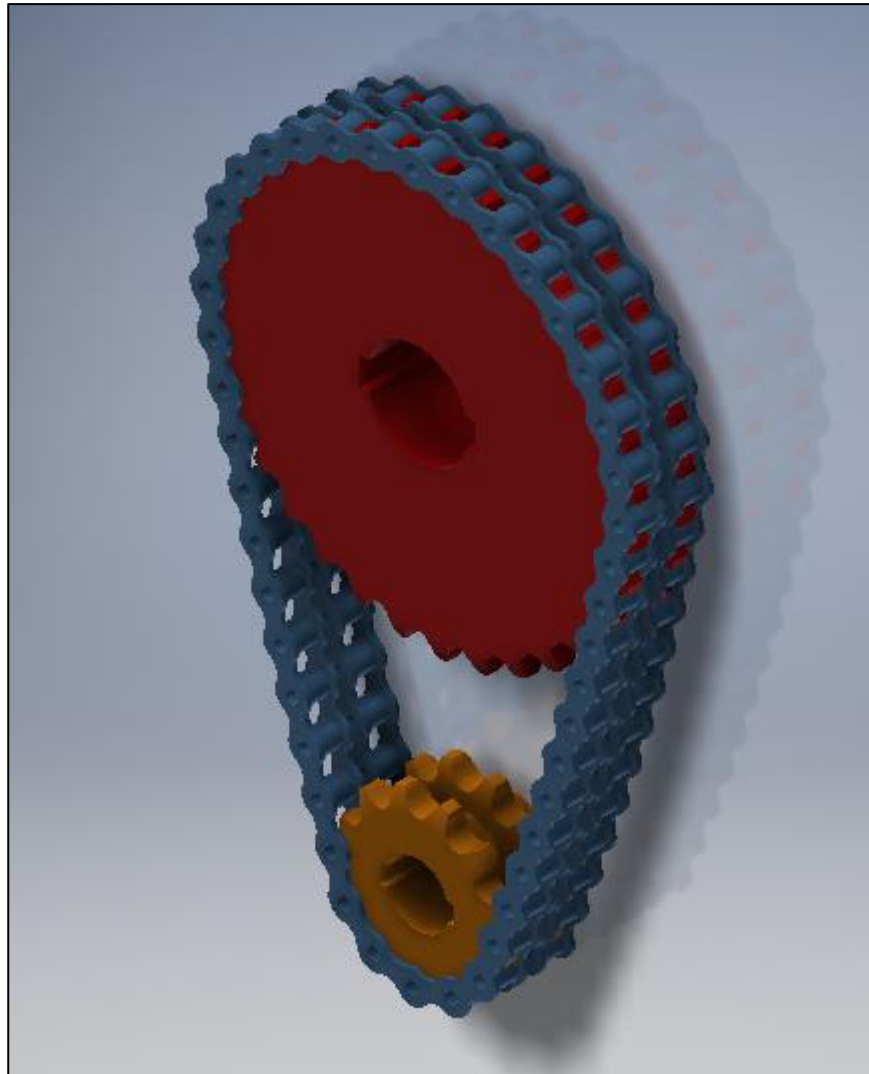


Figura 4.22 - Desenho 3D da transmissão por corrente.

4.6 Fadiga

A normalização europeia da FEM, que já foi utilizada anteriormente, estabelece um número de ciclos mínimo a partir do qual é necessário considerar-se o efeito de fadiga no dimensionamento. Esse limite é de 8000 ciclos de carga.

Consideramos que, para o mecanismo de elevação a ser projetado neste trabalho, apenas os veios são suscetíveis de sofrerem do efeito da fadiga, dado que durante a vida do mecanismo efetuarão ciclos de carga de flexão alternada e torção constante.

No capítulo 4.1 fizemos uma estimativa do número de ciclos total do mecanismo, que como podemos ver na Tabela 4.2 foi de 480 ciclos. E como já foram definidas as velocidades de ambos os veios do mecanismo (veio de redutor – S1; veio do tambor – S2) podemos então fazer uma estimativa para o número de ciclos total que cada veio vai realizar (usando a equação 4.29). Os resultados apresentam-se na Tabela 4.45.

$$n_{\text{ciclos total}}^{S1,S2} = v_{\text{rot.}}^{S1,S2} \times t_{\text{mecanismo}} \times n_{\text{ciclos total}}^{\text{mecanismo}} \quad (4.29)$$

Tabela 4.45 - Nº de ciclos dos veios S1 e S2.

N.º de ciclos dos veios S1 e S2			
nº total de ciclos do mecanismo		480	
Duração de 1 ciclo (min.)		47	
Veio S1		Veio S2	
vel. rotação (rpm)	8,4	vel. rotação (rpm)	3,15
nº de rotações por ciclo	394,8	nº de rotações por ciclo	148,05
nº total de rotações	189504	nº total de rotações	71064

Como podemos ver, o número de ciclos que cada veio realiza é muito superior ao valor mínimo considerado na FEM. Sendo assim deve ser considerado o efeito da fadiga em ambos os veios, S1 e S2.

Os respetivos cálculos de resistência à fadiga serão feitos mais à frente nos capítulos respetivos ao dimensionamento de cada veio.

4.7 Veio S1

O veio S1 é montado dentro do veio oco de saída do redutor. Como depois de montados um no outro, estes dois veios passam a ser basicamente o mesmo veio, usa-se por vezes o nome ‘veio do redutor’ para descrever o veio S1.

Para se dar esta ligação descrita utiliza-se uma chaveta. Para isso é preciso maquinar no veio S1 um escatel para alojar a mesma. O escatel do veio oco é visível na Figura 4.23. Este veio terá também acoplado nele os dois pinhões Z1 das duas transmissões dimensionadas no capítulo 4.5, sendo que a transmissão de movimento (e binário) será também ela dada através de uma chaveta.

Como podemos ver pela Figura 4.23 o veio S1 tem desde logo o seu diâmetro definido em $d_1 = 50 \text{ mm}$, pelo que o seu dimensionamento será feito com objetivo de selecionar o material para o seu fabrico. O seu comprimento será o menor possível de maneira a conseguir acoplar ambos os pinhões Z1 e a garantir que estes se alinham com as rodas Z2 montados no veio S2.

Tal como foi dito no capítulo 4.6, será também feito dimensionamento de acordo com a resistência à fadiga, onde serão, por sua vez, considerados os escatéis necessários a maquinar no veio.

No entanto, para a escolha do material do veio é necessário primeiro definir as chavetas necessárias a incluir neste veio, para que deste modo se possa considerar a secção resistente real. As chavetas são definidas no capítulo 4.7.1.

Estando já definidas as chavetas a ser utilizadas neste veio, e por consequência os escatéis a ser maquinados no mesmo, considera-se que a secção resistente é a secção máxima não perturbada, ou seja, é a secção circular tracejada representada na Figura 4.24. Assim o diâmetro da secção resistente a considerar no dimensionamento deste veio é:

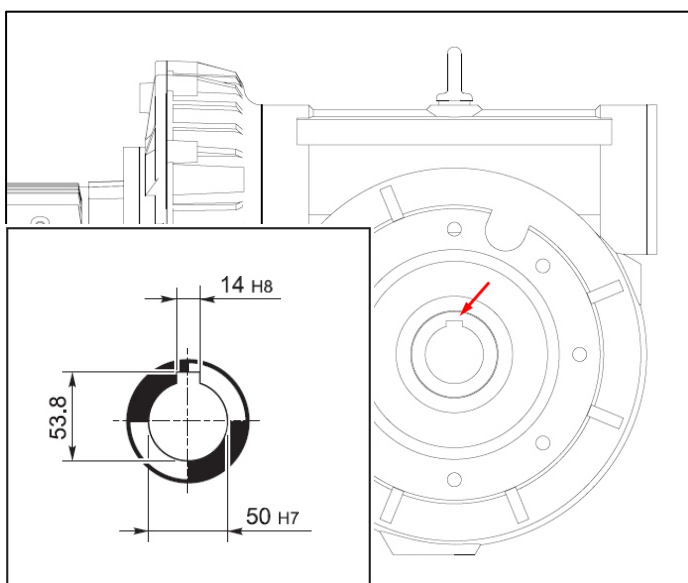


Figura 4.23 - Ilustração do escatel no veio oco do redutor. Dimensões do veio oco, (Bonfiglioli 2014).

$$d'_1 = 50 - 2t_1 = 50 - 11 = 39 \text{ mm.}$$

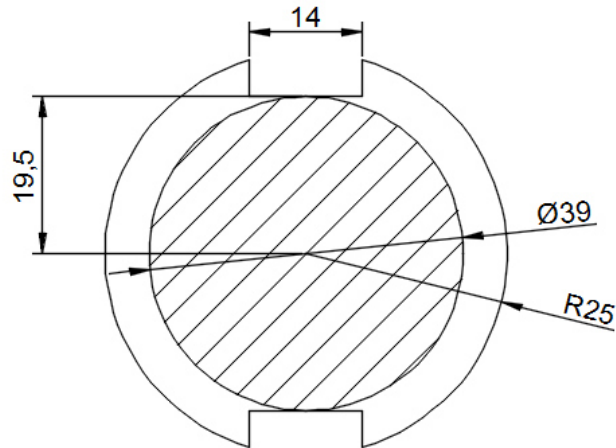


Figura 4.24 - Secção resistente do veio S1.

É agora necessário perceber qual o comprimento do veio, e mais importante, saber as localizações dos seus apoios e das solicitações existentes (momento torsor e forças radiais). Na Figura 4.25 mostra-se o projeto de montagem no veio S1, onde se apresentam as distâncias necessárias para os cálculos de dimensionamento. Um aspeto importante que deve ser considerado é o posicionamento dos pinhões Z1, já que deve permitir um espaçamento adequado entre a corrente de transmissão e a blindagem. Para isso utiliza-se um casquilho metálico.

A força F e os momentos torsores M e $2M$, representados na Figura 4.22, correspondem à força radial devido à transmissão intermédia (calculada no capítulo 4.5.1, e apresentada na Tabela 4.35), ao binário transmitido em cada transmissão e ao binário máximo de trabalho do redutor, ou seja, $2M = 1548 \text{ N.m}$.

Desta forma apresentam-se nas Figura 4.26 e Figura 4.27 os diagramas de esforços (esforço transverso e flexão) de maneira a percebemos qual a secção crítica. Não é apresentado o diagrama de torção dado que o software utilizado (Autodesk Inventor) não o permite, no entanto, dada a simplicidade dos mesmos é fácil perceber que o momento torsor máximo a que o veio está sujeito é de $M = 1548/2 = 774 \text{ N.m}$, seguindo a nomenclatura da Figura 4.25.

Aludindo de novo para a Figura 4.26 e Figura 4.27, os parâmetros $T1, T2, T3, F1$ e $F2$ são definidos como: $T1 = T3 = 774 \text{ N.m}$, $T3 = 2T1 = 1548 \text{ N.m}$ e $F1 = F2 = 12762 \text{ N}$. Estes parâmetros representam respetivamente o binário a ser transmitido em cada pinhão Z1 (M na Figura 4.25), o binário fornecido ao veio S1 pelo redutor ($2M$ na Figura 4.25) e as forças radiais desenvolvidas no pinhão Z1 devido à transmissão por corrente (F na Figura 4.25).

Apresenta-se na Tabela 4.46 e Tabela 4.47 as propriedades mecânicas dos aços a considerar para o veio S1, retiradas do catálogo online da empresa F. Ramada.

Tabela 4.46 - Propriedades mecânicas do aço Ck45.

Ck 45 (F10) - Aço ao carbono	
Tensão rotura (MPa)	590
Tensão cedência (MPa)	330
Tensão corte adm. - Von Mises (MPa)	190,5

Tabela 4.47 - Propriedades mecânicas do aço 34 CrNiMo 6.

34 CrNiMo 6 (FR3) - Aço ligado	
Tensão rotura (MPa)	820
Tensão cedência (MPa)	610
Tensão corte adm. - Von Mises (MPa)	352,2

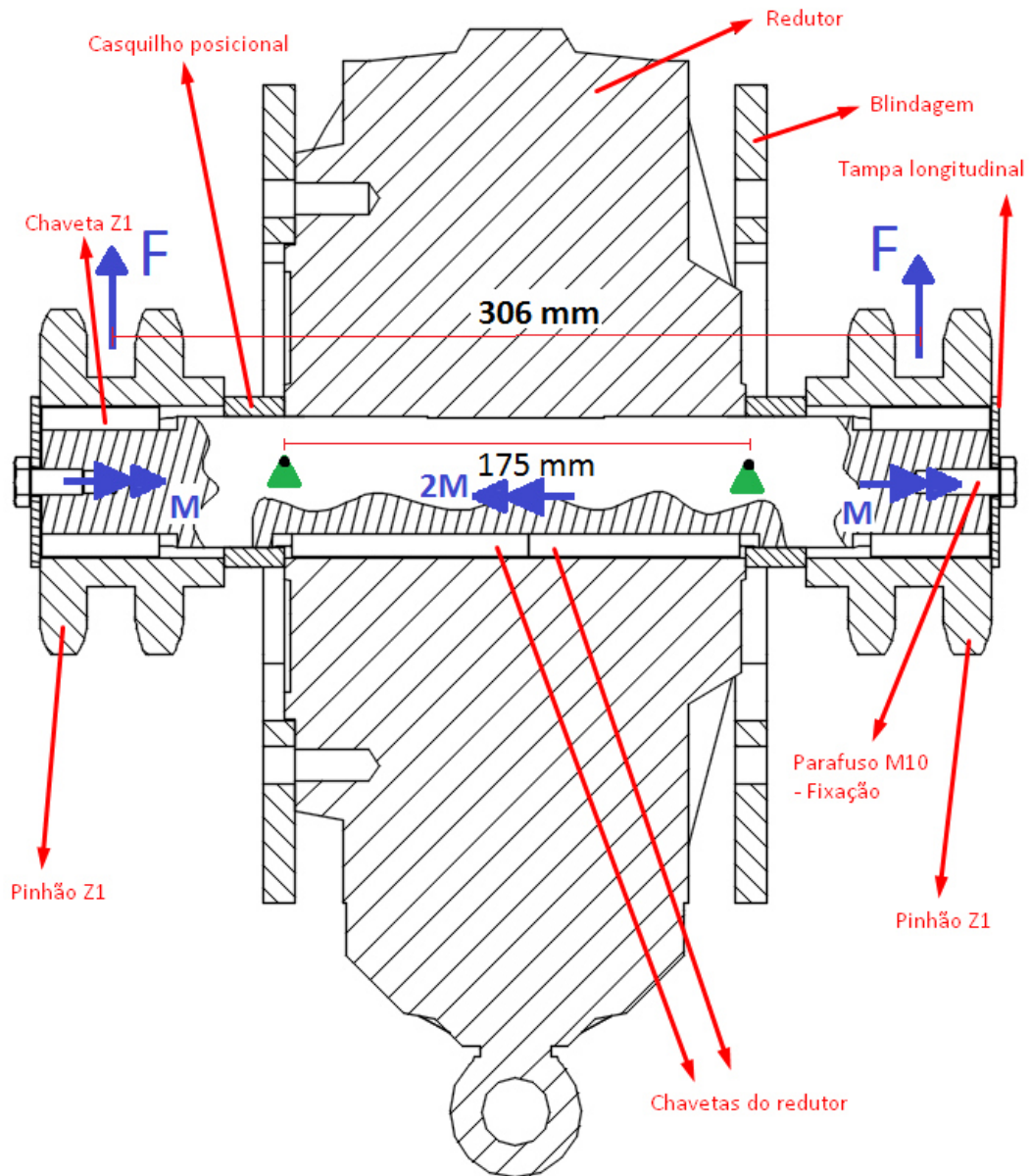


Figura 4.25 - Desenho de conjunto no veio S1⁸.

⁸ Este desenho foi produzido através de um desenho CAD 3D, pelo que o desenho do redutor é fornecido pelo fabricante. É usual apenas existir ligação ao exterior num dos lados do redutor, no entanto, para esta aplicação necessita-se que esta exista dos dois lados. Embora tal seja possível não existem desenhos 3D dessa solução, pelo que se usou esta. Assim os diversos componentes são projetados tendo em mente que o redutor é simétrico.

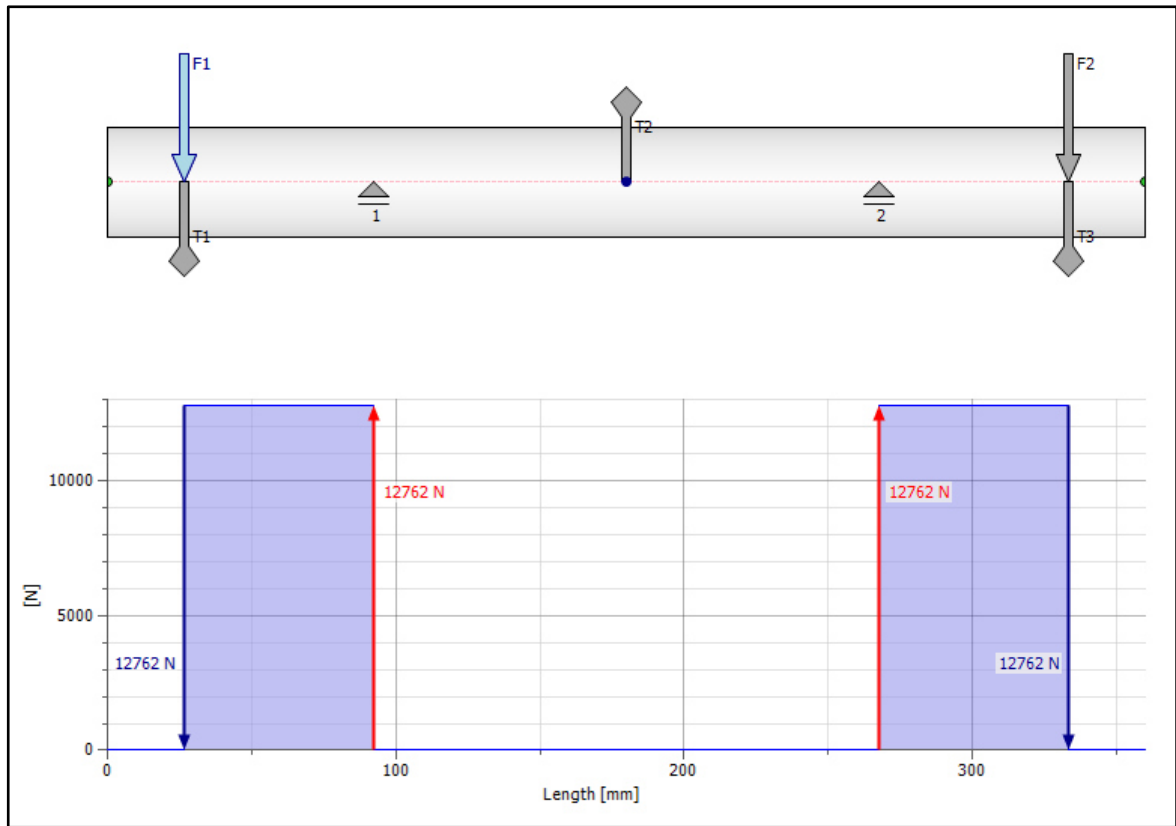


Figura 4.26 - Diagrama de esforço transversal no veio S1.

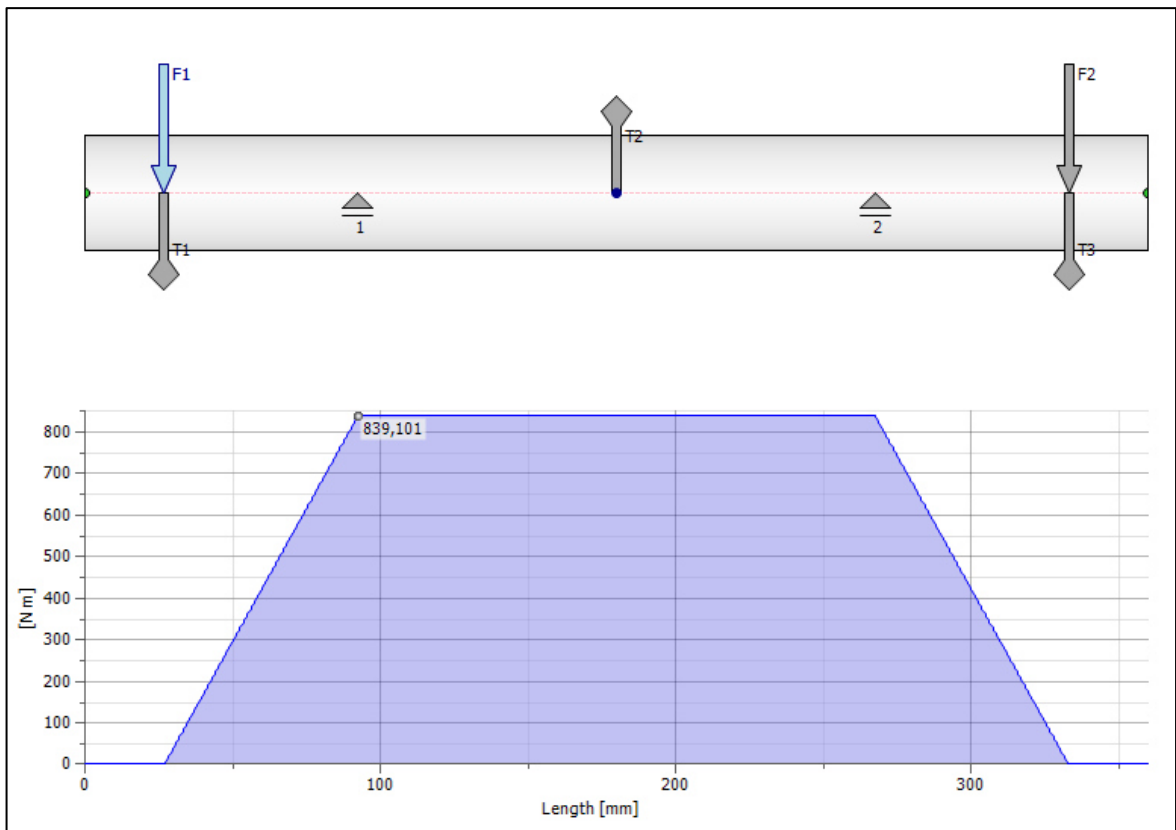


Figura 4.27 - Diagrama de momento fletor no veio S1.

Analisando agora os diagramas de esforços presentes na Figura 4.26 e Figura 4.27, de esforço de corte (V) e flexão (M_f), respetivamente, podemos verificar que a secção crítica é a que está nas posições de apoio ($x = 87,5 \text{ mm}$ e $x = 360 - 87,5 = 272,5 \text{ mm}$), onde o esforço de corte é $V = 13416 \text{ N}$, o momento fletor é $M_f = 882 \text{ N.m}$ e o momento torsor é $T = 774 \text{ N.m}$. Deste modo podemos calcular o estado de tensão presente nestas secções através das equações discutidas e apresentadas no capítulo 2, nomeadamente as equações 2.7, 2.12 e 2.15. Posteriormente calcula-se a tensão equivalente pelo critério de Von Mises, dada pela equação 2.32. Na Tabela 4.48 apresentam-se os resultados dos cálculos descritos, e como podemos verificar ambos os materiais considerados (aços F10 e FR3) verificam a condição de resistência.

Tabela 4.48 – Cálculo da tensão equivalente máxima no veio S1.

Veio S1	
Diâmetro real (mm)	50
t1 - escatel (mm)	5,5
Diâmetro resistente (mm)	39
Área resistente (mm^2)	1195
W_y (mm^3)	5824
W_p (mm^3)	11647
R1 (N)	12762
R2 (N)	12762
$V_{máx.}$ (N)	12762
$M_{f,máx.}$ ($N.m$)	839
$T_{máx.}$ ($N.m$)	774
Tensão de corte - V (MPa)	14,2
Tensão de corte - T (MPa)	66,5
Tensão de corte - T+V (MPa)	80,7
Tensão normal (MPa)	144,1
Tensão normal equivalente - Von Mises (MPa)	200,7
Coef. Seg. N - Aço Ck45	1,64
Coef. Seg. N - Aço 34 CrNiMo 6	3,04

Falta ainda o dimensionamento à fadiga, após o qual poderemos afirmar qual o material a escolher para este veio. As únicas estruturas geométricas que provocam concentração de tensões neste veio são os escatéis das chavetas definidas no capítulo 4.7.1, pelo que nos muniremos das equações 2.20 e 2.21 para quantificar essa contribuição. A reta de Soderberg ditará posteriormente a viabilidade da vida do veio à fadiga (ver capítulo 2.6).

Na Tabela 4.49 apresenta-se o resultado do cálculo dos fatores de concentração de tensão devido à existência de escatéis no veio. Os valores do raio de curvatura máximo e mínimo são obtidos através da norma DIN 6885.

É de referir que daqui em diante, neste capítulo, se irá negligenciar a tensão de corte devido ao esforço de corte puro, dado que este é pequeno quando comparado com a tensão de corte desenvolvida pela torção e porque não existe muita informação sobre a quantificação dos fatores de concentração de tensão para tal carregamento.

Tabela 4.49 – Coeficientes de concentração de tensão no veio S1.

Concentração de tensão no veio S1	
Chavetas	DIN 6885 14x9x170 DIN 6885 14x9x45
Diâmetro do veio (mm)	50
b (mm)	14
$r_{\text{máx.}}$ (mm)	0,4
$r_{\text{min.}}$ (mm)	0,25
$r_{\text{médio}}$ (mm)	0,325
r/b (médio)	0,0232
K (flexão)	3,3
K (torção)	3,1

Os escatéis para as chavetas dos pinhões Z1 encontram-se posicionados desde $x = 0 \text{ mm}$ a $x = 45 + 14/2 = 52 \text{ mm}$ e de $x = 360 - 52 = 308 \text{ mm}$ a $x = 360 \text{ mm}$ (em ambos os extremos do veio S1), já o escatel para a chaveta do redutor encontra-se centrado no veio e tem um comprimento total de $l = 170 + 14 = 184 \text{ mm}$, ou seja, estende-se desde $x = (360 - 184)/2 = 88 \text{ mm}$ a $x = 360 - 88 = 272 \text{ mm}$. Assim, podemos verificar que, com o auxílio da Figura 4.27, a secção do veio onde se situa o escatel da chaveta do redutor está sob o efeito do estado de tensão mais desfavorável, dado que aí o momento de flexão é máximo. O estado de tensão a considerar é o apresentado na Tabela 4.48, onde $\sigma = 144,1 \text{ MPa}$ (devido à flexão) e $\tau = 66,5 \text{ MPa}$ (devido à torção).

Assim, podemos já calcular as tensões equivalentes (alternada e constante) dadas pelas equações 2.34 e 2.39, obtendo-se:

$$\sigma_a^{eq} = \sigma_a = k_f \frac{32M_f}{\pi d^3} = 3,3 \times \frac{32 \times 882}{0,05^3 \pi} = 225 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m^{eq} = \tau_m \cdot \sqrt{3} = k_{fs} \frac{16T}{\pi d^3} \sqrt{3} = 3,1 \times \frac{16 \times 774}{0,05^3 \pi} \sqrt{3} = 169,5 \text{ MPa}$$

Agora que já possuímos o valor de tensão constante e alternada (equivalentes) a que o veio está sujeito podemos então, através da reta de Soderberg (ver Figura 2.20), dimensionar o mesmo à fadiga, verificando qual dos aços considerados permite que o veio não entre em rotura por fadiga antes de completar número de ciclos pretendidos para a sua função. Caso ambos o permitam, é preferível a escolha do F10 (Ck45) por ser de mais baixo custo. Para este efeito, apresentam-se na Tabela 4.50 o resultado dos cálculos da tensão limite de fadiga, S''_e e S_e , para ambos os materiais, de acordo com as equações 2.44 e 2.43, respetivamente. O número de ciclos de vida deste veio está apresentado na Tabela 4.45, sendo de 189504 ciclos.

Como podemos verificar na Tabela 4.50 deve-se optar pelo aço FR3 (34 CrNiMo 6) dado que, dos dois aços considerados, é o que apresenta um coeficiente de segurança maior que 1, garantindo que a rotura, a ocorrer, nunca será dada durante a vida de projeto do veio. No entanto o coeficiente $N = 1,2$ permitido por este material é reduzido, mas não nos podemos esquecer que existe já à partida uma consideração conservadora para as cargas a atuar no mecanismo (como se explicou no capítulo 4.1.1).

Tabela 4.50 – Verificação da resistência à fadiga do veio S1 – Escolha do aço.

Tensão limite de Fadiga - S_e			
Tensão alternada equivalente (MPa)		225	
Tensão constante equivalente (MPa)		169,5	
Nº ciclos vida		189504	
Aço Ck45 - F10		Aço 34 CrNiMo 6 - FR3	
Tensão rotura (MPa)	590	Tensão rotura (MPa)	820
Tensão de cedência (MPa)	330	Tensão de cedência (MPa)	610
S''_e	487	S''_e	676
a (Tabela 2.1)	4,51	a (Tabela 2.1)	4,51
b (Tabela 2.1)	-0,265	b (Tabela 2.1)	-0,265
k_a	0,832	k_a	0,762
k_b	0,816	k_b	0,816
k_c	1	k_c	1
k_d	1	k_d	1
k_e	1	k_e	1
k_f	1	k_f	1
Se	330	Se	420
N (soderberg)	0,8	N (soderberg)	1,2

4.7.1 Chavetas no veio S1

Neste veio as chavetas são necessárias para transmitir o movimento entre este e o veio oco do redutor, e entre este e os pinhões Z1 das transmissões intermédias. Para posterior referência chamar-se-á a estas de “chavetas do redutor” e “chavetas Z1”, respetivamente. Procedeu-se de seguida à definição de ambas.

- **Chavetas do redutor:**

Como se pode ver pela Figura 4.23 o diâmetro do veio S1 deve ser de $d_1 = 50 \text{ mm}$. Estando já definido o diâmetro do veio, a chaveta fica definida a menos do seu comprimento, de acordo com a norma DIN 6885-1 B.

O cálculo do comprimento é feito de acordo com o que foi descrito no capítulo 2.7, e os resultados apresentam-se na Tabela 4.52. O material a ser usado é o aço inoxidável AISI 304, cujas propriedades mecânicas se apresentam na Tabela 4.51.

Tabela 4.51 - Propriedades mecânicas do aço inoxidável AISI 304.

Material – A2 (AISI 304)	
σ rotura (MPa)	510
σ cedência (MPa)	210
τ_{adm} (MPa)	121

Tabela 4.52 - Dimensões da chaveta do redutor.

Chaveta do redutor			
Coef. Seg. - N	2	b (mm)	14
Binário ($N.m$)	1548	h (mm)	9
Diâmetro (mm)	50	t_1 (mm)	5,5
F (N)	61913	t_2 (mm)	3,8
N.º de chavetas	1	Comprimentos	36-160
Corte		Esmagamento	
τ adm (MPa)	60,6	σ adm. (MPa)	105
L min. (mm)	73,0	L min. (mm)	168,5
L normalizado (mm)		170	

O binário considerado, $M_t = 1548 N.m$, é o binário máximo imposto no veio S1. Este valor é obtido dividindo o binário máximo imposto no tambor de enrolamento pela razão de transmissão intermédia (ver capítulo 4.4, secção iv).

É de referir que não se optará por usar uma única chaveta de 170 mm, pelo que, em vez desta, se usarão duas chavetas com comprimentos de 80 mm e 90 mm.

- **Chavetas – pinhões Z1:**

Da mesma forma, tratando-se do mesmo diâmetro (mesmo veio), a chaveta está definida a menos do seu comprimento. O comprimento é calculado da mesma maneira que para a chaveta do redutor, pelo que os resultados se apresentam na Tabela 4.53.

Neste caso, como se trata de dois pinhões Z1 (duas transmissões), um em cada extremo do veio S1, optou-se por usar duas chavetas para fazer a ligação de cada pinhão ao veio, pelo que ao todo são 4 chavetas. Deste modo serão maquinados ao todo 5 escatéis neste veio, pelo que os escatéis para alojar as chavetas dos pinhões Z1 (dois por pinhão) serão maquinados em oposição um do outro, como se mostra na Figura 4.24.

Tabela 4.53 - Dimensões da chaveta nos pinhões Z1.

Chaveta dos pinhões Z1			
Coef. Seg. - N	2	b (mm)	14
Binário ($N.m$)	1548	h (mm)	9
Diâmetro (mm)	50	t_1 (mm)	5,5
F (N)	15478	t_2 (mm)	3,8
N.º de chavetas	4	Comprimentos	36-160
Corte		Esmagamento	
τ adm (MPa)	60,6	σ adm. (MPa)	105,0
L min. (mm)	18,2	L min. (mm)	42,1
L normalizado (mm)		45	

4.8 Veio S2 (tambor)

O veio S2 e o tambor são a mesma estrutura, pelo que a secção do meio deste veio é o local onde o cabo de aço é enrolado, e cujo diâmetro já foi estabelecido no capítulo 4.3, sendo de $d_t = 137,5 \text{ mm}$. As paredes laterais do tambor são soldadas neste veio, tratando-se de duas chapas metálicas circulares furadas de maneira a encaixar no mesmo. Nos extremos deste veio são montadas as rodas Z2 da transmissão por corrente, que por sua vez aciona o movimento de rotação deste veio. O diâmetro das secções dos extremos não será portanto o mesmo que a meio.

De maneira a distinguir as duas secções deste veio chamar-se-á daqui em diante “Secção 1” à secção mais fina, e “Secção 2” à secção mais grossa, ou seja, o tambor.

De maneira a dimensionar este veio considera-se que este será fabricado em aço F10 (Ck45), cujas propriedades se apresentam na Tabela 4.46, reproduzida novamente neste capítulo.

Tabela 4.45 -Propriedades mecânicas do aço Ck45.

Ck 45 (F10) - Aço ao carbono	
Tensão rotura (MPa)	590
Tensão cedência (MPa)	330
Tensão corte adm. - Von Mises (MPa)	190,5

As solicitações a que este elemento está sujeito são:

- Força vertical da carga a movimentar, $F = 3000 \text{ kg} = 29430 \text{ N}$ (ver capítulo 4.1.1). Esta força muda de posição à medida que o cabo é enrolado, indo de um extremo do tambor ao outro várias vezes durante o enrolamento (ver Figura 4.28). Assim sendo analisar-se-ão dois posicionamentos, no extremo mais distante e a meio do tambor, de maneira a verificar qual o mais adverso para o estado de tensão neste veio.

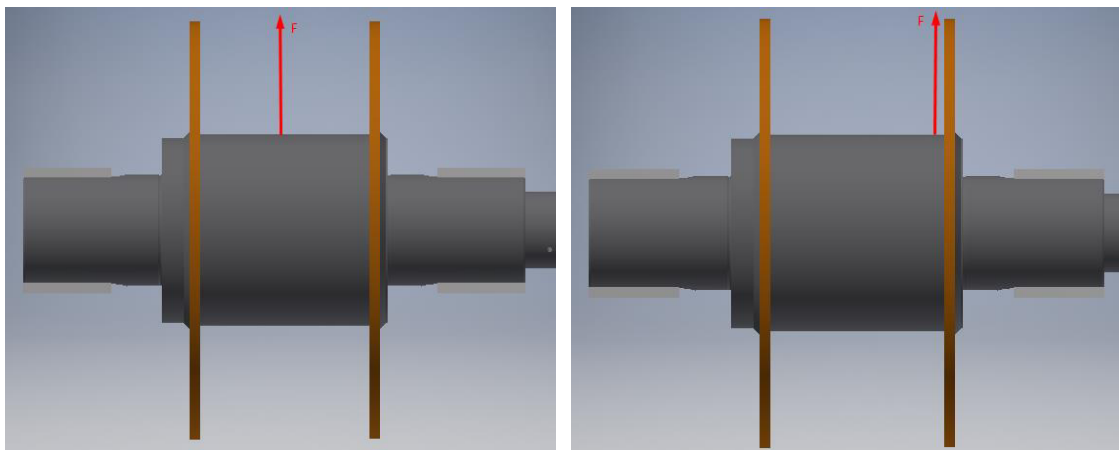


Figura 4.28 – Ilustração do posicionamento da força vertical exercida no veio S2 devido à carga

- Momento torsor introduzido pela oposição de binários entre o introduzido pelas rodas Z2 e o binário resistente de enrolamento do cabo de aço para elevar a carga. Este binário resistente é provocado pela força vertical $F = 29430 \text{ N}$, e o seu máximo acontece na última camada de enrolamento, onde a distância ao centro de rotação é máxima. O binário resistente máximo é de $B_r = 29430 \times 0,2805 = 4128 \text{ N.m}$ (este valor já foi anteriormente calculado no capítulo 4.4, secção iv). Por sua vez, de maneira a elevar a carga, cada uma das rodas Z2 impõem um binário de $B_a = 2064 \text{ N.m}$ nos extremos do veio. Desta forma, o momento torsor máximo a que o veio está sujeito é de $M_t = 2064 \text{ N.m}$.

- Força radial devido às duas transmissões por corrente existentes nos extremos do veio. Considera-se que esta força se posiciona a meio da respetiva roda Z2 (ver na Figura 4.29) e tem uma intensidade de $R = B_a / (0,5d_{p,Z2}) = 2064 / (0,5 \times 0,3234) = 12764 \text{ N}$ (trata-se da mesma força radial considerada no dimensionamento do veio S1).

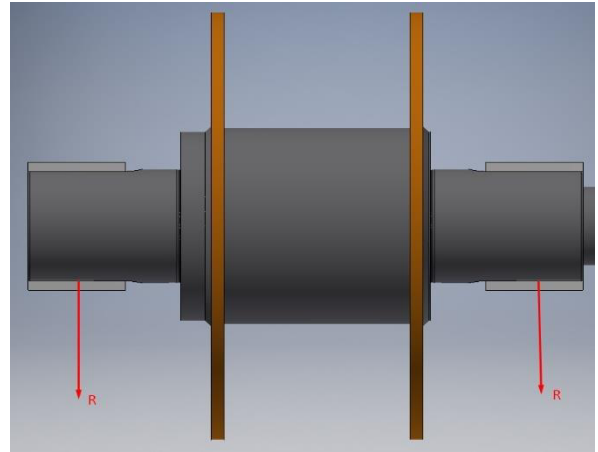


Figura 4.29 – Ilustração do posicionamento das forças radiais exercida no veio S2 devido à transmissão por corrente.

Resume-se na Figura 4.30 o carregamento total no veio S2. De notar que teremos de dividir a análise em dois casos distintos, o primeiro caso onde todos os carregamentos são considerados à exceção da força F2, e o segundo caso, de forma similar, onde não considera a força F1. Os pontos A e B na Figura 4.30 representam os apoios do veio.

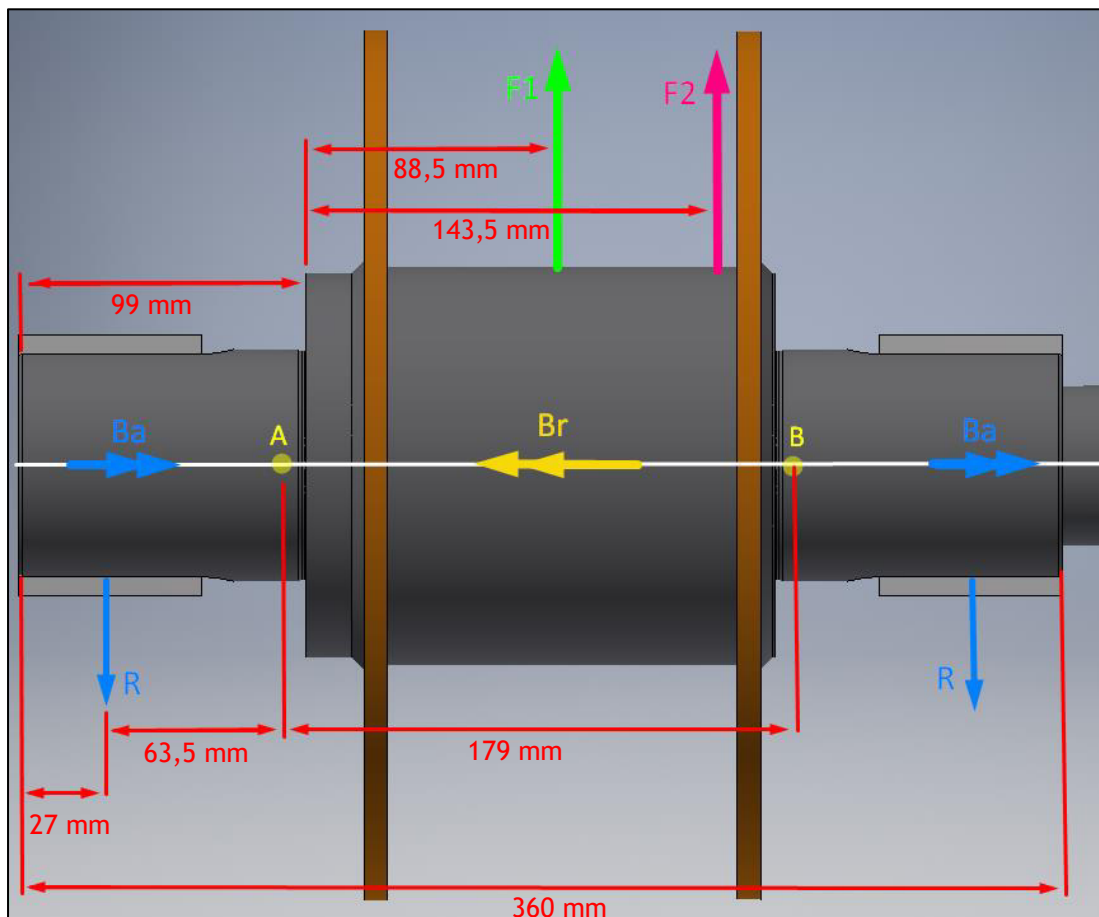


Figura 4.30 – Carregamento no veio S2.

Podemos então, sabendo já as solicitações atuantes no veio, obter os diagramas de momentos fletores e de esforço de corte para ambos os casos de carregamento. Para isso recorreu-se ao software Inventor, da Autodesk.

1º caso:

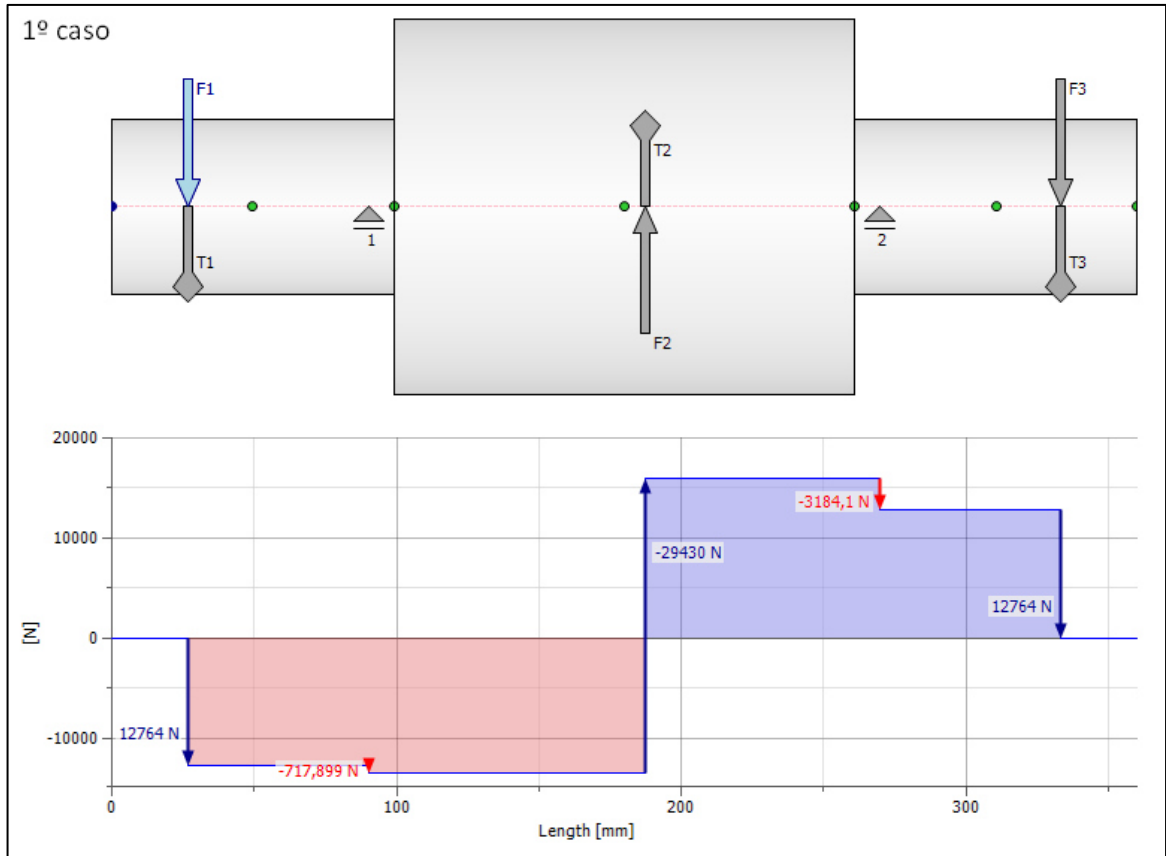


Figura 4.31 - Diagrama de esforço transversal no veio S2, 1º caso de carregamento.

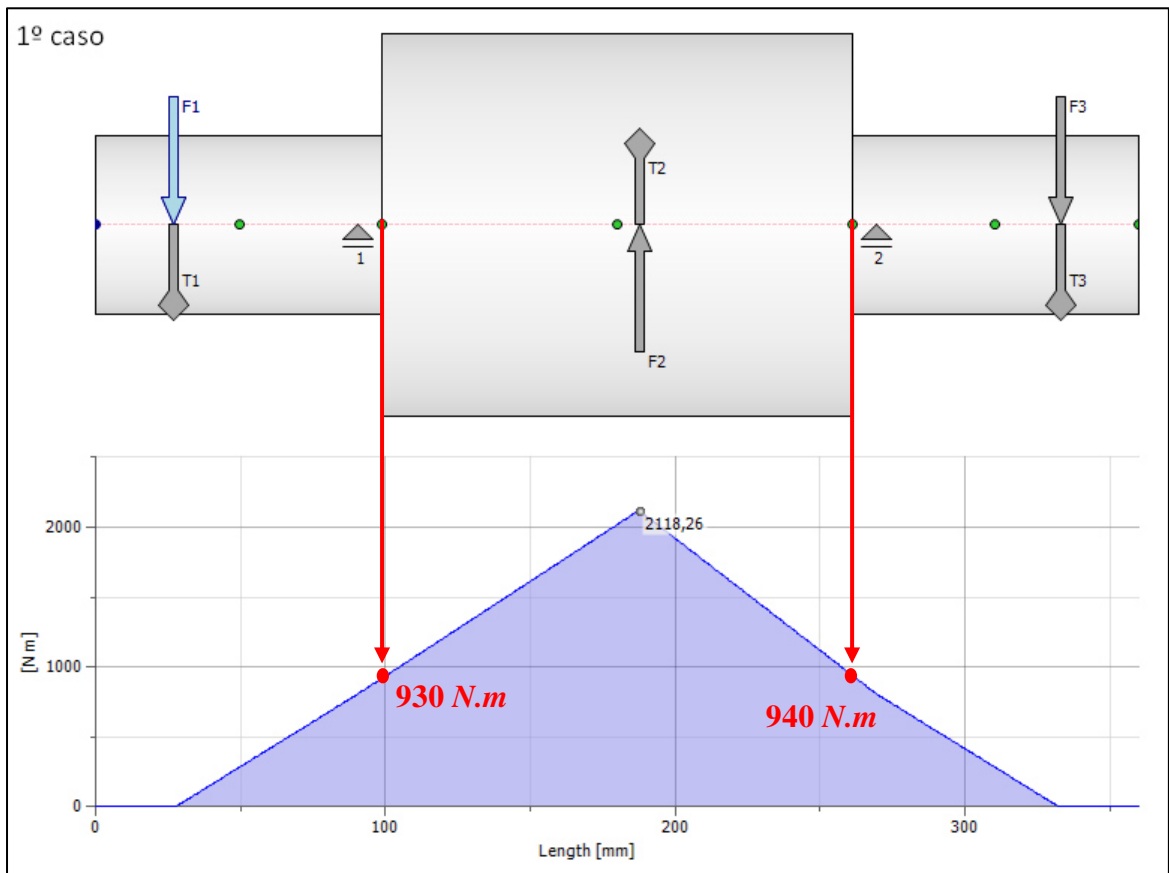


Figura 4.32 – Diagrama de momentos fletores no veio S2, 1º caso de carregamento.

2º caso:

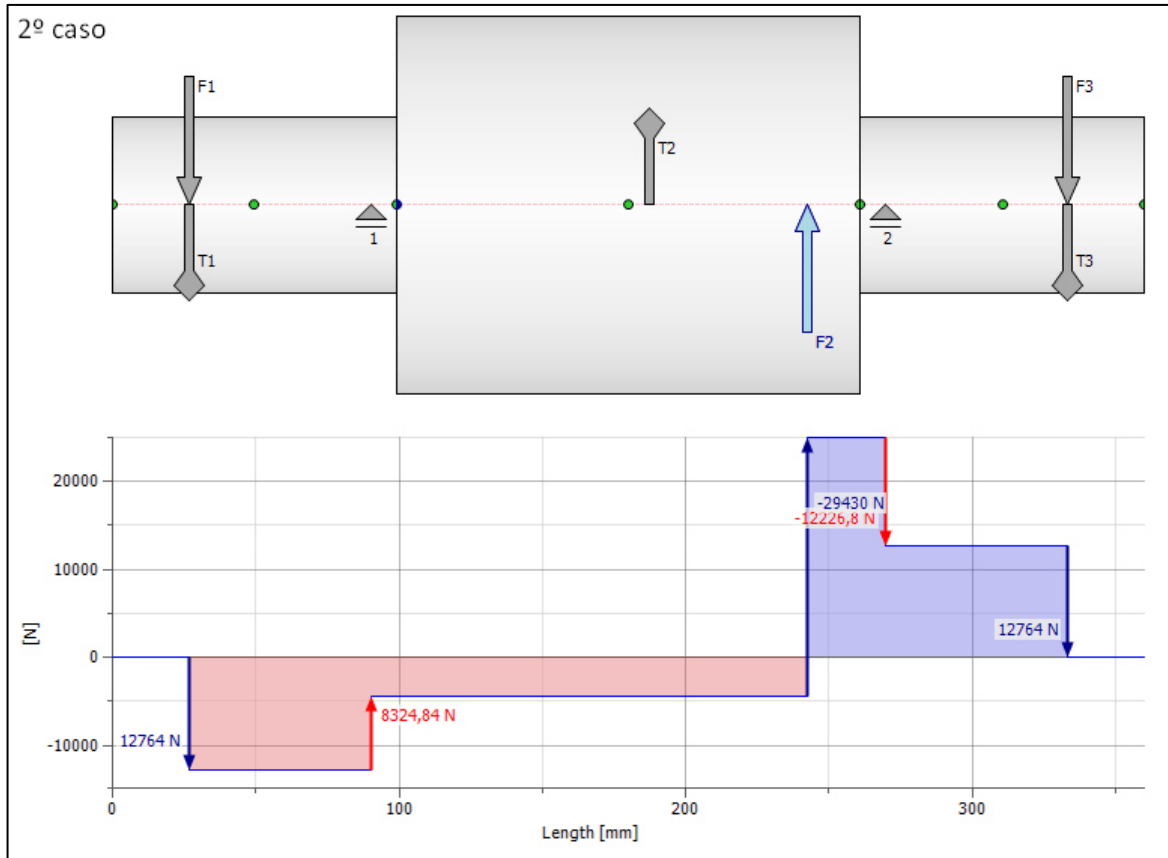


Figura 4.33 – Diagrama de esforço transverso no veio S2, 2º caso de carregamento.

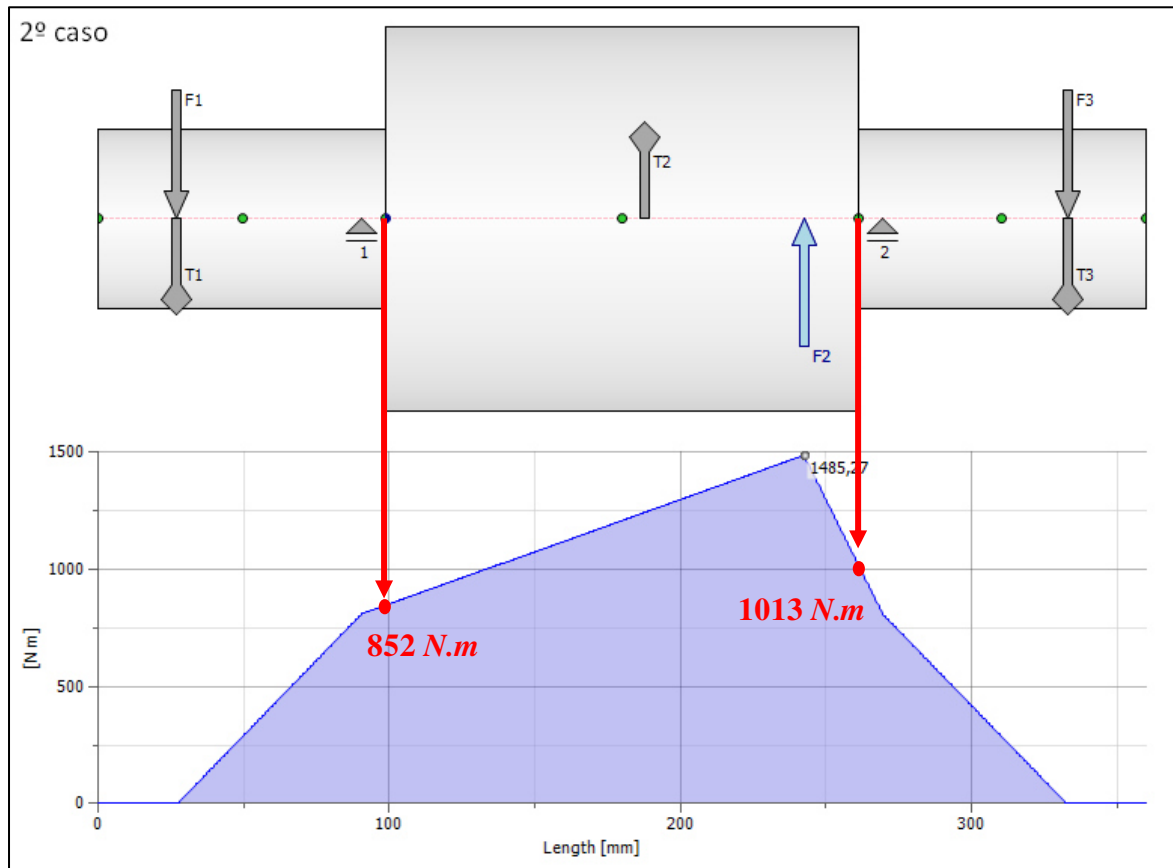


Figura 4.34 - Diagrama de momentos fletores no veio S2, 2º caso de carregamento.

Façamos uma primeira aproximação de maneira a balizarmos desde já o diâmetro da secção 1, já que a secção 2, isto é, o tambor, já tem o diâmetro definido em $d_t = 137,5 \text{ mm}$. No entanto, de maneira a garantir o posicionamento correto das paredes laterais do tambor, para posterior fixação por soldadura, o veio será maquinado, pelo que o diâmetro mínimo da secção 2 é $d_2 = 132,5 \text{ mm}$.

Os dados relevantes a retirar dos diagramas de esforços, presentes nas figuras 4.31, 4.32, 4.33 e 4.34, resumem-se na Tabela 4.54.

Tabela 4.54 – Esforços no veio S2 ⁹.

Esforços no veio S2			
1º caso			
R1 (N)	718		↑
R2 (N)	3184		↑
Secção 1		Secção 2	
V máx. (N)	15950	V máx. (N)	15950
Mf máx. (N.m)	940	Mf máx. (N.m)	2118
T (N.m)	2064	T (N.m)	2064
2º caso			
R1 (N)	8325		↓
R2 (N)	12227		↑
Secção 1		Secção 2	
V máx. (N)	24990	V máx. (N)	24990
Mf máx. (N.m)	1013	Mf máx. (N.m)	1485
T (N.m)	2064	T (N.m)	2064

Secção 2:

Começaremos pela análise da secção 2, e nesta secção não é imediatamente perceptível qual o caso de carregamento mais desfavorável, pelo que analisaremos os dois. Como já foi dito anteriormente, o diâmetro desta secção está definido, pelo que os passos apresentados de seguida têm em mira verificar se o material escolhido (aço Ck45) garante a resistência desta secção. Para isso, à semelhança do que foi feito para o veio S1, usar-se-ão os conceitos de resistência apresentados no capítulo 2.

Podemos então perceber, através da Tabela 4.55, que esta secção apresenta elevada resistência quando fabricada no aço Ck45 (F10 – ver Tabela 4.46), para as solicitações sobre as quais está sujeita. O coeficiente de segurança é de 24, que é bastante elevado.

⁹ As setas apresentadas junto dos valores das reações nos apoios indicam o sentido da força no referencial dos diagramas de esforços apresentados.

Tabela 4.55 – Estado de tensão na secção 2 do veio S2 – verificação de resistência – Aço F10.

Estado de tensão - Veio S2 - Secção 2			
Diâmetro (mm)		132,5	
t1 (escatel) (mm)		0	
Diâmetro resistente (mm)		132,5	
Área resistente (mm ²)		13789	
Wy (mm ³)		228374	
Wp (mm ³)		456749	
1º caso		2º caso	
R1 (N)	718	R1 (N)	-8325
R2 (N)	3184	R2 (N)	12227
V máx. (N)	15950	V máx. (N)	24990
M. fletor máx. (N.m)	2118	M. fletor máx. (N.m)	1485
M. torsor máx. (N.m)	2064	M. torsor máx. (N.m)	2064
Tensão de corte (MPa)	1,5	Tensão de corte (MPa)	2,4
Tensão de corte - torsão (MPa)	4,5	Tensão de corte - torsão (MPa)	4,5
Tensão de corte total (MPa)	6,1	Tensão de corte total (MPa)	6,9
Tensão normal (MPa)	9,3	Tensão normal (MPa)	6,5
Tensão equivalente - VON MISES (MPa)	14,0	Tensão equivalente - VON MISES (MPa)	13,7
Coef. Seg. - F10	24	Coef. Seg. - F10	24

Secção 1:

Como podemos verificar na Tabela 4.54, o 2º caso de carregamento é o mais desfavorável para esta secção, pelo que apenas se considera este para o seu dimensionamento.

Este dimensionamento é um pouco diferente dos já realizados neste trabalho, dado que neste caso já sabemos o material a usar e pretende-se saber qual o diâmetro a definir para esta secção do veio S2. É de lembrar que, à semelhança do que se fez para o veio S1, considera-se a secção resistente como sendo a secção mínima não perturbada deste veio, ou seja, contando já com a maquinação de escatéis para chavetas. Por sua vez, a dimensão da chaveta é definida pelo diâmetro da secção (ver norma DIN 6885).

Procede-se de seguida ao cálculo do diâmetro desta secção, dividindo os cálculos por passos, de forma a uma melhor organização da informação.

- A tensão equivalente de Von Mises a ser respeitada deve ser:

$$\sigma_{eq,VON MISES} = \frac{S_{y,CK45}}{N} = \frac{330}{3} = 110 \text{ MPa}$$

Considerou-se um coeficiente de segurança de 3, que é razoavelmente elevado, dado que posteriormente se fará o dimensionamento à fadiga, onde se irão considerar concentração de tensões.

- O cálculo da tensão equivalente de Von Mises é dado pela equação 2.32, pelo que, desenvolvendo esta equação obtemos:

$$\sigma_{eq.} = \sqrt{\left[\frac{1000M_f}{\frac{\pi d^3}{32}} \right]^2 + 3 \left[\frac{1000T}{\frac{\pi d^3}{16}} + \frac{4}{3} \frac{V_{m\acute{a}x.}}{\frac{\pi d^2}{4}} \right]^2} \quad [MPa] \quad (4.30)$$

Onde:

M_f é o momento fletor máximo na secção, em $N.m$.

T é o momento torsor máximo na secção, em $N.m$.

$V_{m\acute{a}x.}$ É o esforço de corte máximo na secção, em N .

d é o diâmetro da secção, em mm .

Os valores de M_f , M_f e $V_{m\acute{a}x.}$ são os esforços na secção no caso de carregamento 2, tal como está na Tabela 4.54.

Assim, apenas temos de garantir um valor para d que implique que $\sigma_{eq.} < \sigma_{eq.,VON MISES} = 110 MPa$. Para isso usou-se a ferramenta *solver* do *Excel*. Desta forma obteve-se um valor para $d = 61 mm$.

- Quanto à maquinação de escatéis para as chavetas, antecipa-se que, tal como se verificou no veio S1, irão ser necessárias duas chavetas em cada roda Z2. Deste modo serão maquinados dois escatéis em cada extremidade do veio S2, tal como se exemplifica na Figura 4.35.

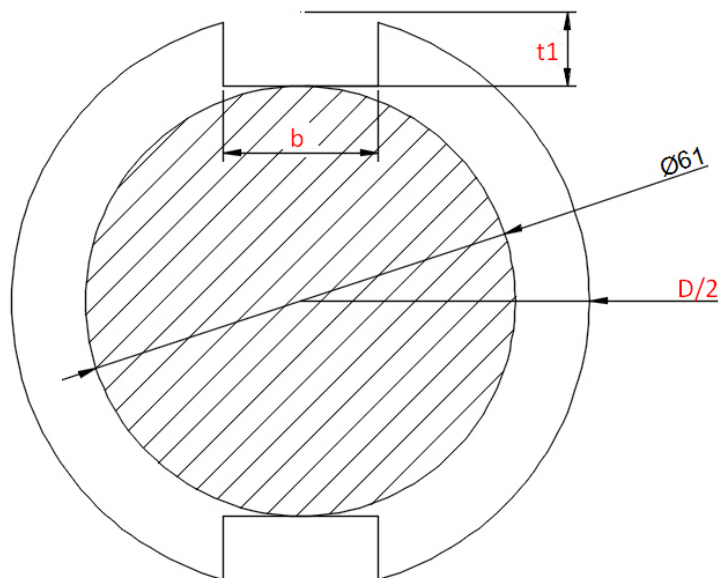


Figura 4.35 - Ilustração dos escatéis para as chavetas das rodas Z2 (1).

De maneira a garantir que o diâmetro mínimo $d = 61 mm$ da secção preenchida (Figura 4.35), o diâmetro exterior da secção 1 do veio S2 deve ser de $D = 80 mm$, já que para este diâmetro as dimensões do escatel dadas pela norma DIN 6885 são: $t1 = 9 mm$ e $b = 22 mm$, o que implica que o diâmetro da secção resistente resulta em:

$$d = 80 - 2 \times 9 = 80 - 18 = 62 mm.$$

Na Figura 4.36 mostra-se a secção 1 do veio dimensionada.

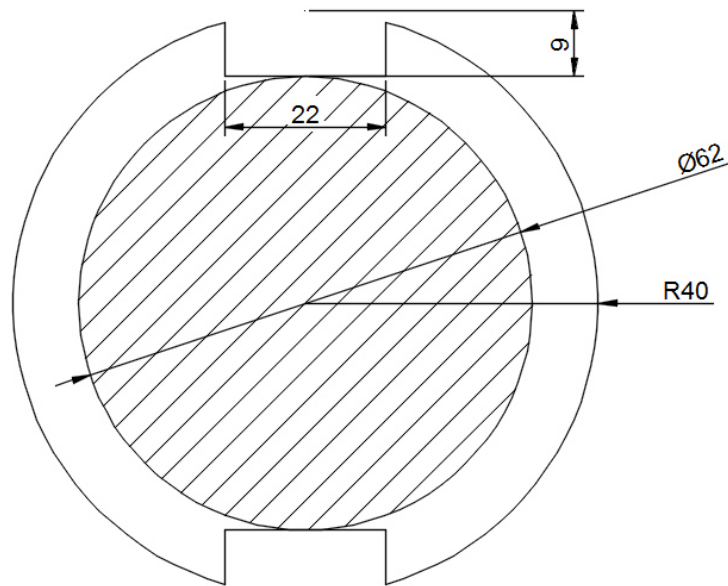


Figura 4.36 - Ilustração dos escatéis para as chavetas das rodas Z2 (2).

Agora que o tipo de chaveta está selecionado já é possível dimensionar as chavetas das rodas Z2. Tal dimensionamento encontra-se no subcapítulo 4.8.1.

Falta agora fazer a análise da resistência à fadiga, e para isso é necessário saber quais os locais neste veio onde existem concentrações de tensão. Na Figura 4.37 ilustração esse locais, que são os escatéis das chavetas, à semelhança do veio S1, e o ressalto entre a duas secções distintas neste veio, a secção 2 com um diâmetro de $d2 = 132,5 \text{ mm}$ e a secção 1 com um diâmetro de $d1 = 80 \text{ mm}$. O caixa de retificação usada no ressalto é do tipo H, com um raio de curvatura $r = 1,6 \text{ mm}$.

De maneira a percebermos qual o efeito que estas estruturas geométricas têm no estado de tensão, daremos uso às equações 2.20 e 2.21, no caso do efeito dos escatéis, e no caso do ressalto usaremos a informação descrita no capítulo 2.3.1. Os resultados apresentam-se na Tabela 4.56.

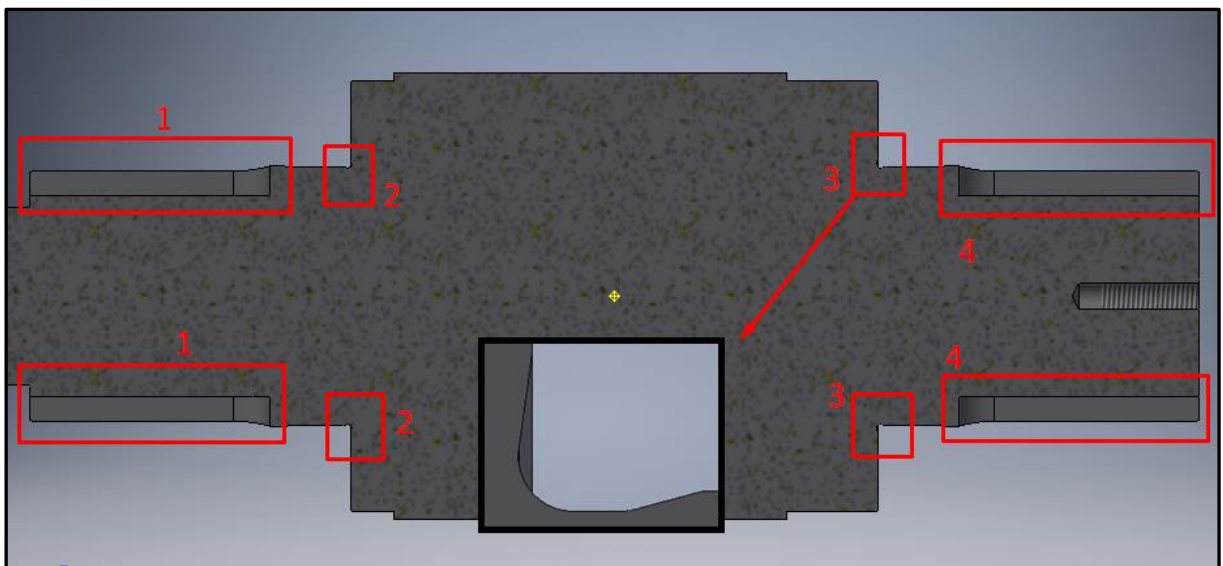


Figura 4.37 - Ilustração dos locais de concentração de tensão no veio S2.

A posição dos ressalto 2 e 3 é $x = 99 \text{ mm}$ e $x = 360 - 99 = 261 \text{ mm}$, respetivamente. Quanto aos escatéis 1 e 4, posicionam-se em $0 \leq x \leq 74 \text{ mm}$ e $286 \text{ mm} \leq x \leq 360 \text{ mm}$,

respetivamente. Assim, necessitamos de saber agora quais os esforços atuantes nos locais 1,2,3 e 4, de forma a calcular o estado de tensão local. O esforço de corte (V) não será considerado nesta análise, dado que não existe muita informação sobre o efeito destas estruturas na concentração de tensões para tal tipo de esforço, e porque a sua magnitude não é muito elevada quando comparada com o esforço de flexão e torção. Desta forma, nas Figuras 4.38 e 4.39 apresenta-se o momento de flexão em cada local. O momento torsor considera-se ser de $T = 2064 \text{ N. m}$ em todos os locais, 1,2,3 e 4.

Tabela 4.56 - Fatores de concentração de tensões no veio S2.

Escatel 1 e 4	
Chaveta	DIN 6885 -1 B 22x14x63
d (mm)	80
b (mm)	22
t1 (mm)	9
r máx. (mm)	0,6
r mín. (mm)	0,4
r/b médio	0,0227
K - flexão (equação 2.20)	3,31
K - torção (equação 2.21)	3,12
Ressalto 2 e 3	
D (mm)	132,5
d (mm)	80
r (mm)	1,6
D/d	1,7
r/d	0,02
K - flexão (Figura 2.8)	2,8
k - torção (Figura 2.9)	2,2

Na Tabela 4.57 organiza-se a informação sobre os esforços (torção e flexão) locais em cada local 1,2,3 e 4 do veio S2, obtidos nas Figuras 4.38 e 4.39. Os locais 1 e 4, e 2 e 3 são basicamente a mesma estrutura, e sendo assim apenas temos de ver em qual dos dois o carregamento é maior. Novamente na Tabela 4.57 podemos ver a negrito e a cor vermelha o momento fletor a considerar para os locais 1 (ou 4) e 2 (ou 3), sendo de $M = 601 \text{ N. m}$ e $M = 1013 \text{ N. m}$, respetivamente (ambos no caso de carregamento 2). Como já se referiu, o momento torsor é o mesmo em todos os locais considerados, sendo de $T = 2064 \text{ N. m}$.

Tabela 4.57 - Esforços locais - Veio S2 - Concentração de tensões.

Caso 1		Caso 2	
1	M (N.m)	597	M (N.m) 601
	T (N.m)	2064	T (N.m) 2064
2	M (N.m)	930	M (N.m) 852
	T (N.m)	2064	T (N.m) 2064
3	M (N.m)	940	M (N.m) 1013
	T (N.m)	2064	T (N.m) 2064
4	M (N.m)	597	M (N.m) 597
	T (N.m)	2064	T (N.m) 2064

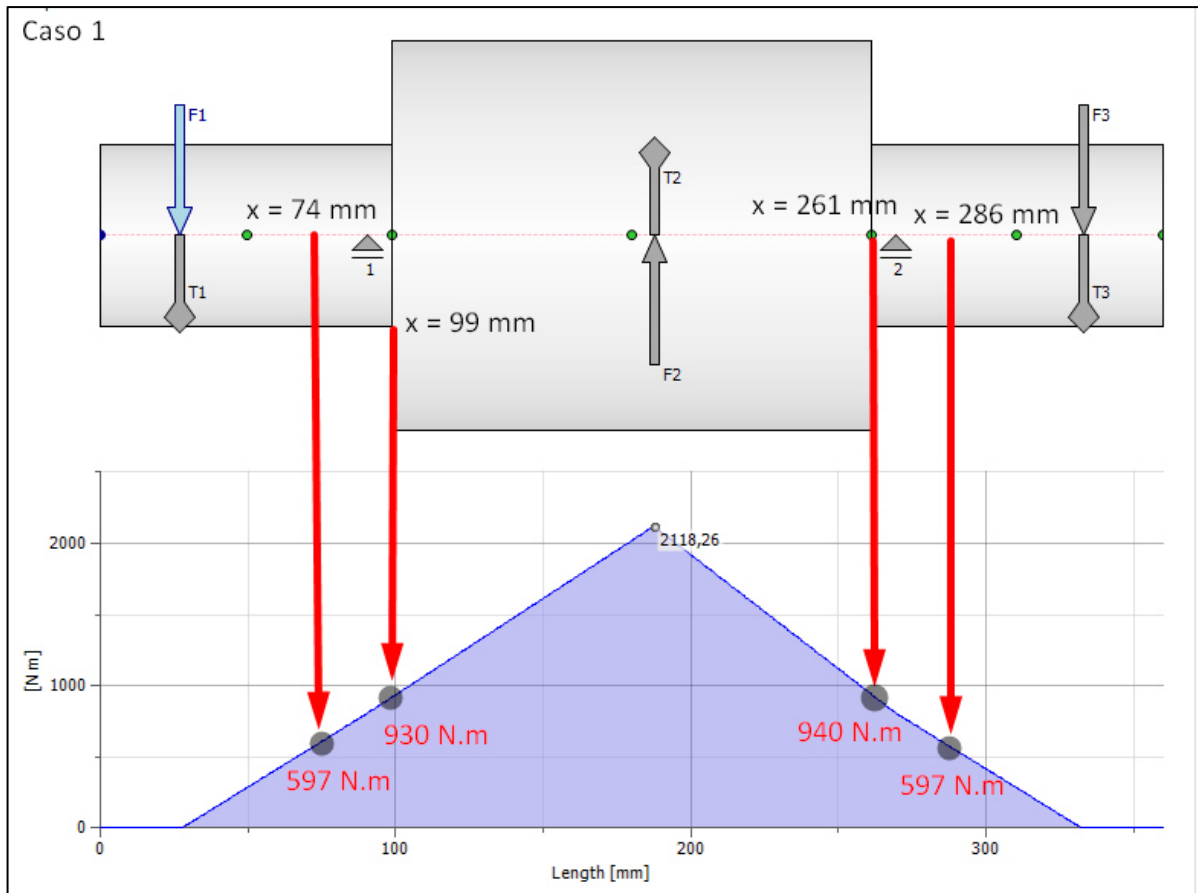


Figura 4.38 – Diagrama de momentos fletores no veio S2, 1º caso de carregamento (2).

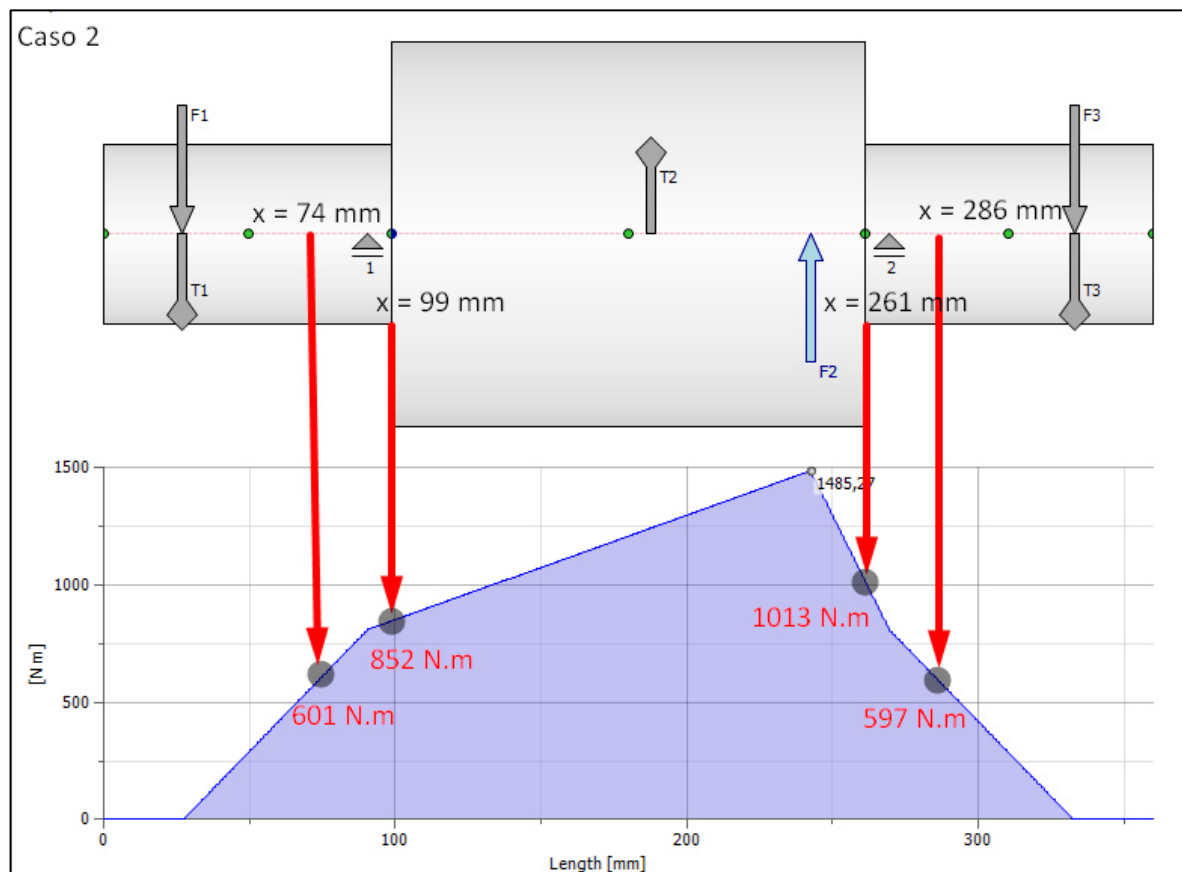


Figura 4.39 - Diagrama de momentos fletores no veio S2, 2º caso de carregamento (2).

Podemos agora calcular o estado de tensão local nos ressaltos (2 e 3) e nos escatéis (1 e 4).

Escatéis:

$$M_f = 601 \text{ N.m} \quad K_{flexão} = 3,31 \quad d = 80 \text{ mm}$$

$$T = 2064 \text{ N.m} \quad K_{torção} = 3,12$$

$$\sigma_a^{eq} = \sigma_a = k_f \frac{32M_f}{\pi d^3} = 3,31 \times \frac{32 \times 601}{0,08^3 \pi} = 39,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m^{eq} = \tau_m \cdot \sqrt{3} = k_{fs} \frac{16T}{\pi d^3} \sqrt{3} = 3,12 \times \frac{16 \times 2064}{0,08^3 \pi} \sqrt{3} = 111 \text{ MPa}$$

Ressaltos:

$$M_f = 1013 \text{ N.m} \quad K_{flexão} = 2,8 \quad d = 80 \text{ mm}$$

$$T = 2064 \text{ N.m} \quad K_{torção} = 2,2$$

$$\sigma_a^{eq} = \sigma_a = k_f \frac{32M_f}{\pi d^3} = 2,8 \times \frac{32 \times 1013}{0,08^3 \pi} = 56,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m^{eq} = \tau_m \cdot \sqrt{3} = k_{fs} \frac{16T}{\pi d^3} \sqrt{3} = 2,2 \times \frac{16 \times 2064}{0,08^3 \pi} \sqrt{3} = 78,2 \text{ MPa}$$

Utilizando a reta de *Soderberg* podemos então dimensionar este veio à fadiga, tal como explicado no capítulo 2.6. Não esquecer que, à semelhança do que se fez para o veio S1, temos de calcular a tensão limite de fadiga modificada S_e'' , para o número de ciclos de vida deste veio, que são 71064 ciclos, tal como apresentado na Tabela 4.45. O resultado dos cálculos para obter o coeficiente de segurança N, que garante a resistência à fadiga, são apresentados na Tabela 4.58, onde podemos ver que está garantida a resistência à fadiga deste veio.

Tabela 4.58 - Verificação da resistência à fadiga do veio S2.

Ressaltos		Escatéis	
Nº ciclos vida		71064	
Tensão alternada eq. (MPa)	56,4	Tensão alternada eq. (MPa)	39,6
Tensão constante eq. (MPa)	78,2	Tensão constante eq. (MPa)	111
Aço		Ck45	
Tensão de rotura (MPa)		590	
Tensão de cedência (MPa)		330	
S'e (MPa)		514	
a	4,51	a	4,51
b	-0,265	b	-0,265
Ka	0,832	Ka	0,832
Kb	0,759	Kb	0,759
Kc	1	Kc	1
Kd	1	Kd	1
Ke	1	Ke	1
Kf	1	Kf	1
Se (MPa)	325	Se (MPa)	325
N (soderberg)	2,4	N (soderberg)	2,2

4.8.1 Chavetas no veio S2

Foi definido para a secção 1 do veio S2 o diâmetro de 80 mm. Deste modo, seguindo a normalização DIN 6885, sabemos que as dimensões da chaveta, à exceção do seu comprimento.

O cálculo do comprimento é feito de acordo com o que foi descrito no capítulo 2.7, e os resultados apresentam-se na Tabela 4.59. O material a ser usado é o aço inoxidável AISI 304, cujas propriedades mecânicas se apresentam na Tabela 4.51, reproduzida novamente neste capítulo.

Conclui-se, portanto, que as chavetas a usar são as DIN 6885-1 B 22x14x63.

Tabela 4.51 - Propriedades mecânicas do aço inoxidável AISI 304.

Material – A2 (AISI 304)	
σ rotura (MPa)	510
σ cedência (MPa)	210
τ_{adm} (MPa)	121

Tabela 4.59 - Dimensões da chaveta nas rodas Z2.

Chaveta dos pinhões Z2			
Coef. Seg. - N	2	b (mm)	22
Binário (N.m)	2064	h (mm)	14
Diâmetro (mm)	80	t1 (mm)	9
F (N)	25800	t2 (mm)	5,4
N.º de chavetas	2	Comprimentos	63-250
Corte		Esmagamento	
τ adm. (MPa)	60,6	σ adm. (MPa)	105,0
L min. (mm)	19,3	L min. (mm)	49,1
L normalizado (mm)		63	

4.9 Casquilhos de apoio

Este componente permite o apoio do veio S2 (tambor) nas blindagens laterais do sistema, permitindo que haja movimento relativo com baixo atrito e desgaste, não havendo necessidade de lubrificação. O que o torna de fácil manutenção.

O fornecedor deste componente é a Igus, e a gama de casquilhos selecionada é a gama Iglidur G, dado que se trata de uma gama com amplas aplicações. As propriedades demonstram-se na Tabela 4.60.

Como o veio S2 já foi dimensionado (ver capítulo 4.8), sabe-se que no local dos apoios o seu diâmetro é de $d_v = 80$ mm. Assim sendo, a partir do catálogo da IGUS, para a gama selecionada, podemos obter as dimensões do casquilho. Na Tabela 4.61 encontram-se as dimensões do casquilho, cuja legenda se ilustra na Figura 4.40. É de referir que no catálogo apenas existe uma possibilidade de escolha para diâmetros de 80 mm, no entanto é necessário verificar as condições de resistência deste casquilho para a aplicação em causa. Caso não seja suficiente, deve-se optar por outra gama.

Tabela 4.60 - Propriedades do casquilho de apoio do veio S2. Informação retirada do catálogo da empresa Iigus.

Iglidur - G	
Propriedades gerais	
Densidade (g/cm^3)	1,46
Coef. atrito dinâmico máx.	0,15
(aço) - μ mín.	0,08
P.v máx. ($MPa.m.s^{-1}$)	0,42
Propriedades mecânicas	
Módulo de elasticidade (MPa)	7800
Força de tração a 20°C (MPa)	210
Força de compressão axial (MPa)	78
Máx. pressão superficial estática admissível a 20°C (MPa)	80
Dureza Shore D	81
Propriedades físicas e térmicas	
Máx. temperatura (longa duração) (°C)	130
Máx. temperatura (curta duração) (°C)	220
Temperatura mínima de aplicação (°C)	-40
Condutibilidade térmica ($W/m \times K$)	0,24
Coef. expansão térmica ($k^{-1} \times 10^{-5}$)	9

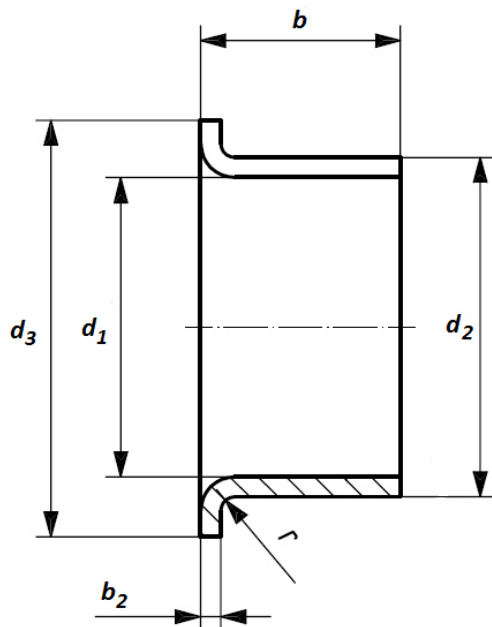


Figura 4.40 - Ilustração das dimensões de um casquilho, ISO 3547.

Tabela 4.61 - Dimensões do casquilho selecionado, retirado do catálogo da empresa Iigus.

GFM-8085-100	
d1 (mm)	80
d2 (mm)	85
d3 (mm)	93
b (mm)	100
b1 (mm)	12
b2 (mm)	2,5

O parâmetro b1 na Tabela 4.61 representa o comprimento efetivo do casquilho, pelo que deve ser usado em vez do parâmetro b, dado que o local onde o veio está apoiado (blindagem) apenas tem uma largura de 12 mm.

Os parâmetros de resistência a verificar, de maneira a garantir o correto e seguro funcionamento do mecanismo, são:

- **Pressão de contacto:**

Pela Tabela 4.55 podemos ver que a máxima reação nos apoios do veio S2 é de $R = 12227 \text{ N}$. Assim a pressão de contacto é de:

$$p_c = \frac{R}{d_1 \times b_1} = \frac{12227}{80 \times 12} \approx 13 \text{ MPa}$$

Sabemos ainda pela Tabela 4.60 que a pressão admissível para o casquilho é de $p_{adm} = 80 \text{ MPa}$, pelo que se garante assim um coeficiente de segurança de pelo menos $N = 6,2$.

- **Velocidade máxima admissível:**

A velocidade de contacto máxima admissível para esta gama de casquilhos é de 1 m/s em funcionamento contínuo, e de 2 m/s em funcionamento de curta duração.

Nesta aplicação a velocidade tangencial de contacto é de:

$$v_c = \frac{n_{S2} \times d_1 \times \pi}{60000} = \frac{3,15 \times 80 \times \pi}{60000} = 0,0132 \text{ m/s}$$

Onde $n_{S2} = 3,15 \text{ rpm}$ é a velocidade de rotação do veio S2.

Podemos então verificar que a velocidade de contacto está bem a baixo do máximo admissível.

- **Desgaste:**

Na Figura 4.41 podemos ver a curva do desgaste em função da pressão de aplicação para a gama de casquilhos considerada. Para a pressão de contacto considerada, $p_c = 13 \text{ MPa}$, o desgaste é de cerca de $22 \mu\text{m}/\text{km}$. Como vimos no capítulo 4.6, nomeadamente na Tabela 4.45, o número de rotações total do veio S2 foi calculado como sendo de 71064 rotações. Assim o desgaste total esperado deverá ser de:

$$\text{Desgaste} = 22 \times 71064 \times \pi \times d_1 = 22 \times 71064 \times \frac{0,08\pi}{1000} \approx 393 \mu\text{m} \approx 0,4 \text{ mm}$$

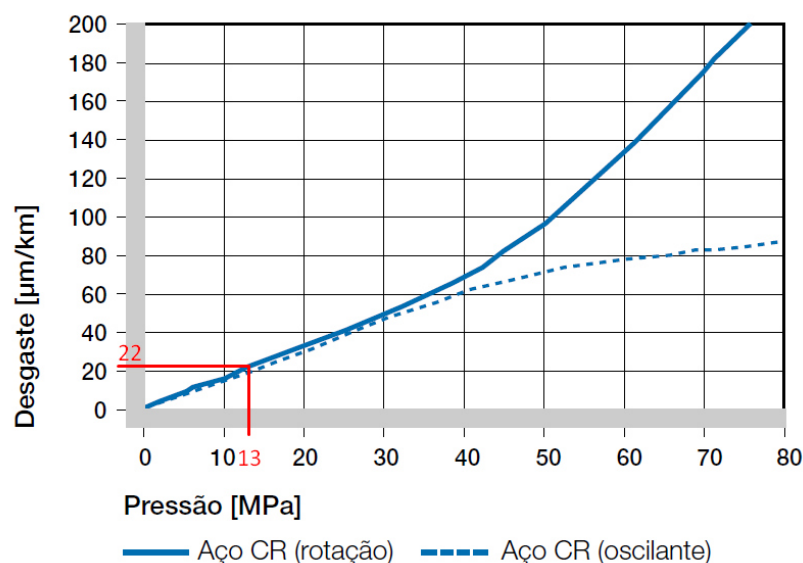


Figura 4.41 - Curva do desgaste entre o casquilho e o veio de aço S2. Movimento de rotação e de oscilação. Retirado do catálogo da empresa Iguis.

Podemos então verificar que, teoricamente, o desgaste total esperado será de cerca de 16% da espessura inicial do casquilho, não sendo por isso necessário qualquer substituição.

- **Valor de $P \times v$:**

Este valor serve como medida de quantificar a temperatura devido ao escorregamento com atrito entre o casquilho e o veio, e pode ser utilizado como uma medida analítica para verificar a aplicabilidade do casquilho para a função pretendida. O valor máximo permitido é dado pela equação 4.31.

$$(p \times v)_{adm.} = \left[\frac{k1 \times \pi \times \lambda k \times \Delta T}{\mu \times b_2} + \frac{k2 \times \pi \times \lambda s \times \Delta T}{\mu \times b_1 \times 2} \right] \times 10^{-3} \quad (4.31)$$

Onde:

$k1$ e $k2$ são constantes de dissipação de calor. $k1 = 0,5$ e $k2 = 0,042$.

b_1 é o comprimento efetivo do casquilho, em mm .

b_2 é a espessura da parede do casquilho, em mm .

μ é o coeficiente de atrito ($\mu = 0,15$).

λs é a condutibilidade térmica do veio ($\lambda s = 46 \text{ W/m} \times K$).

λk é a condutibilidade térmica do casquilho (ver Tabela 4.60).

$\Delta T = T_a - T_u$

T_a é a temperatura máxima de aplicação ($T_a = 130^\circ\text{C}$).

T_b é a temperatura ambiente ($T_a = 15^\circ\text{C}$).

Resultando em $(p \times v)_{adm.} = 0,31 \text{ MPa} \cdot m \cdot s^{-1}$. Como já calculamos os valores de p_c e de v_c , podemos então calcular o seu produto:

$$p_c \times v_c = 13 \text{ MPa} \times 0,0132 \text{ m/s} \approx 0,17 \text{ MPa} \cdot m \cdot s^{-1}$$

Verifica-se então que este valor é inferior ao máximo permitido.

- **Binário consumido:**

Podemos ver ainda qual o binário perdido devido ao atrito entre as superfícies. O coeficiente de atrito dinâmico máximo é de $\mu = 0,15$, tal como indicado na Tabela 4.60. Assim sendo, a força de atrito máxima resulta em $F_a = \mu \times R = 0,15 \times 12227 = 1834 \text{ N}$, e por sua vez o momento criado é de $M_a = F_a \times r = 1834 \times 0,08 = 146,7 \text{ N} \cdot m$. Este momento resistente é cerca de 7,1% do binário máximo fornecido pelas rodas Z2 ($B = 2064 \text{ N} \cdot m$), pelo que, dado ser um binário razoavelmente baixo, considera-se estar considerado aquando da aplicação do coeficiente de segurança à carga máxima de elevação.

4.10 Sistema de guiamento automático

Como foi já referido, um dos objetivos deste trabalho passa por implementar um sistema de guiamento automático do cabo de aço, de maneira a conseguir um correto enrolamento deste no tambor. Para este efeito criou-se um sistema constituído por um veio com um fuso (daqui em diante designado por “veio de enrolamento”, adaptado do inglês “*spooling shaft*”), um cubo guia, o qual se monta no veio de enrolamento, uma chapa ranhurada, que guia o cabo de aço e se monta no cubo guia, e uma transmissão de corrente, constituída por duas rodas dentadas, designadas de pinhão Za e roda Zb, e uma corrente metálica. O acionamento deste sistema é feito a partir do movimento do veio S2.

Na Figura 4.42 podemos ver a configuração do sistema criado. De notar que nesta figura se ocultou a blindagem lateral do lado esquerdo.

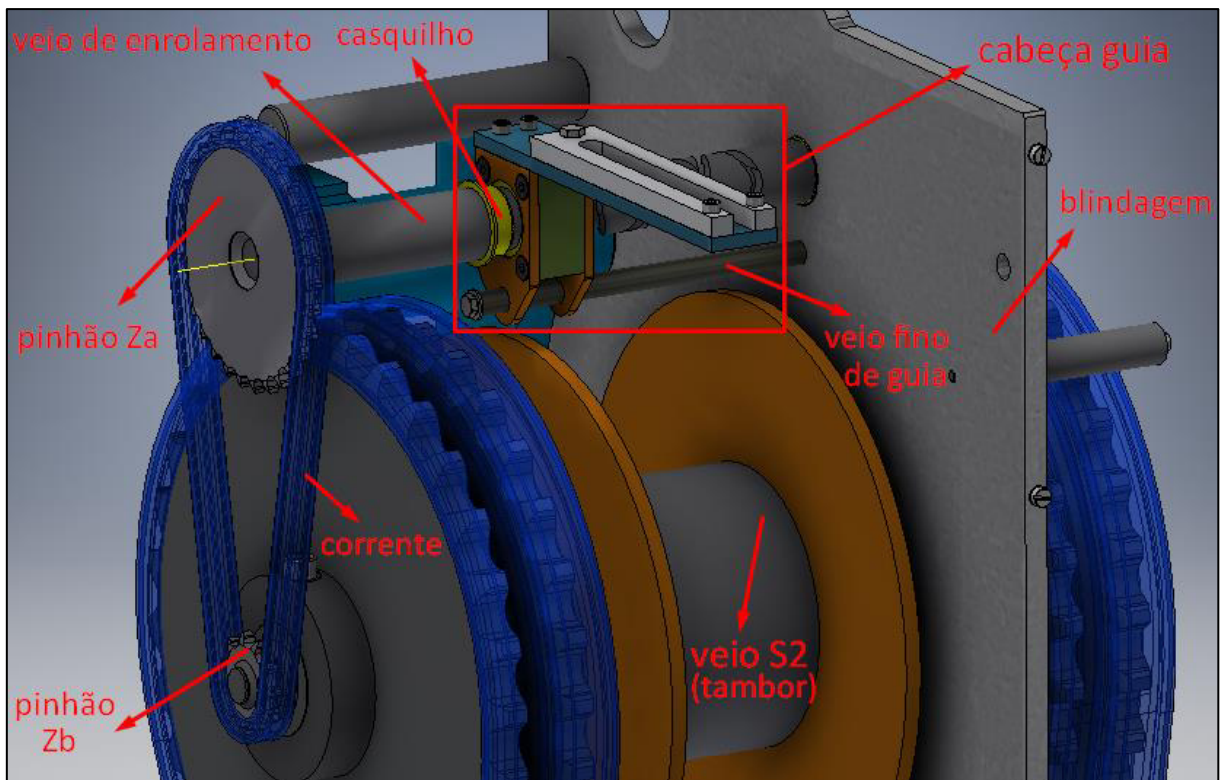


Figura 4.42 - Ilustração do sistema de enrolamento automático do cabo de aço - componentes principais.

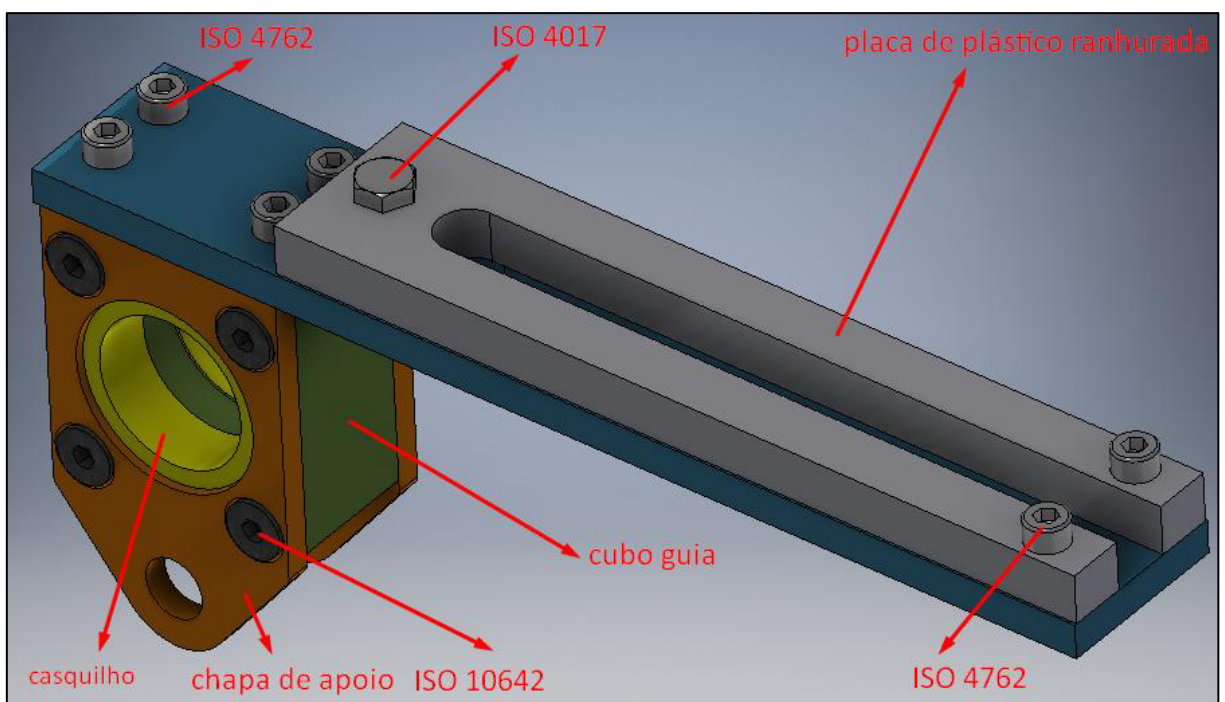


Figura 4.43 – Ilustração da composição da cabeça guia - 1.

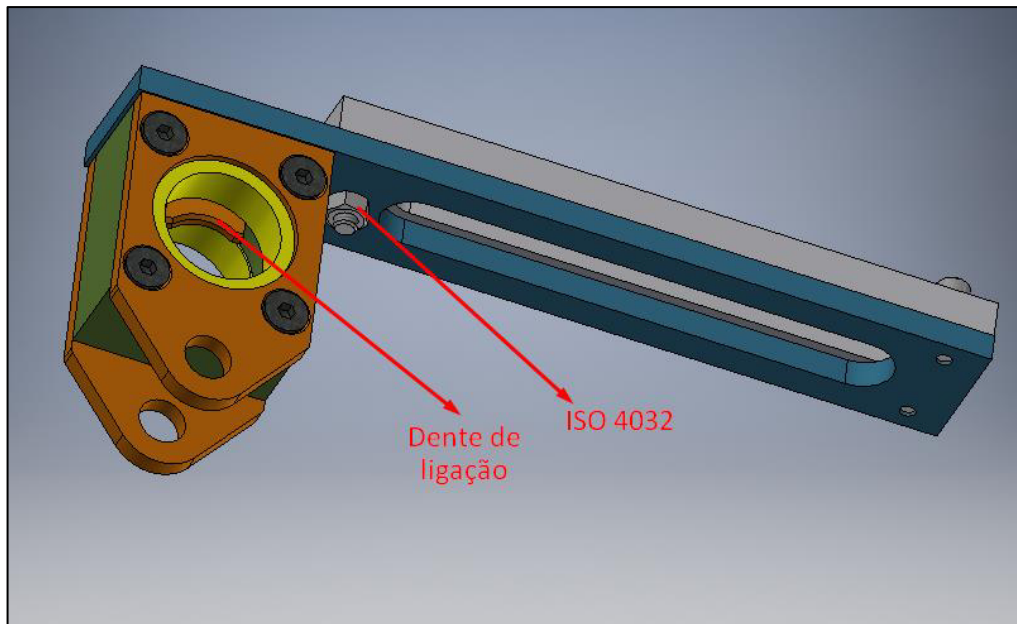


Figura 4.44 - Ilustração da composição da cabeça guia - 2.

Como podemos ver a partir das figuras 4.42, 4.43 e 4.44, o movimento da cabeça guia ao longo do comprimento do veio de enrolamento consegue-se devido à rotação deste. Ou seja, o deslizamento do dente de ligação no fuso helicoidal (dupla hélice) maquinado no veio permite esse movimento. O “veio fino e guia”, ou veio de apoio, impede que a cabeça guia rode em torno do veio de enrolamento.

Este movimento relativo entre o veio e as blindagens e entre o veio e a cabeça guia provoca atritos, pelo que se introduziu os casquilhos poliméricos de maneira a reduzir esse efeito. O deslizamento das chapas de apoio no veio apoio provoca também atritos que podem dificultar a função do sistema, pelo que deve ser usada uma massa lubrificante de maneira a reduzir o efeito do mesmo. Da mesma forma, o deslizamento do dente de ligação no fuso do veio de enrolamento provoca também ele atrito, pelo que se também deve aplicar uma massa lubrificante de maneira a minimiar o desgaste das peças.

Outro pormenor, ilustrado na Figura 4.43, é a placa de plástico ranhurada, montada no topo da chapa ranhura, cuja ranhura é mais estreita que a desta última. O seu propósito é o de proteger o cabo, dado que, devido ao facto de ser de plástico não inflige dano no mesmo. Como a ranhura é mais estreita que a ranhura na chapa ranhurada (metálica) impede que o cabo deslize em contacto com esta, protegendo-o. No entanto, a placa de plástico ranhurada é desgastada, dado que é menos dura que o cabo de aço, e sendo assim, deve ser periodicamente substituída. Podemos também verificar que pode ser substituída sem que seja necessária a remoção do cabo.

De seguida reproduzem-se os cálculos produzidos para a definição cinemática do sistema:

- **Velocidade linear necessária:**

Para haver um correto enrolamento do cabo de aço no tambor, a velocidade linear de deslizamento da cabeça guia no veio de enrolamento deve ser de:

$$v = \frac{\text{distância (m)}}{\text{tempo (s)}} = \frac{d_{\text{cabo de aço (m)}}}{\text{tempo para o veio S2 dar uma volta (s)}} \quad (4.32)$$

No capítulo 4.2 definiu-se o diâmetro do cabo de aço em $d = 11 \text{ mm}$, tal como se apresenta na Tabela 4.9. Quanto ao tempo t para o veio S2 dar uma volta, este é de:

$$t (s) = \frac{60}{n_2(rpm)} = \frac{60}{3,15} \approx 19 s$$

Onde $n_2 = 3,15 rpm$ é a velocidade de rotação do veio S2, tal como definido na Tabela 4.40. Deste modo, pela equação 4.32, temos que:

$$v = \frac{0,011}{60/3,15} = \frac{231}{400000} \approx 5,8 \times 10^{-4} m/s$$

- **Velocidade de rotação do veio de enrolamento:**

Definiu-se um passo de $p = 30 mm$ para o fuso a maquinar no veio de enrolamento. Assim sendo, de forma a garantir a velocidade linear necessária para o enrolamento correto do cabo de aço, a velocidade de rotação deste veio deverá ser de:

$$n = 60 \frac{v}{p} = \frac{60 \times 231/400000}{0,03} = 1,155 rpm$$

- **Razão de transmissão:**

Como este sistema é alimentado pelo veio S2, que roda a uma velocidade de $n_2 = 3,15 rpm$, a razão de transmissão necessária é portanto de:

$$r = \frac{3,15}{1,155} = \frac{30}{11} \approx 2,73$$

Isto implica então que:

$$\begin{aligned} Z_a &= 11 \\ Z_b &= 30 \end{aligned}$$

Para que este sistema esteja definido falta apenas definir a corrente a utilizar para a transmissão. Como neste caso os binários em causa são muito baixos, apenas devido aos atritos nos movimentos deslizantes nos casquilhos e no fuso do veio, esta corrente não necessita de um dimensionamento tão detalhado como o que foi feito no capítulo 4.5. Deste modo seleccionou-se a corrente DIN 8187 08 B-1, cujas propriedades se encontram na Tabela 4.62.

Tabela 4.62 - Propriedades da corrente da transmissão do sistema de enrolamento automático, (IWIS 2011).

DIN 8187 08 B-1	
p (mm)	12,7
b1 (mm)	7,75
a1 (mm)	16,9
d1 (mm)	8,51
g (mm)	12,2
f (cm ²)	0,5
Peso (kg/m)	0,7
F _B (N)	18000

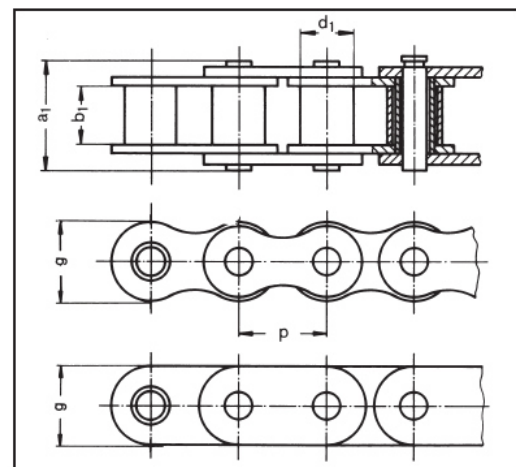


Figura 4.45 - Ilustração de uma corrente DIN 8187, (IWIS 2011).

Posto isto, dado que o passo da corrente deve ser o mesmo que o das rodas da transmissão, temos que:

$$d_{p,Za} = \frac{p \cdot Z}{\pi} = \frac{12,7 \times 11}{\pi} \approx 44,5 \text{ mm}$$

$$d_{p,Za} = \frac{12,7 \times 30}{\pi} \approx 121,3 \text{ mm}$$

4.10.1 Comprimento da corrente - Entre-eixo

Neste capítulo aplica-se o já feito no capítulo 4.5.2 a esta corrente de transmissão.

Consideremos um entre-eixo inicial de $a = 210 \text{ mm}$. Para o cálculo do número de elos necessários para garantir este entre-eixo é necessário primeiro calcular o fator de compensação A , dado pela equação 4.14. Assim:

$$A = \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2 = \left(\frac{30 - 11}{2\pi} \right)^2 \approx 9,144$$

De seguida, podemos então calcular o número de elos X , dado pela equação 4.13.

$$X = 2 \frac{a}{p} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{A \cdot p}{a} = 2 \times \frac{210}{12,7} + \frac{11 + 30}{2} + \frac{9,144 \times 12,7}{210} = 54,12 \text{ elos}$$

Assim, como apenas é válido considerar um número inteiro de elos, consideremos $X = 54 \text{ elos}$. Desta forma, o entre-eixo necessário é dado pela equação 4.15, sendo que primeiro é necessário definir o fator para o entre-eixo C , dado na Tabela 4.42, que para este caso é de $C = 0,24602$. Assim:

$$a = [2X - (Z_1 + Z_2)] \cdot C \cdot p = [2 \times 54 - (11 + 30)] \times 0,24602 \times 12,7 = 209,3 \text{ mm}$$

Deste modo, o comprimento da corrente é de $L = X \times p = 54 \times 12,7 = 685,8 \text{ mm}$, pelo que seu peso total é de $0,6858 \times 0,7 \approx 0,5 \text{ kg}$.

4.11 Ligação ao exterior

A ligação do mecanismo ao exterior (torre) é feita através de uma estrutura intermédia, representada na Figura 4.47, que é soldada às paredes interiores da torre de iluminação e aparafusada às blindagens laterais do mecanismo sobe e desce, tal como ilustrado na Figura 4.46.

A solicitação a que os parafusos estão sujeitos é igual às forças de reação nos apoios do veio S2, já que é sobre este que o cabo de aço que eleva a carga está enrolado. O peso próprio das diferentes estruturas, tal como o motorreductor, as rodas Z1 e Z2, e os dois veios S1 e S2, aplicam também eles solicitações nestes parafusos. No entanto não se irá considerar a ação do peso próprio para o dimensionamento destas ligações, já que é de inferior magnitude quando comparado com a carga de elevação definida em 4.1.1, e porque tem o sentido apostado desta, sendo por isso uma ação favorável.

Como foi visto no capítulo 4.8 a reação máxima nos apoios foi de $R = 12227 \text{ N}$. No entanto este valor é atingido em funcionamento. Quando o sistema está parado, a reação nos apoios é superior, nomeadamente quando o cabo está localizado na extremidade do tambor, dado que aí a reação no apoio desse lado será superior. A força a considerar é $F = 3000 \text{ kg} \times 9,81 = 29430 \text{ N}$, tal como referido em 4.1.1, pelo que as reações nos apoios estão representadas na Figura 4.48, sendo $R_{m\acute{a}x} \approx 25 \text{ kN}$.

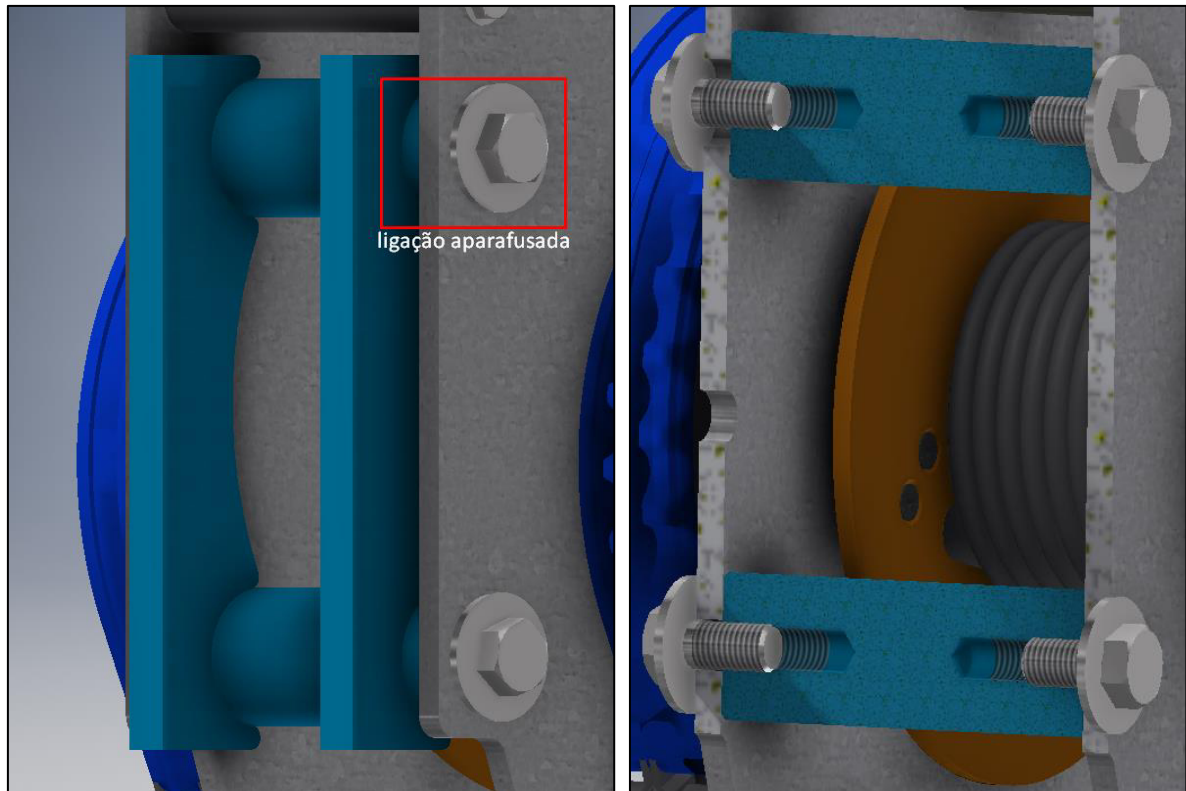


Figura 4.46 – Ilustração da ligação aparafusada entre as blindagens laterais do mecanismo e a estrutura de ligação ao exterior.

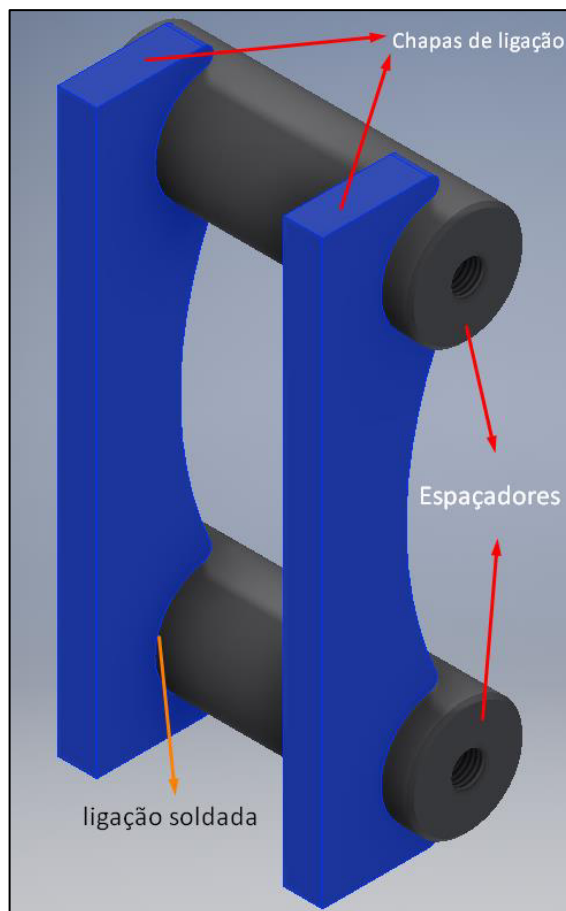


Figura 4.47 - Estrutura de ligação ao exterior.

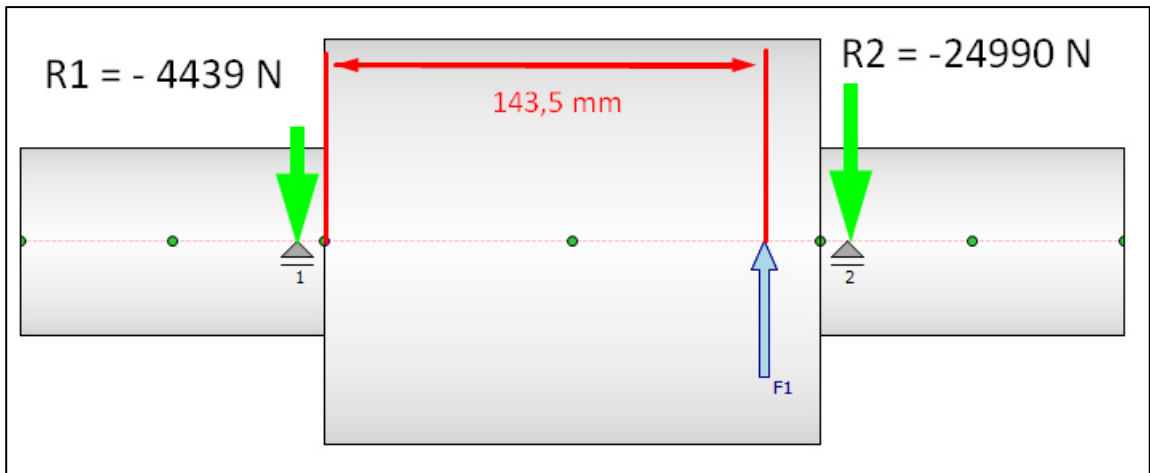


Figura 4.48 – Reações nos apoios do veio S2 em situação de não funcionamento e com a carga numa posição extrema.

Estando o valor da reação máxima definido, temos agora de perceber qual os esforços desenvolvidos no local de ligação ao exterior. Para isso temos de analisar a estrutura da blindagem lateral, representada na Figura 4.49.

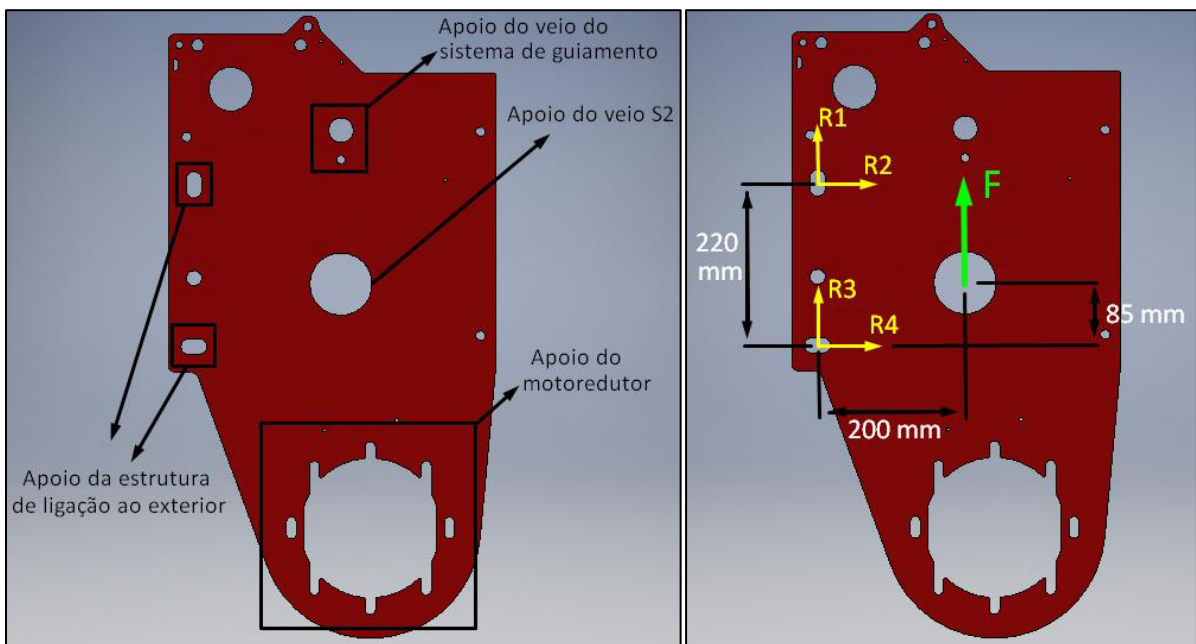


Figura 4.49 – Ilustração da blindagem lateral. Posicionamento dos esforços.

De seguida demonstram-se os cálculos para determinar R1, R2, R3 e R4:

- Podemos assumir que $R1 = R3 = R_y = -F/2 \approx -12,5 \text{ kN}$
- Somatório de momentos no apoio de cima igual a zero: $\sum M = 0 \Rightarrow \Rightarrow 0,22R4 + 0,2F = 0 \Rightarrow R4 = -0,2/0,22 F \approx -0,91F \Rightarrow R4 \approx -22,7 \text{ kN}$
- Equilíbrio estático segundo a direção horizontal: $\sum F_x = 0 \Rightarrow R2 + R4 = 0 \Rightarrow \Rightarrow R2 = -R4 \Rightarrow R2 = 22,7 \text{ kN}$.

Percebemos assim que, a reação total em cada parafuso será de:

$$R_T = \sqrt{R1^2 + R2^2} = \sqrt{R3^2 + R4^2} = \sqrt{(-12,5)^2 + 22,7^2} \approx 25,9 \text{ kN}$$

O parafuso selecionado foi o **ISO 4017 M20x45 – 8.8**, cujas propriedades se apresentam na Tabela 4.63. A tensão de cedência é obtida na Figura A.3.

Tabela 4.63 – Propriedades relevantes do parafuso M20 ISO 4017, (Meerkamm 2014).

M20 - ISO 4017	
<i>d</i> (nominal) (mm)	20
<i>p</i> - passo (mm)	2,5
<i>L</i> - comprimento (mm)	45
Grade	8.8
Tensão de cedência (MPa)	660

O diâmetro da secção resistente de um parafuso é dado por (Meerkamm 2014):

$$d_r = d - 1,22687p \quad (4.33)$$

Onde:

d é o diâmetro nominal do parafuso, em *mm*.

p é o passo do fuso, em *mm*.

d_r é o diâmetro da secção resistente, em *mm*.

Para o caso do parafuso selecionado, o diâmetro da secção resistente é de:

$$d_r = 20 - 1,22687 \times 2,5 \approx 16,9 \text{ mm}$$

Por sua vez, a tensão de corte admissível (Tresca) é de:

$$\tau_{adm} = \sigma_{ced}/2 = 330 \text{ MPa}$$

Assim, para um esforço de corte de $V = 25900 \text{ N}$, a tensão de corte máxima instalada no parafuso será de:

$$\tau = \frac{V}{A_r} = \frac{25900}{\pi d^2/4} = \frac{25900 \times 4}{\pi \times 16,9^2} \approx 115,5 \text{ MPa}$$

O que implica um coeficiente de segurança de:

$$N = \frac{\tau_{adm}}{\tau} = \frac{330}{115,5} = 2,9$$

O procedimento de cálculo descrito até aqui (neste subcapítulo) tem em conta que os parafusos estarão solicitados ao corte permanentemente. No entanto tal não é aconselhável, pelo que esta ligação deverá ser feita por atrito entre as superfícies em contacto. Ou seja, os parafusos devem ser apertados com um binário tal que permita que as forças de atrito desenvolvidas entre as superfícies sejam suficientes para impedir o seu movimento relativo. Deste modo, caso este tipo de ligação falhe, a ligação será então assegurada pelos próprios parafusos (resistência ao corte). De seguida desenvolvem-se os cálculos necessários para perceber qual o binário de aperto necessário:

- A força de atrito mínima necessária é de: $F_a = 25,9 \text{ kN}$.
- O coeficiente de atrito entre superfícies lisas de aço é cerca de $\mu = 0,25$ (Richard G. Budynas 2011). Deste modo podemos calcular que a força normal mínima necessária é de:

$$N = \frac{F_a}{\mu} = \frac{25,9}{0,25} \approx 103,6 \text{ kN}$$

O que para o parafuso selecionado implica uma tensão normal (tração) de:

$$\sigma = \frac{N}{A_c} = \frac{65000}{\pi \frac{d_r^2}{4}} = \frac{103600 \times 4}{\pi \times 16,9^2} = 461,8 \text{ MPa} < \sigma_{ced}$$

- Este tensionamento do parafuso implica um binário de aperto de:

$$B = \alpha \cdot d \cdot N = 0,18 \times 0,02 \times 103600 = 373 \text{ N.m}^{10}$$

4.12 Sistema de fim de curso

Tal como foi referido inicialmente na introdução, o sistema de fim de curso deste mecanismo será o mesmo que foi aplicado no sistema do sobe e desce para 1000 kg. Sistema sobre o qual este se baseia. No entanto, alguns dos componentes foram alvo de redimensionamento.

Nas figuras 4.50 e 4.51 ilustra-se o sistema referido, mostrando os seus diversos componentes e o posicionamento dos mesmos na restante estrutura. A função deste sistema é a de parar o sistema de enrolamento do cabo quando a coroa da torre de iluminação atingir a posição pretendida no topo da mesma. O batente (ver Figura 4.53), que está preso no cabo numa posição calibrada para o efeito, ao bater na chapa guia faz com que a chapa móvel acione um dos dois atuadores eletromecânicos (ver Figura 4.52), parado o motor. A ligação entre a chapa guia e a chapa móvel deve permitir o movimento relativo com elevada facilidade (ver Figura 4.55), de maneira a não perturbar o movimento do cabo, que é imposto pelo sistema de guiamento automático. O posicionamento da chapa móvel é restituído pelas molas helicoidais posicionadas no parafuso que faz a ligação entre esta e as blindagens, tal como mostra a Figura 4.54. De notar que nesta última, as molas não se mostram deformadas, pelo que na montagem deverão ser deformadas fazendo passar a extremidade por baixo da chapa móvel.

¹⁰ O valor de α , no caso de ligações aparafusadas pré-esforçadas, está compreendido entre 0,15 e 0,2, pelo que neste caso se considerou $\alpha = 0,18$.

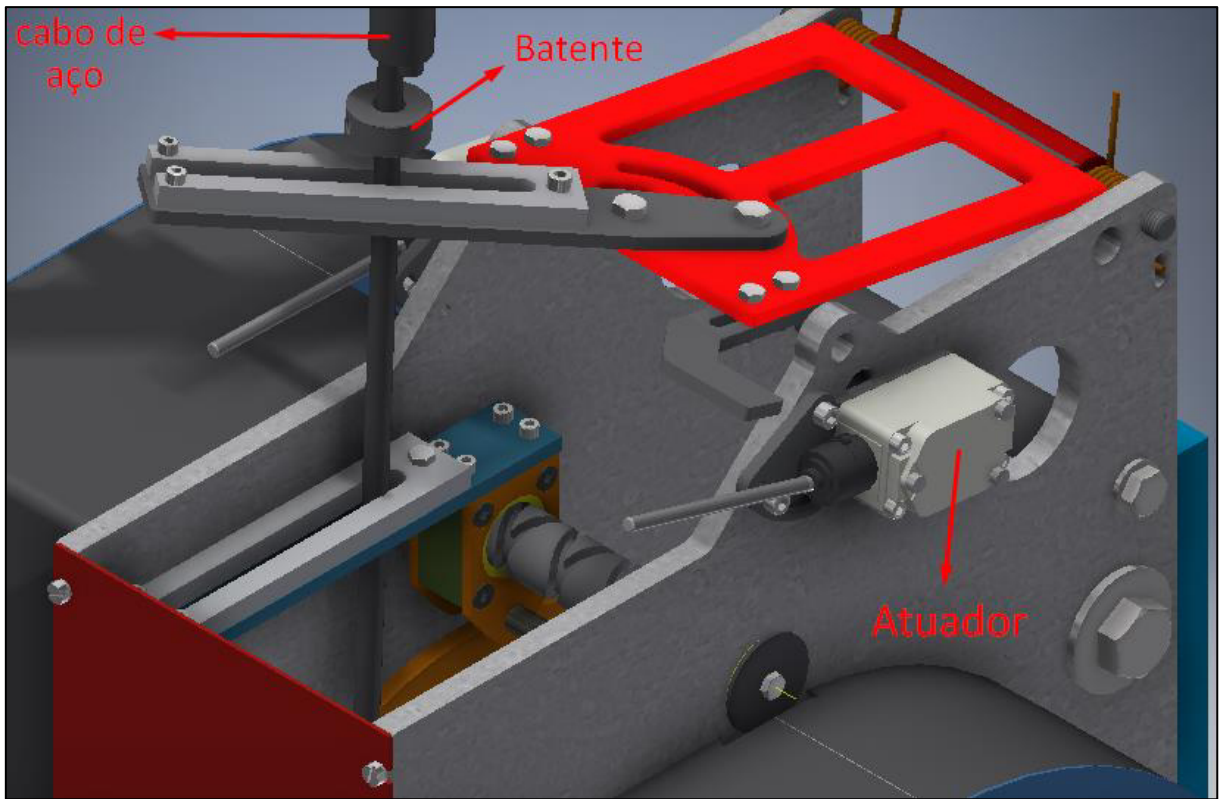


Figura 4.50 – Ilustração do sistema de fim de curso (1).

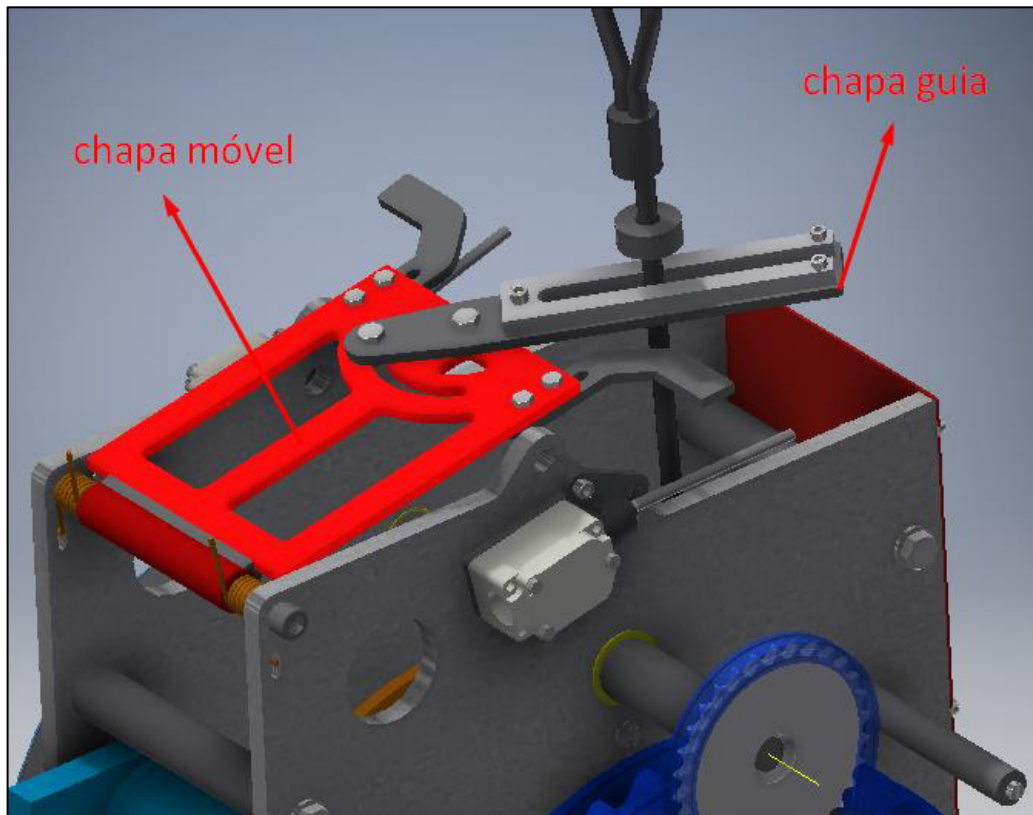


Figura 4.51 - Ilustração do sistema de fim de curso (2).

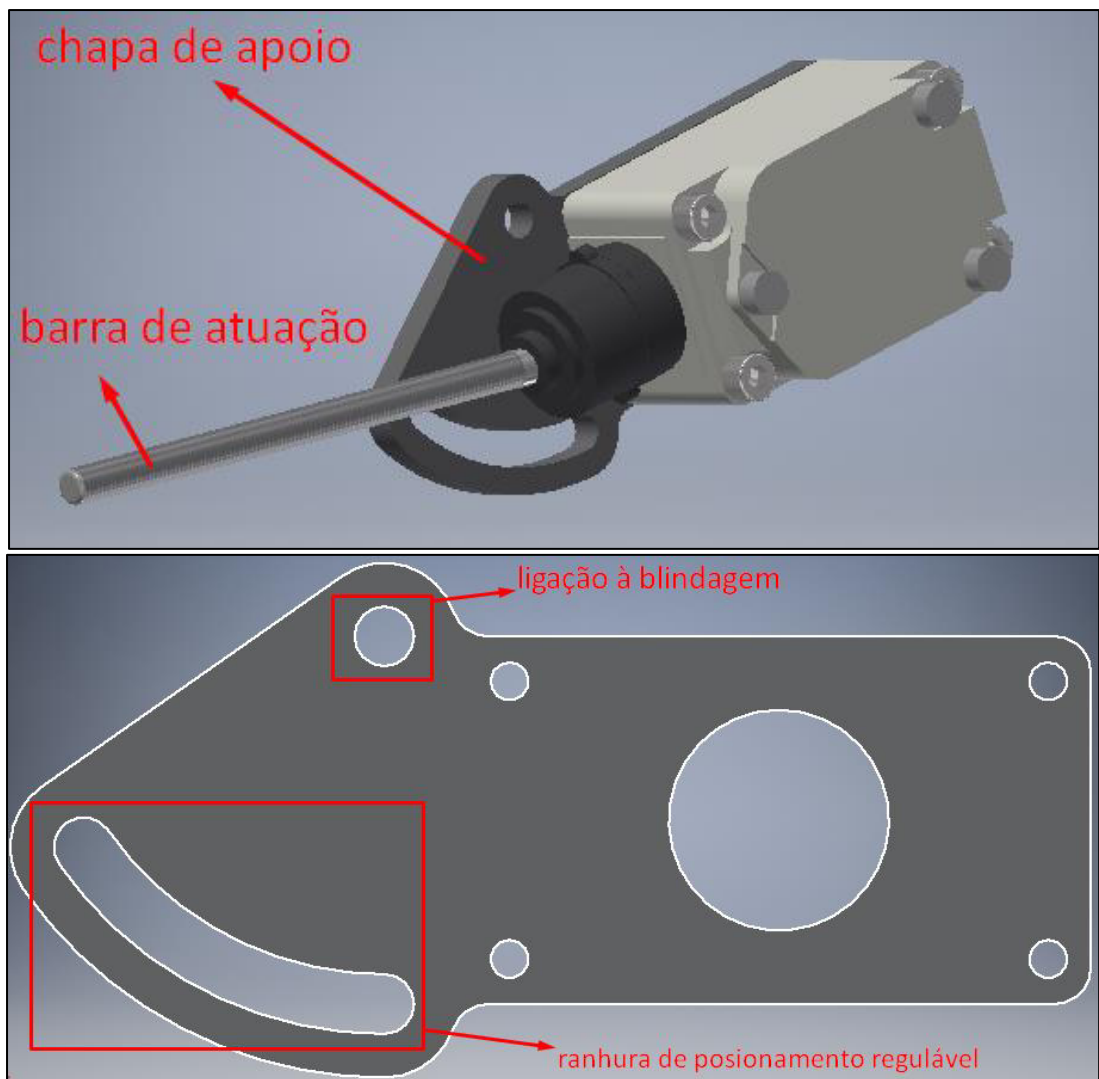


Figura 4.52 – Ilustração do atuador eletromecânico e da respectiva chapa de apoio.

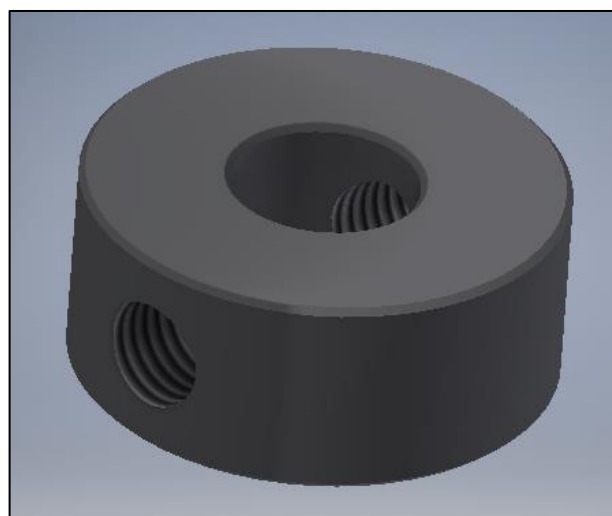


Figura 4.53 - Ilustração do batente.

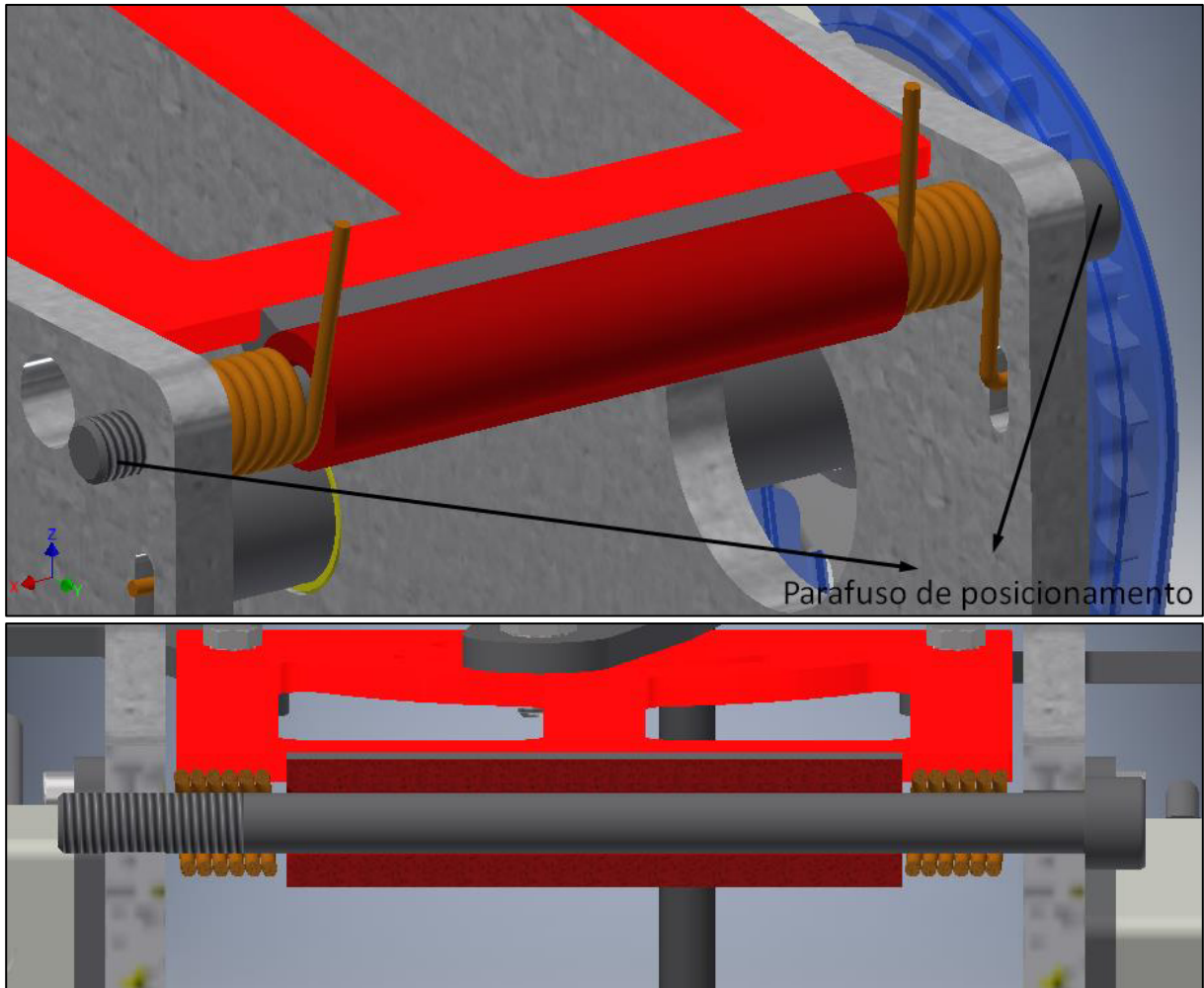


Figura 4.54 – Ilustração da ligação da chapa móvel às blindagens laterais e das molas de posicionamento.

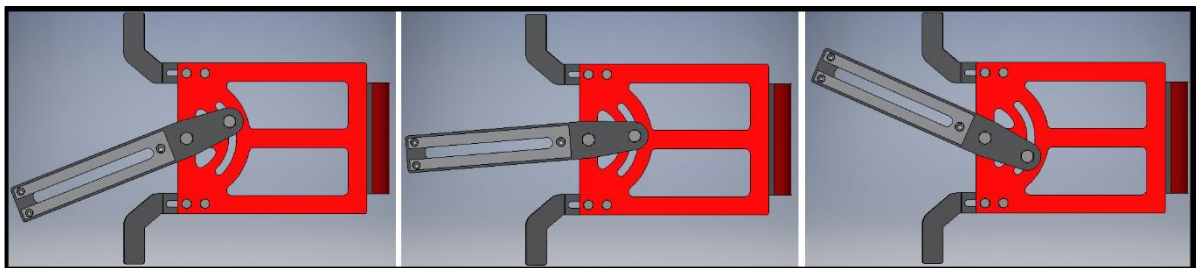


Figura 4.55 - Ilustração do movimento da chapa guia.

4.13 Outros Componentes

Neste capítulo referem-se os restantes componentes que compõem o mecanismo.

- **Cilindros espaçadores**

Os cilindros espaçadores servem para aumentar a rigidez global do mecanismo, garantindo o bom e seguro funcionamento do mesmo. São colocados entre as blindagens laterais e restringem assim o espaçamento entre estas no valor fixado. Foram colocados 3 cilindros espaçadores, tal como mostra a Figura 4.56. Na Figura 4.57 ilustra-se a sua fixação nas blindagens laterais.

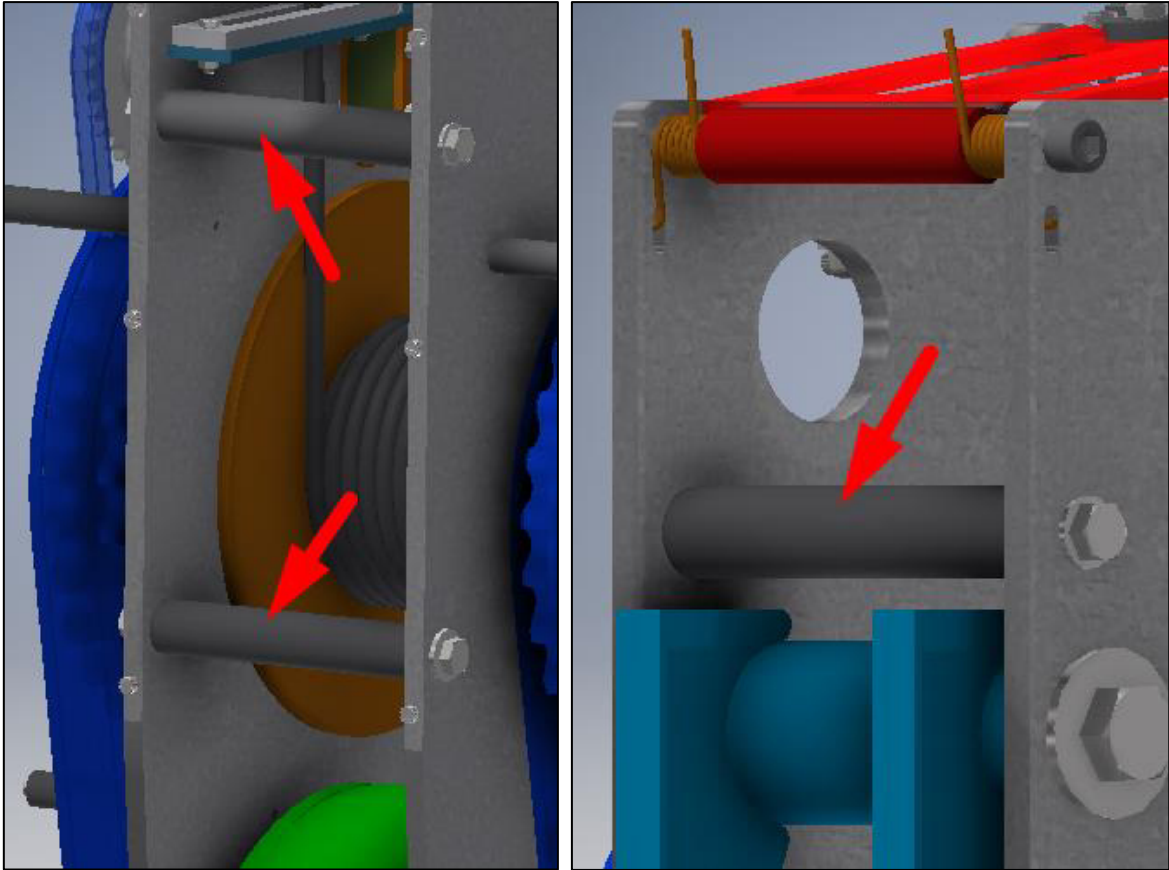


Figura 4.56 – Posicionamento dos cilindros espaçadores.



Figura 4.57 – Ilustração da fixação dos cilindros espaçadores.

- **Chapa de cobertura frontal**

Esta chapa é meramente para servir de cobertura, sendo aparafusada nas blindagens laterais (ver Figura 4.58). A sua ilustração 3D apresenta-se na Figura 4.59.

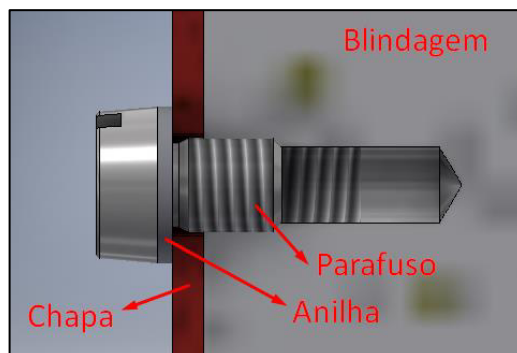


Figura 4.58 – Ilustração da ligação aparafusada entre a chapa e as blindagens.

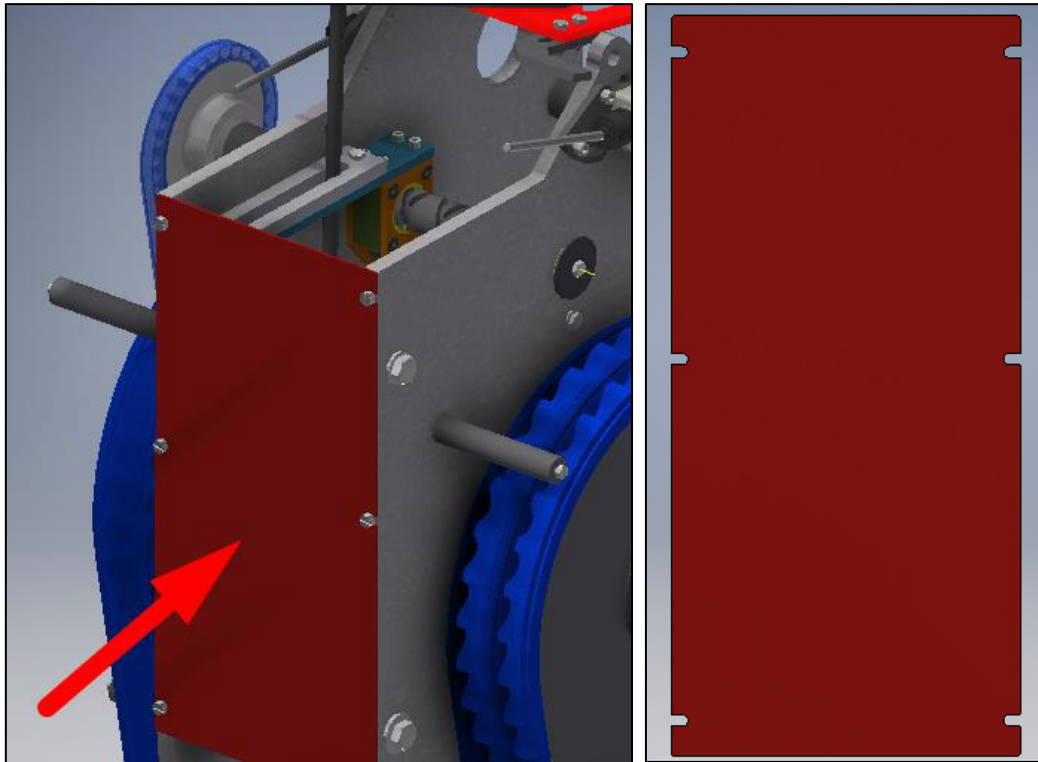


Figura 4.59 – Ilustração da chapa de cobertura frontal.

- **Tampas de cobertura lateral**

Estas tampas servem de cobertura para as transmissões por correntes existentes em ambos os lados do mecanismo, permitindo assim que estas funcionem em segurança. Dado que o mecanismo não é totalmente simétrico, devido à transmissão para o sistema de enrolamento automático, foram criadas duas tampas diferentes, para cada lado. Tendo como referência a frente do mecanismo, que é onde é montada a chapa de cobertura frontal, é do lado esquerdo que a transmissão para o sistema de enrolamento se situa, pelo que aí será montada a “tampa *a*”, ilustrada na Figura 4.60. A outra tampa, situada do lado direito, é a “tampa *b*”, ilustrada na Figura 4.61.

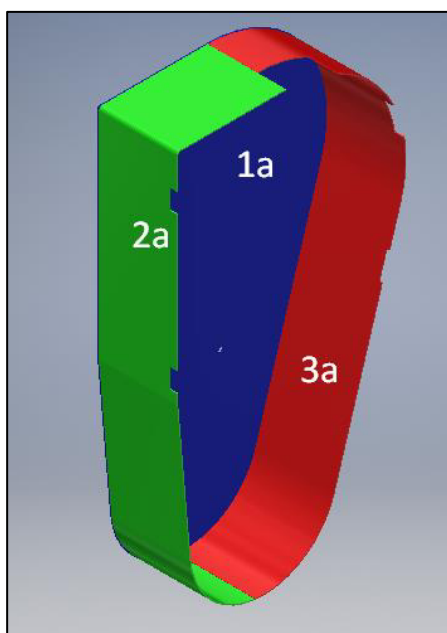


Figura 4.60 – Tampa *a*.

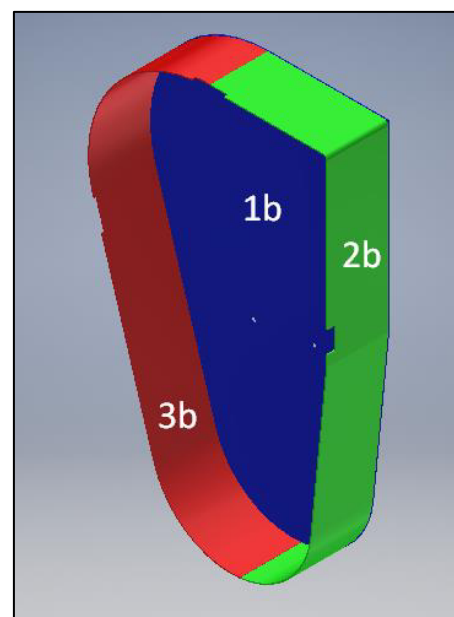


Figura 4.61 – Tampa *b*.

Como podemos ver pelas figuras 4.60 e 4.61, ambas as tampas têm uma construção idêntica, sendo constituídas por três chapas diferentes, 1, 2 e 3. As chapas 2 e 3 sofrem várias operações de corte de quinagem. Já a chapa 1 é lisa e apenas possui 3 furos, onde a tampa será presa ao mecanismo. A ligação das três chapas dá-se por soldadura.

Para fazer a ligação das tampas às blindagens laterais usam-se três tirantes, tal como representado na Figura 4.62. De notar que a espessura das tampas é diferente, pelos que para cada tampa o comprimento dos tirantes não é o mesmo, no entanto são idênticos em forma. Podemos ver na Figura 4.63 a ligação entre os vários componentes.

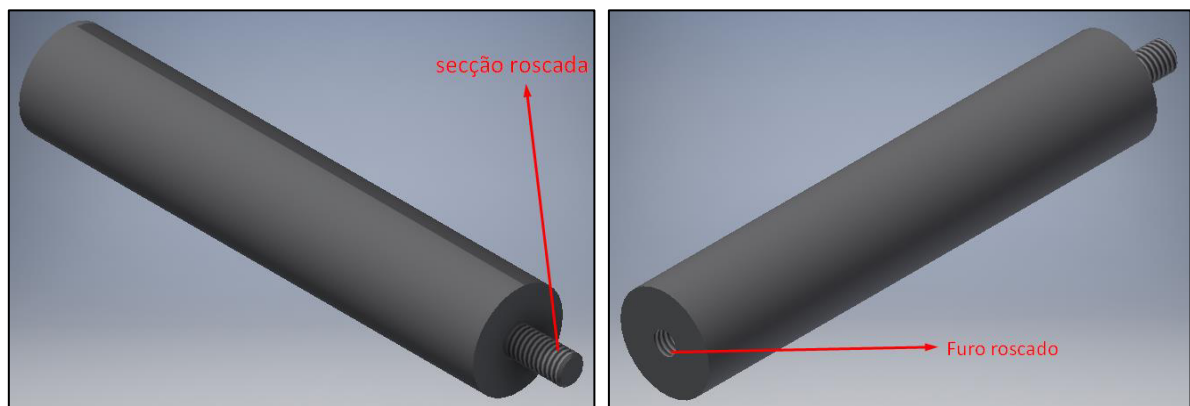


Figura 4.62 – Ilustração do tirante de ligação entre as blindagens e as tampas laterais.



Figura 4.63 – Ilustração da ligação entre o tirante, as blindagens e as tampas de cobertura lateral.

4.14 Aspeto geral e especificações

Neste capítulo mostrar-se-á o aspeto geral do mecanismo dimensionado, constituído por todos os componentes já referidos nos subcapítulos anteriores. O desenho de definição é apresentado no anexo A, a partir do qual se podem perceber todos os aspetos construtivos adotados. No entanto, como o desenho referido é bidimensional e de mais difícil interpretação, apresentam-se de seguida imagens tridimensionais do desenho em CAD 3D do mecanismo, de maneira a evidenciar pormenores relevantes (ver figuras 4.64 e 4.65).

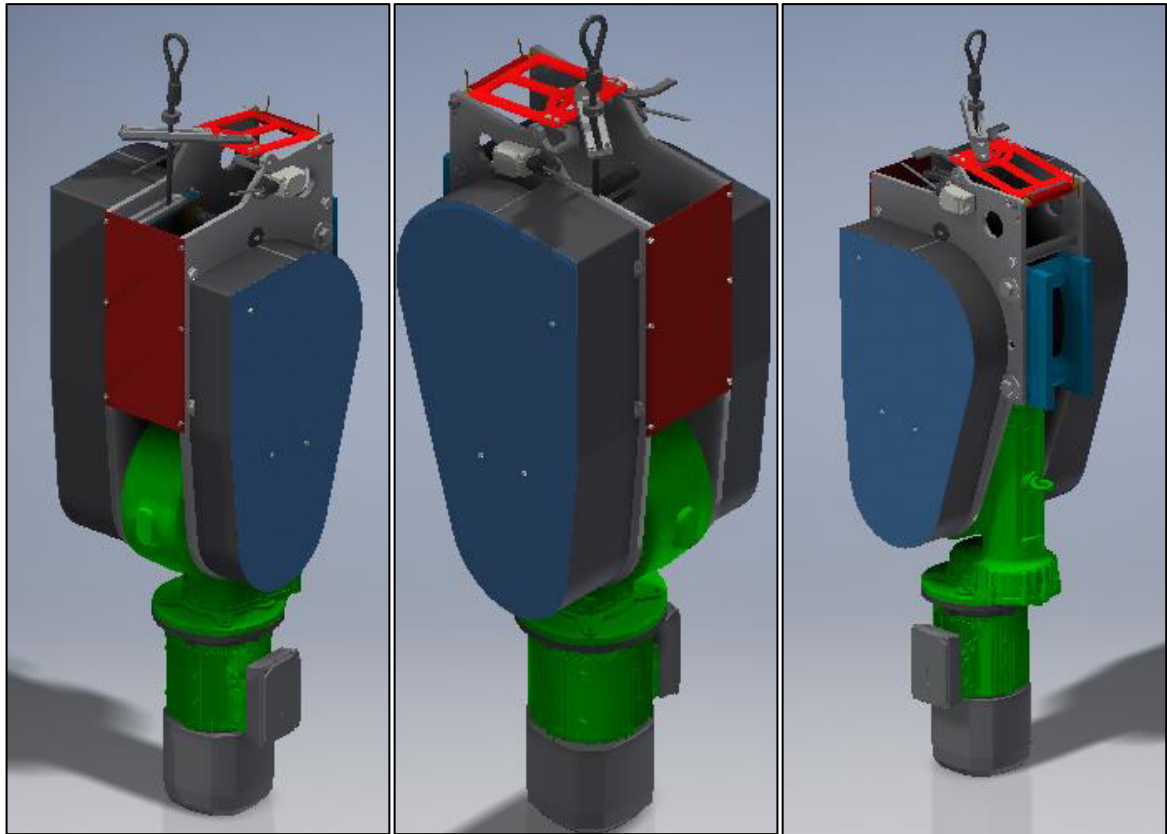


Figura 4.64 – Desenho em CAD 3D do mecanismo sobe e desce 2000 kg.

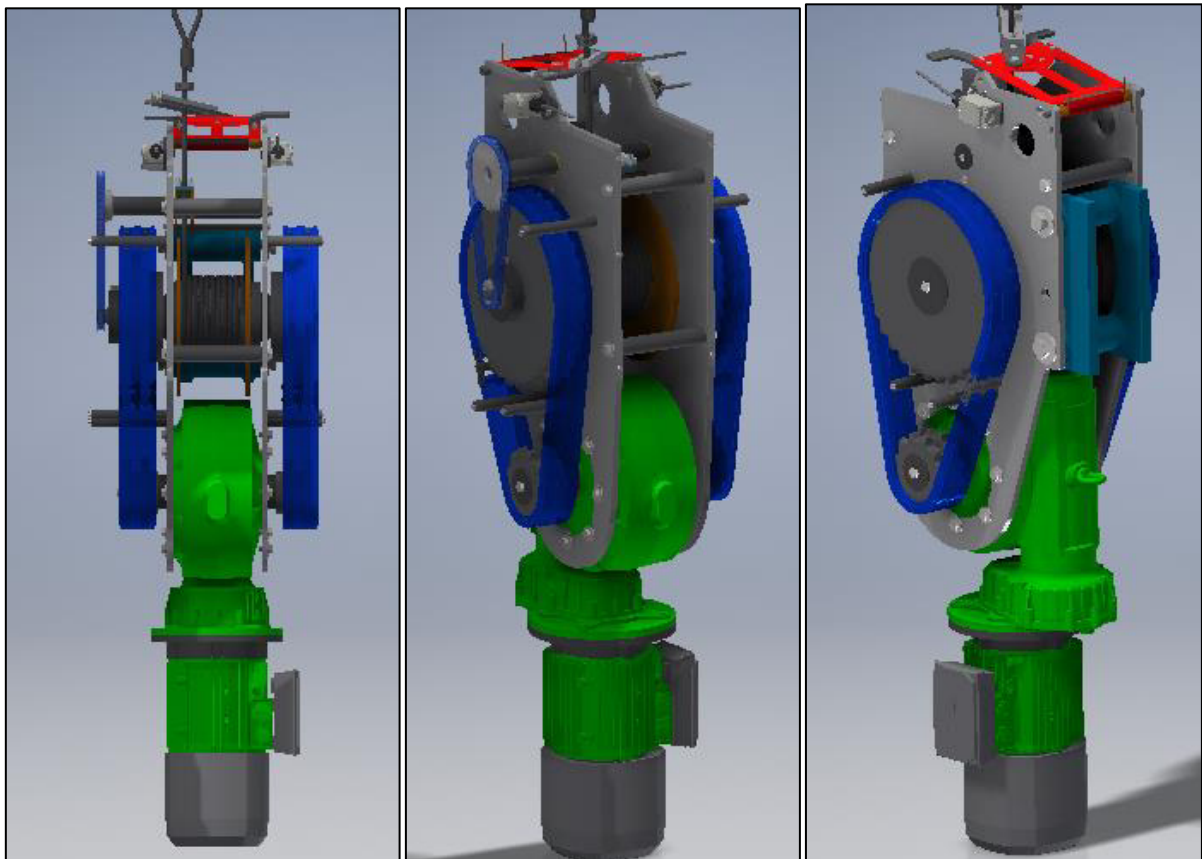


Figura 4.65 - Desenho em CAD 3D do mecanismo sobe e desce 2000 kg (tampas frontal e laterais removidas).

Especificações gerais:

- Carga máxima de trabalho: 2000 *kg*.
- Velocidade medida de transporte: 2,1*m/min*.
- Potência de alimentação: 2,2 *kW*.
- Alimentação: 220 *V*, 50 *Hz*.
- Peso: 350 *kg*.

5 Unidade móvel/portátil

Neste capítulo abordar-se-á a criação do carrinho móvel. Este carrinho nasce da necessidade demonstrada pelos clientes em possuir um sistema de elevação de coroas móveis que possa ser utilizado em várias colunas. Isto é especialmente vantajoso para um cliente que possua várias colunas num determinado local (por exemplo um aeroporto ou um porto marítimo, etc.), dado que pode possuir apenas uma máquina de elevação que fará a sua função em todas as colunas que possui, diminuindo assim os custos da instalação.

De maneira a tornar este produto ainda mais interessante, decidiu-se que este novo sistema móvel deve ser tal que possibilite o uso de grande parte dos componentes do sistema sobe e desce dimensionado no capítulo 4. No entanto outros componentes adicionais terão de ser criados para que o carrinho desempenhe a função necessária.

Isto significa então que será criado um carrinho onde o sistema sobe e desce é acoplado, permitindo assim a movimentação da coroa móvel através do cabo de aço, o qual passará pela abertura lateral no fundo da torre, tal como visível na Figura 5.1.

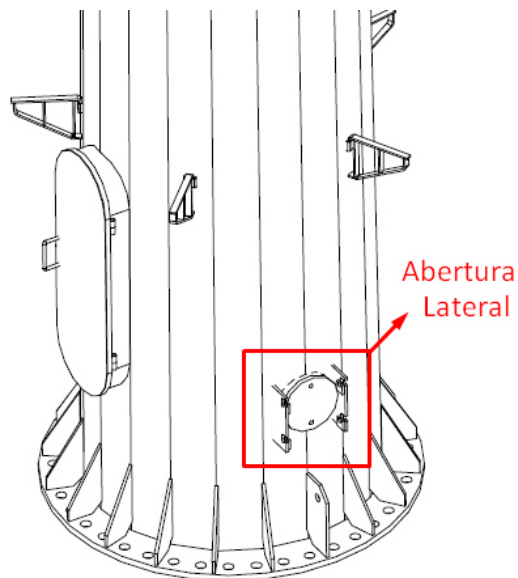


Figura 5.1 – Ilustração da abertura lateral no fundo de uma torre de iluminação.

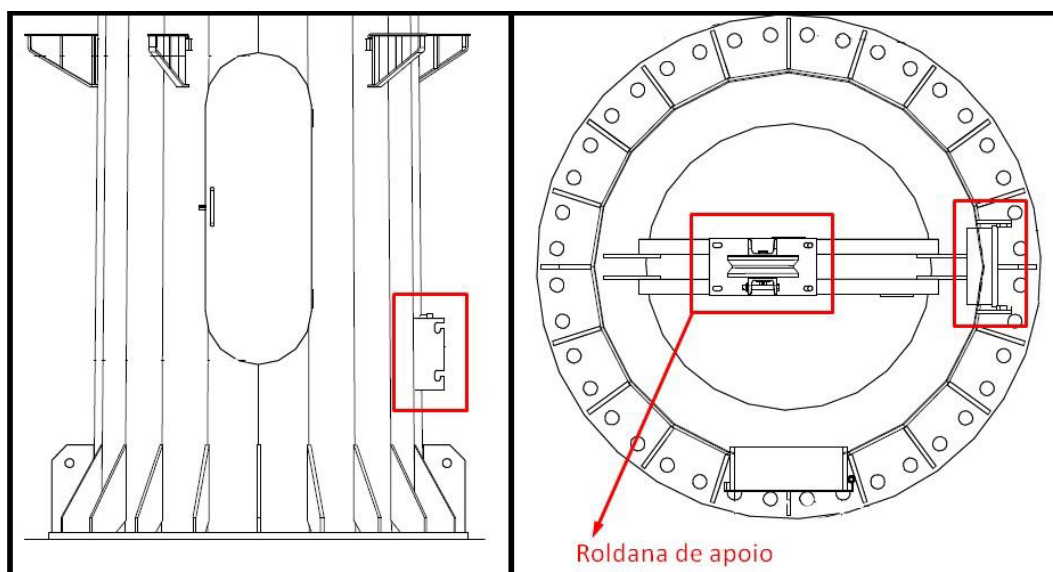


Figura 5.2 – Ilustração da abertura lateral no fundo da torre e da roldana de apoio do cabo de aço.

É de referir ainda que o carrinho deve ser ligado à torre durante o funcionamento, sendo para isso aparafusado junto à abertura lateral. As especificações desta ligação são dadas pelo fabricante das torres de iluminação.

Resume-se de seguida os aspetos que este carrinho deve seguir/possuir:

- Acoplamento do Sistema sobe e desce dimensionado.
- Ligação à torre (aparafusada).
- Altura variável¹¹.
- Sistema limitador de carga.

Sendo assim, desenvolveu-se o carrinho ilustrado na Figura 5.3, onde podemos ver o sistema sobe e desce ligeiramente modificado, o sistema limitador de carga juntamente com a ligação à coluna na parte dianteira do carrinho e a estrutura do carrinho, que permitirá que o mecanismo seja transportado. É também visível um sistema de elevação mecânica, que servirá para alterar o posicionamento em altura do sistema sobe e desce, dado não ser possível fazê-lo manualmente devido ao excessivo peso. No entanto este sistema de elevação não foi dimensionado, pelo que se mostra aqui para efeitos de visualização apenas. Este componente deve ser adquirido, podendo também optar-se por um sistema hidráulico simples para este propósito.

De seguida analisa-se separadamente cada um destes sistemas.

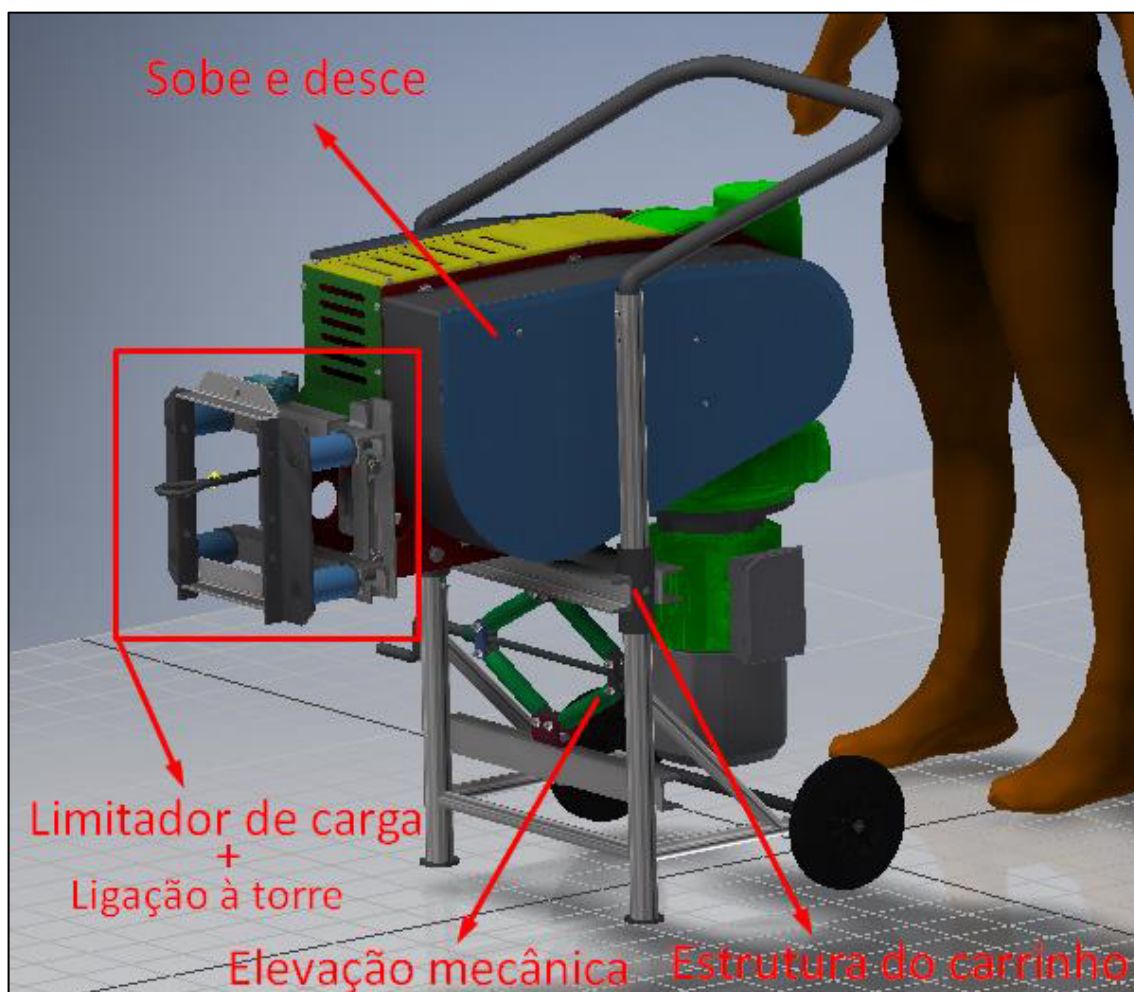


Figura 5.3 - Ilustração do projeto do carrinho desenvolvido.

¹¹ A altura do carrinho deve ser variável de maneira a prever variações no terreno da instalação da respetiva torre.

5.1 Sobe e desce - modificações

Tal como foi referido anteriormente, o mecanismo sobe e desce deve ser composto maioritariamente pelos mesmos componentes que o dimensionado no capítulo 4. Para isso, de maneira a respeitar este requisito construiu-se o mecanismo visível na Figura 5.4

A primeira, e mais visível, alteração é a disposição de montagem entre as blindagens e o motoredutor, estando montados com um ângulo de 90° relativamente à montagem original, e, comparando com o sistema sobe e desce original tal como ilustrado na Figura 4.64, verifica-se que o motoredutor está rodado em 180° no seu eixo vertical. Esta modificação vem ao encontro da necessidade de o cabo de aço ser acionado na horizontal, já que este sairá pela abertura lateral no fundo da torre (ver Figura 5.2), onde será apoiado este sistema móvel sobe e desce.

Podemos verificar que o sistema de fim de curso original não é aplicado neste caso, dado que dependia da orientação vertical do sobe e desce original, não sendo aplicável aqui.

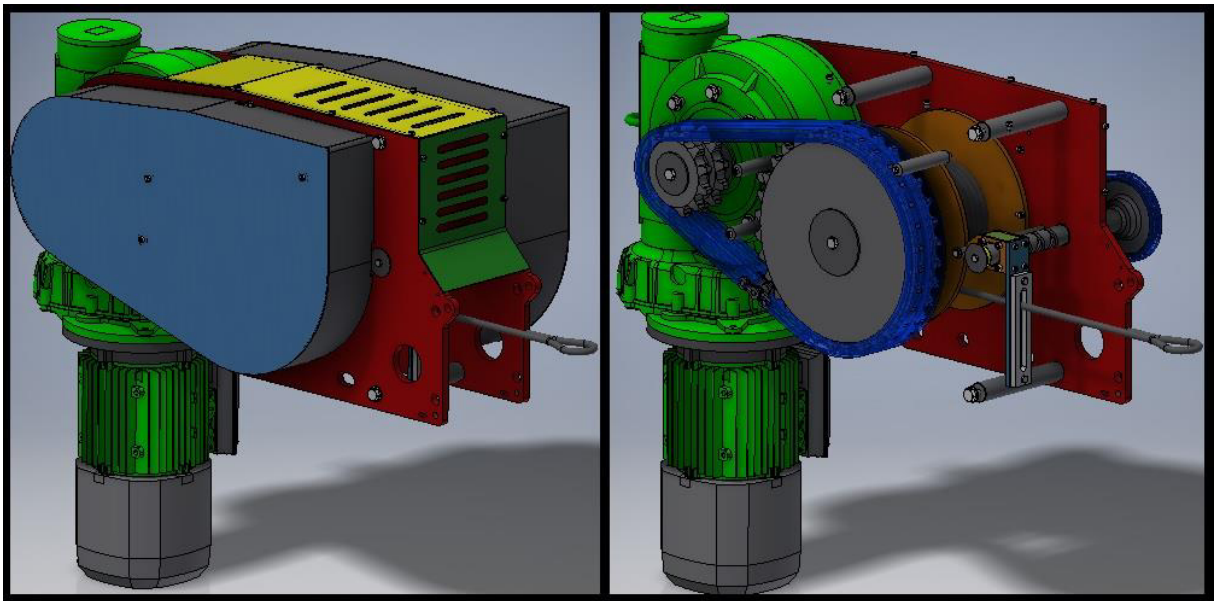


Figura 5.4 – Mecanismo sobe e desce 2000 kg adaptado para ser montado no carrinho portátil.

As chapas de cobertura 1 e 2, representadas na Figura 5.5 foram criadas unicamente para esta versão, com o intuito de proteger o mecanismo e o operador. Foram criadas ranhuras nestas chapas para que possam ser visíveis eventuais avarias no sistema de enrolamento do cabo, e ao mesmo tempo diminuir o peso das mesmas.

As restantes diferenças encontram-se nas blindagens laterais, onde são maquinados diversos furos para se dar a ligação entre este mecanismo, a estrutura do carrinho e o limitador de carga, os quais se encontram visíveis na Figura 5.6.

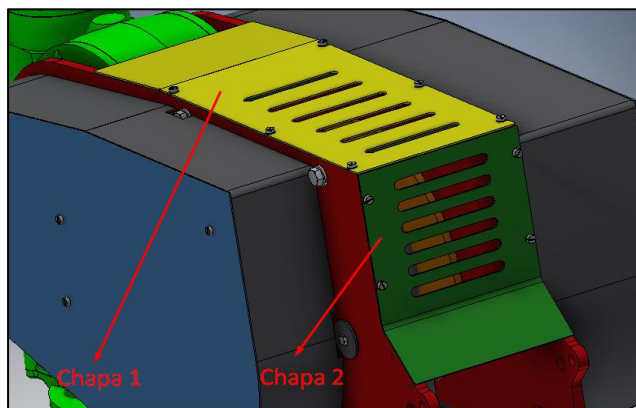


Figura 5.5 – Ilustração das chapas de proteção.

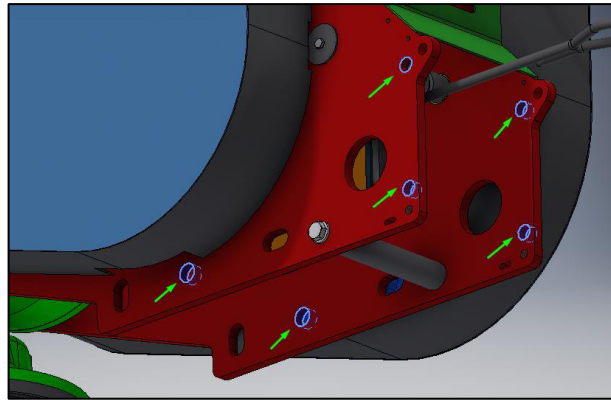


Figura 5.6 - Ilustração dos furos de ligação na blindagem lateral - carrinho.

5.2 Limitador de carga + Ligação à coluna

A ligação à coluna é feita através do componente visível na Figura 5.7, cujas dimensões são fornecidas pelo fabricante das torres, de forma a criar uma ligação compatível.

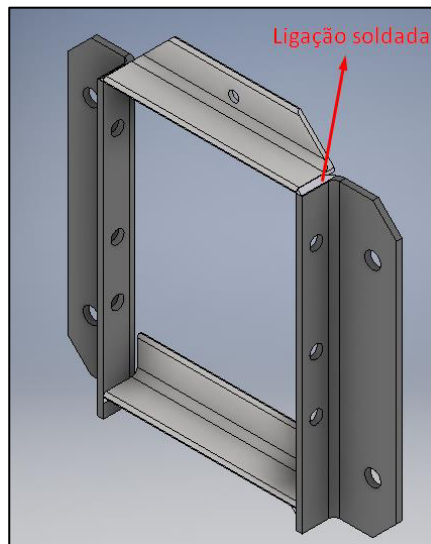


Figura 5.7 – Estrutura de ligação à torre – carrinho.

Já o sistema de limitação de carga consiste na deformação de quatro molas tubulares (de material fibroelástico – *Polyester-based poliurethane*), que após uma certa deformação é acionado um atuador eletromecânico que desliga o sistema de enrolamento do cabo, terminando o movimento da coroa móvel. Este sistema é pensado para o caso de a carga sofrer um aumento brusco, que por sua vez poderia resultar na rotura do cabo de aço. Tal situação pode acontecer por exemplo na presença de ventos fortes inesperados.

A solução construtiva deste sistema encontra-se ilustrada na Figura 5.9, onde podemos ver que o acionamento do atuador é feito através de um parafuso existente na estrutura de ligação à torre. Este atuador assenta numa cantoneira cujo posicionamento pode ser acertado de maneira a alinhar corretamente o atuador com o parafuso, tal como ilustrada na Figura 5.8. O posicionamento do atuador também pode ser ajustado longitudinalmente.

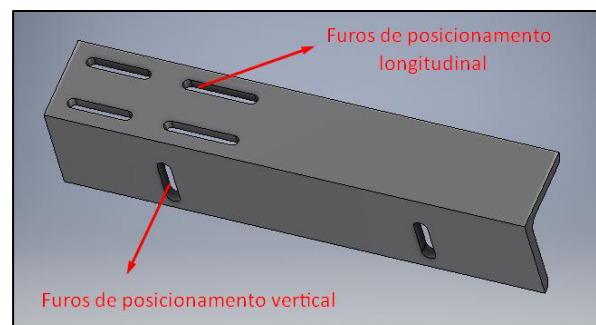


Figura 5.8 – Cantoneira de posicionamento.

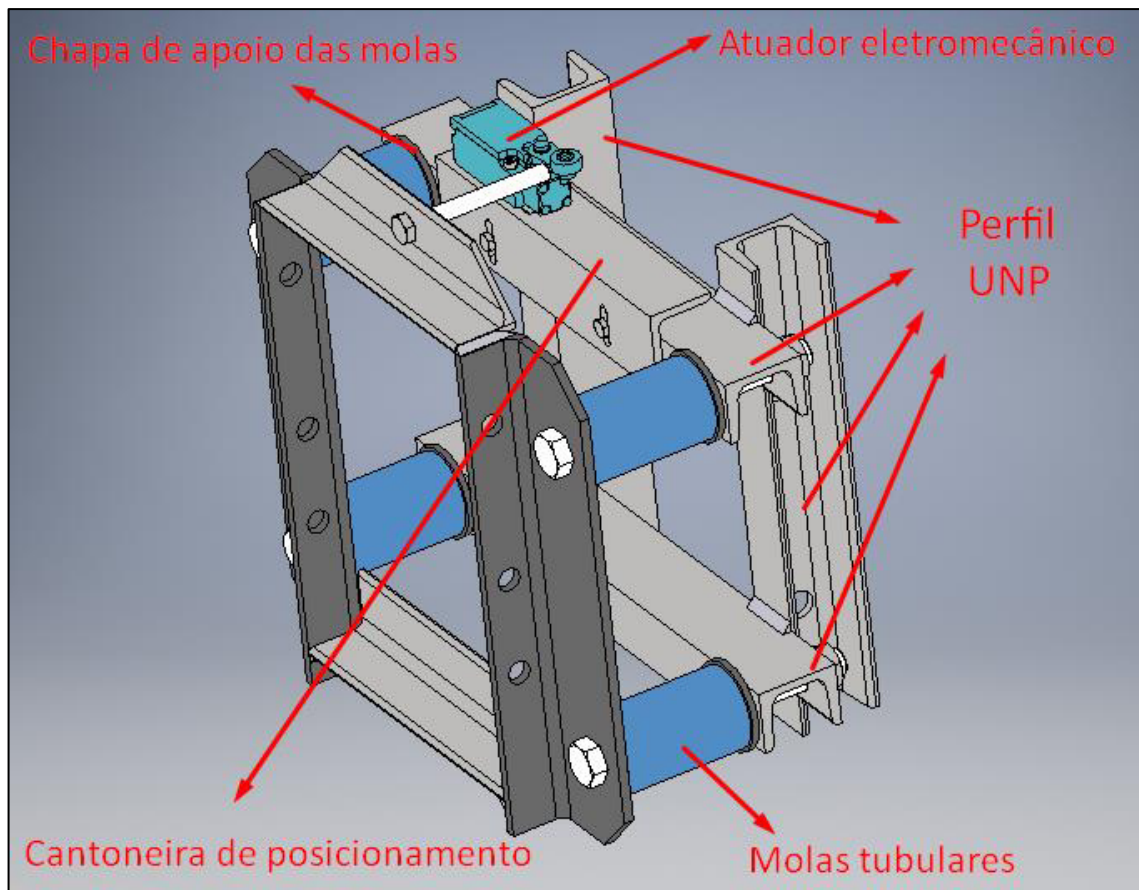


Figura 5.9 – Sistema de limitador de carga + ligação à torre – carrinho.

As molas tubulares são escolhidas de forma a resistirem aos esforços envolvidos sem que daí resulte uma excessiva deformação.

Estas molas são fornecidas pela empresa FIBROPLAST, e o produto seleccionado foi o 2461.4.050.080, cujas dimensões são (ver Figura 5.11):

$$\begin{aligned}
 d_1 &= 50 \text{ mm} \\
 d_2 &= 17 \text{ mm} \\
 L_0 &= 80 \text{ mm} \\
 f_{\text{máx.}} &= 32 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

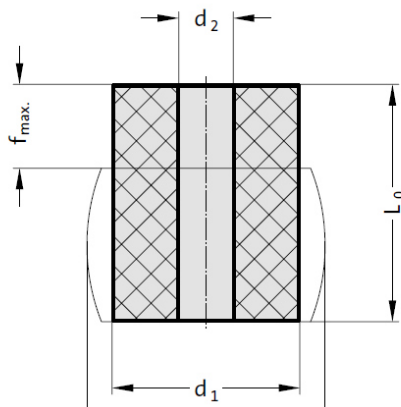


Figura 5.11 – Dimensões das molas tubulares.

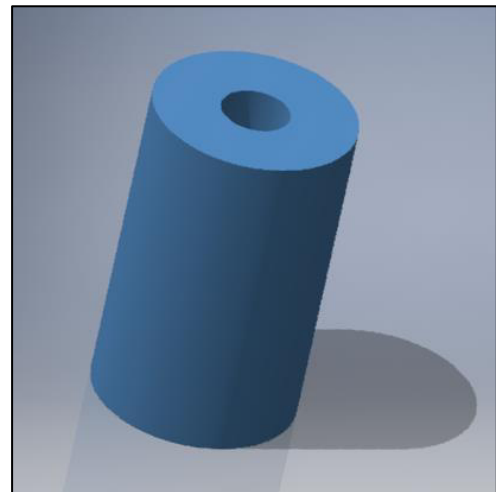


Figura 5.10 – Ilustração tridimensional das molas tubulares.

A dimensão $f_{\text{máx.}}$ é a máxima deformação admissível, correspondendo a cerca de 4% do comprimento natural.

Considere-se que a força a que o carrinho está sujeito durante o funcionamento do mecanismo é de $F_t = 2000 \text{ kg} \times 10 \text{ m/s}^2 = 20000 \text{ N}$, imposta pelo peso da coroa, e que esta força é distribuída da mesma forma pelas quatro

molares existentes, fazendo com que cada mola esteja sujeita a uma carga máxima de $F = F_t/4 = 5000 \text{ N}$.

Desta forma podemos ver na Figura 5.12 que tal esforço impõe uma deformação de cerca de 18 mm na mola. No entanto o atuador ainda não deve ser atuado neste caso, dado que essa é a carga para a qual foi dimensionado.

Considerou-se que a máxima variação admissível seria de 30%, ou seja, equivale a uma carga de $F = 1,3 \times 5000 = 6500 \text{ N}$ a atuar nas molas tubulares. De novo, percebemos através da Figura 5.12, que tal carga corresponde a cerca de 23 mm de deformação. Deste modo, durante o funcionamento a distância entre o atuador (especificamente a posição de atuação) e a ponta do parafuso de atuação será de $23 - 18 = 5 \text{ mm}$. A distância de montagem (fora de funcionamento) é, como facilmente se percebe, 23 mm . Na Figura 5.13 ilustra-se o posicionamento discutido.

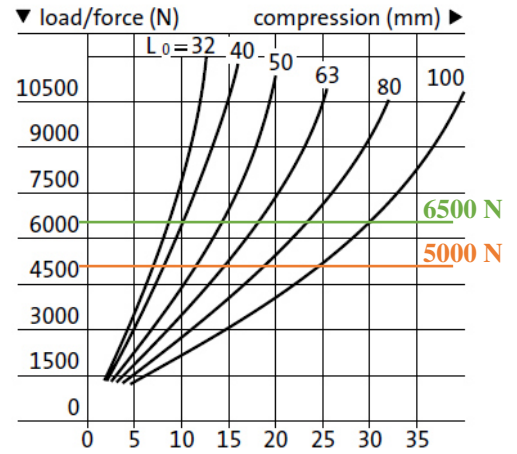


Figura 5.12 - Gráfico de resistência das molas tubulares.

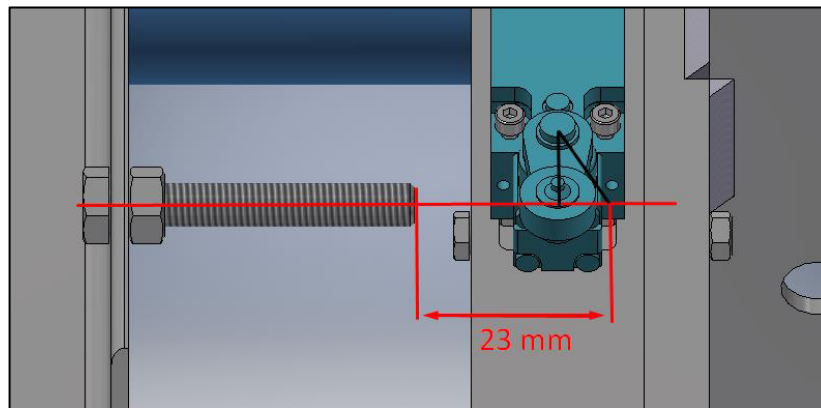


Figura 5.13 – Posicionamento do parafuso de atuação do sistema limitador de carga.

Esta estrutura é ligada às blindagens do mecanismo sobe e desce, tal como ilustrado na Figura 5.14.

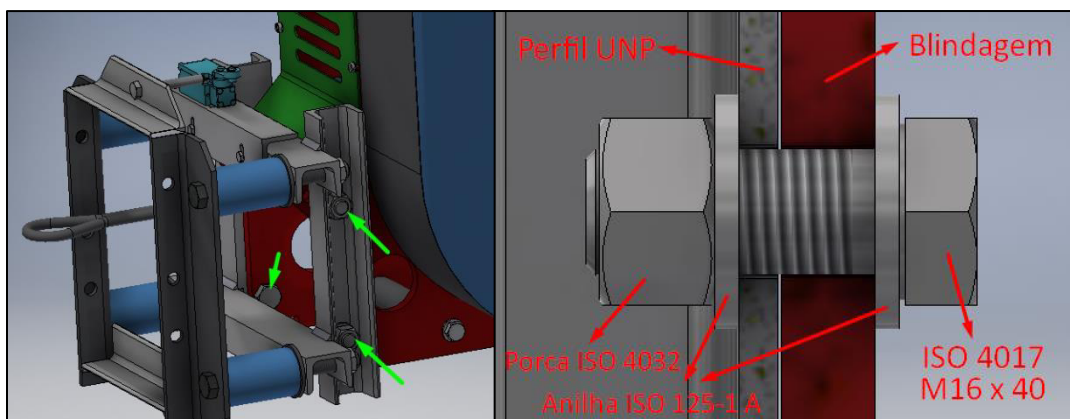


Figura 5.14 – Ilustração da ligação entre o sistema limitador de carga e o mecanismo sobe e desce.

5.3 Estrutura do carrinho

Esta estrutura fará a ligação entre o sistema sobe e desce e o piso, permitindo a sua movimentação entre as várias torres de iluminação. Para tal criou-se a estrutura ilustrada na Figura 5.15.

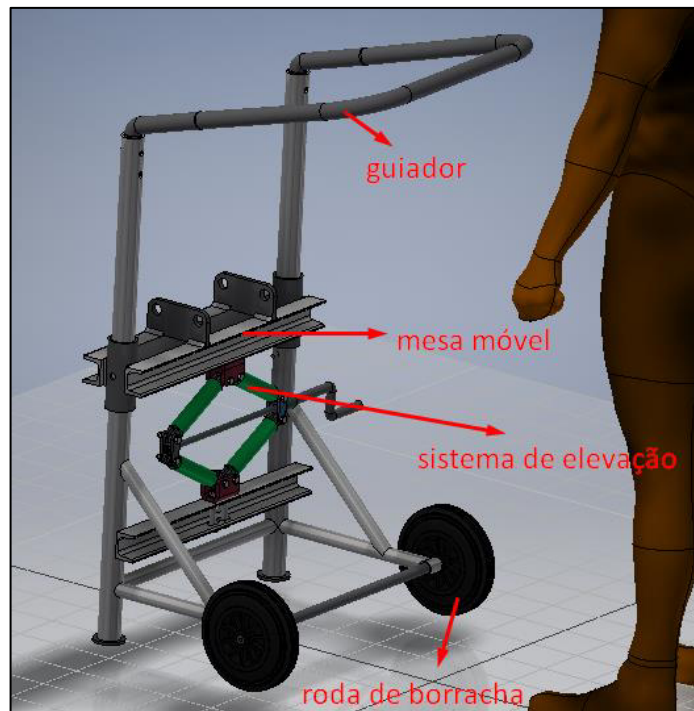


Figura 5.15 - Estrutura de apoio do carrinho.

O sistema de elevação representado é meramente indicativo da necessidade de existir um mecanismo que possibilite a movimentação vertical do sobe e desce (através da mesa móvel), por forma a garantir a correta ligação na abertura da torre de iluminação, como já foi explicado no início deste capítulo.

A estrutura criada assemelha-se a um carrinho manual típico, possuindo um guiador, onde o operador movimentará o mesmo, sendo toda a estrutura constituída por perfis tubulares soldados entre si.

A mesa móvel desliza verticalmente nos pilares verticais da estrutura e é mantida na posição pelo sistema de elevação. No caso de se tratar do ilustrado é comumente designado por “macaco de tesoura”. Esta mesa móvel é o componente que faz a ligação entre o sistema sobe e desce e a estrutura do carrinho, através de uma ligação aparafusada de quatro parafusos ISO 4017 M20, tal como ilustrado nas figuras 5.16 e 5.17.

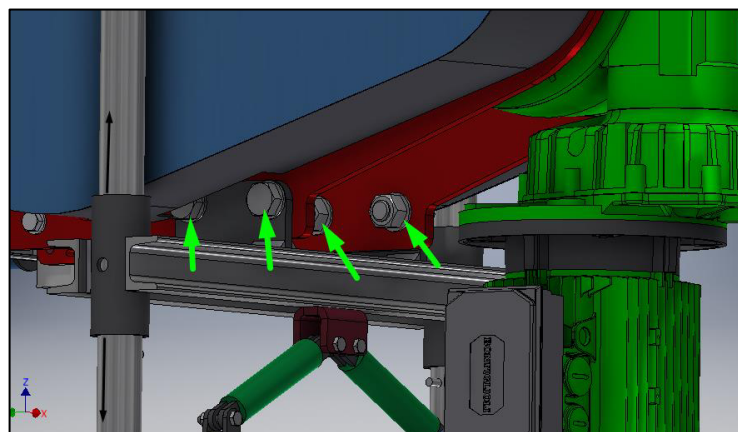


Figura 5.16 – Ligações aparafusadas entre o sobe e desce e a estrutura do carrinho móvel.

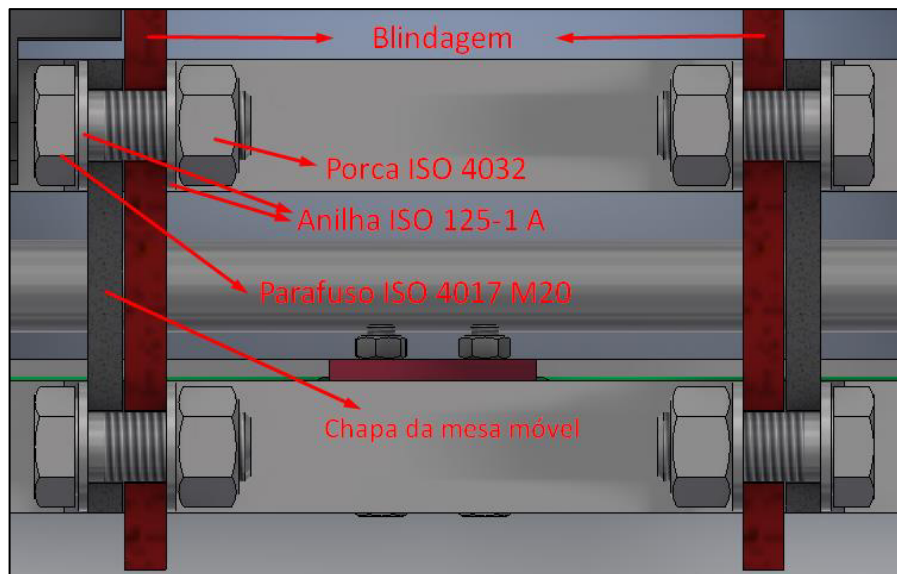


Figura 5.17 – Ilustração das ligações aparafusadas entre o sobe e desce e a estrutura do carrinho móvel.

5.4 Vida à fadiga - nº de ciclos

No capítulo 4.6 fez-se uma estimativa do número de ciclos total a que o sistema estaria sujeito durante a sua vida de funcionamento. Foi estimado que seriam efetuados no máximo 480 ciclos, um número bastante reduzido (equivalente a 12 por ano). No entanto neste caso, em que o carrinho móvel servirá várias torres, a estimativa torna-se mais difícil, já que dependerá do número de torres da instalação em causa, bem como da regularidade de serviço necessária.

Sendo assim, pode estimar-se que para uma instalação com um número x de torres de iluminação, em que em média cada uma necessita de 12 operações de manutenção por ano, temos que os anos de vida A do mecanismo sobe e desce será dado pela equação 5.1. Ou seja, considera-se que, para uma instalação com três torres de iluminação, os anos de serviço do mecanismo passará de 40 anos para $40/3 = 13,3$ anos.

$$A = \frac{480}{12x} \quad (5.1)$$

Percebe-se, no entanto, que tal estimativa é bastante conservadora, já que no caso de uma instalação de maior escala, por exemplo 50 torres de iluminação (tal como em grandes aeroportos e portos marítimos), resultava que os anos de vida do mecanismo seria de menos de 5 meses, o que não é viável.

Para casos de instalações de maior escala, temos de analisar novamente classificação de utilização fornecida pela normalização da FEM, tal como foi feito no capítulo 4.1. Por forma a garantir um tempo de vida útil de pelo menos 10 anos, podemos estimar que para uma instalação de cerca de 50 torres de iluminação, o tempo total de trabalho será de (ver parâmetros na Tabela 5.1):

$$T(h) = 12 \times 0,67 \times 10 \times 100 = 8040$$

Tabela 5.1 - Cálculo do tempo total de utilização do mecanismo no carrinho – múltiplas torres - FEM

Cálculo do tempo total de utilização	
Duração de 1 ciclo de trabalho (min.)	40
Duração de 1 ciclo de trabalho (h)	0,67
Nº de ciclos por ano	12
Anos projetados para funcionamento	10
Nº de torres	50
Nº de ciclos total	6000
Nº de horas de trabalho total (h)	4020
Classe de utilização	T5

Posto isto, e considerando que a classe de espectro de carga permanece a mesma, ou seja, classificada como L3, de acordo como foi explicado no capítulo 4.1 e presente na Tabela 4.4, concluiu-se que a classificação deste mecanismo é **M6**, de acordo com a Tabela 4.1.

Isto implica que, à semelhança do que foi descrito no capítulo 4.1.1, o coeficiente a ser considerado é dado por $N = \psi \times \gamma_m = 1,24 \times 1,2 \approx 1,5^{12}$. No entanto o coeficiente considerado aquando da classificação inicial do mecanismo foi exatamente de $N = 1,5$, pelo que não serão necessários novos cálculos.

Falta agora verificar se este aumento do número de ciclos impõe modificações ao dimensionamento já feito anteriormente ao longo do capítulo 4, nomeadamente nos cálculos da resistência à fadiga dos dois veios existentes.

Veio S1:

- n° ciclos do mecanismo = 6000 (ver Tabela 5.1).
- n° rotações por ciclo ≈ 395 (ver Tabela 4.45).
- n° total de rotações = $6000 \times 395 = 2370000$

Para tal número de ciclos de fadiga considera-se que a tensão limite de fadiga não corrigida é $S'e = 0,5S_{ut}$ tal como podemos ver a partir da Figura 2.21.

Por forma a não ter de se efetuar alterações ao dimensionamento já feito, procurou-se aprofundar o conhecimento à cerca das propriedades do material usado, o aço ligado FR3. As propriedades consideradas anteriormente foram as que constam na Tabela 4.47, e foram obtidas no catálogo geral da empresa F. Ramada. No entanto após consulta com a empresa foi constatado que, para diâmetros inferiores a 100 mm, o fabricante garante as propriedades presentes na Tabela 5.2, que são relativamente superiores às anteriores.

Tabela 5.2 - Propriedades mecânicas do aço FR3 - 34 CrNiMo 6 ($d < 100$ mm).

34 CrNiMo 6 (FR3) - Aço ligado	
Tensão rotura (MPa)	1100
Tensão cedência (MPa)	800
Tensão corte adm. - Von Mises (MPa)	461,9

¹² Notar que o coeficiente γ_m é obtido em função da classificação do mecanismo, obtida pela Tabela 4.8.

Deste modo, continuando o cálculo, temos que:

- $S'e = 0,5 \times 1100 = 550 \text{ MPa}$

Os resultados dos cálculos de fadiga, tal como feitos no capítulo 4.7 apresentam-se na Tabela 5.3. Como podemos verificar, o coeficiente de segurança permanece maior que 1.

Tabela 5.3 - Verificação da resistência à fadiga do veio S1 – Escolha do aço (carrinho).

Tensão limite de Fadiga - S_e			
Tensão alternada equivalente (MPa)		225	
Tensão constante equivalente (MPa)		169,5	
Nº ciclos vida		2368800	
Aço Ck45 - F10		Aço 34 CrNiMo 6 - FR3	
Tensão rotura (MPa)	590	Tensão rotura (MPa)	1100
Tensão de cedência (MPa)	330	Tensão de cedência (MPa)	800
$S'e$	295	$S'e$	550
a (Tabela 2.1)	4,51	a (Tabela 2.1)	4,51
b (Tabela 2.1)	-0,265	b (Tabela 2.1)	-0,265
ka	0,832	ka	0,705
kb	0,816	kb	0,816
kc (flexão)	1	kc (flexão)	1
kd	1	kd	1
ke	1	ke	1
kf	1	kf	1
Se	200	Se	316
N (F10)	0,6	N(FR3)	1,1

Veio S2:

- n° ciclos do mecanismo = 6000 (ver Tabela 5.1).
- n° rotações por ciclo \approx 148 (ver Tabela 4.45).
- n° total de rotações = $6000 \times 148 = 888000$.
- $S''e = -4 \times 10^{-7} \times 888000 + 0,9004 \approx 0,55$ (ver capítulo 2.6.1).

Apresenta-se na Tabela 5.4 o resultado dos cálculos, e como se pode verificar, os coeficientes de segurança permanecem superiores a 1.

Neste caso não se fez mais nenhum esforço para conhecer com mais detalhe as propriedades do material, dado não haver necessidade para tal.

Tabela 5.4 - Verificação da resistência à fadiga do veio S2 (carrinho).

Ressaltos		Escatéis	
Nº ciclos vida		888000	
Tensão alternada eq. (MPa)	56,4	Tensão alternada eq. (MPa)	39,6
Tensão constante eq. (MPa)	78,2	Tensão constante eq. (MPa)	111
Aço		Ck45	
Tensão de rotura (MPa)		590	
Tensão de cedência (MPa)		330	
$S''e$ (MPa)		322	
a	4,51	a	4,51
b	-0,265	b	-0,265
Ka	0,832	Ka	0,832
Kb	0,759	Kb	0,759
Kc	1	Kc	1
Kd	1	Kd	1
Ke	1	Ke	1
Kf	1	Kf	1
Se (MPa)	203	Se (MPa)	203
N (soderberg)	1,9	N (soderberg)	1,9

6 Conclusões e perspetivas de trabalho futuro

Este não é um projeto finalizado, já que não contempla uma fase muito importante para a criação de qualquer máquina, que é a fase de testes. Para tal, numa fase seguinte construir-se-ia um protótipo do sobe e desce, o qual seria alvo de alguns testes por forma a avaliar o seu funcionamento. Como resultado destes testes surgiriam possíveis sugestões de modificação ao atual sobe e desce.

No que diz respeito ao carrinho móvel, que permite a portabilidade do sistema, seria interessante fazer um estudo que permitisse diminuir o peso global do sistema sobe e desce, sendo vantajoso do ponto de vista económico e funcional. Para tal, os principais componentes alvo de tal estudo deveria ser o tambor (veio S2), podendo ser equacionado uma outra solução que não contemple o enrolamento do cabo no próprio veio, as blindagens laterais, cuja diminuição da espessura pode ser equacionada, e as correntes de transmissão, cuja substituição por correias não metálicas poderá ser uma solução viável.

Referências

- Bonfiglioli. 2014. VF-W series wormgears. edited by Bonfiglioli Riduttori.
- Erik Oberg, Franklin D. Jones, Holbrook L. Horton, Henry H. Ryffel. 2012. *Machinery's Handbook* 29th ed: Industrial Press.
- Feiteng. 2012. Feiteng Catalogue. edited by Anji Feiteng Lighting.
- FEM, Federation Europeenne de la Manutention. 1998. RULES FOR THE DESIGN OF HOISTING APPLIANCES.
- Holophane. 2006. Lighting The Essential Arteries of Society. edited by Acuity Lighting Group.
- Holophane. 2008. Low Mast Systems. edited by Acuity Brands Lighting.
- IWIS. 2011. Chain Engineering - Design and construction, Examples of calculation. edited by IWIS.
- Meerkamm, H. 2014. *Schaeffler technical pocket guide*: Schaeffler Technologies.
- Richard G. Budynas, J. Keith Nisbett. 2011. *Shigley's mechanical engineering design* 9th ed: McGraw-Hill.
- Xiaobin Le , Zelong Le. 2013. "Stress concentration factors due to typical geometric discontinuities for shaft design by numerical simulation." ASEE Annual Conference & Exposition, Atlanta, USA.

ANEXO A:

04/10/2016

NCM



[↑](#) **Products / High masts with mobile crown - CITYFAR**

The high mast "MEGAFAR" comprises of the following elements:

SHAFT: It has a conical shaped trunk with polygonal cross section, made of S355 J2G3 UNI EN 10025 sheet steel press-folded and longitudinally welded.

The welding is in accordance with a process certified by the Italian Institute of Welding.

The shaft is made in sections to be assembled on site using a self-locking slip joint compression fit system.

Space is provided in the base section for the winch and electrical switchgear and wiring.

CROWN GUIDED MOTORIZED MOBILE SYSTEM

Top of the pole: the return pulley for operating the cable is positioned at the top of the pole. At the upper extremity of the pole the following fixtures are also mounted:

- Hooking device of the mobile platform to reduce load on the rope from the weight of the crown and the floodlights
- Antirotation dowel pins (pivots) designed to neutralize the force of the wind on the floodlights

Mobile crown: Made of steel, it allows the installation of floodlights and relevant control gears. It locks at the top of the pole through a mechanical hooking device. The mobile crown is integral with the sliding carriage, which houses the parachute brake internally.

Guide: In light aluminium alloy and fixed along the length of the shaft it allows the correct raising/lowering of the mobile crown even in windy conditions. It offers a smooth surface contact with the parachute brake.

Cable: It is made in high corrosion -resistant galvanized steel.

Carriage: In hot -dipped galvanized steel sections. The movement in the aluminium guide is with sliding blocks/shoes. The hooking is achieved by the use of two laminated steel rods. The exclusive "NCM" PARACHUTE BRAKE system is positioned at the centre of the carriage. It includes a block, where the cable is secured, a regulation screw and a toothed lever which acts as a brake during the operation of the brake spring. The braking of the carriage takes place every time the traction rope loses tension.

Driving gear: It consists of an irreversible reducing gear positioned inside the mast and it is connected to a drum for the winding of the rope. The gear is driven by a mobile motor which could be used for several masts. The mobile motor is powered by the same line for the electrical supply of the floodlights. All controls are low voltage 24v.

Electrical accessories: An interlocking socket positioned inside the housing at the base of the mast delivers power to the floodlights. This cable is fixed inside the mast. At the top of the pole a set of male/female socket allows an infinite number of operations.

Protection cover: The floodlights are protected by a fibre glass dome cover.

Finishing: The complete structure is zinc hot dip galvanized according to standards UNI EN ISO 1461.

References for calculation:
D.M. 9 January 1996
D.M. 16 January 1996
Circolare Min. LLPP 15 ott. 96 n° 252
Circolare Min. LLPP 4 luglio 1996 n° 156
CNR 10011/97

<http://www.ncm.it/en/high-masts-mobile-crown-cityfar.php>

1/2

Figura A.1 - Página web da empresa NCM - produto CityFar, in <http://www.ncm.it/en/high-masts-mobile-crown-cityfar.php>, consultado em 2016-10-04, 11:46

Products / High masts with mobile crown - MEGAFAR



The high mast "MEGAFAR" comprises of the following elements:

SHAFT: It has a conical shaped trunk with polygonal cross section, made of S355 J2G3 UNI EN 10025 sheet steel press-folded and longitudinally welded. The welding is in accordance with a process certified by the Italian Institute of Welding.

The shaft is made in sections to be assembled on site using a self-locking slip joint compression fit system. Space is provided in the base section for the winch and electrical switchgear and wiring.

CROWN GUIDED MOTORIZED MOBILE

SYSTEM

Top of the pole: the return pulley for operating the cable is positioned at the top of the pole. At the upper extremity of the pole the following fixtures are also mounted:

- Hooking device of the mobile platform to reduce load on the rope from the weight of the crown and the floodlights
- Antirotation dowel pins (pivots) designed to neutralize the force of the wind on the floodlights

Mobile crown: Made of steel, it allows the installation of floodlights and relevant control gears. It locks at the top of the pole through a mechanical hooking device. The mobile crown is integral with the sliding carriage, which houses the parachute brake internally.

Guide: In light aluminium alloy and fixed along the length of the shaft it allows the correct raising/lowering of the mobile crown even in windy conditions. It offers a smooth surface contact with the parachute brake.

Cable: It is made in high corrosion -resistant galvanized steel.

Carriage: In hot -dipped galvanized steel sections. The movement in the aluminium guide is with sliding blocks/shoes. The hooking is achieved by the use of two laminated steel rods.

The exclusive "NCM" PARACHUTE BRAKE system is positioned at the centre of the carriage. It includes a block, where the cable is secured, a regulation screw and a toothed lever which acts as a brake during the operation of the brake spring. The braking of the carriage takes place every time the traction rope loses tension.

Driving gear: It consists of an irreversible reducing gear positioned inside the mast and it is connected to a drum for the winding of the rope. The gear is driven by a mobile motor which could be used for several masts. The mobile motor is powered by the same line for the electrical supply of the floodlights. All controls are low voltage 24v.

Electrical accessories: An interlocking socket positioned inside the housing at the base of the mast delivers power to the floodlights. This cable is fixed inside the mast. At the top of the pole a set of male/female socket allows an infinite number of operations.

Protection cover: The electrical and locking devices at the top are protected by a fibre glass dome cover.

Finishing: The complete structure is zinc hot dip galvanized according to standards UNI EN ISO 1461.

References for calculation:

D.M. 9 January 1996
 D.M. 16 January 1996
 Circolare Min. LLPP 15 ott. 96 n° 252
 Circolare Min. LLPP 4 luglio 1996 n° 156
 CNR 10011/97

Figura A.2 - Página web da empresa NCM - produto MegaFar, in <http://www.ncm.it/en/high-masts-mobile-crown-megafar.php>, consultado em 2016-10-04, 11:44

		Grades									
		3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8		10.9	12.9
								≤M 16	>M 16 ¹⁾		
Tensile strength R_m N/mm ²	nom	300	400	400	500	500	600	800	800	1000	1200
	min	330	400	420	500	520	600	800	830	1040	1220
Yield point R_{eL} N/mm ² or 0,2% proof stress $R_{p0.2}$ N/mm ²	nom	180	240	320	300	400	480	640	660	940	1080
	min	190	240	340	300	420	480	640	660	940	1100
Elongation at fracture A_5 %	nom	25	22	–	20	–	–	12	12	9	8
Vickers hardness HV	min	95	120	130	155	160	190	250	255	320	385
	max	220	220	220	220	220	250	320	335	380	435
Brinell hardness HB	min	90	114	124	147	152	181	238	242	304	366
	max	209	209	209	209	209	238	304	319	361	414
Notched bar impact work (ISO-U) Joule	min	–	–	–	25	–	–	30	30	20	15

¹⁾ For bolting of steel structures, the limit is 12 mm.

Figura A.3 - Propriedades mecânicas de parafusos (Meerkamm 2014).

ANEXO B:

B.1 Diagrama de momento torsor do veio S1

Procede-se aqui ao cálculo do diagrama de momentos torsores no veio S1.

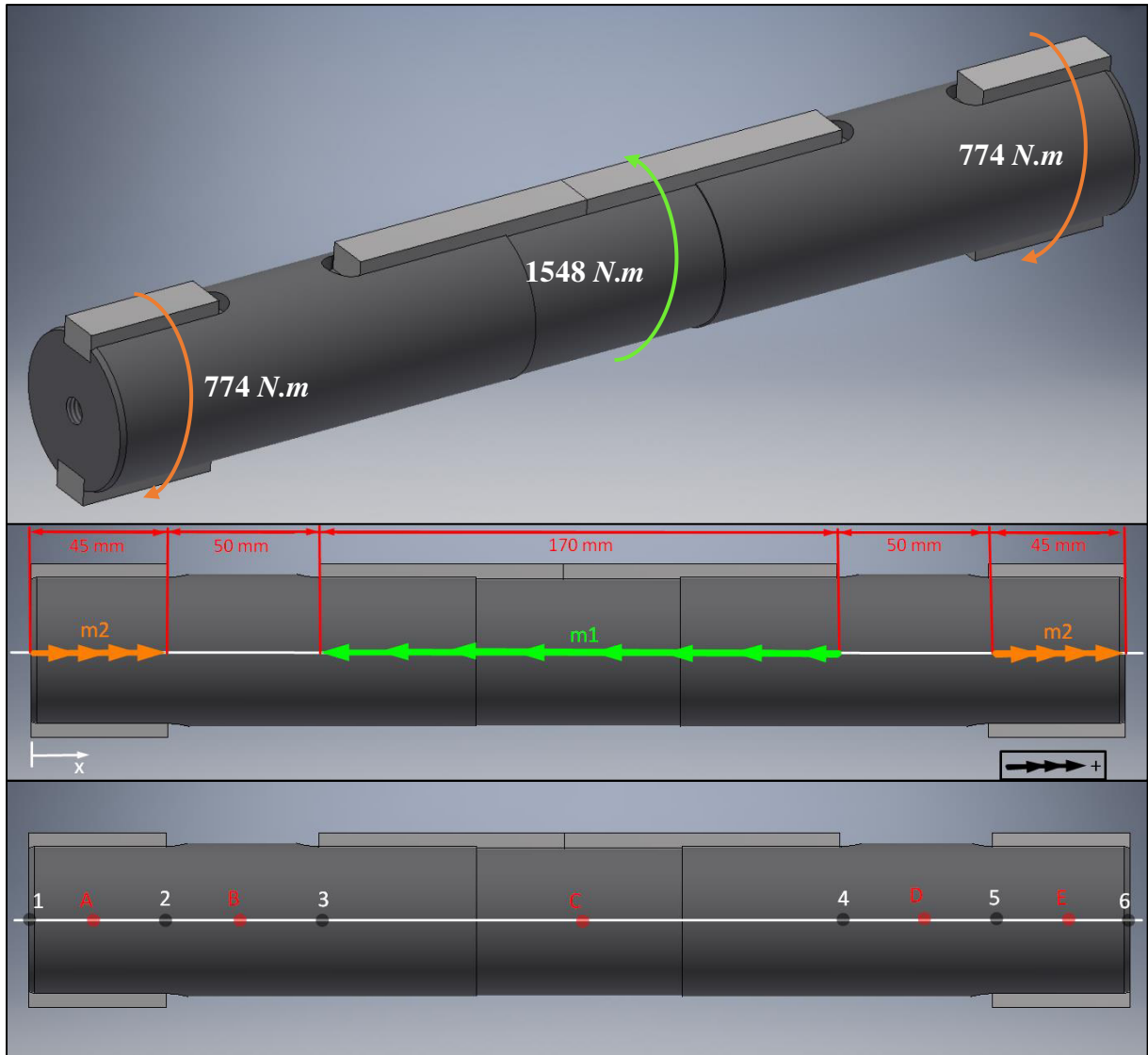


Figura B.1 – Ilustração dos binários transmitidos no veio S1 – Distâncias e pontos de referência.

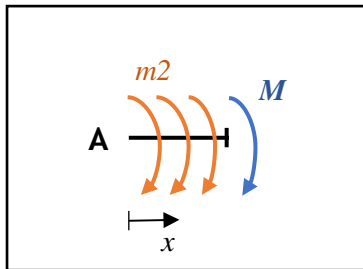
- A: Secção genérica no intervalo $0 \leq x \leq 45 \text{ mm}$.
- B: Secção genérica no intervalo $45 \leq x \leq 95 \text{ mm}$.
- C: Secção genérica no intervalo $95 \leq x \leq 265 \text{ mm}$.
- D: Secção genérica no intervalo $265 \leq x \leq 315 \text{ mm}$.
- E: Secção genérica no intervalo $315 \leq x \leq 360 \text{ mm}$.
- Secção 1 - $x = 0 \text{ mm}$.
- Secção 2 - $x = 45 \text{ mm}$.
- Secção 3 - $x = 45 + 50 = 95 \text{ mm}$.
- Secção 4 - $x = 95 + 170 = 265 \text{ mm}$.
- Secção 5 - $x = 265 + 50 = 315 \text{ mm}$.
- Secção 6 - $x = 315 + 45 = 360 \text{ mm}$.

$$m_1 = \frac{1548 \text{ N.m}}{0,17 \text{ m}} = 9106 \text{ [N.m/m]}$$

$$m_2 = \frac{774 \text{ N.m}}{0,045 \text{ m}} = 17200 \text{ [N.m/m]}$$

Façamos agora uma análise do momento torsor em cada uma das secções A, B, C, D e E.

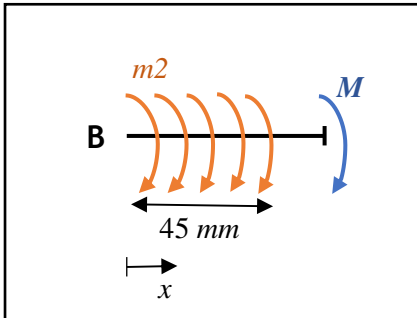
Secção A:



$$\sum M = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow M(x) + m_2 \cdot x = 0 \Rightarrow \mathbf{M(x) = -17200x \text{ [N.m]}}$$

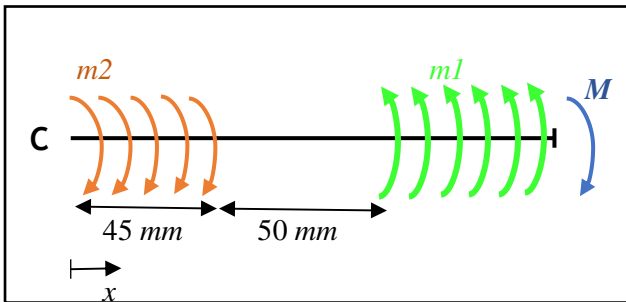
Secção B:



$$\sum M = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow M(x) + m_2 \times 0,045 = 0 \Rightarrow \mathbf{M(x) = -774 \text{ [N.m]}}$$

Secção C:

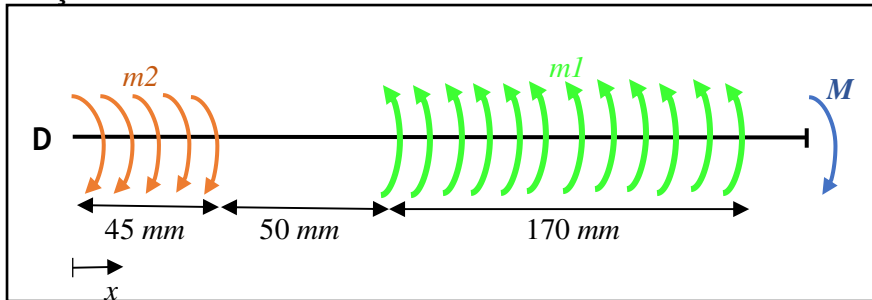


$$\sum M = 0 \Rightarrow M(x) + 0,045m_2 - m_1(x - 0,045 - 0,05) = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow M(x) = -0,045 \times 17200 + 9106 \times (x - 0,095) \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \mathbf{M(x) = 9106x - 1639 \text{ [N.m]}}$$

Secção D:

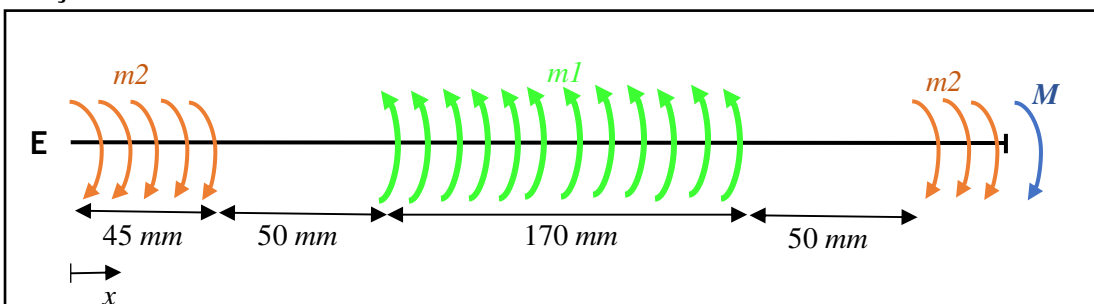


$$\sum M = 0 \Rightarrow M(x) + 0,045 \cdot m2 - 0,17 \cdot m1 = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow M(x) = -0,045 \times 17200 + 0,17 \times 9106 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow M(x) = 774 \text{ [N.m]}$$

Secção E:



$$\sum M = 0 \Rightarrow M(x) + 0,045 \cdot m2 - 0,17 \cdot m1 + m2(x - 0,315) = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow M(x) = -0,045 \times 17200 + 0,17 \times 9106 - 17200x + 17200 \times 0,315 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow M(x) = -17200x + 6192 \text{ [N.m]}$$

Representando as equações que fornecem o momento torsor no respetivo domínio da secção, obtemos na Figura B.2 o diagrama de distribuição de momentos torsores no veio S1. Podemos então verificar que o valor máximo é de $T = 774 \text{ N.m}$.

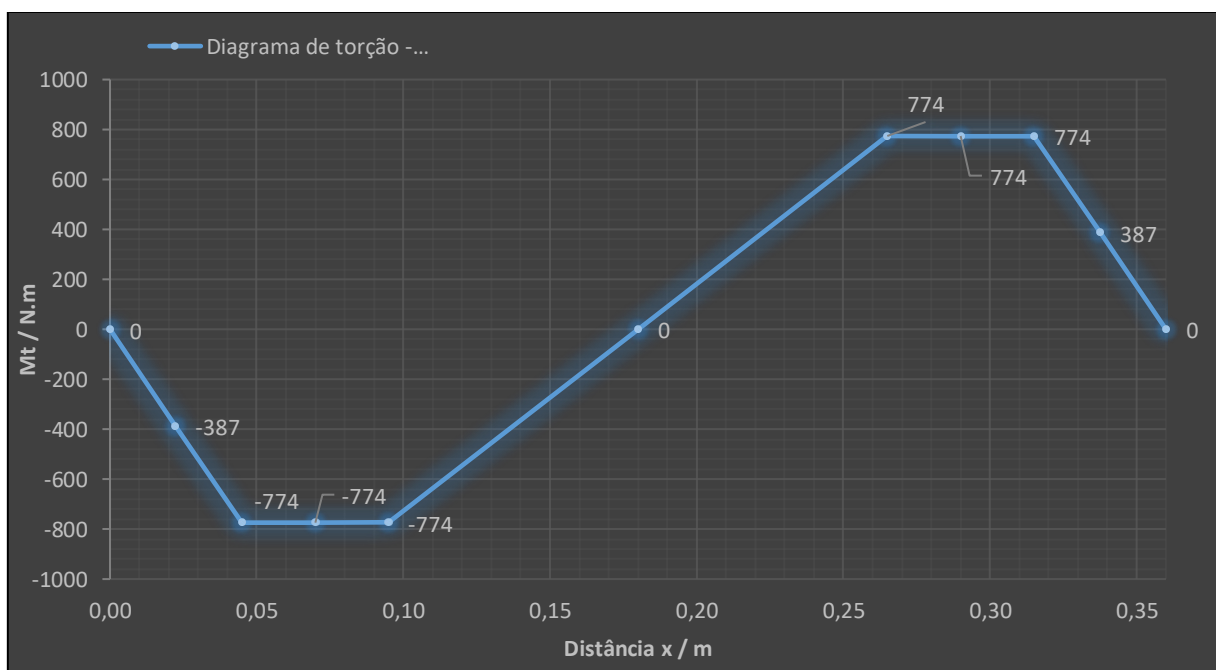


Figura B.2 - Diagrama de momento torsor no veio S1.

B.2 Diagrama de momento torsor do veio S1

Procede-se aqui ao cálculo do diagrama de momentos torsores no veio S2. De notar que se considera que o binário resistente é distribuído pelo comprimento total entre as paredes do tambor, já que cada enrolamento do cabo aplica um momento torsor na secção na qual está enrolado.

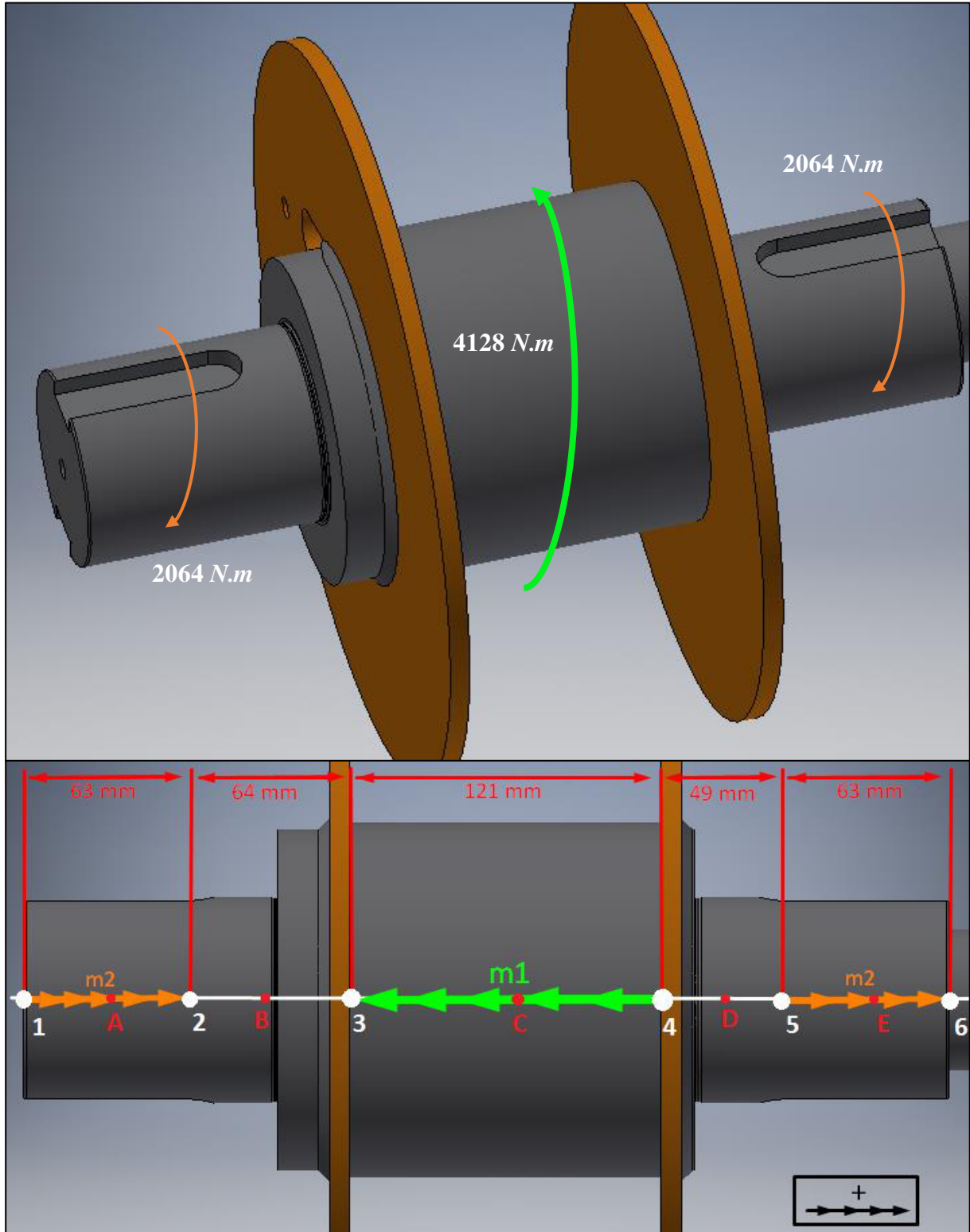


Figura B.3 - Ilustração dos binários transmitidos no veio S2 – Distâncias e pontos de referência.

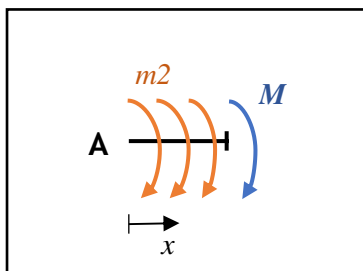
- A: Secção genérica no intervalo $0 \leq x \leq 63 \text{ mm}$.
- B: Secção genérica no intervalo $63 \leq x \leq 127 \text{ mm}$.
- C: Secção genérica no intervalo $127 \leq x \leq 248 \text{ mm}$.
- D: Secção genérica no intervalo $248 \leq x \leq 297 \text{ mm}$.
- E: Secção genérica no intervalo $297 \leq x \leq 360 \text{ mm}$.
- Secção 1 - $x = 0 \text{ mm}$.
- Secção 2 - $x = 63 \text{ mm}$.
- Secção 3 - $x = 63 + 64 = 127 \text{ mm}$.
- Secção 4 - $x = 127 + 121 = 248 \text{ mm}$.
- Secção 5 - $x = 248 + 49 = 297 \text{ mm}$.
- Secção 6 - $x = 297 + 63 = 360 \text{ mm}$.

$$m1 = \frac{4128 \text{ N.m}}{0,121 \text{ m}} = 34115,7 \text{ [N.m/m]}$$

$$m2 = \frac{2064 \text{ N.m}}{0,063 \text{ m}} = 32761,9 \text{ [N.m/m]}$$

Façamos agora uma análise do momento torsor em cada uma das secções A, B, C, D e E.

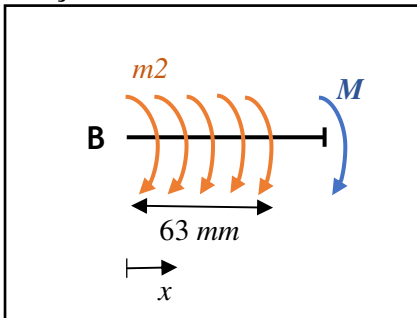
Secção A:



$$\sum M = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow M(x) + m2 \cdot x = 0 \Rightarrow M(x) = -32761,9x \text{ [N.m]}$$

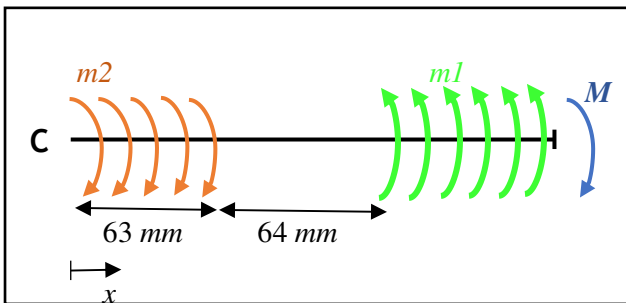
Secção B:



$$\sum M = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow M(x) + m2 \times 0,063 = 0 \Rightarrow M(x) = -2064 \text{ [N.m]}$$

Secção C:

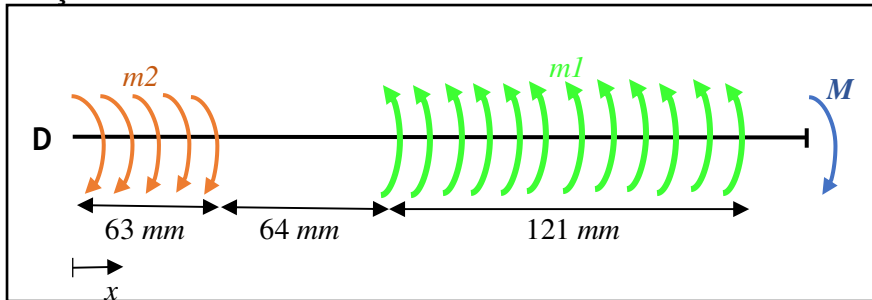


$$\sum M = 0 \Rightarrow M(x) + 0,063m2 - m1(x - 0,063 - 0,064) = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow M(x) = -0,063 \times 32761,9 + 34115,7 \times (x - 0,127) \Rightarrow$$

$$\Rightarrow M(x) = 34115,7x - 6396,7 \text{ [N.m]}$$

Secção D:

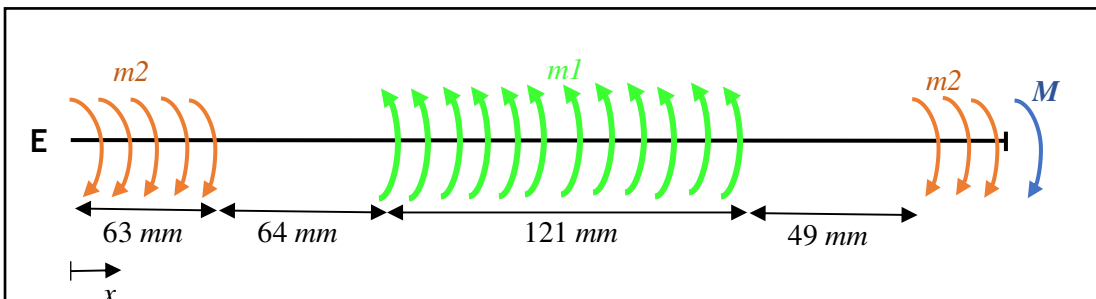


$$\sum M = 0 \Rightarrow M(x) + 0,063 \cdot m_2 - 0,121 \cdot m_1 = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow M(x) = -0,063 \times 32761,9 + 0,121 \times 34115,7 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \mathbf{M(x) = 2064 \text{ [N.m]}}$$

Secção E:



$$\sum M = 0 \Rightarrow M(x) + 0,063 \cdot m_2 - 0,121 \cdot m_1 + m_2(x - 0,297) = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow M(x) = -0,063 \times 32761,9 + 0,121 \times 34115,7 - 32761,9x + 32761,7 \times 0,297 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \mathbf{M(x) = -32761,9x + 11794,2 \text{ [N.m]}}$$

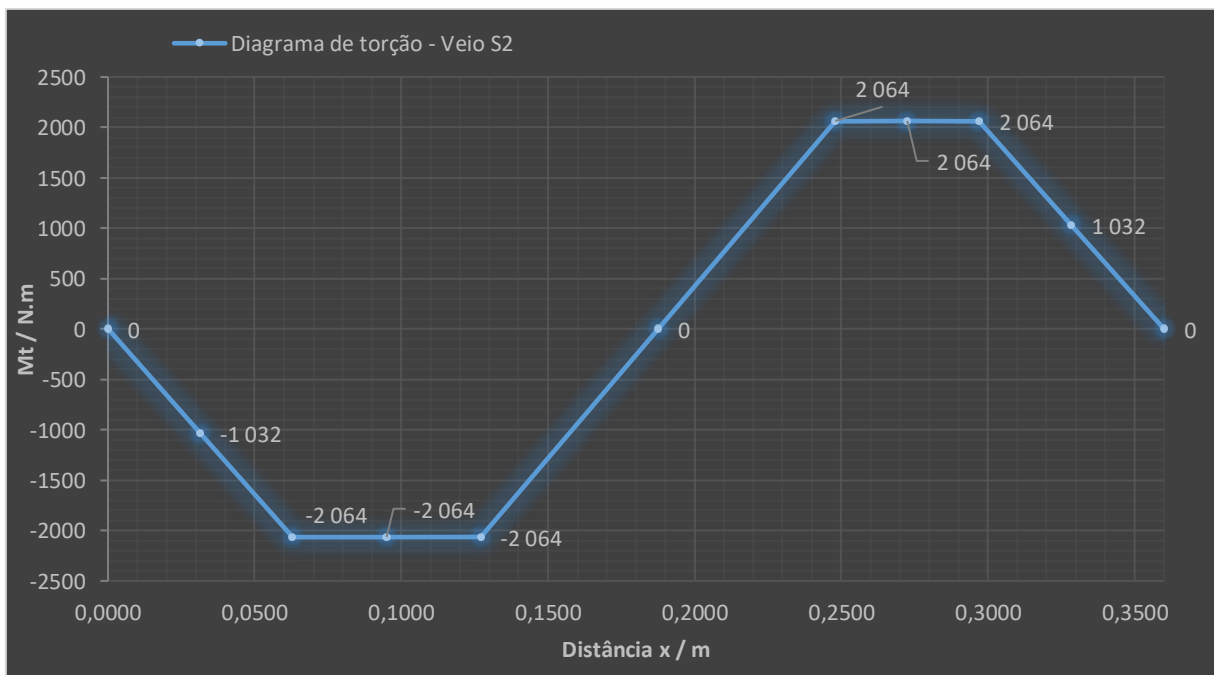


Figura B.4 - Diagrama de momento torsor no veio S2.

Como podemos verificar na Figura B.4 $T_{m\acute{a}x.} = 2064 \text{ N.m.}$

ANEXO C: Desenhos

Neste anexo estão contidos todos os desenhos de definição executados. Relativamente ao projeto do carrinho móvel, apenas se mostram os desenhos das peças exclusivas a este projeto, pelo que todas as outras não referidas são as mesmas que no sobe e desce original.

Tabelas de peças:

Tabela C.1 - Listagem de peças

Nº	Designação	Qtd.
1	Motoredutor	1
2	Pinhão Z1	2
3	Tampa veio S1	2
4	Roda Z2	2
5	Blindagem lateral direita	1
6	Tampa veio S2	2
7	Cabo de aço	1
8	Anel fim de curso	1
9	Tampa do veio enrolador	1
10	ISO 7093 A ST 18	4
11	ISO 4017 M12x30	6
12	DIN 125-1 A A 13	6
13	ISO 4017 M20x40	4
14	Espaçador tampa esquerda	3
15	Mola helicoidal	2
16	Veio fino guia auto	1
17	Espaçador	3
18	Espaçador tampa direita	3
19	ISO 1207 M6x8	12
20	DIN 8187 20 B-2	2
21	DIN 8187 08 B-1	1
22	Casquilho posicional - veio S2	1
23	DIN 125-1 A A 5,3	6
24	ISO 4762 M10x35	1
25	DIN 6796 12	16
26	ISO 4017 M10x20	20
27	Blindagem lateral esquerda	1
28	Placa de plástico ranhurada - fim de curso	1
29	Chapa ranhurada - fim de curso	1
30	Chapa de atuação - fim de curso	2
31	ISO 4762 M12x170	1
32	Chapa de cobertura frontal - sobe e desce	1
33	Chapa posicionamento atuador	2
34	Dente de guiamento	1
35	ISO 4762 M5x16	8
36	Chapa ranhurada - cabeça guia	1
37	Cubo guia auto	1
38	Chapa de apoio - guia auto	2
39	Casquilho IGUS ϕ 30	4
40	ISO 10642 M6x16	8
41	ISO M6x25	1
42	Placa de plástico ranhurada - guia auto	1
43	ISO 4032 M6	1
44	Veio S1	1

45	Veio enrolador	1
46	roda Za	1
47	Ligação à coluna	1
48	pinhão Zb	1
49	Veio S2	1
50	Chapa lateral do tambor esq.	1
51	Chapa lateral do tambor dir.	1
52	Casquilho IGUS ϕ 82	2
53	Chaveta DIN 6885-1 B 22x14x63	4
54	Chaveta DIN 6885-1 B 14x9x45	4
55	Chaveta DIN 6885-1 B 14x9x80	1
56	Chaveta DIN 6885-1 B 14x9x90	1
57	Casquilho posicional veio S1	2
58	Chapa 1a	1
59	Chapa 2a	1
60	Chapa 3a	1
61	Chapa 1b	1
62	Chapa 2b	1
63	Chapa 3b	1
64	Chapa fim de curso	1
65	Tubo metálico - fim de curso	1
66	Chapa de cobertura topo - carrinho	1
67	Chapa de cobertura frontal - carrinho	1
68	Ligação à torre - carrinho	1

6 1 5 1 4 3 1 2 1 1

D

D

C

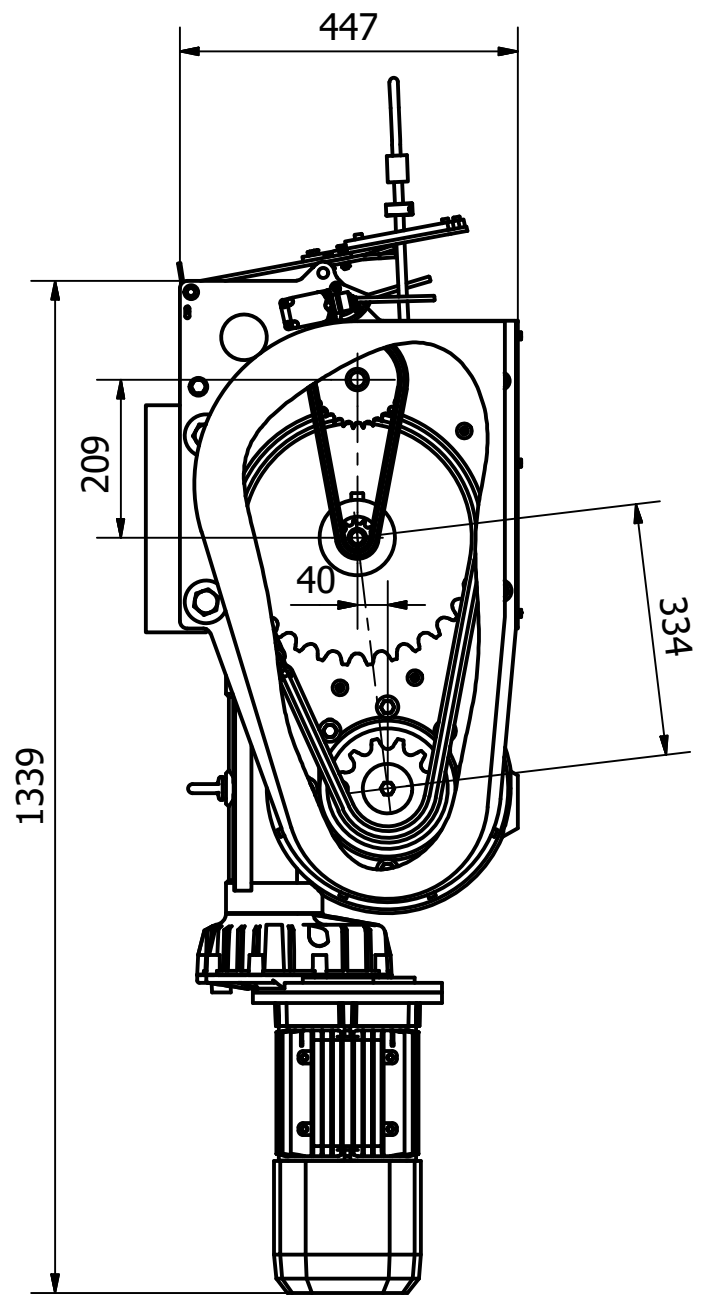
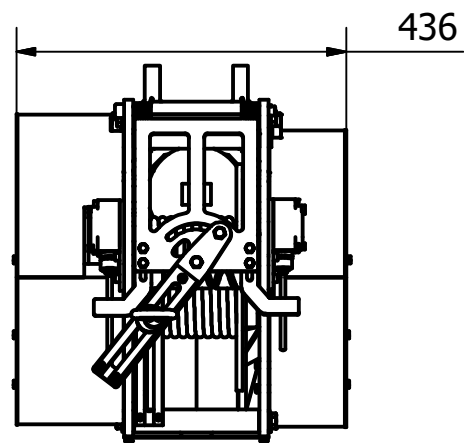
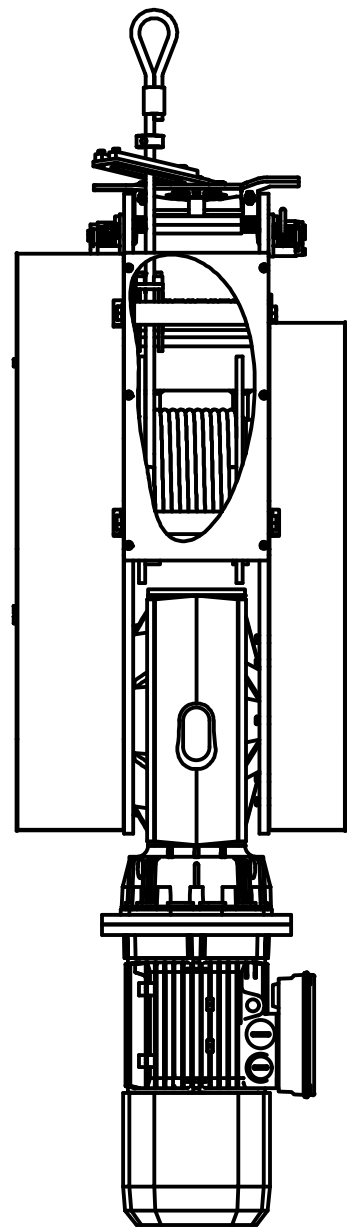
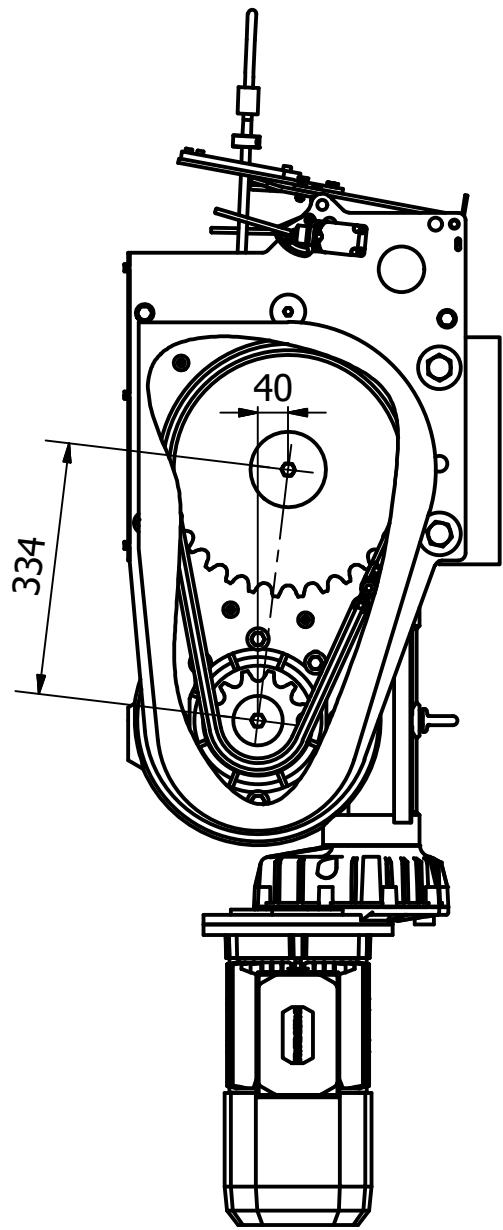
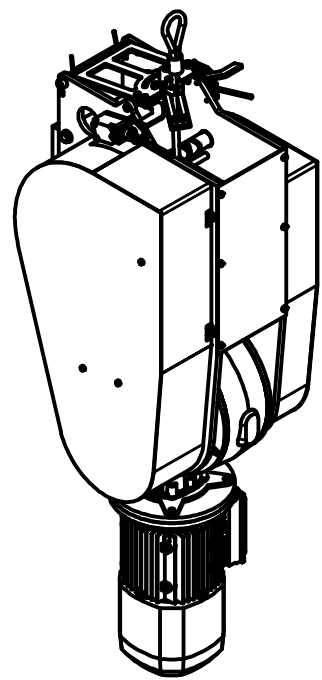
C

B

B

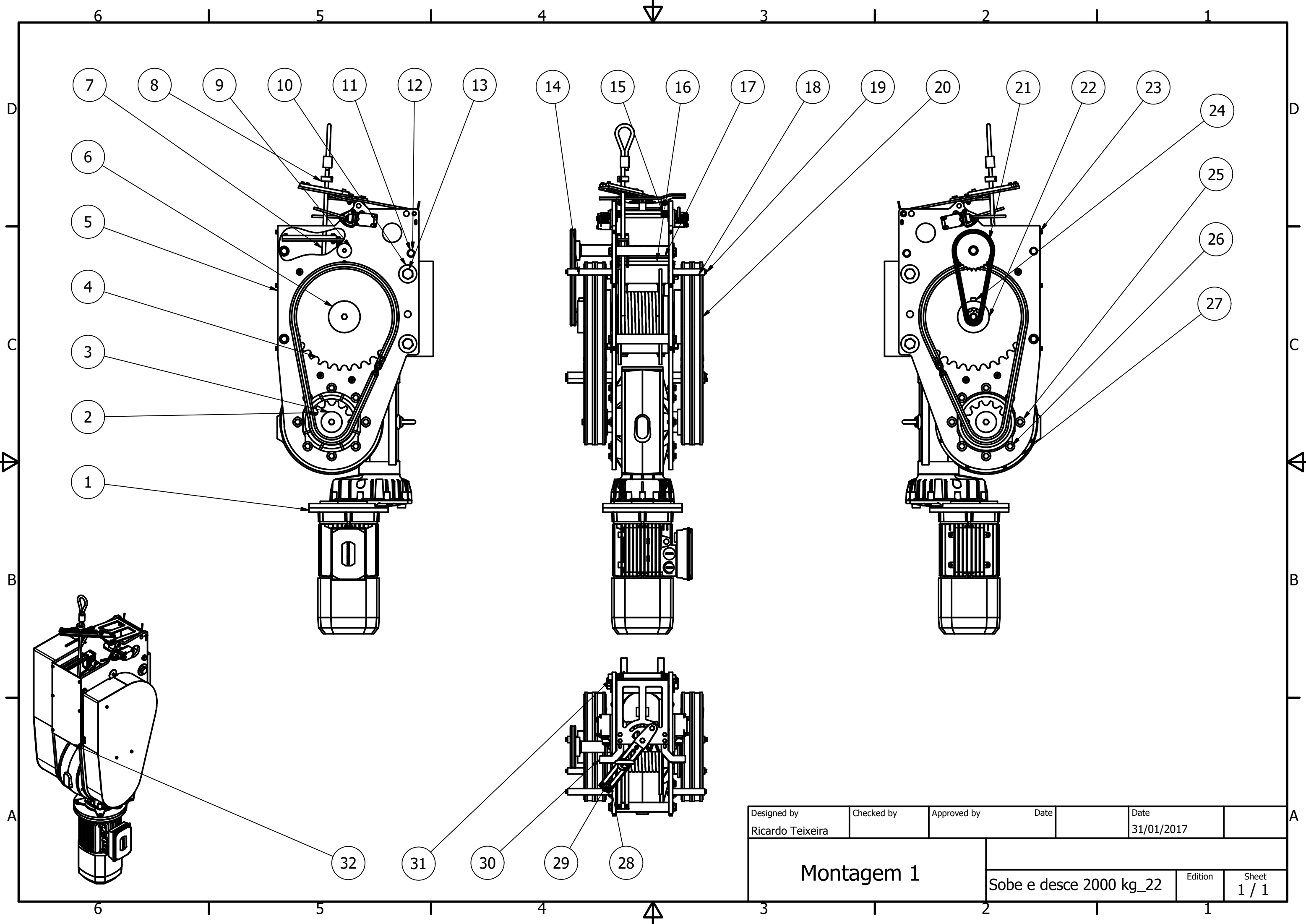
A

A

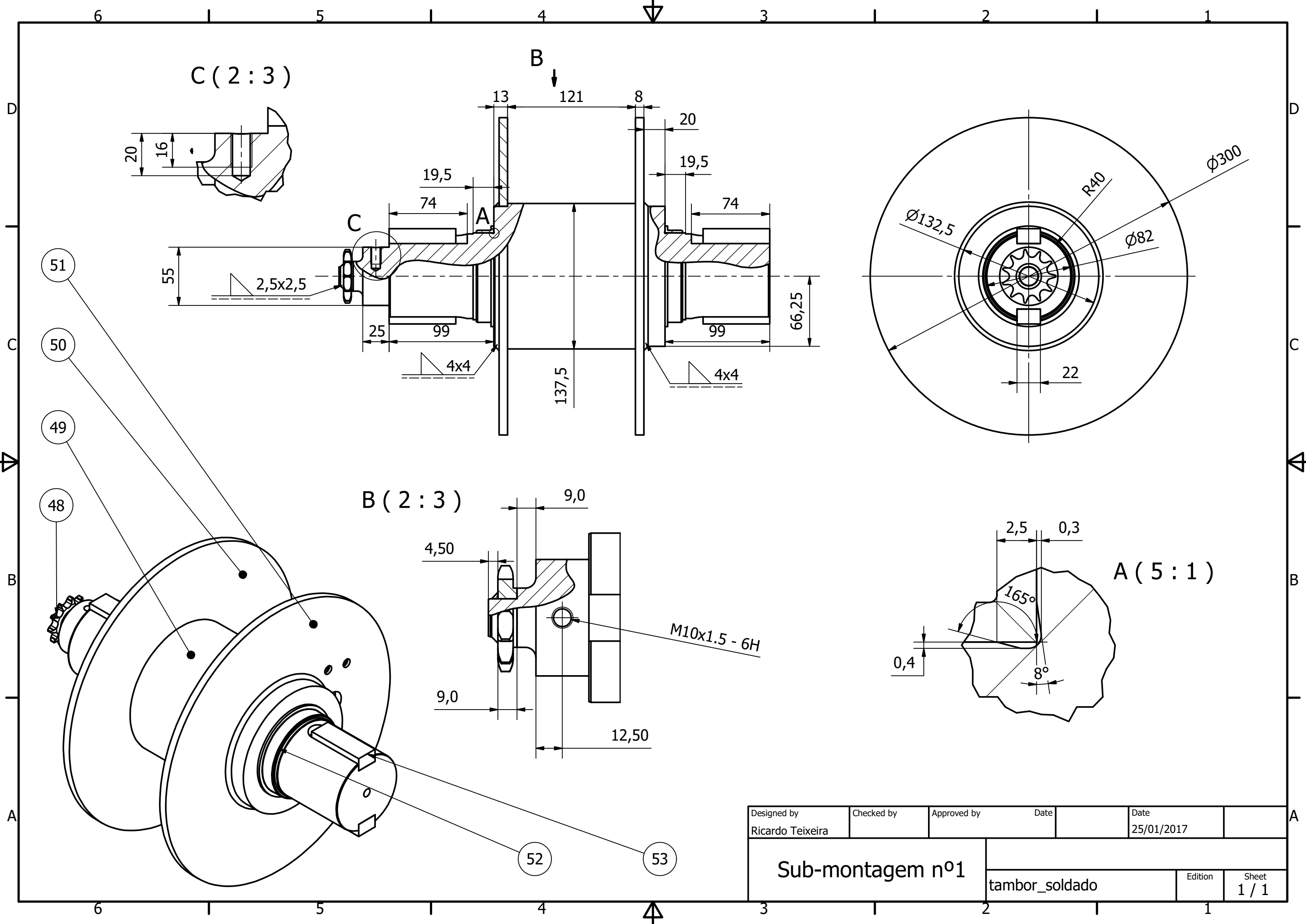


Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 30/01/2017	
			Sobe e desce 2000 kg_2		Sheet 1 / 1
			Edition		

6 1 5 1 4 3 1 2 1 1

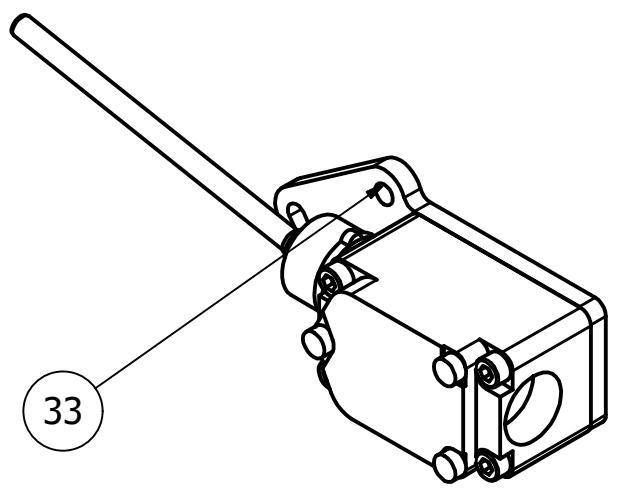
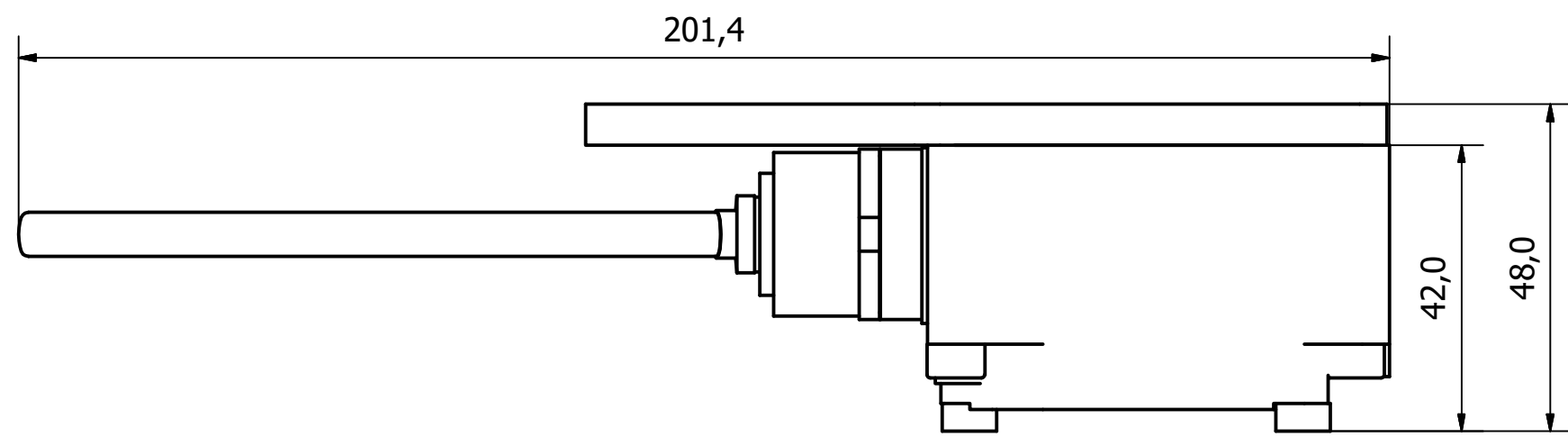
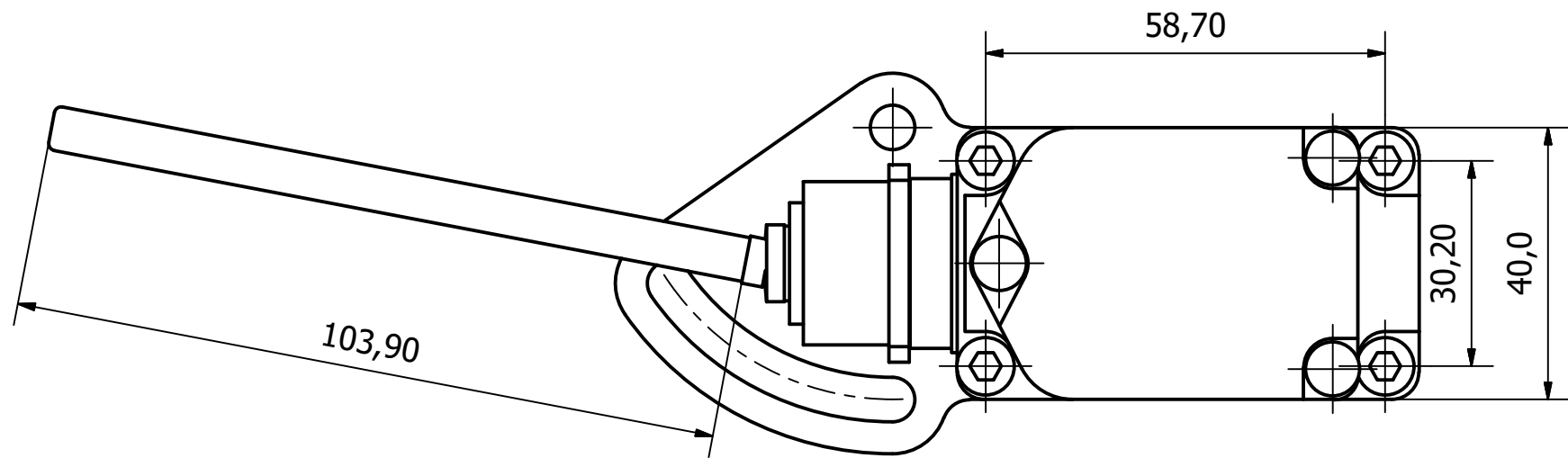


Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 31/01/2017	
Montagem 1			Sobe e desce 2000 kg_22		Edition
					Sheet 1 / 1

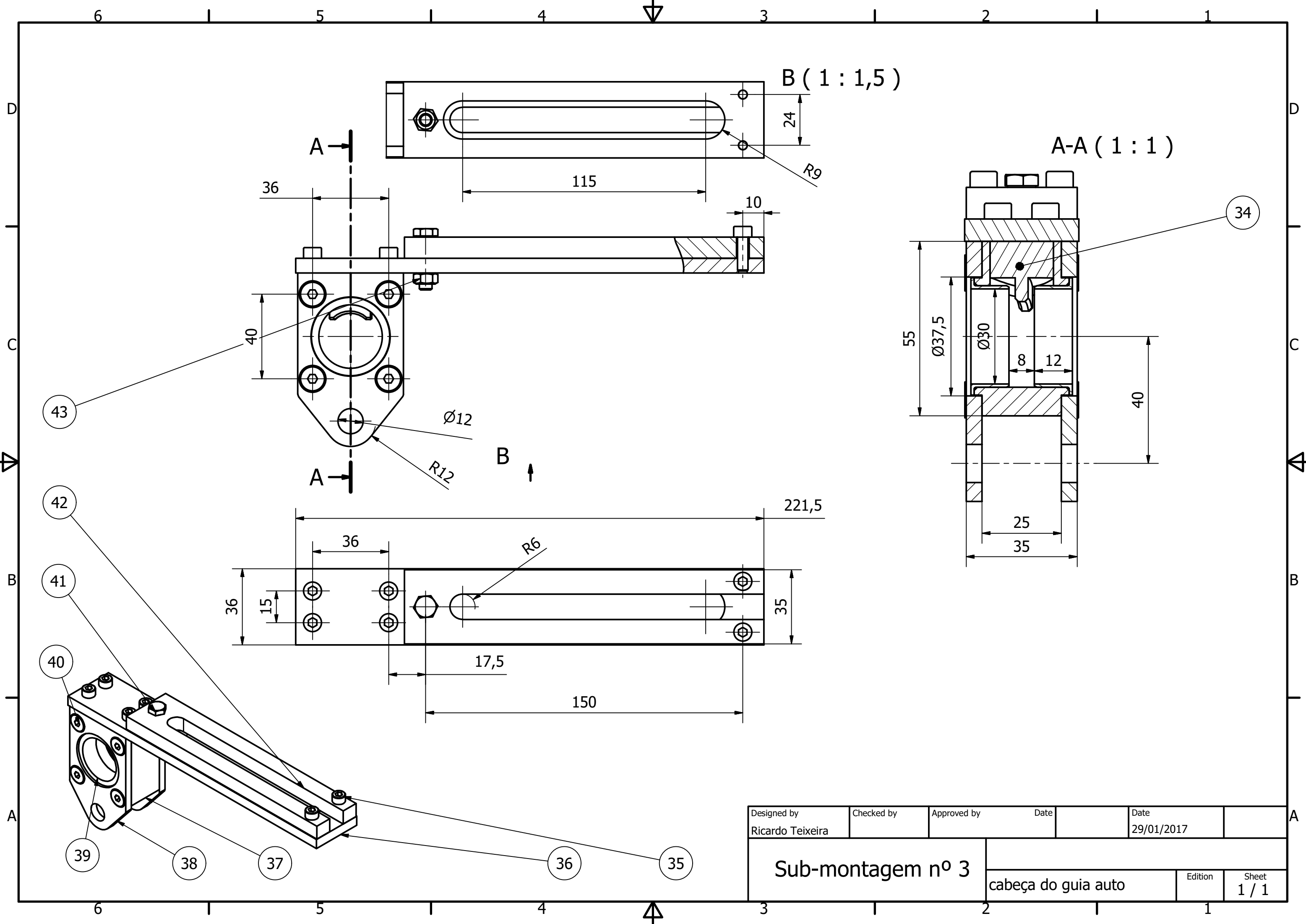


Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 25/01/2017
Sub-montagem nº1			Edition	
			Sheet 1 / 1	

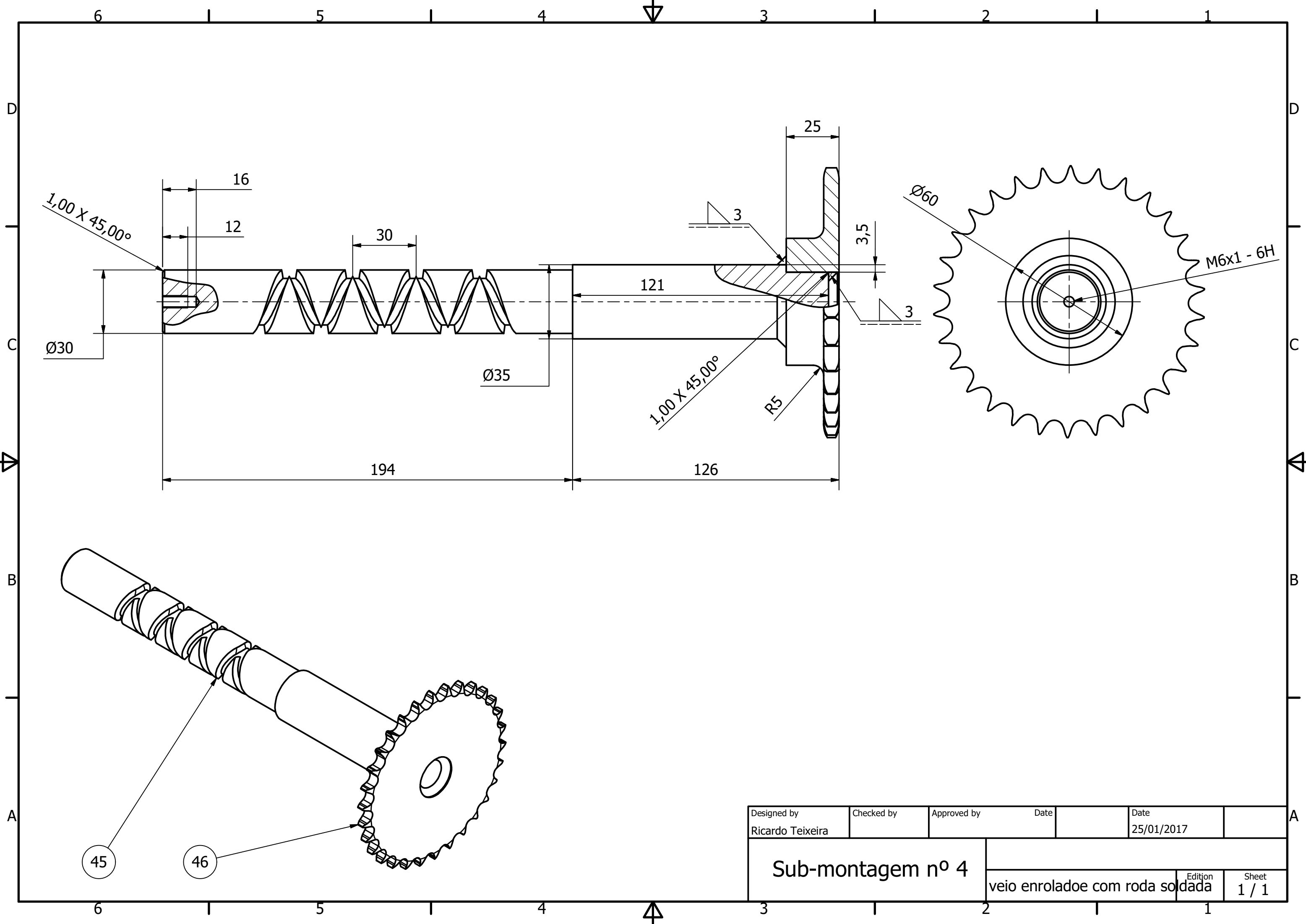
tambor_soldado



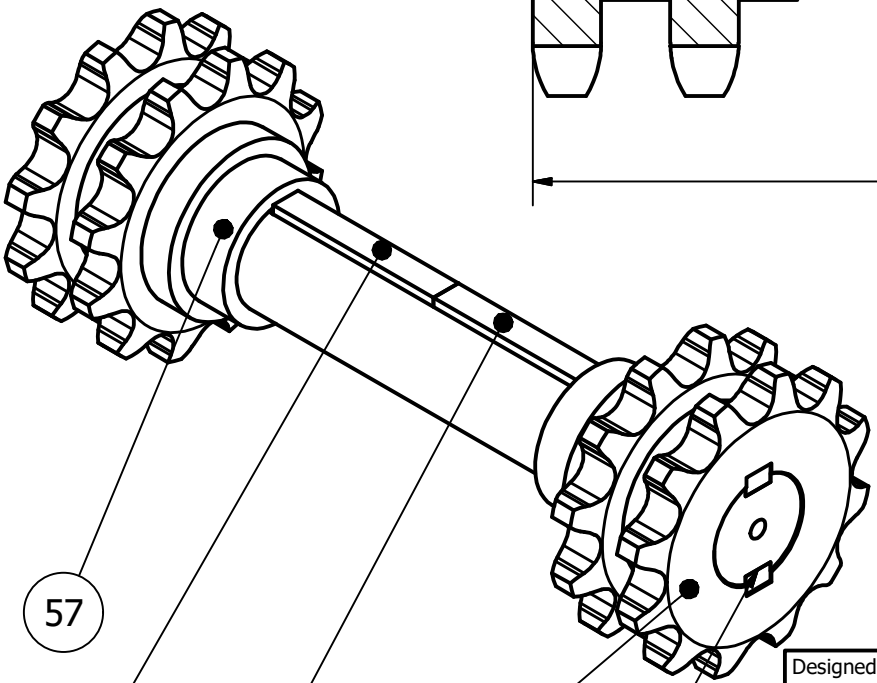
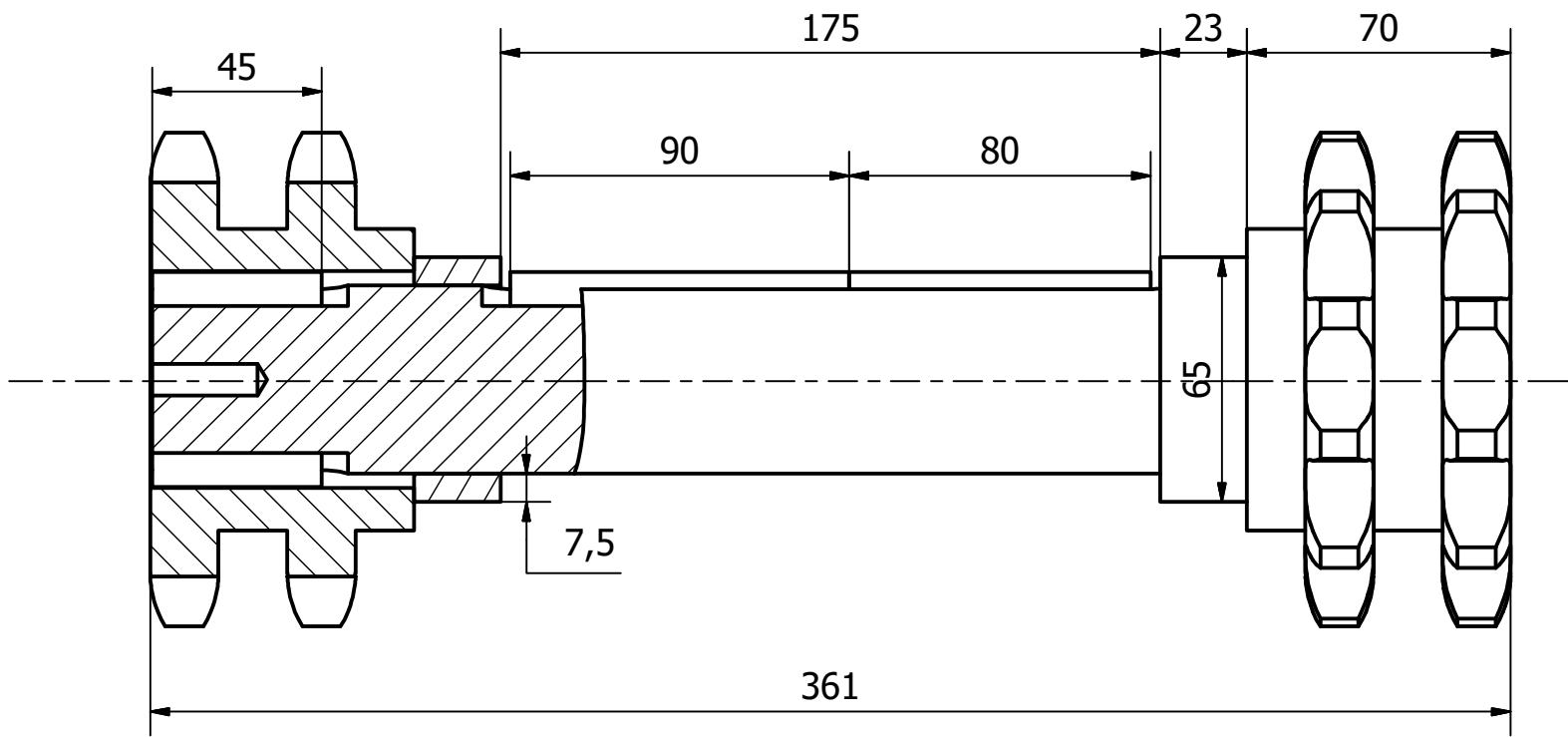
Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 30/01/2017	
Sub-montagem nº 2			atuador fim de curso		Edition
					Sheet 1 / 1



Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 29/01/2017
Sub-montagem nº 3			cabeça do guia auto	
			Edition	Sheet 1 / 1



Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 25/01/2017	
Sub-montagem nº 4			Edition		Sheet
			veio enrolado e com roda soldada		1 / 1



57

56

55

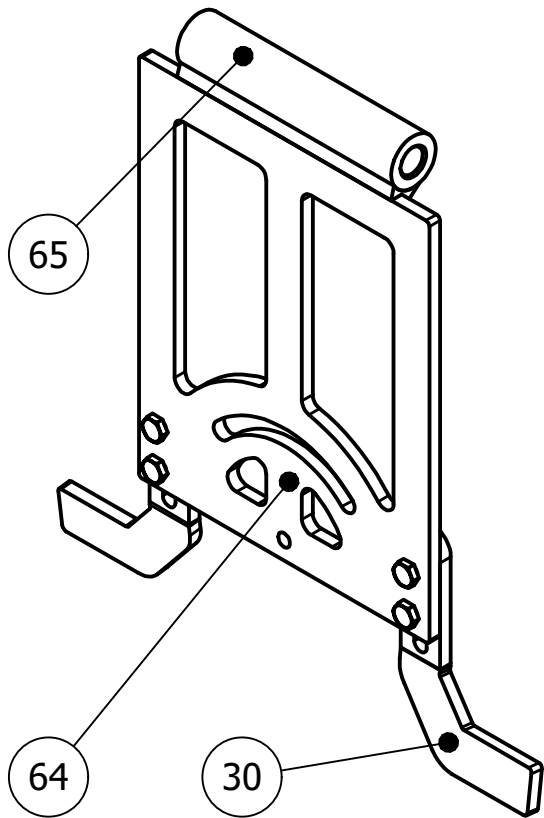
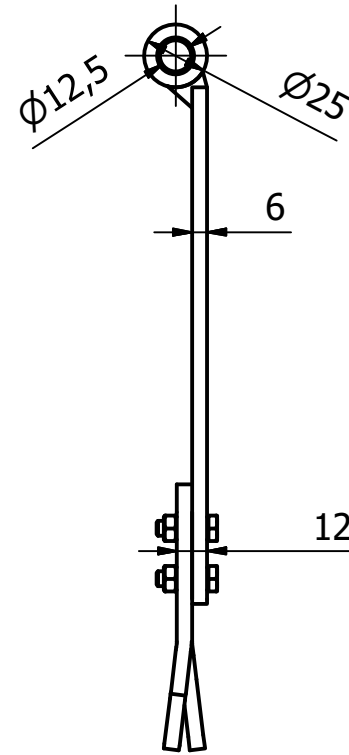
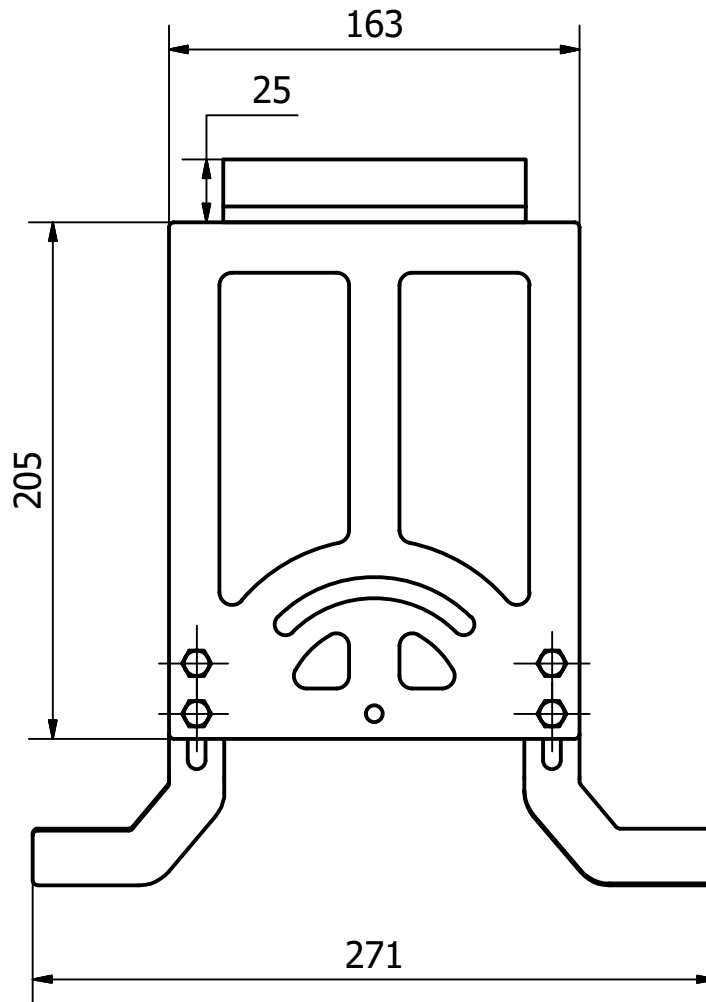
2

54

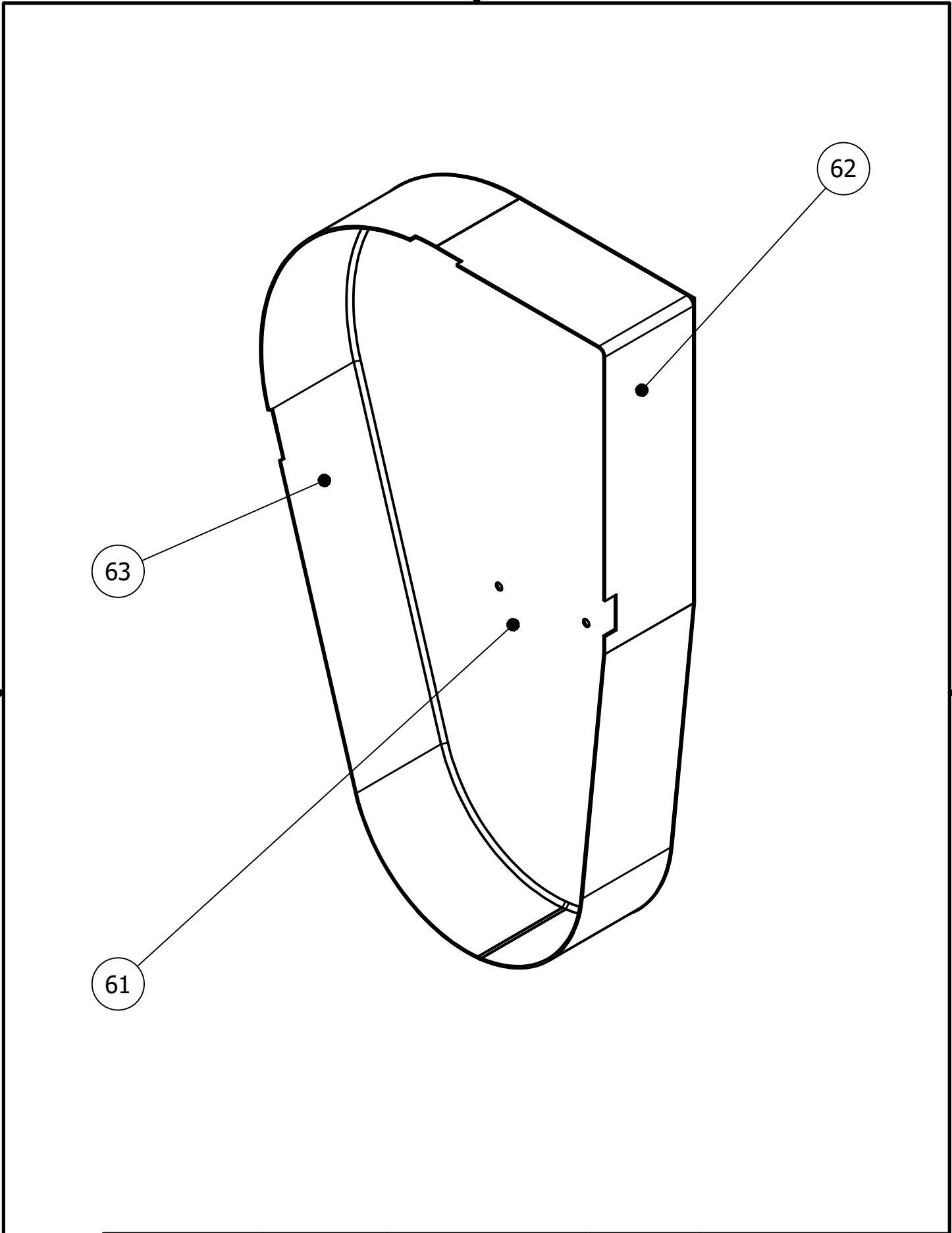
Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 02/02/2017
---------------------------------	------------	-------------	------	--------------------

Sub-montagem nº 5	veioS1_assembly_auxiliar_desenho		Edition	Sheet 1 / 1





Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 02/02/2017	
Sub-montagem nº 6			Edition curso		Sheet 1 / 1
			M6_30.64.65_chapa fim de		



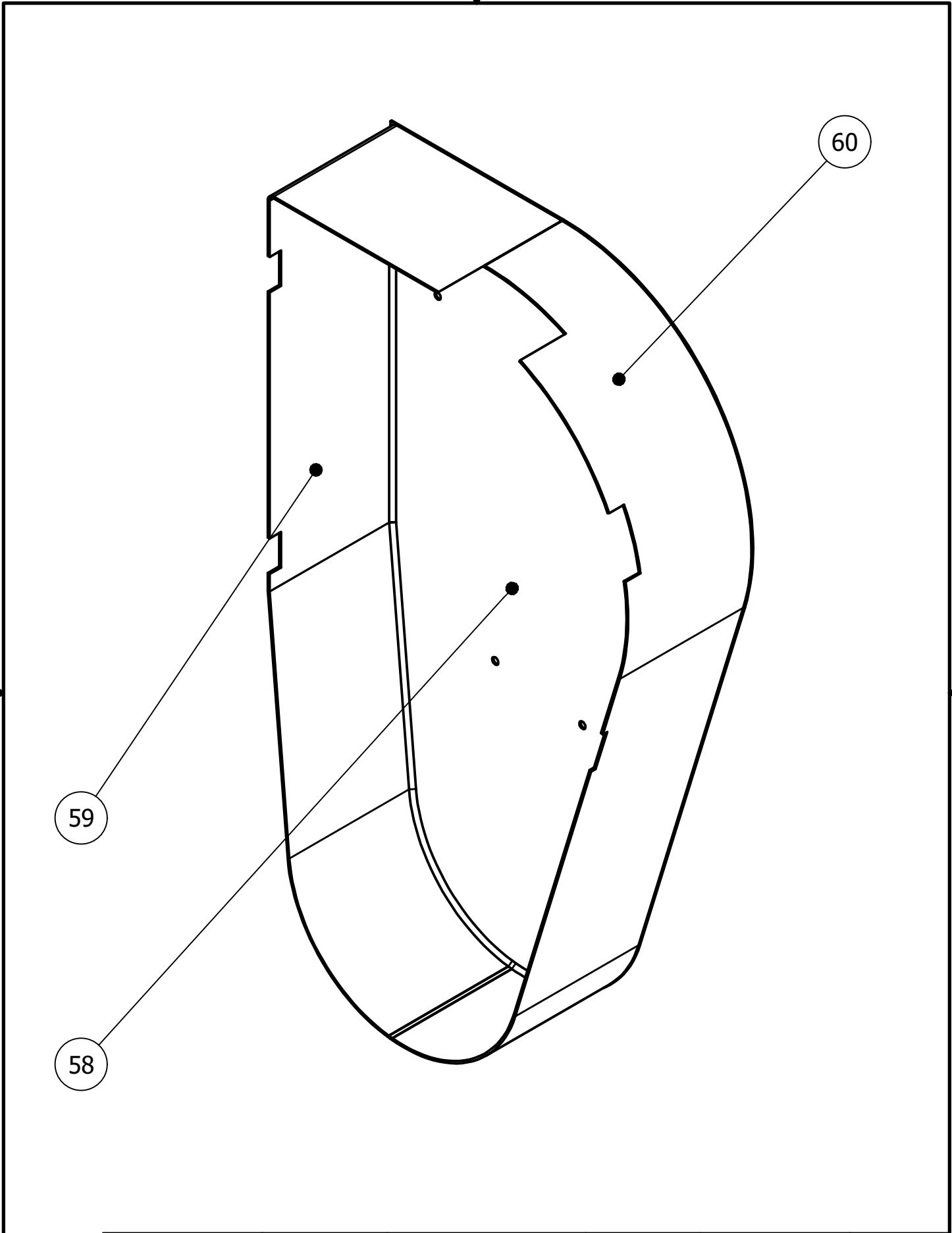
63

62

61

Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 02/02/2017	
Tampa b			Ligação soldada entre chapas		
			Tampa lateral direita - b	Edition	Sheet 1 / 1





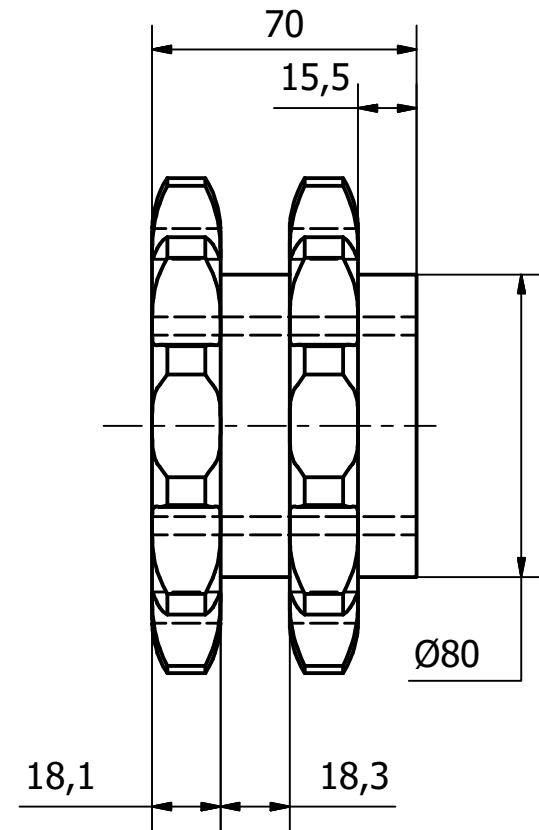
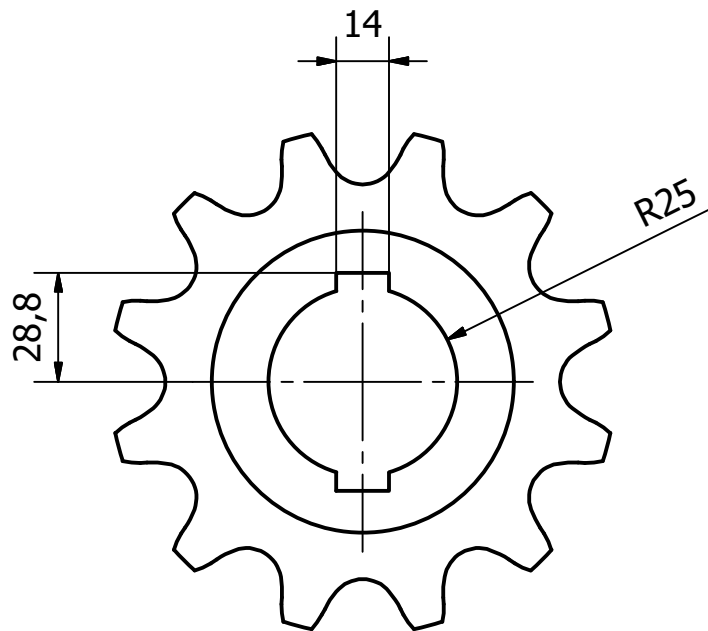
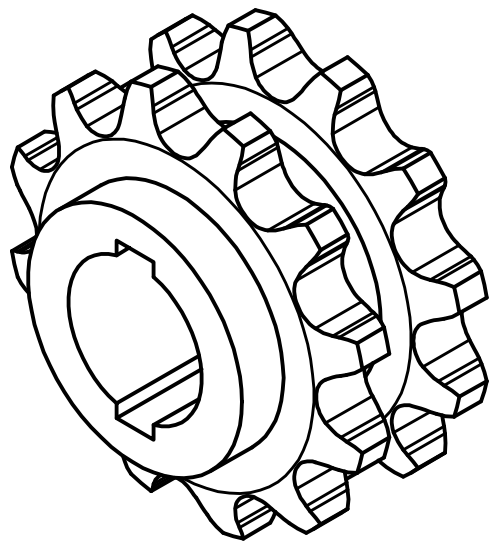
59

58

60

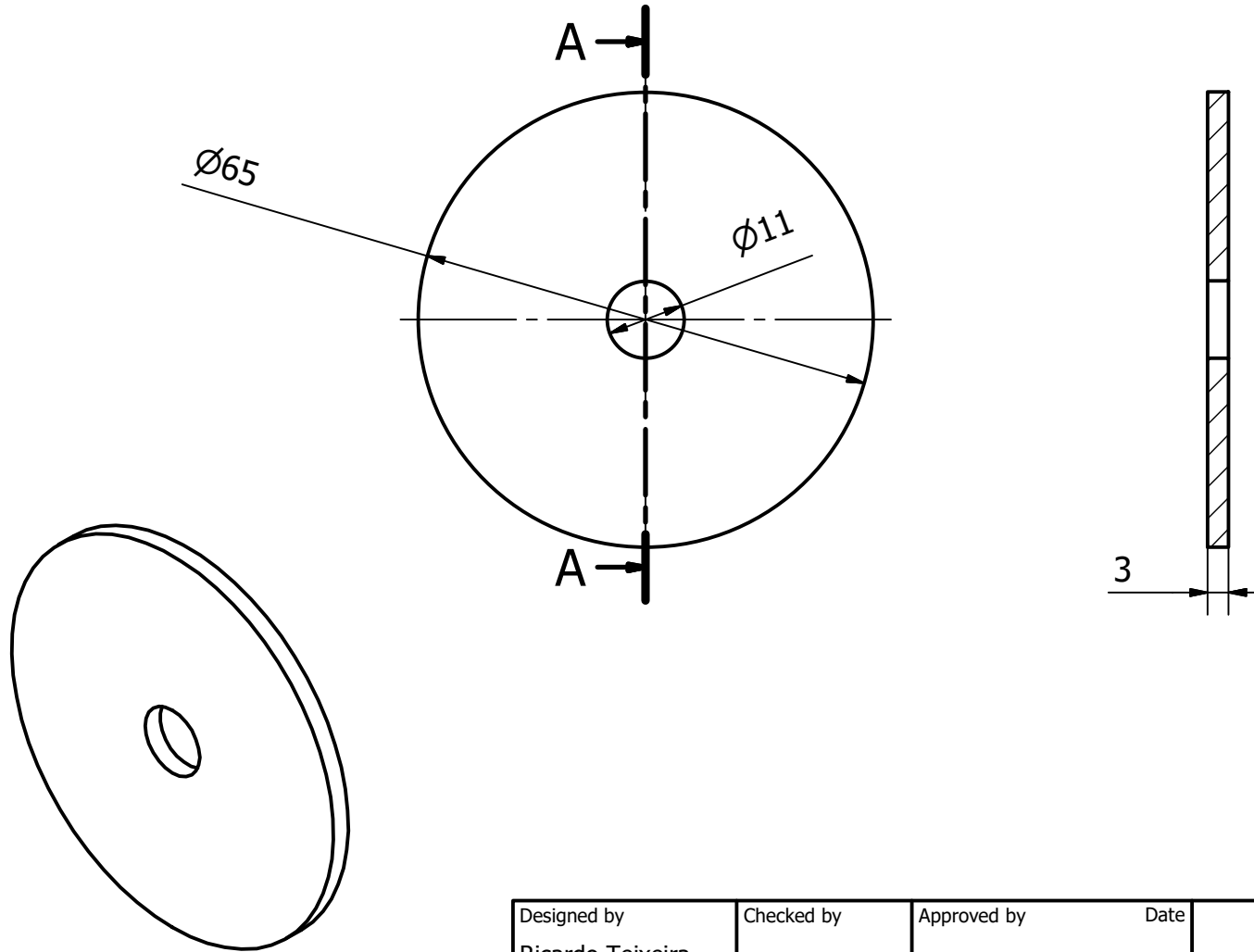
Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 02/02/2017	
Tampa a			Ligação soldada entre chapas		
			Tampa lateral esquerda - a	Edition	Sheet 1 / 1



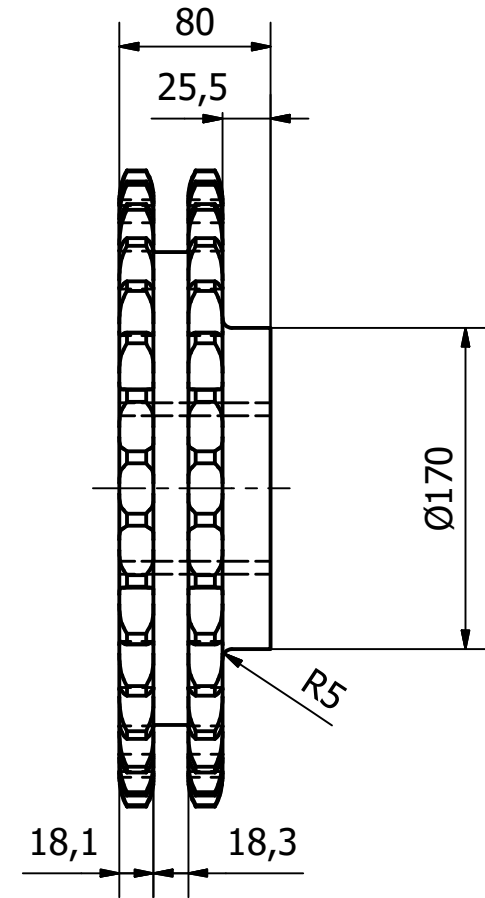
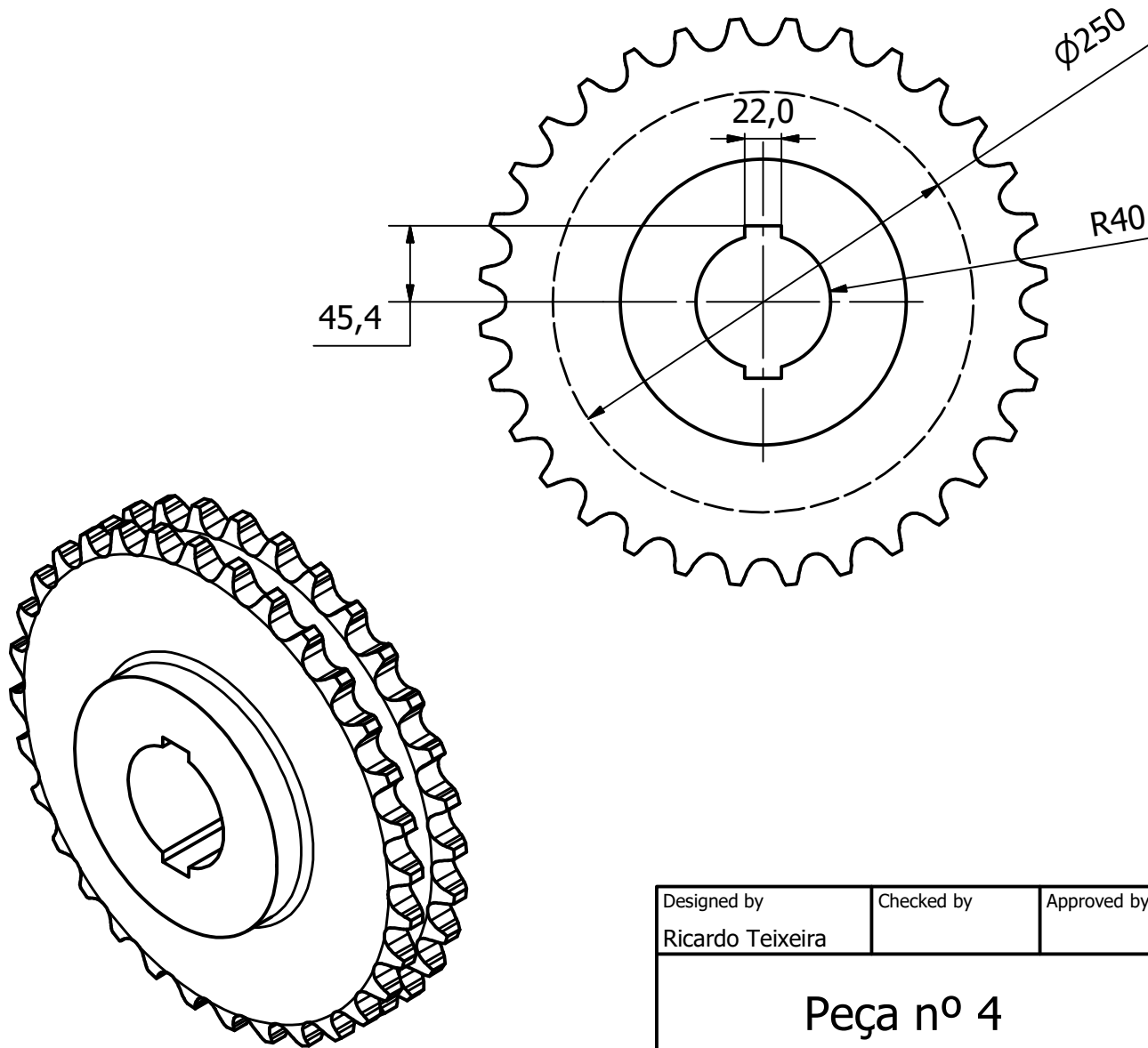


Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 25/01/2017	
Peça nº 2					
			pinhão Z1	Edition	Sheet 1 / 1

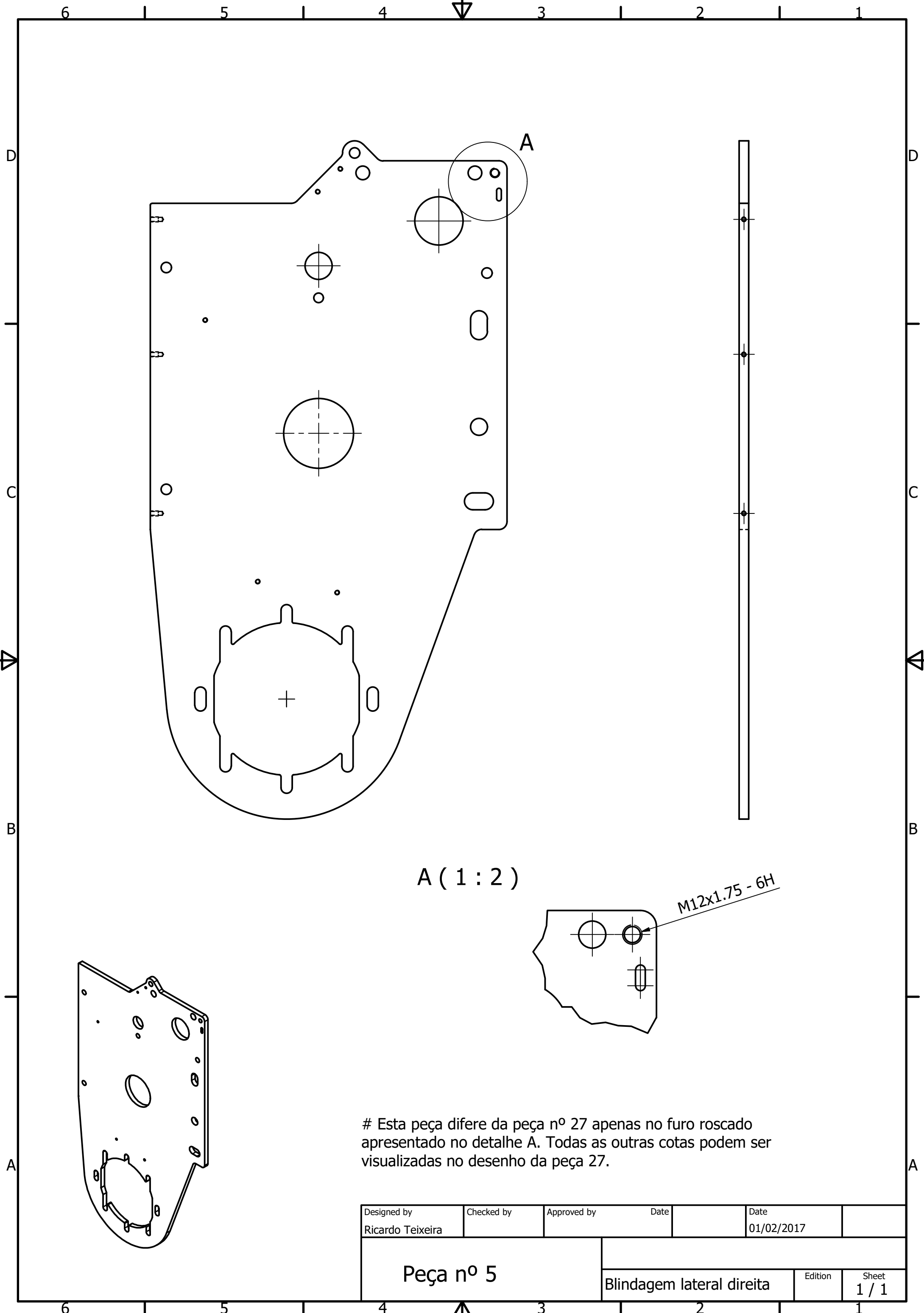
A-A (1 : 1)



Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 25/01/2017	
Peça nº 3			Tampa veio S1		
			Edition	Sheet 1 / 1	



Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 25/01/2017	
Peça nº 4					
			roda Z2	Edition	Sheet 1 / 1

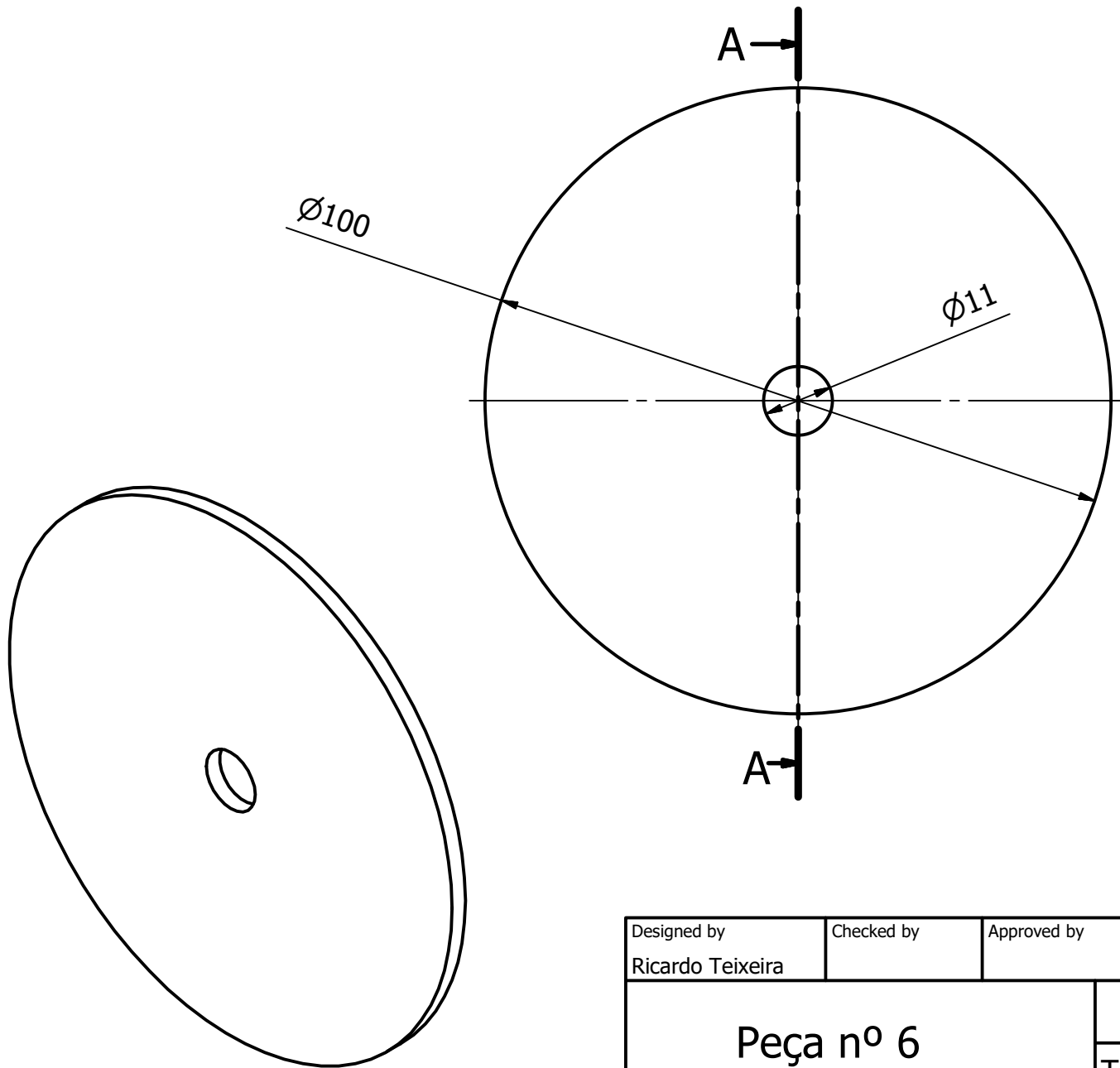


A (1 : 2)

M12x1.75 - 6H

Esta peça difere da peça nº 27 apenas no furo roscado apresentado no detalhe A. Todas as outras cotas podem ser visualizadas no desenho da peça 27.

Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 01/02/2017	
Peça nº 5			Blindagem lateral direita	Edition	Sheet 1 / 1



A-A (1 : 1)

Ø100

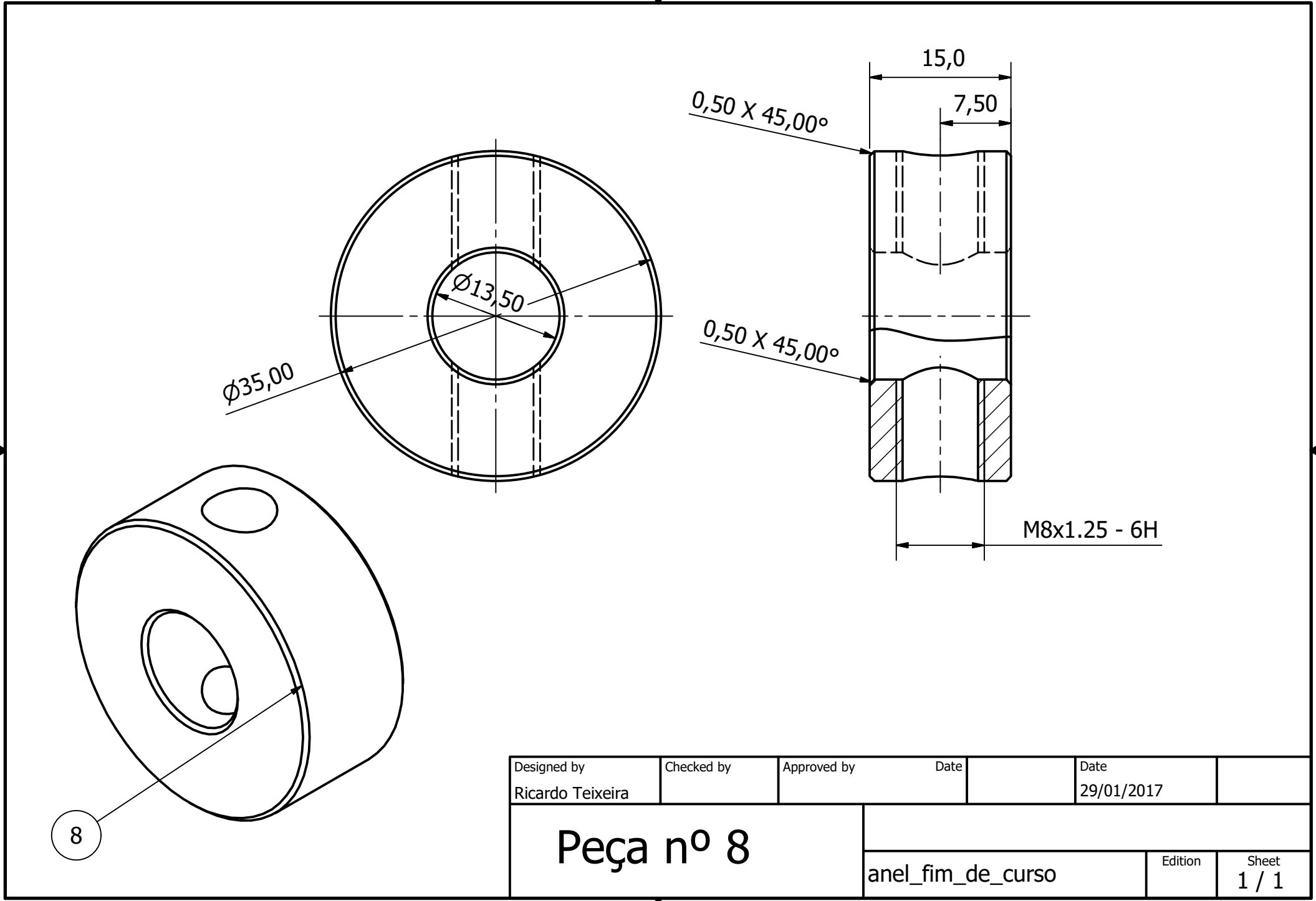
Ø11

A →

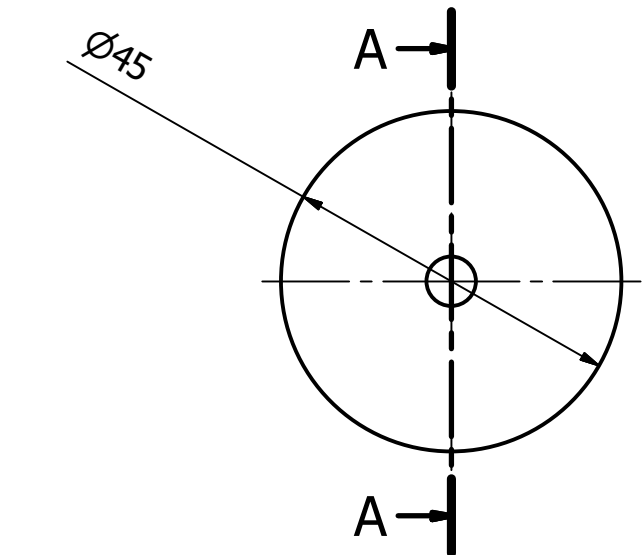
← A

3

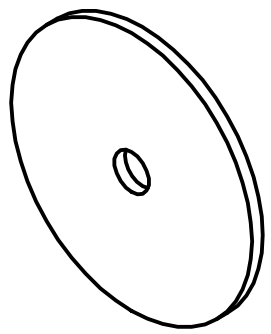
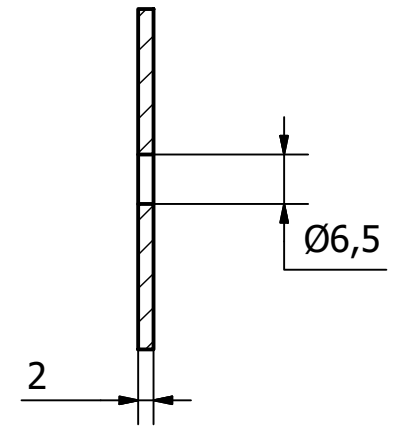
Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 25/01/2017	
Peça nº 6			Tampa veio S2		
			Edition	Sheet 1 / 1	



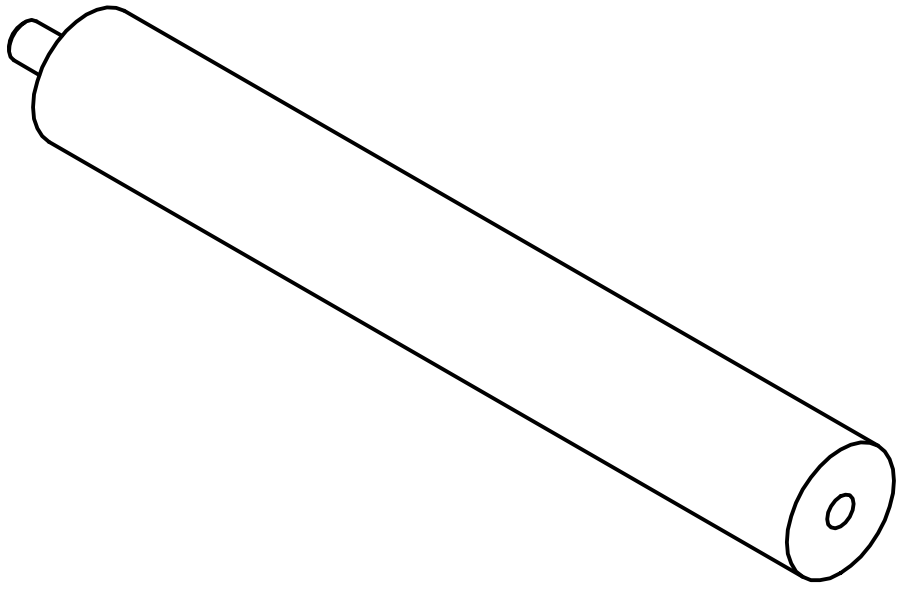
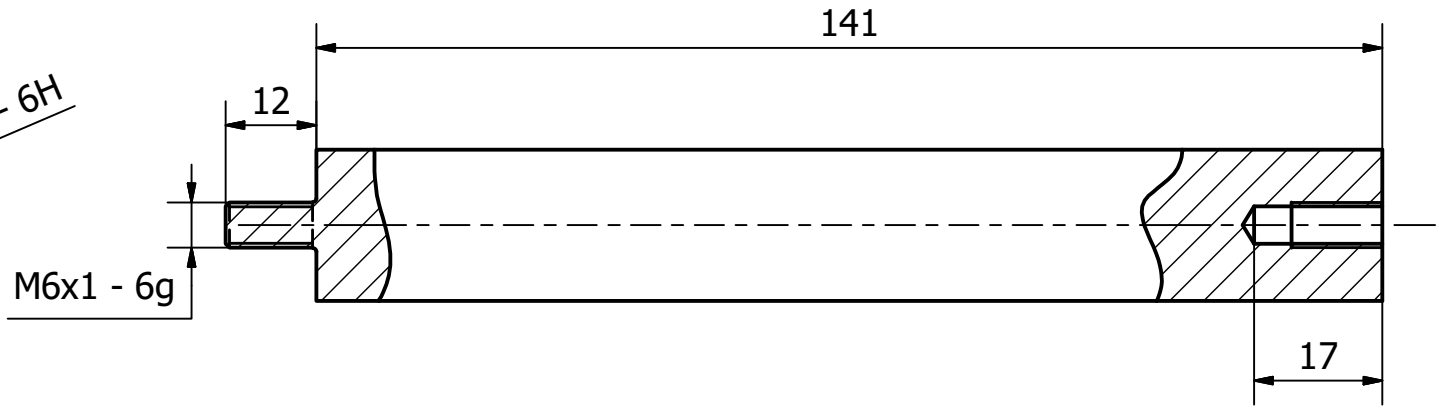
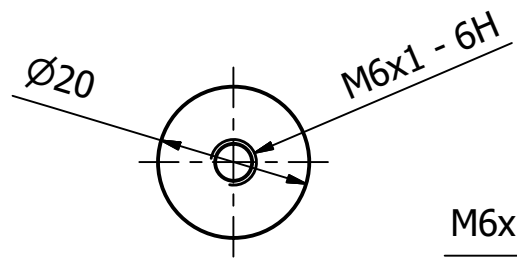
Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 29/01/2017	
Peça nº 8			anel_fim_de_curso		
				Edition	Sheet 1 / 1



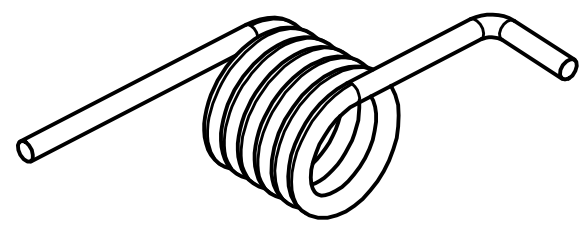
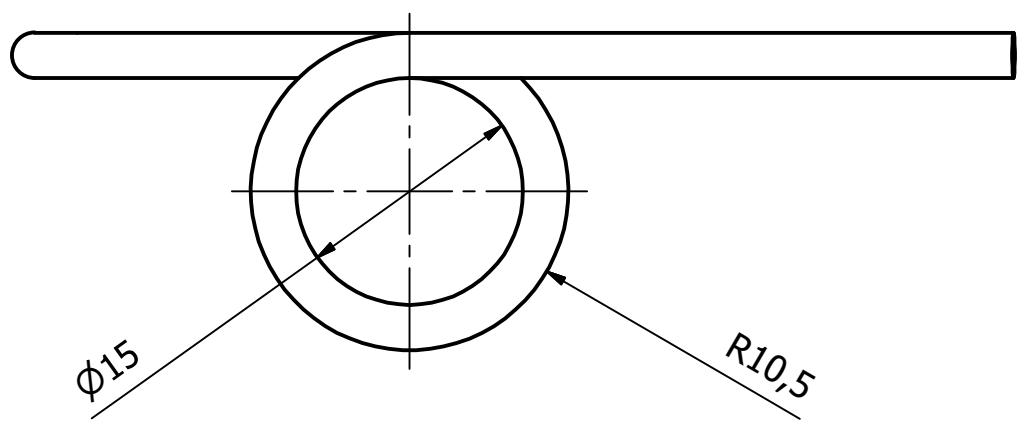
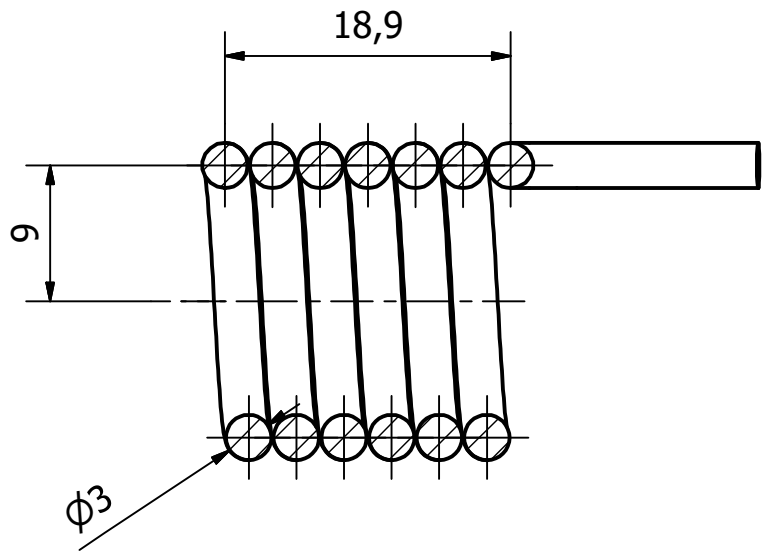
A-A (1 : 1)



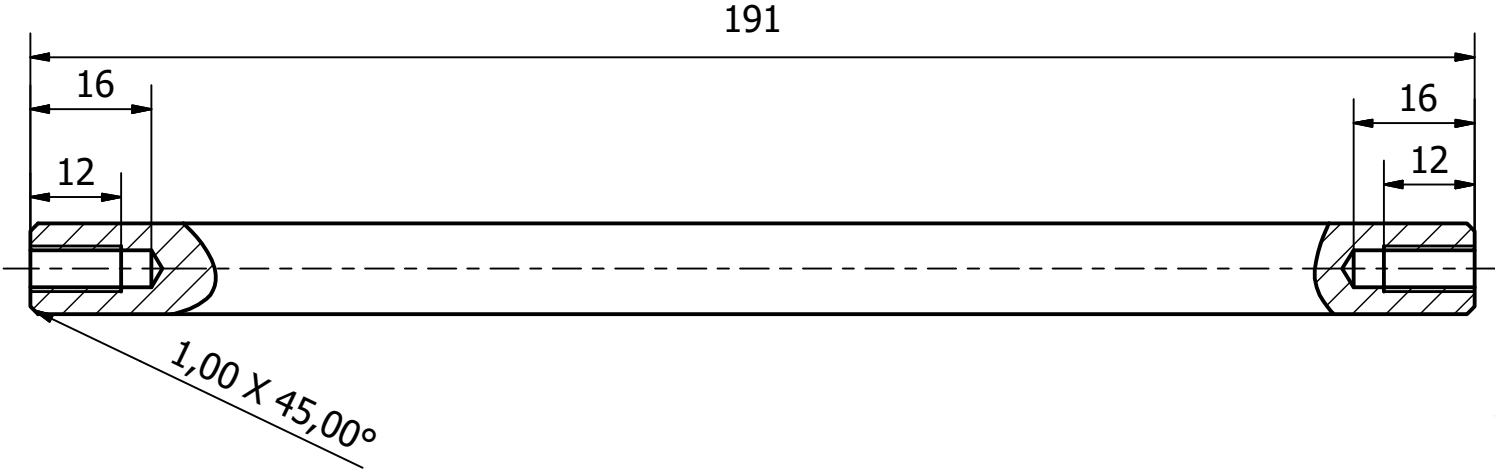
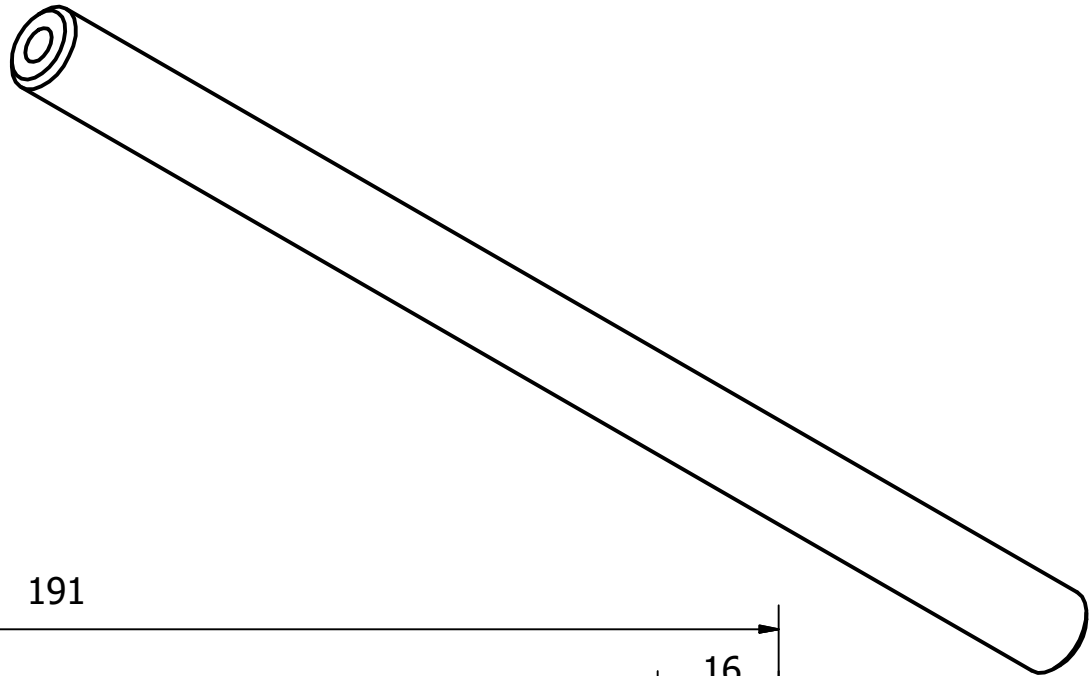
Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 25/01/2017	
Peça nº 9			Tampa veio enrolador		
			Edition	Sheet 1 / 1	



Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 25/01/2017	
Peça nº 14			Espaçador chap. lat. 141		
			Edition	Sheet 1 / 1	

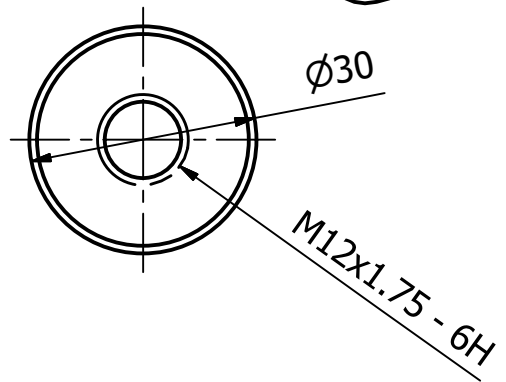
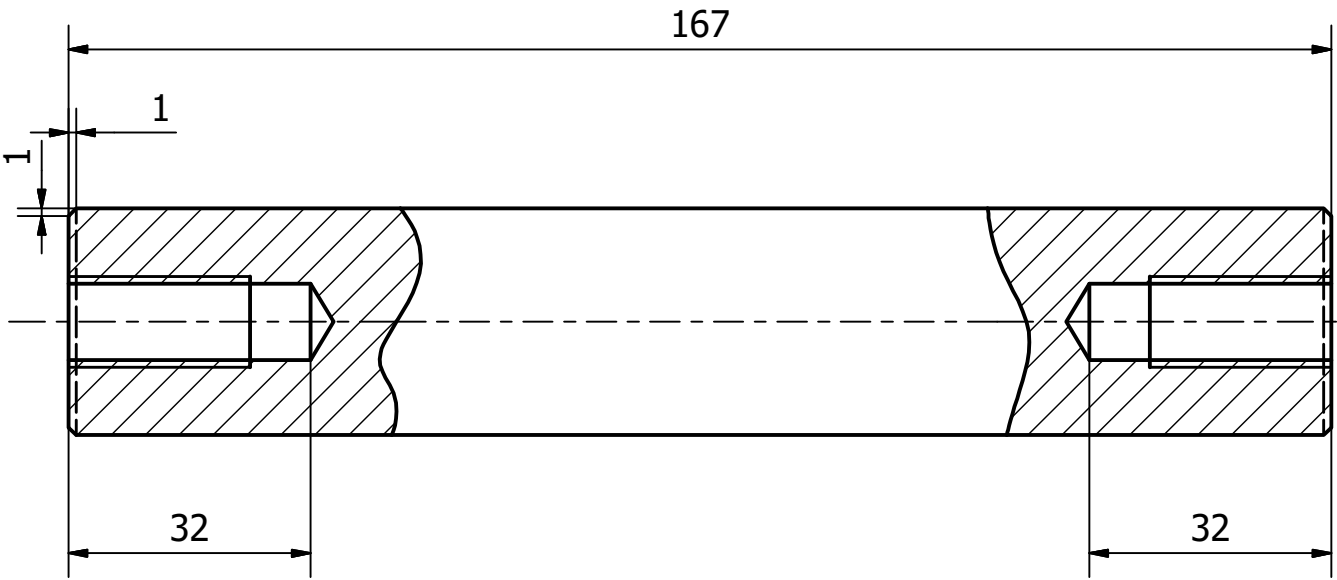
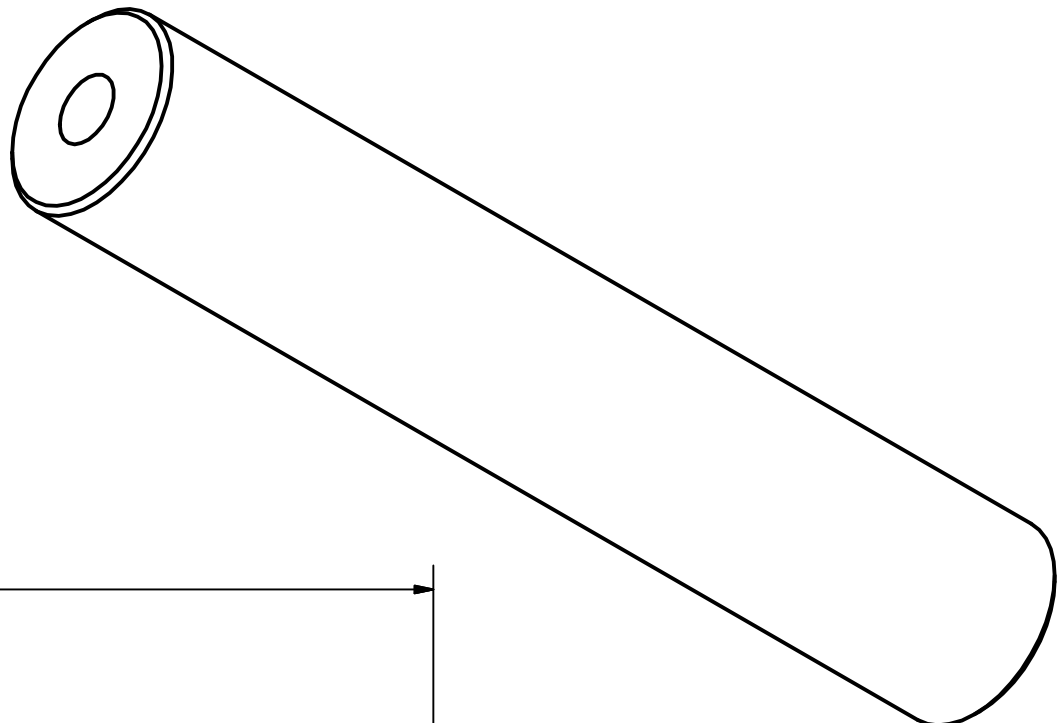


Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 02/02/2017	
Peça nº 15			mola helicoidal		
			Edition	Sheet 1 / 1	



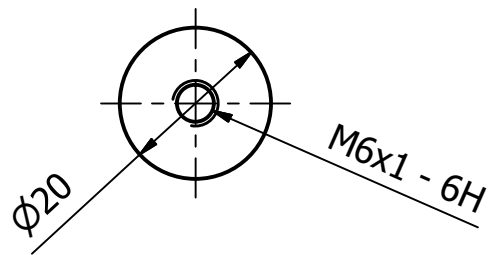
Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 25/01/2017	
Peça nº 16			veio fino de guia auto		
			Edition	Sheet 1 / 1	



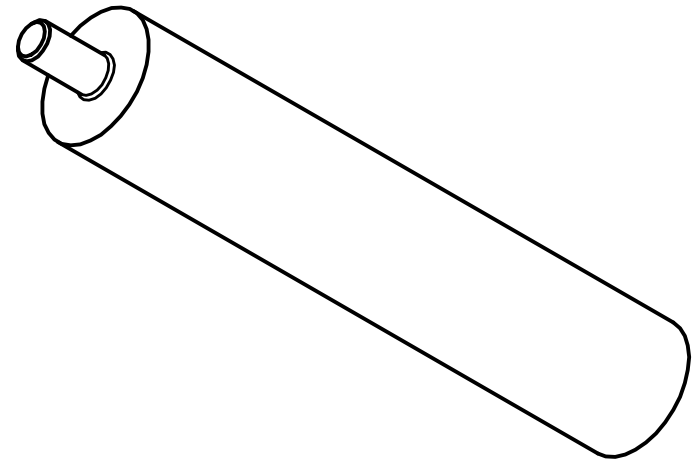
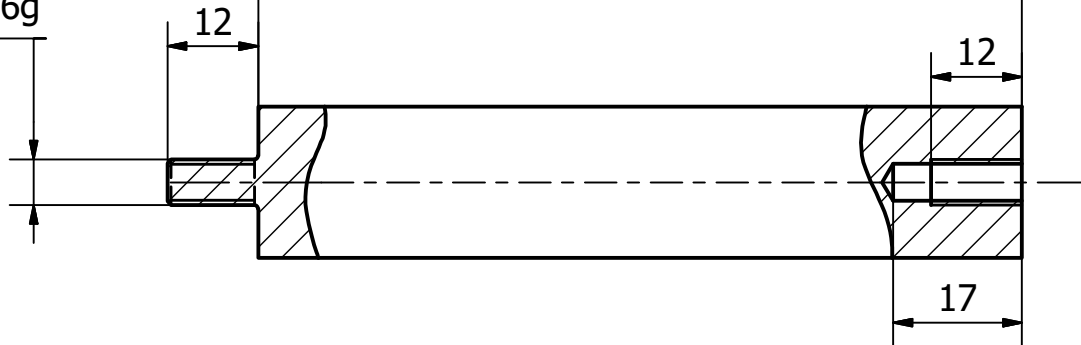


Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 25/01/2017	
Peça nº 17			Espaçador blindagens		
			Edition	Sheet 1 / 1	



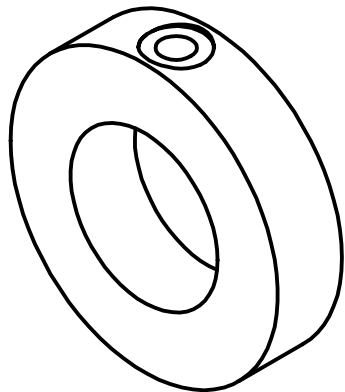
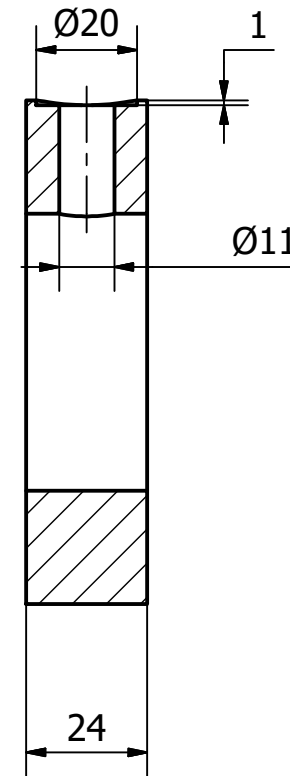
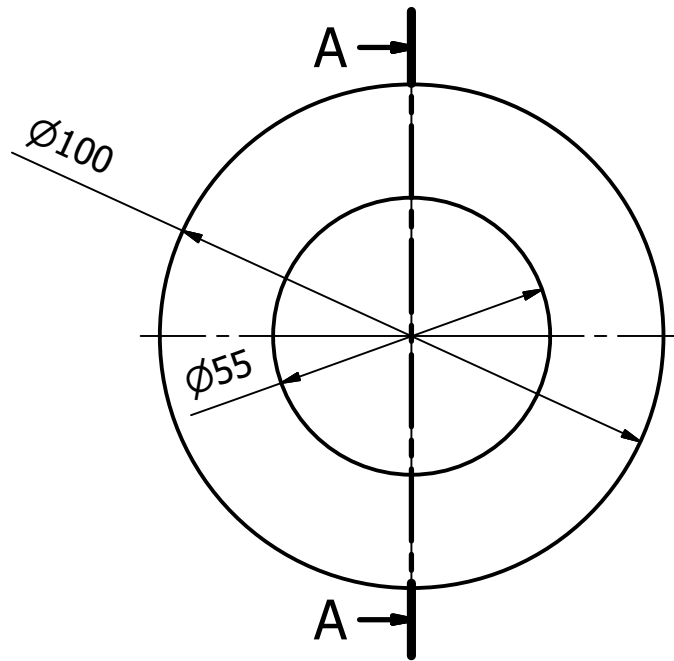


M6x1 - 6g

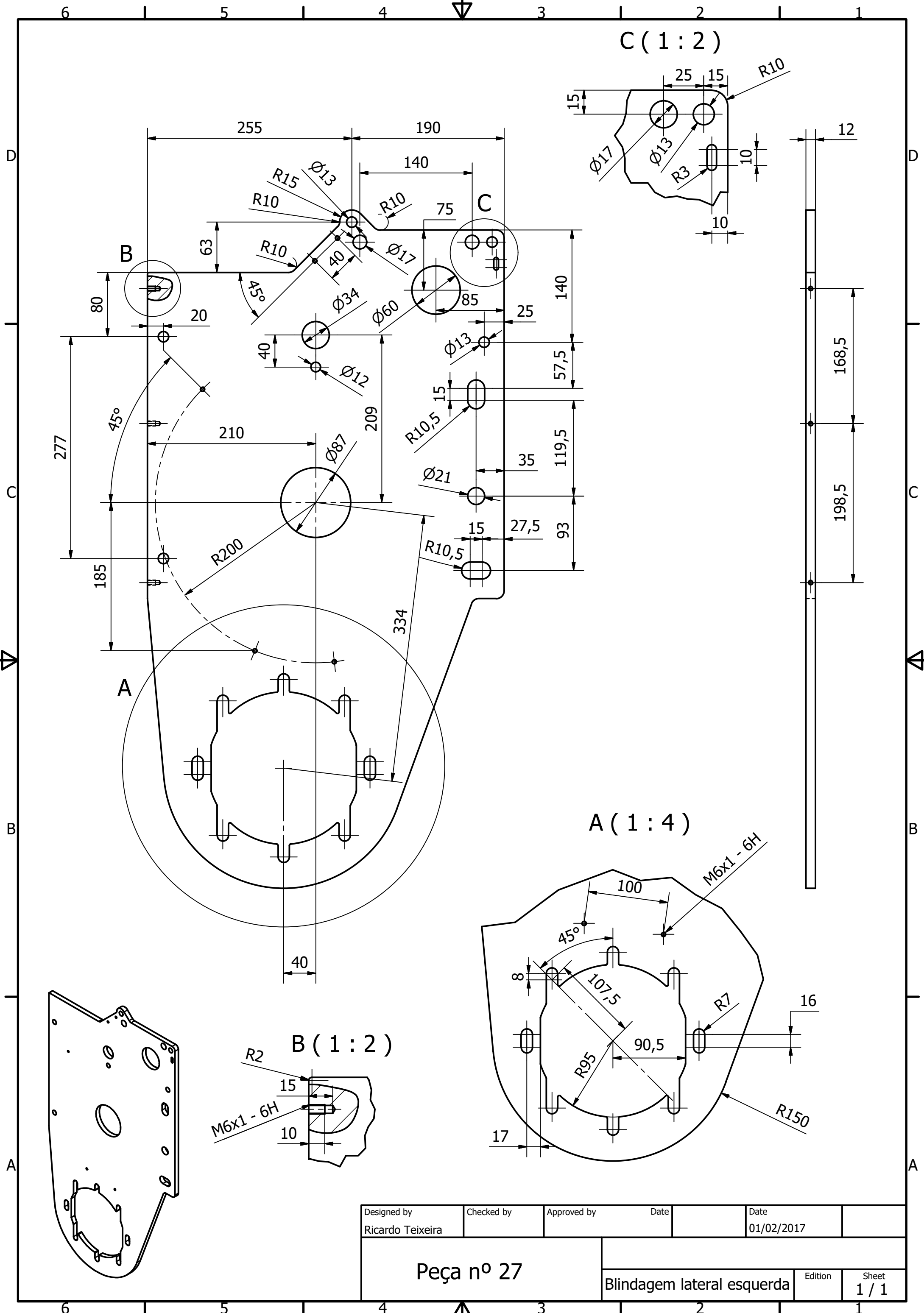


Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 25/01/2017	
Peça nº 18			Espaçador chap. lat. 101		
			Edition	Sheet 1 / 1	

A-A (1 : 1,5)



Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 25/01/2017	
Peça nº 22					
			Casquilho posicional roda Z2	Edition	Sheet 1 / 1

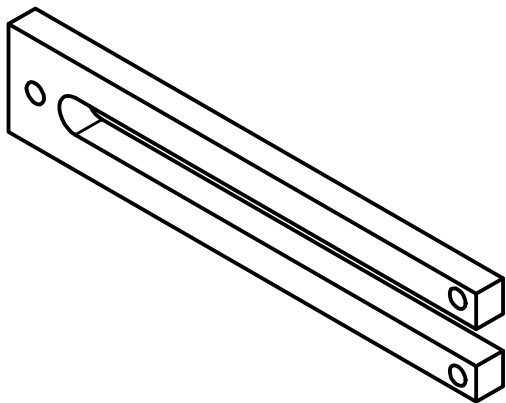
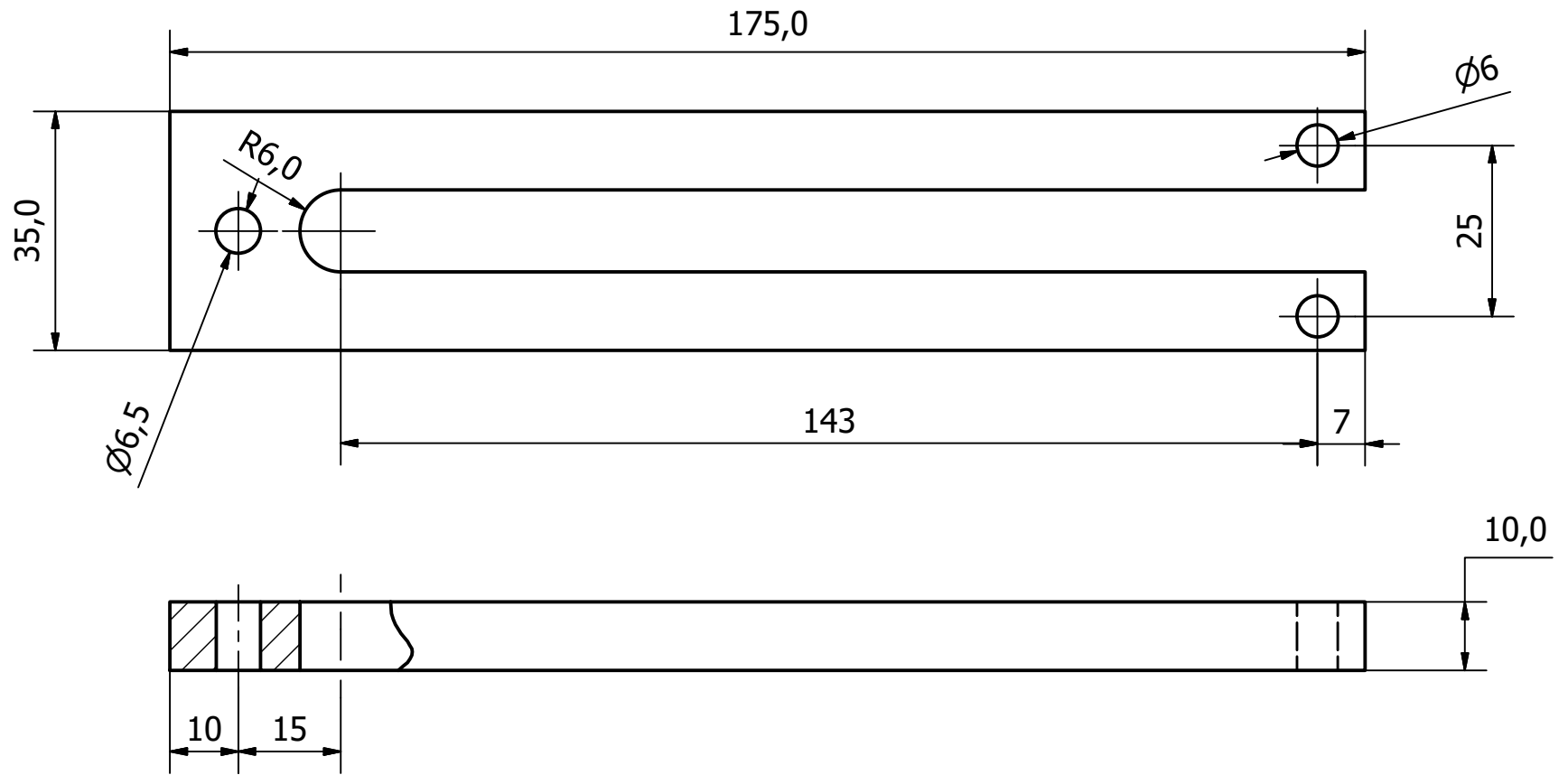


C (1:2)

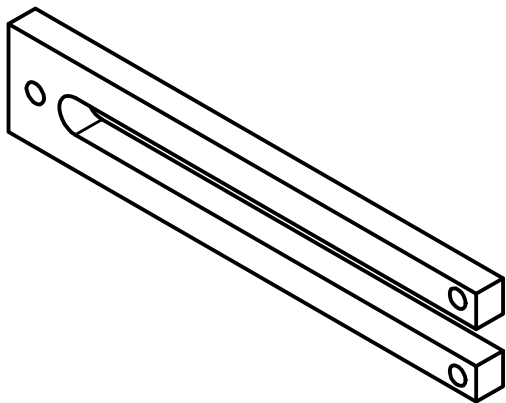
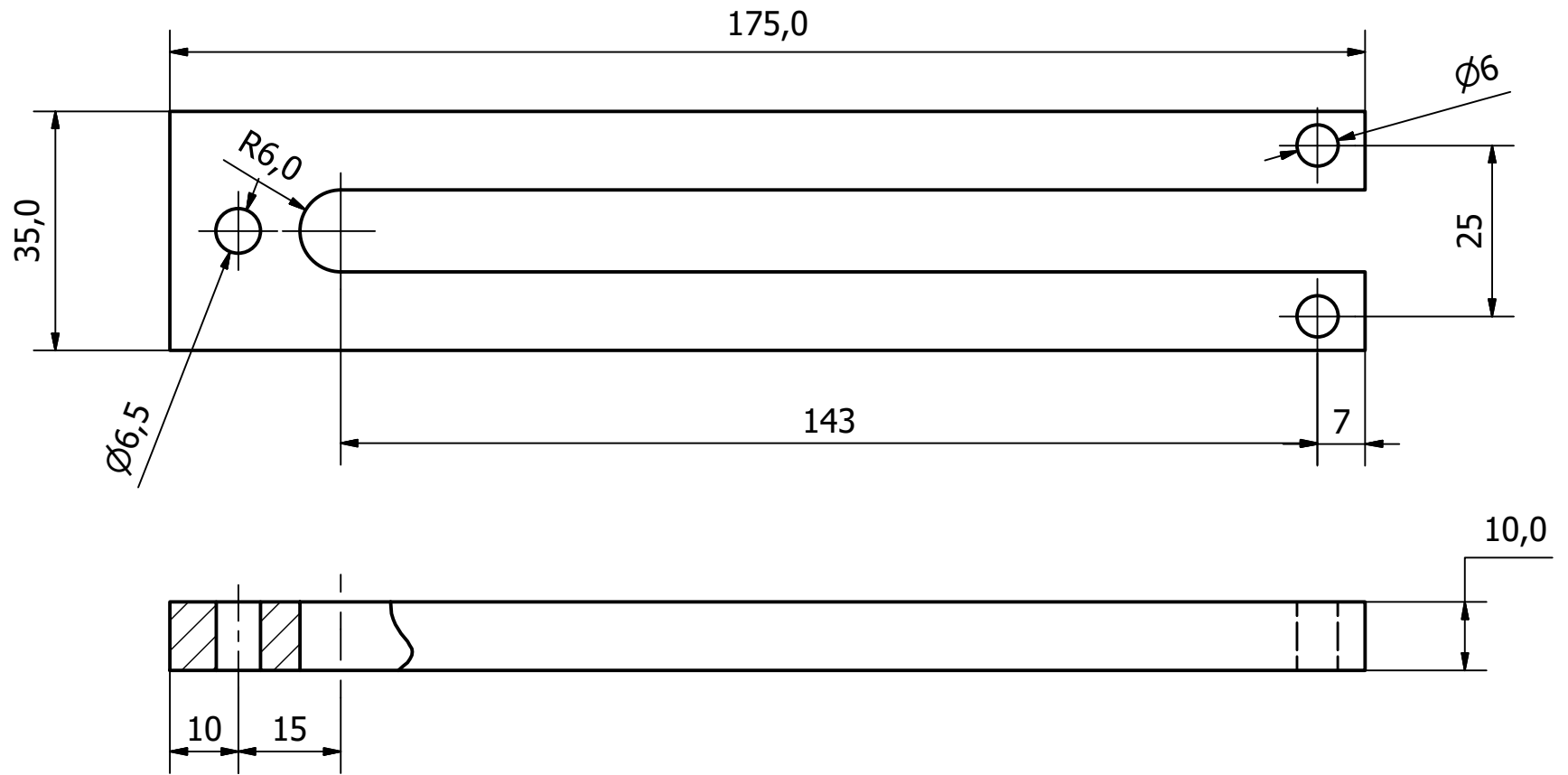
A (1:4)

B (1:2)

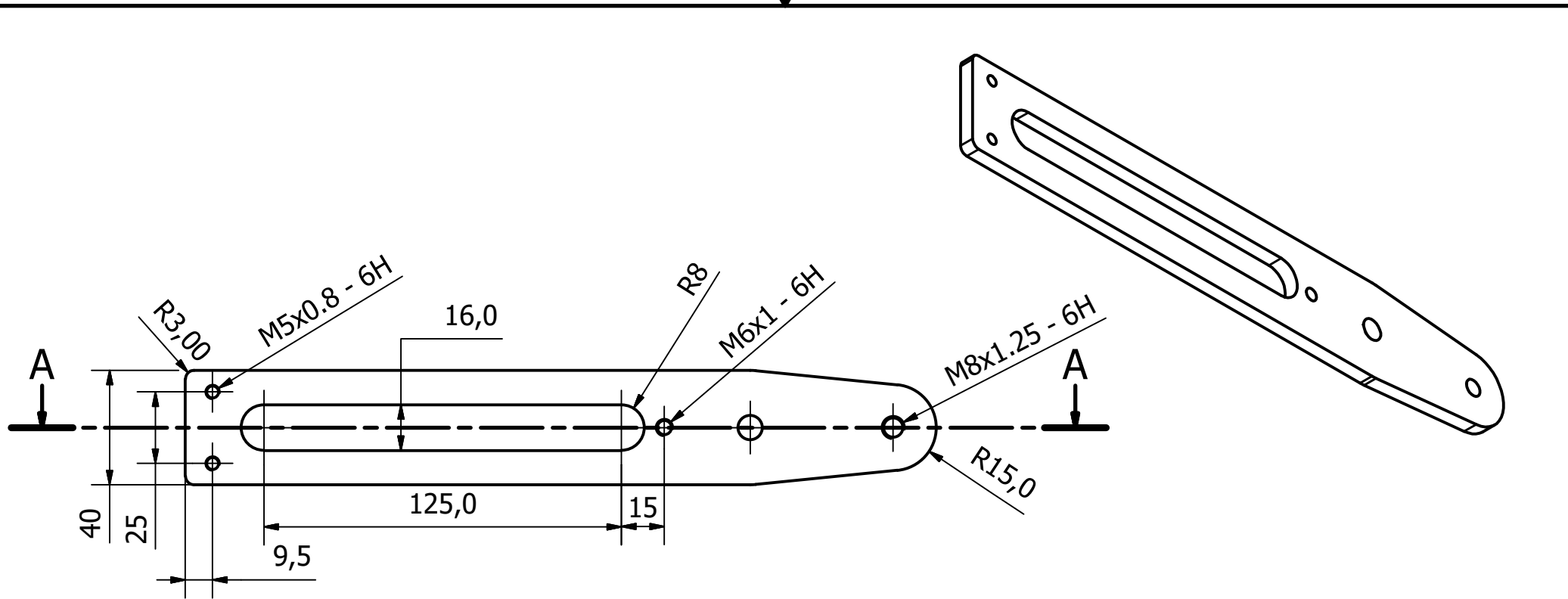
Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 01/02/2017	
Peça nº 27			Blindagem lateral esquerda		Edition
					Sheet 1 / 1



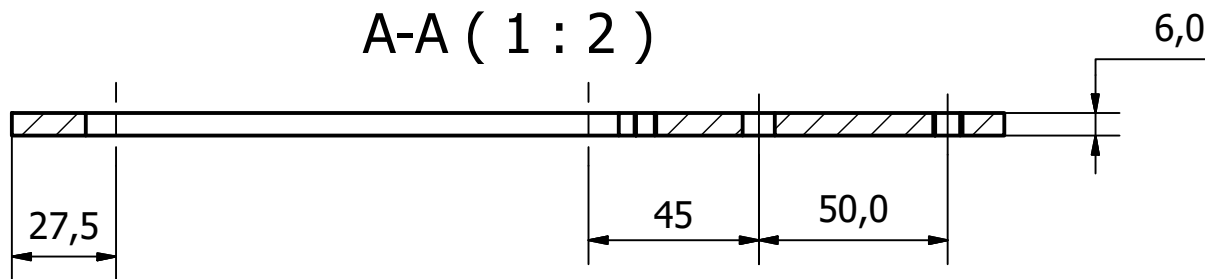
Designed by	Checked by	Approved by	Date	Date	
Ricardo Teixeira				30/01/2017	
Peça nº 28			peça desgaste fim de curso		
			Edition	Sheet	
				1 / 1	



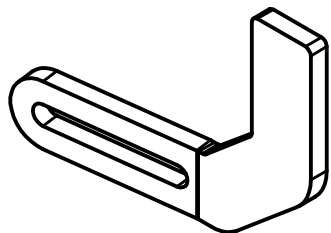
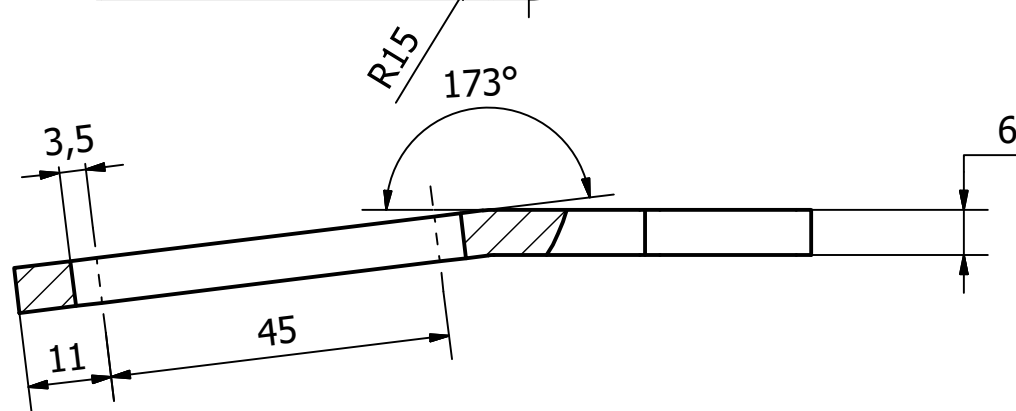
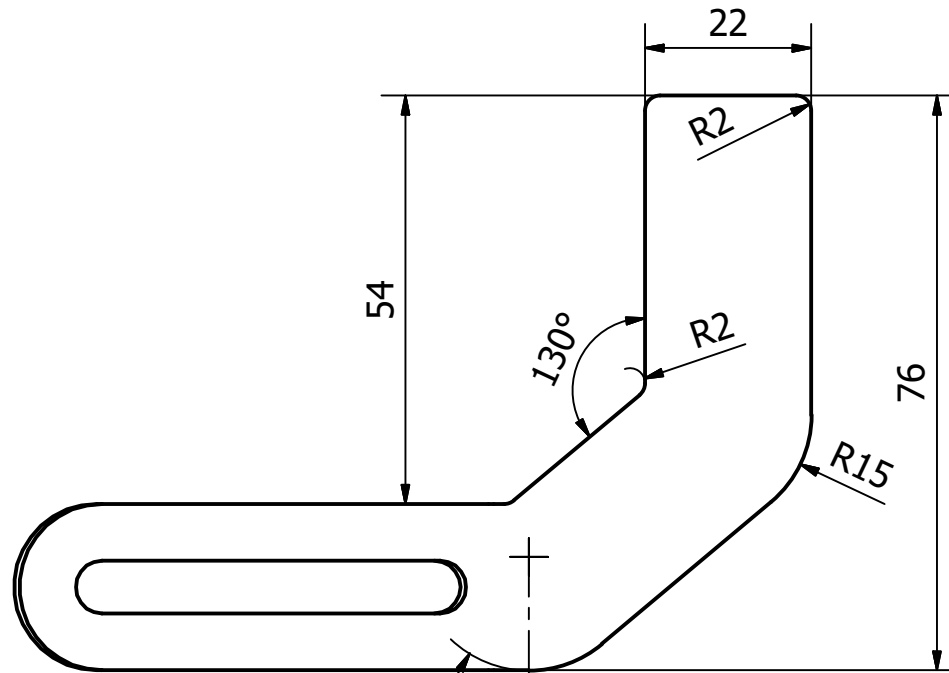
Designed by	Checked by	Approved by	Date	Date	
Ricardo Teixeira				30/01/2017	
Peça nº 28			peça desgaste fim de curso		
			Edition	Sheet	
				1 / 1	



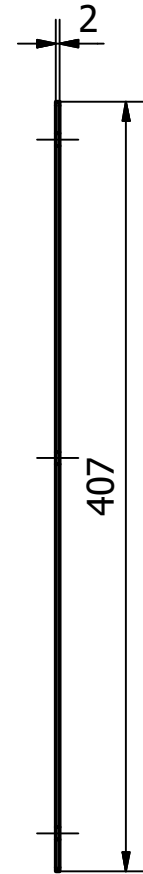
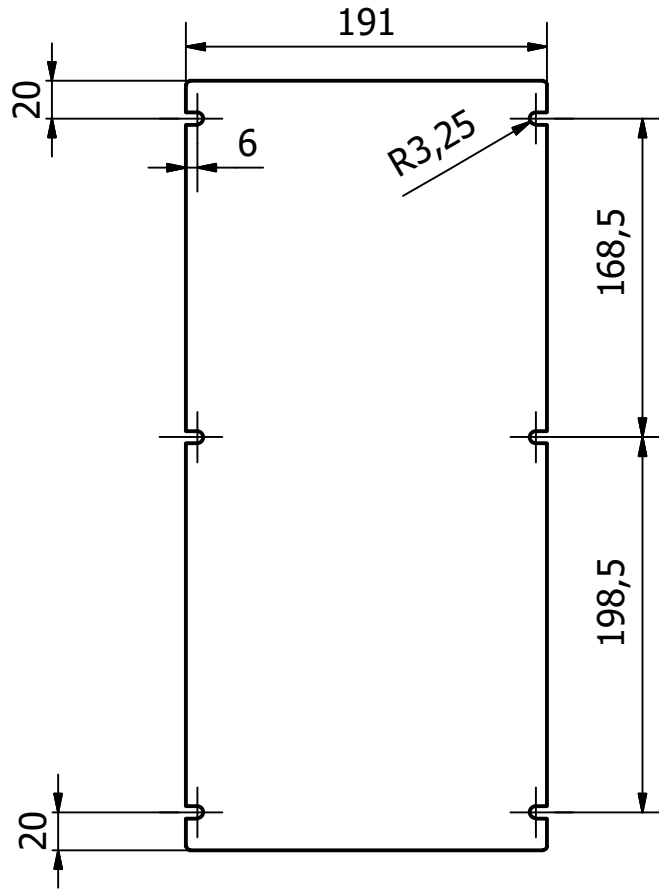
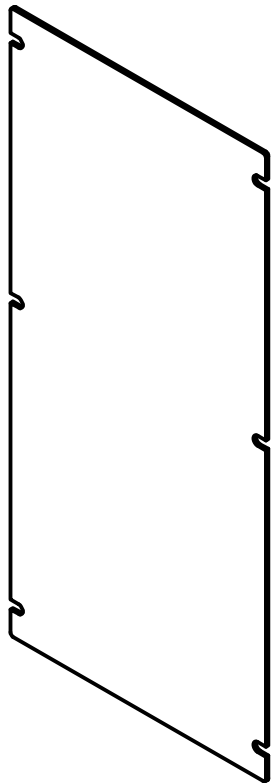
A-A (1 : 2)



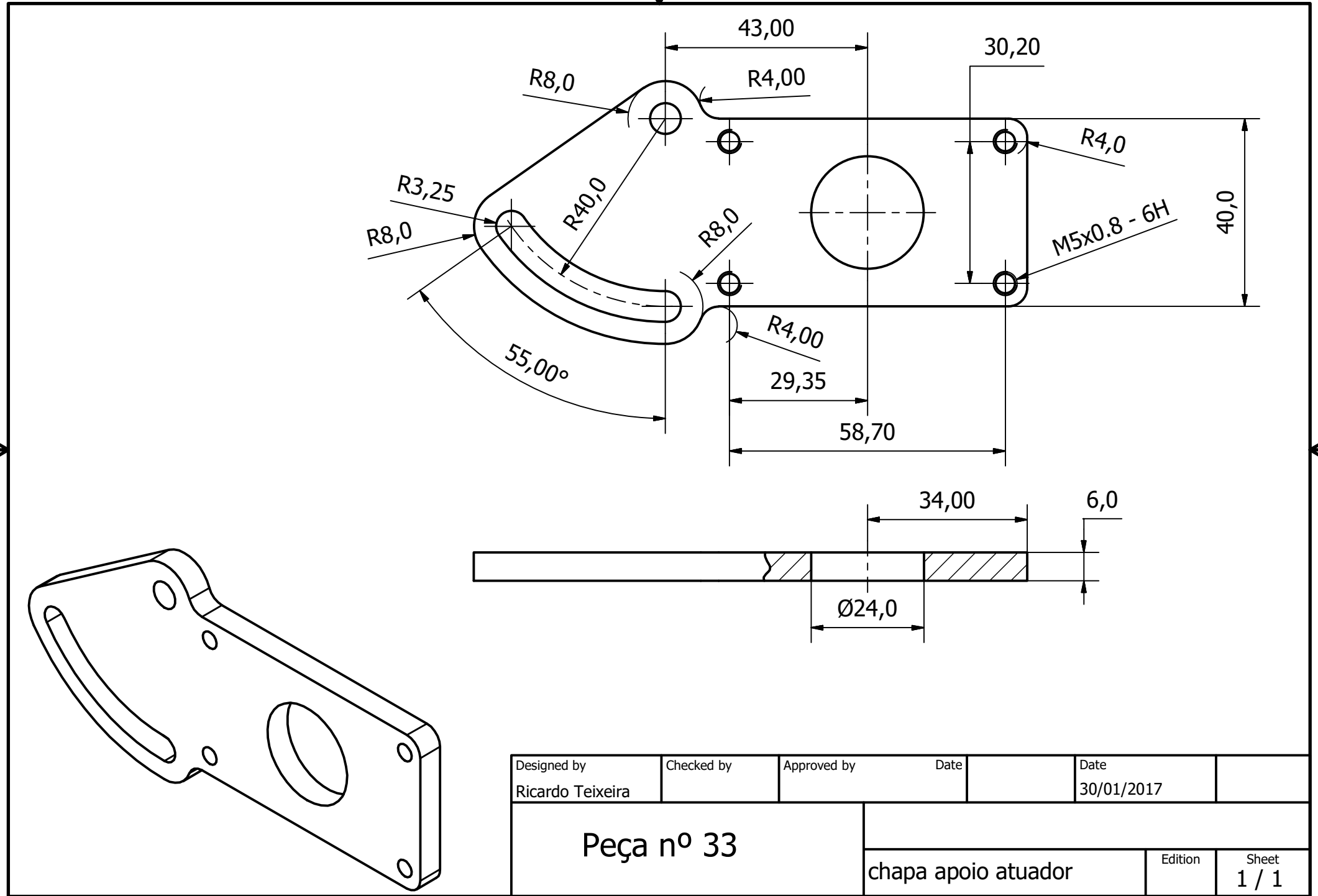
Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 25/01/2017	
Peça nº 29			chapa ranhurada fim de curso		
			Edition	Sheet 1 / 1	



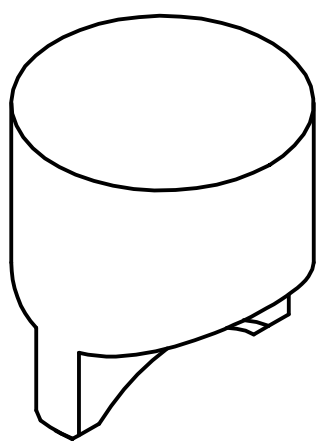
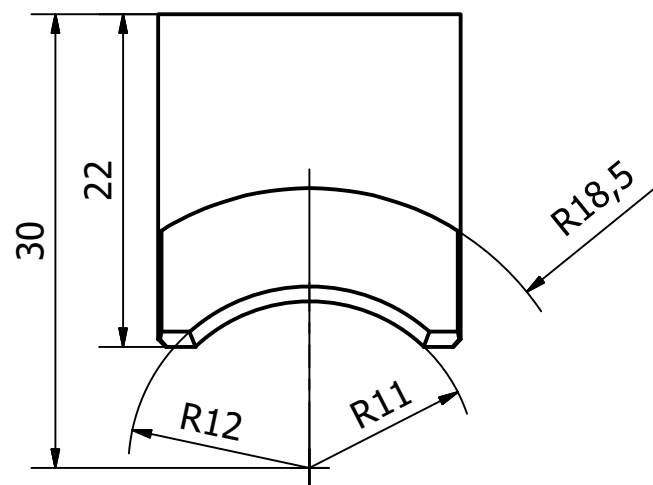
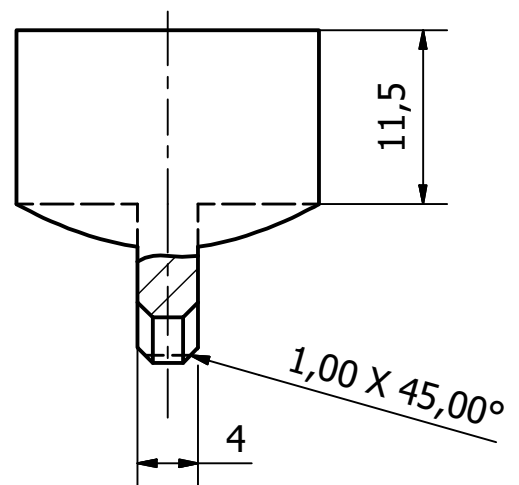
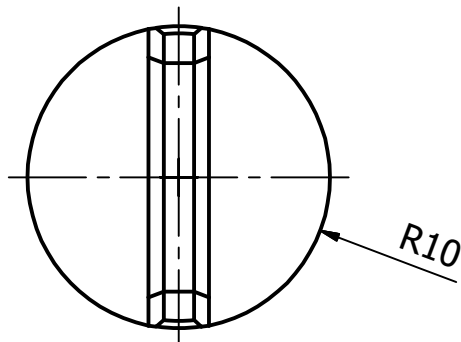
Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 02/02/2017	
Peça nº 30			chapa de atuação - fim de curso		
			Edition	Sheet 1 / 1	



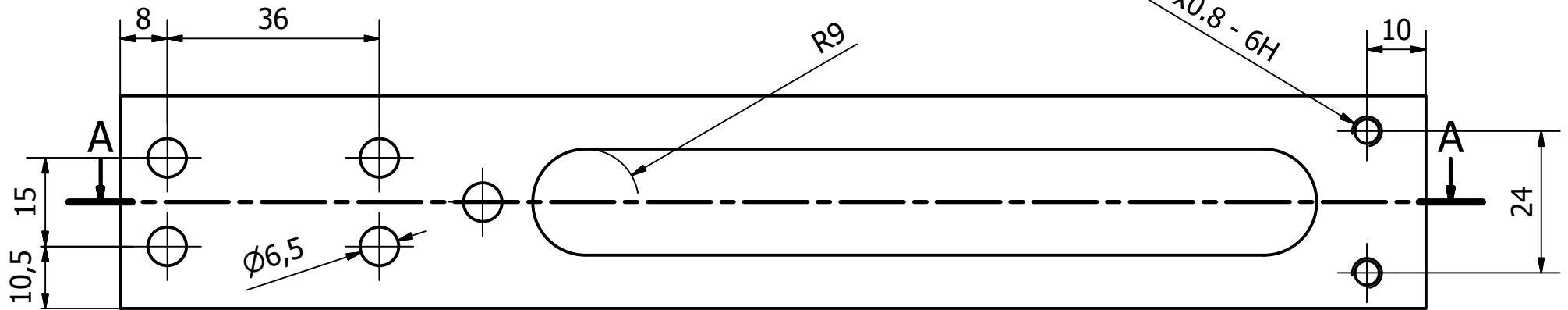
Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 25/01/2017	
Peça nº 32					
Chapa de cobertura frontal			Edition	Sheet 1 / 1	



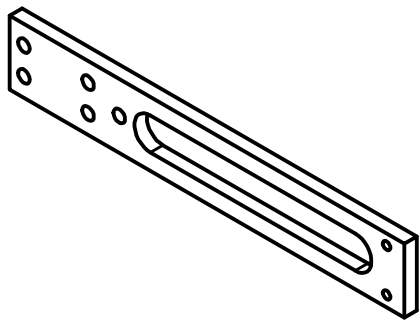
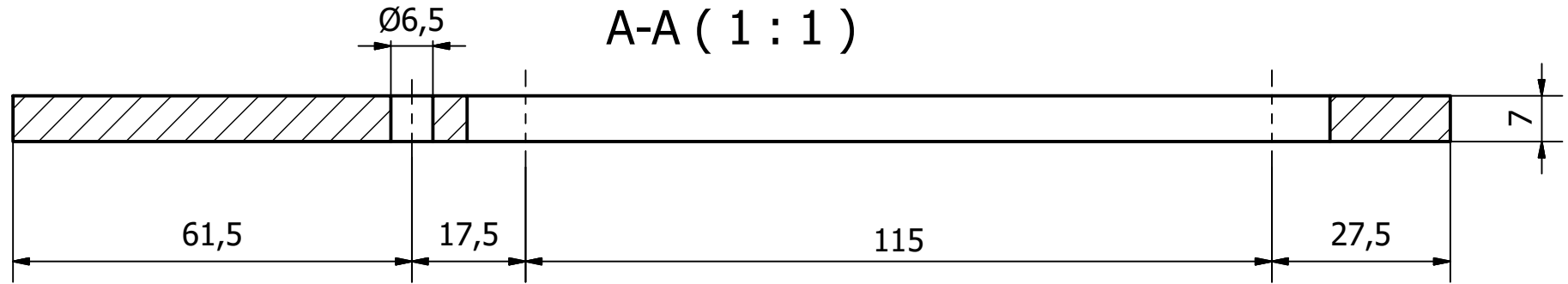
Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 30/01/2017	
Peça nº 33			chapa apoio atuador		
			Edition	Sheet 1 / 1	



Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 02/02/2017	
Peça nº 34					
			Dente de guiamento	Edition	Sheet 1 / 1

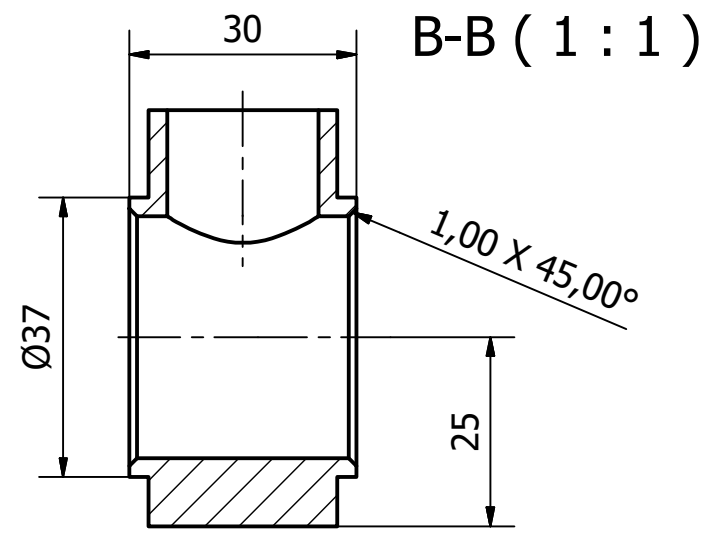
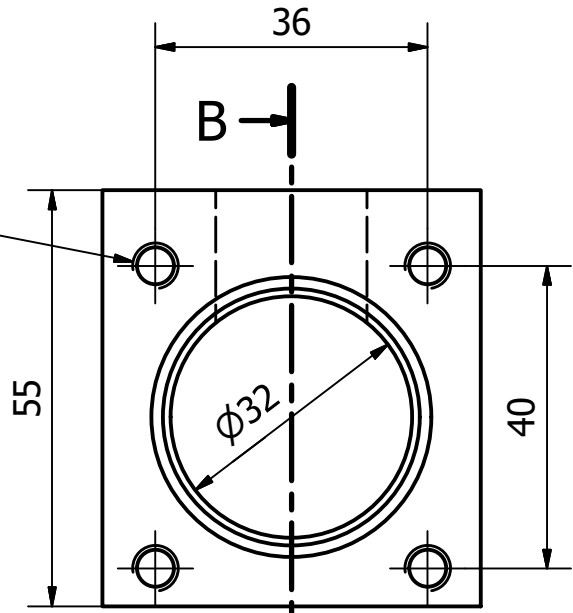


A-A (1 : 1)

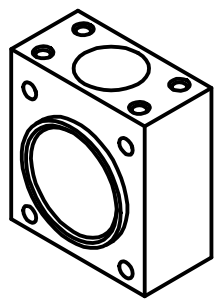
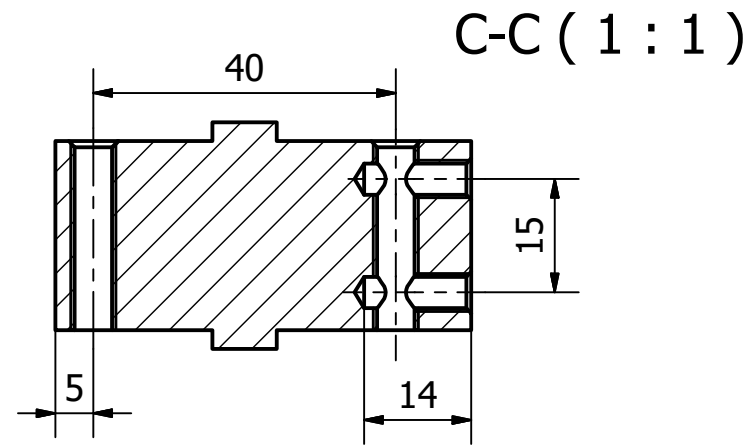
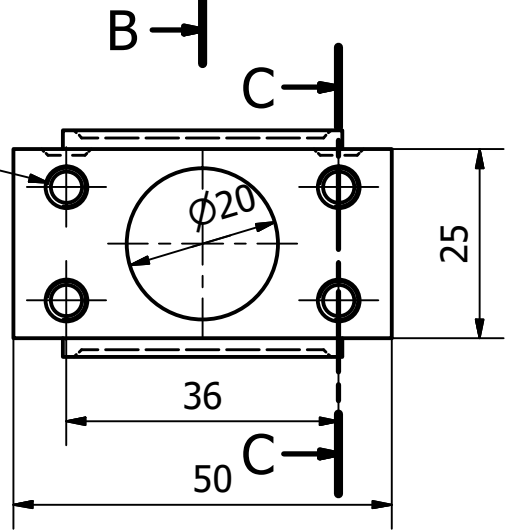


Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 02/02/2017	
Peça nº 36			Chapa ranhurada - cabeça guia		
			Edition	Sheet 1 / 1	

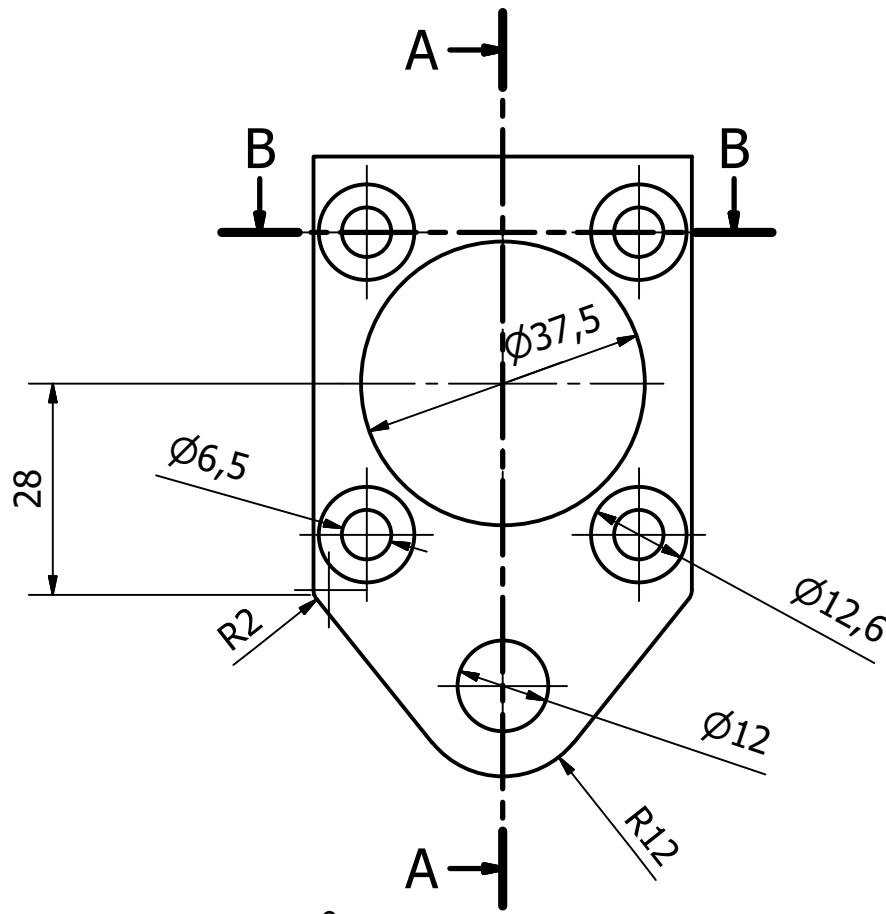
M6x1 - 6H
 ✓ $\phi 6,50 \times 90,00^\circ$



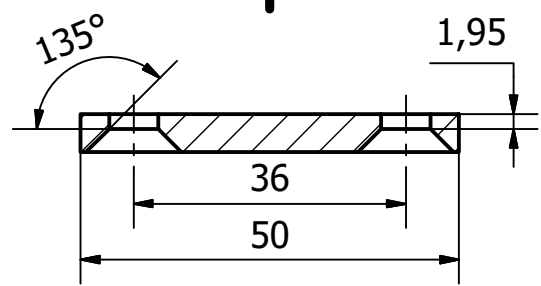
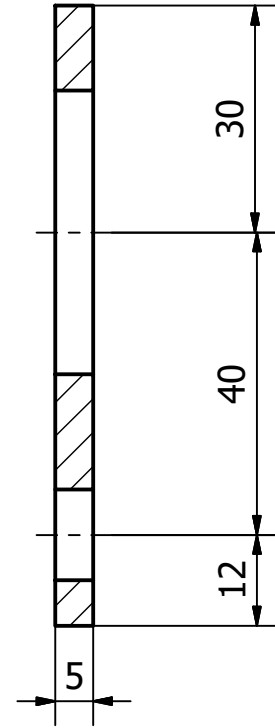
M5x0.8 - 6H
 ✓ $\phi 5,50 \times 90,00^\circ$



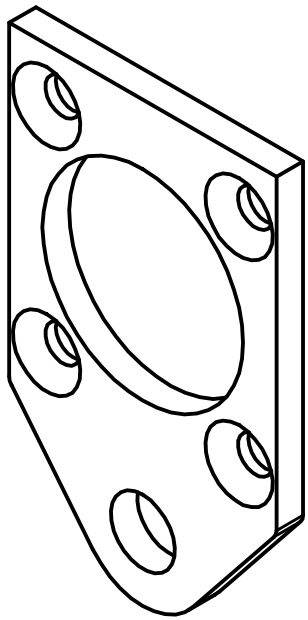
Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 02/02/2017	
Peça nº 37			cubo guia		
			Edition	Sheet 1 / 1	



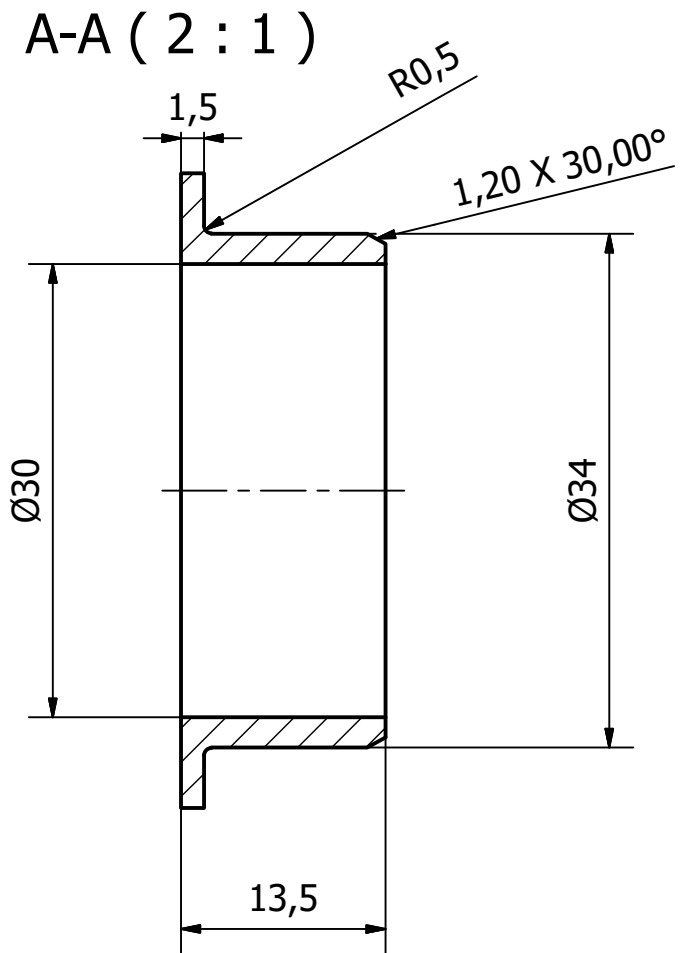
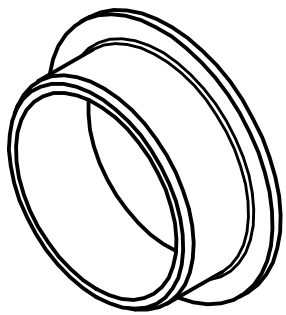
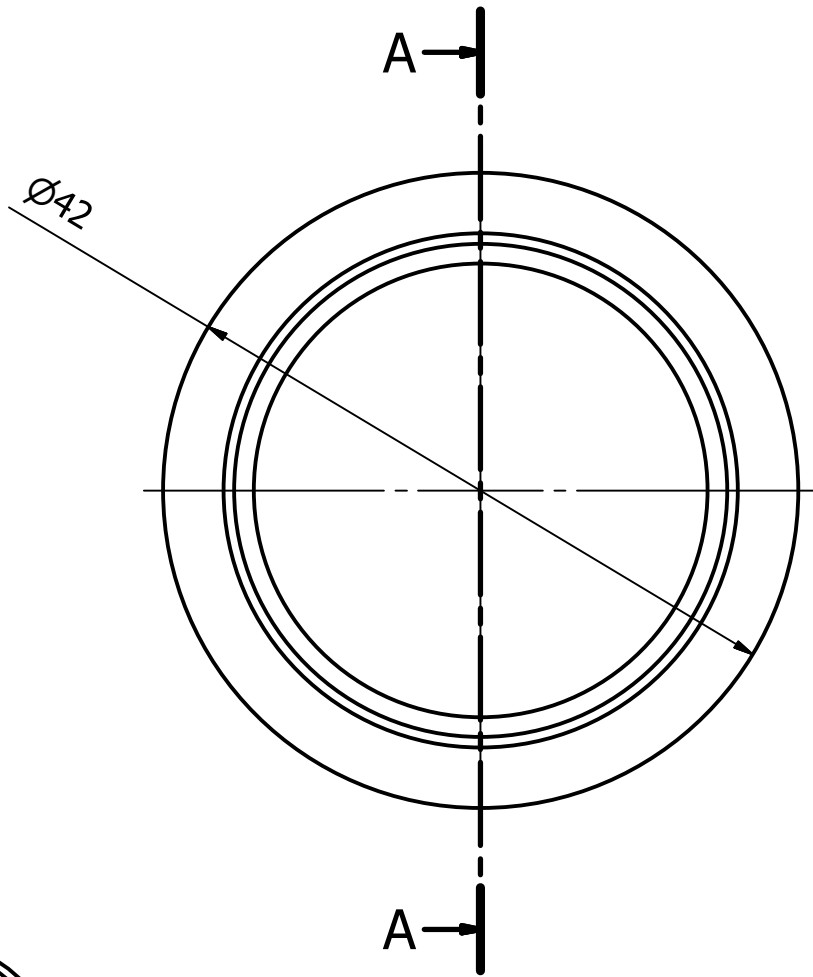
A-A (1 : 1)



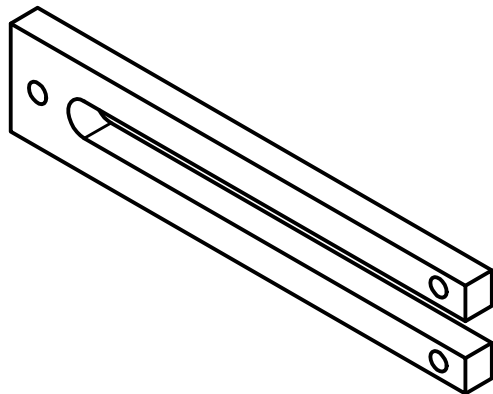
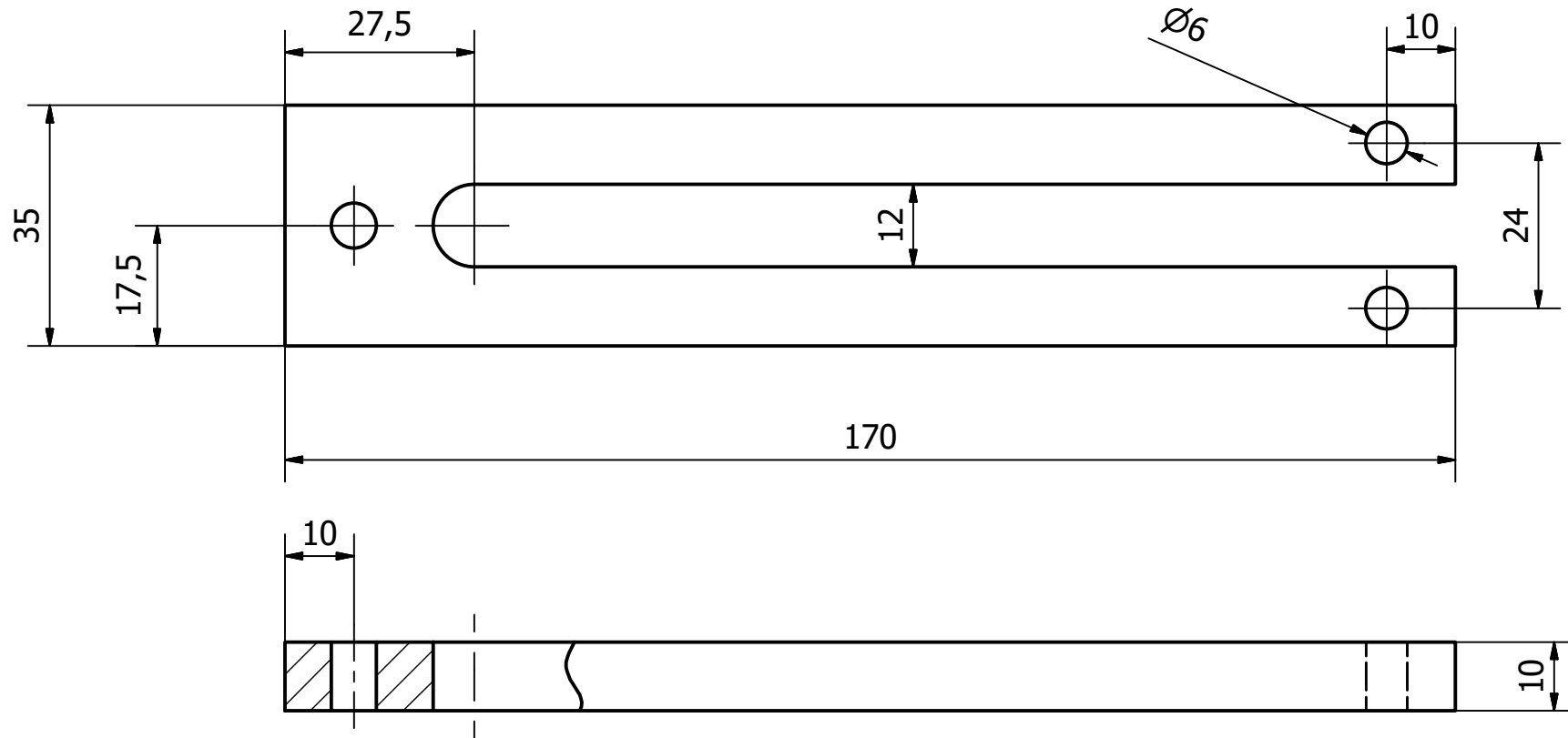
B-B (1 : 1)



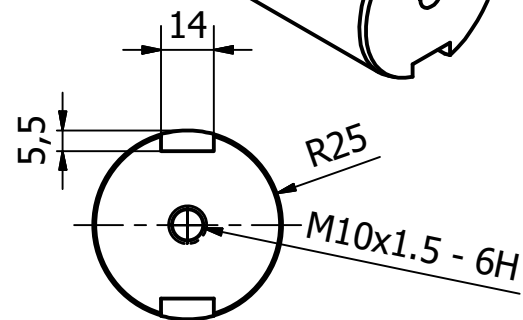
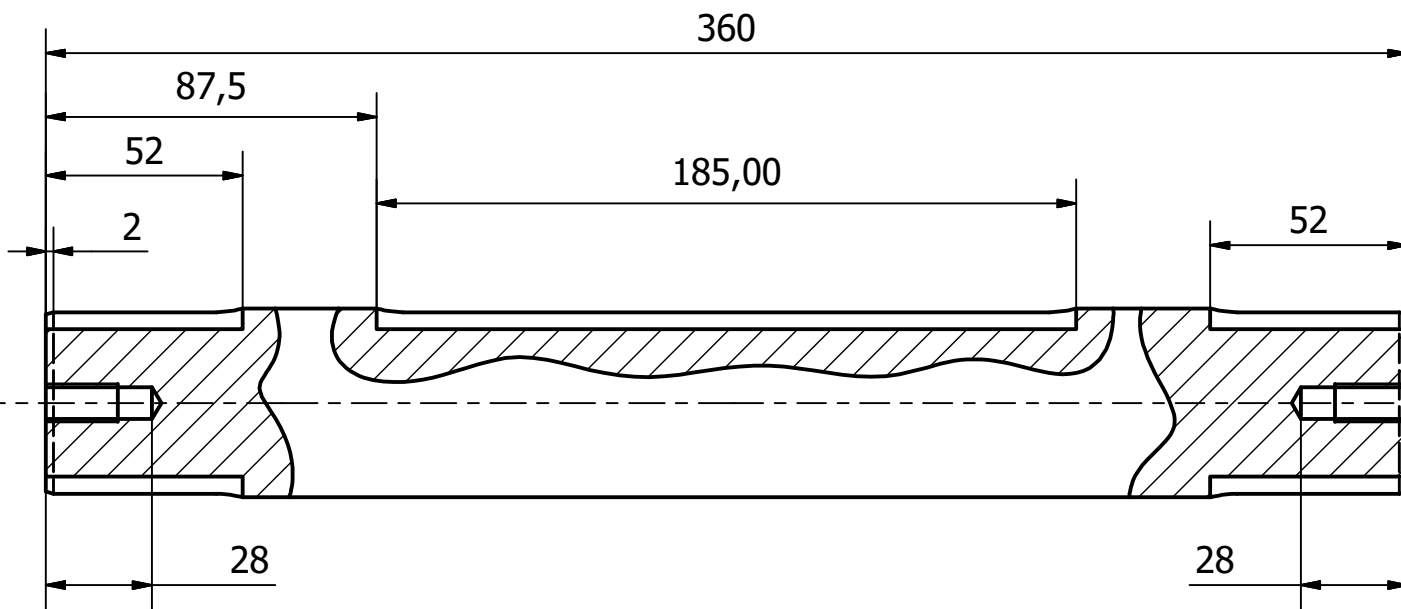
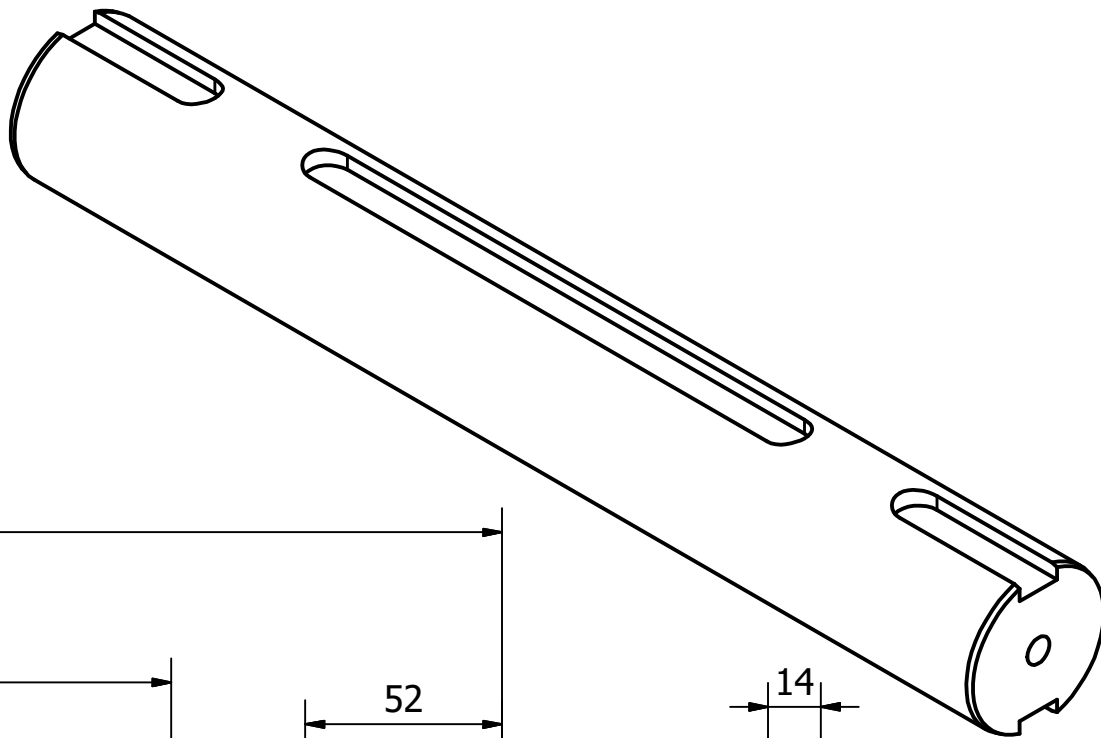
Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 02/02/2017	
Peça nº 38			chapa de apoio - guia auto		
			Edition	Sheet 1 / 1	



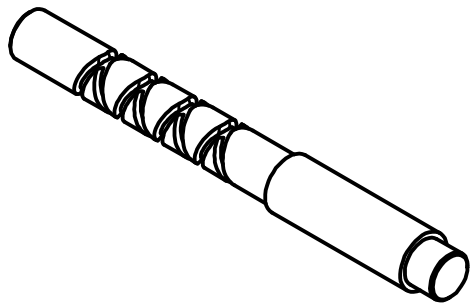
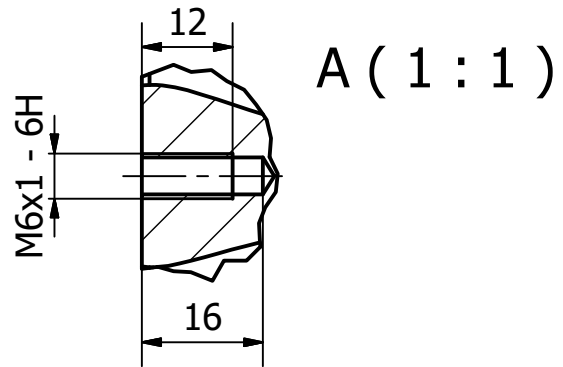
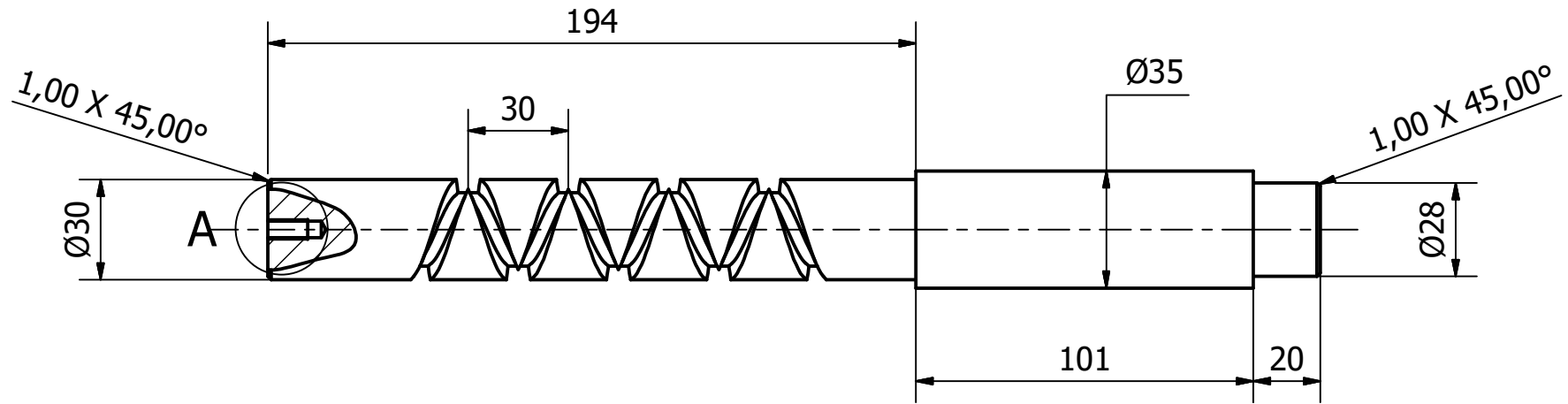
Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 25/01/2017	
Peça nº 40			Casquilho IGUS - veio enrolador		
			Edition	Sheet 1 / 1	



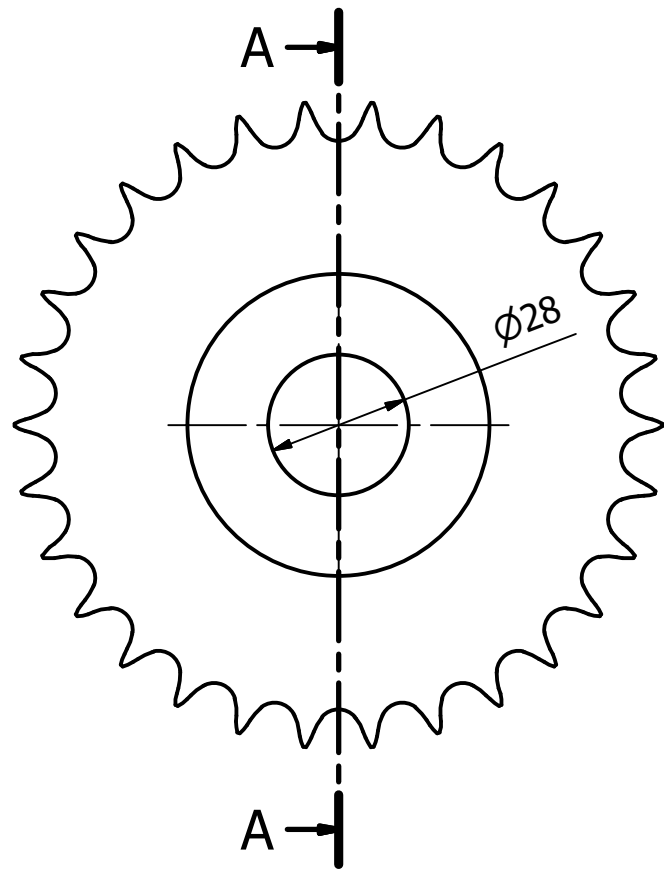
Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 02/02/2017	
Peça nº 42			peça desgaste - guia auto		
			Edition	Sheet 1 / 1	



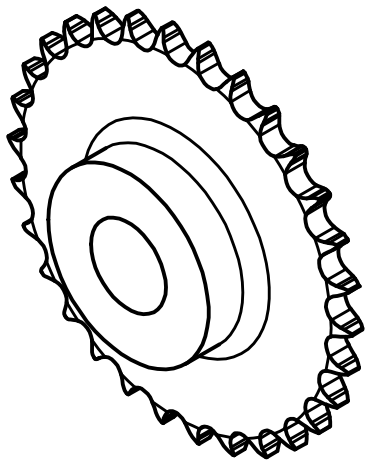
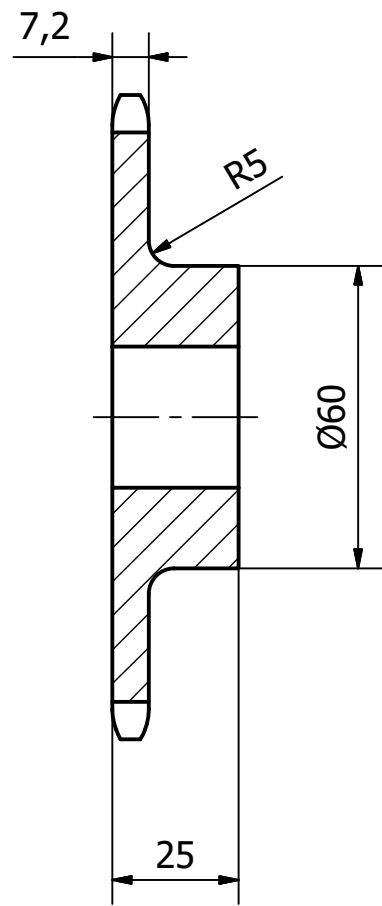
Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 25/01/2017	
Peça nº 44			Veio S1		
			Edition	Sheet 1 / 1	



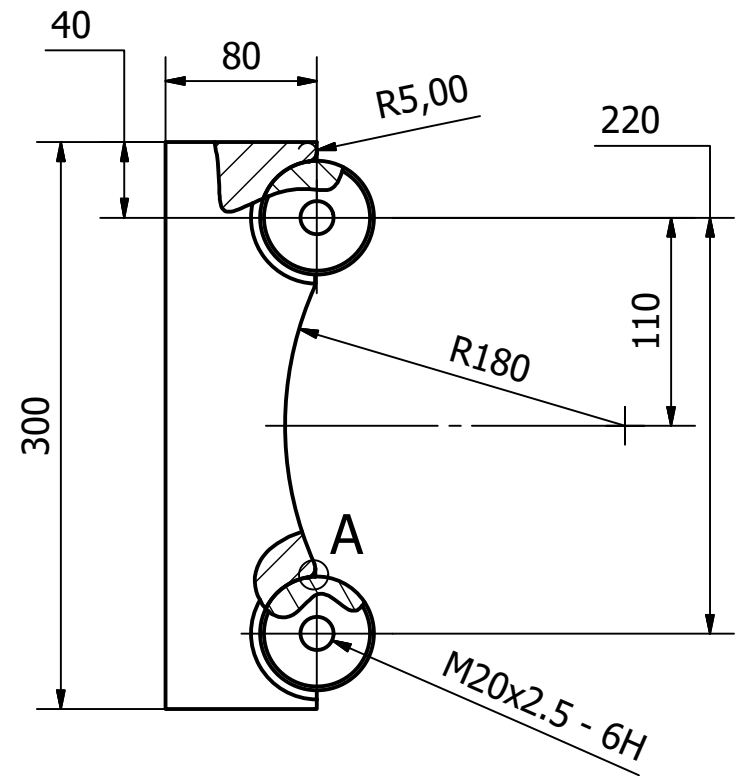
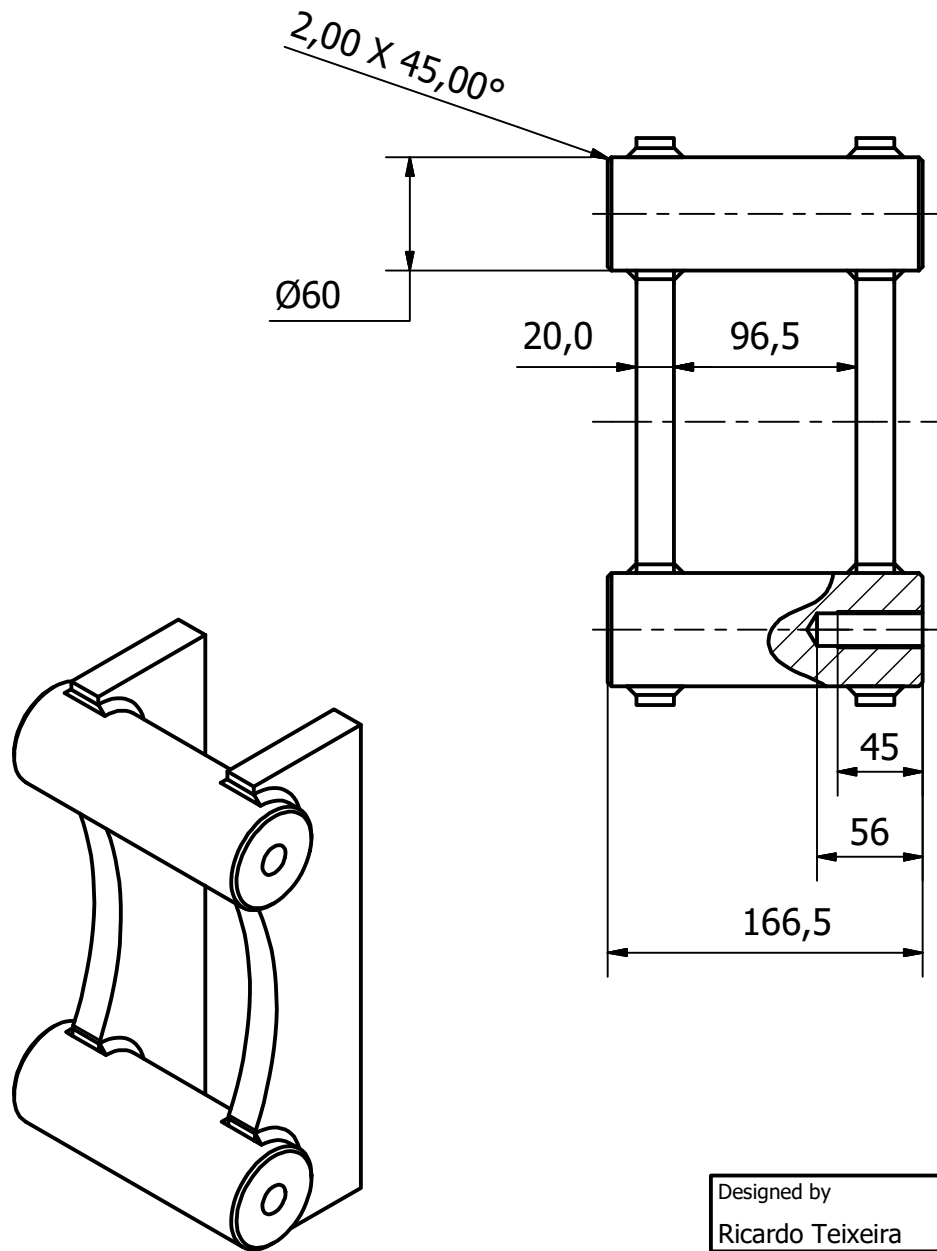
Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 02/02/2017	
Peça nº 45			Veio do enrolador auto		Edition
					Sheet 1 / 1



A-A (1 : 1,5)

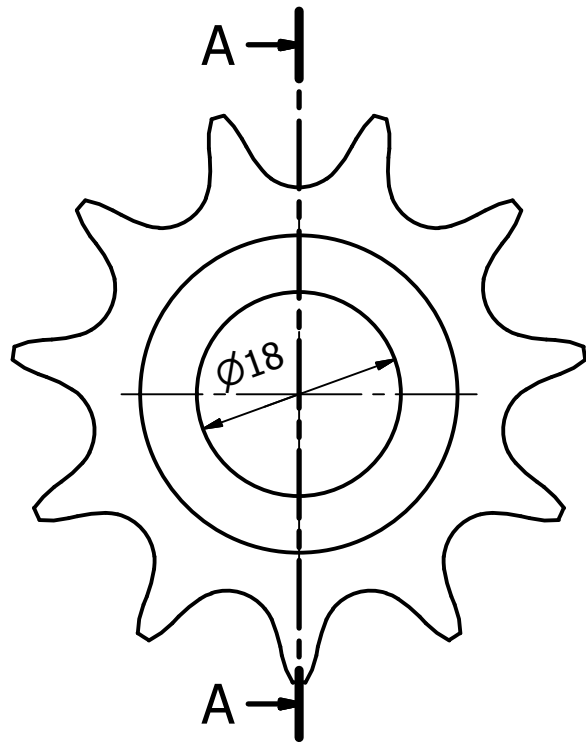
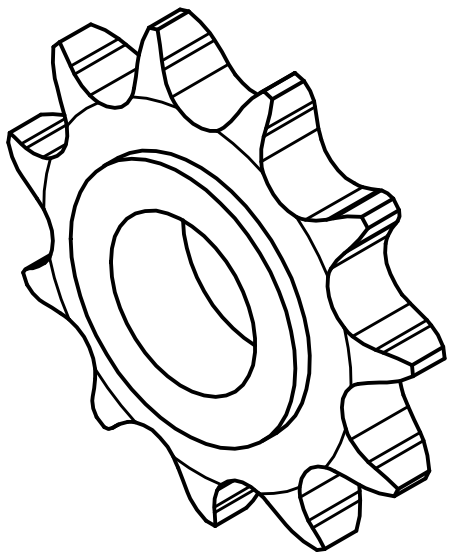


Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 02/02/2017	
Peça nº 46			roda Za		
			Edition		Sheet 1 / 1

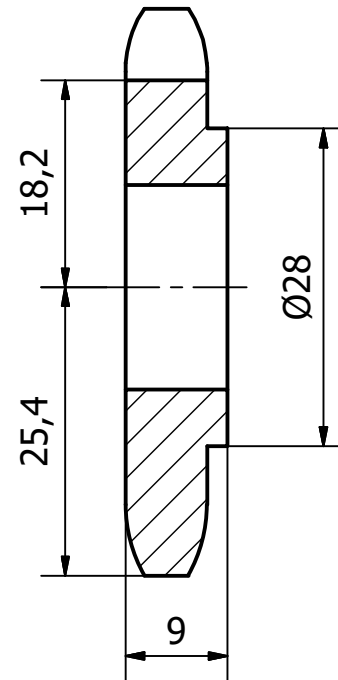


A (2 : 1)

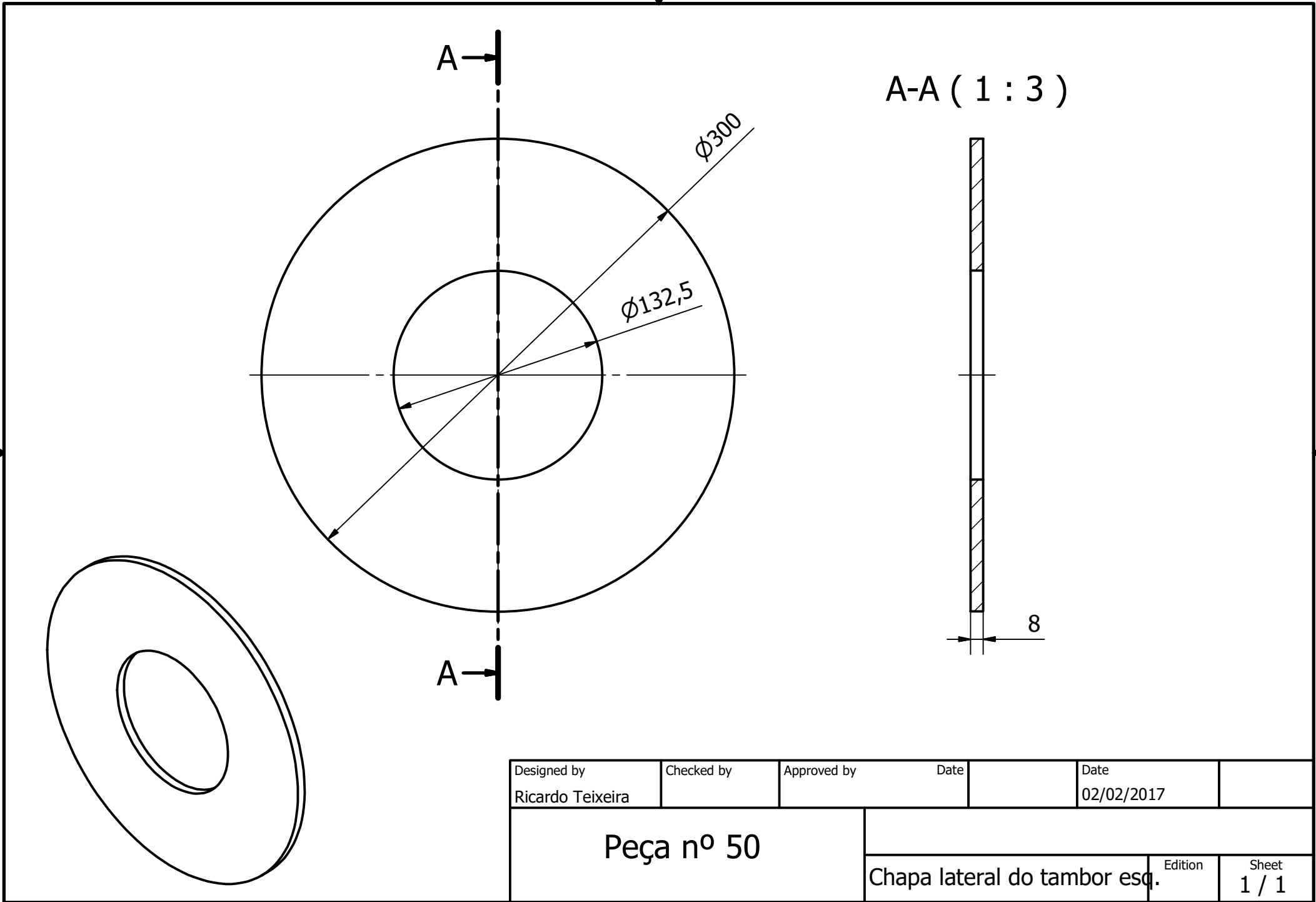
Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 29/01/2017	
Peça nº 47			ligação coluna		
			Edition	Sheet 1 / 1	



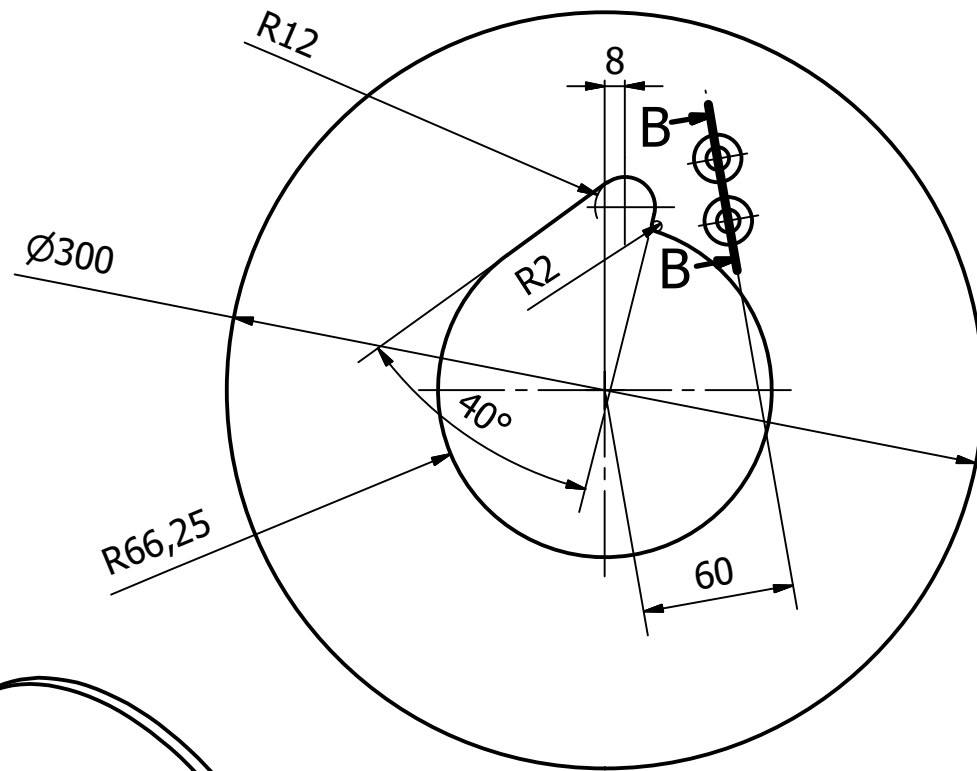
A-A (1,5 : 1)



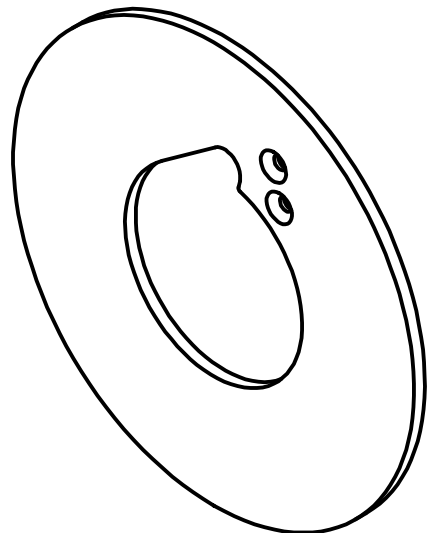
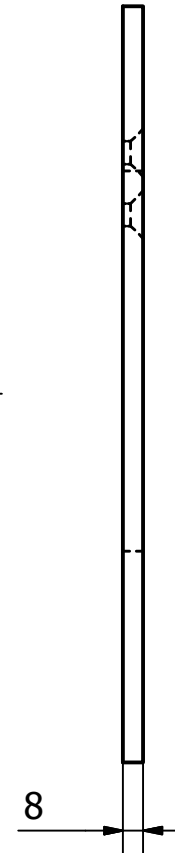
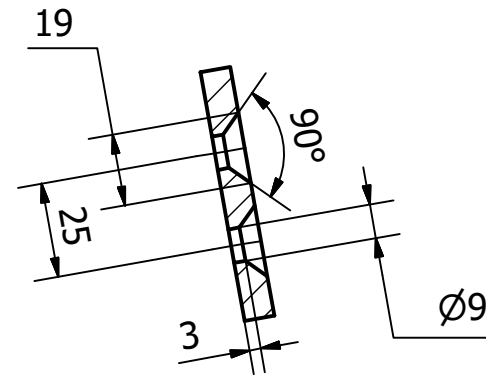
Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 02/02/2017	
Peça nº 48					
			pinhão Zb		Edition



Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 02/02/2017	
Peça nº 50					
			Chapa lateral do tambor esq.	Edition	Sheet 1 / 1



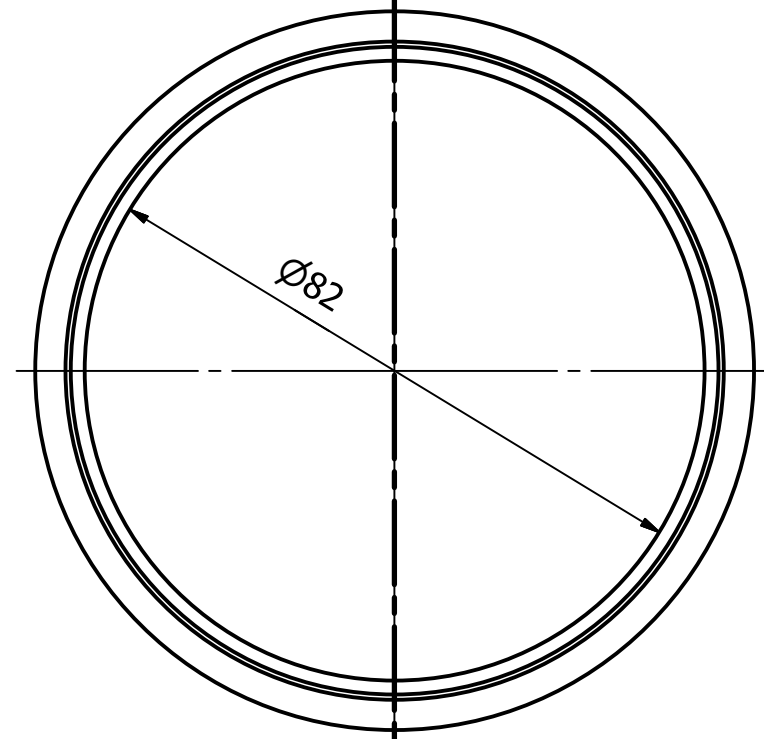
B-B (1 : 2)



Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 25/01/2017	
Peça nº 51			parede do tambor_furada		
			Edition	Sheet 1 / 1	

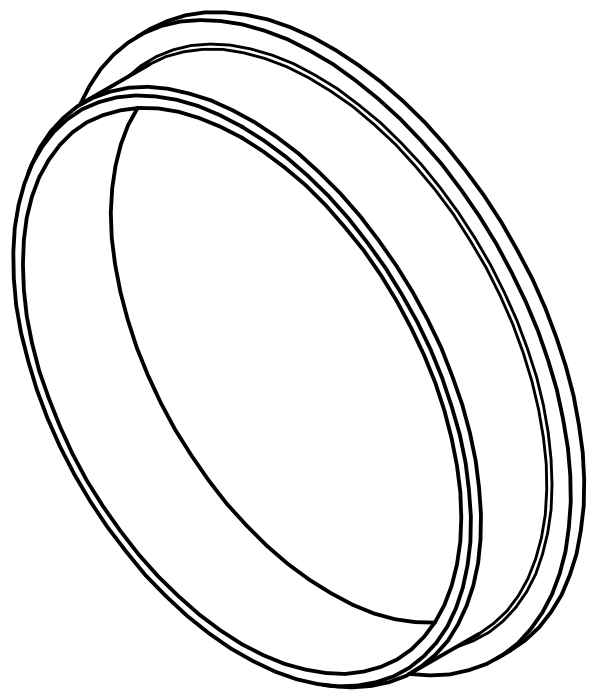
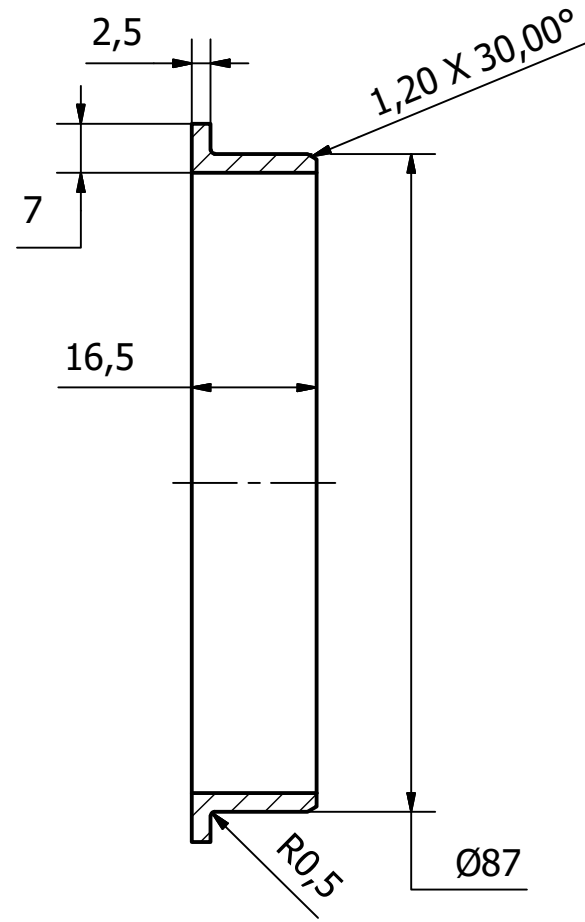


A →



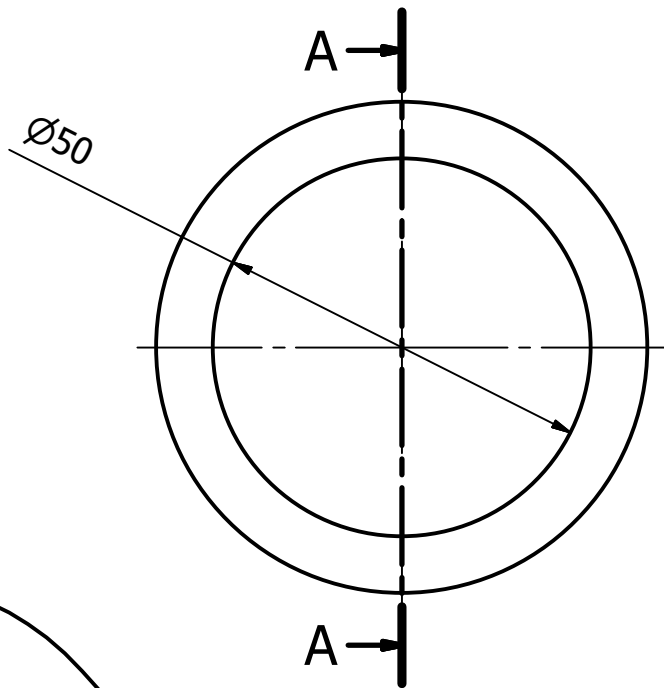
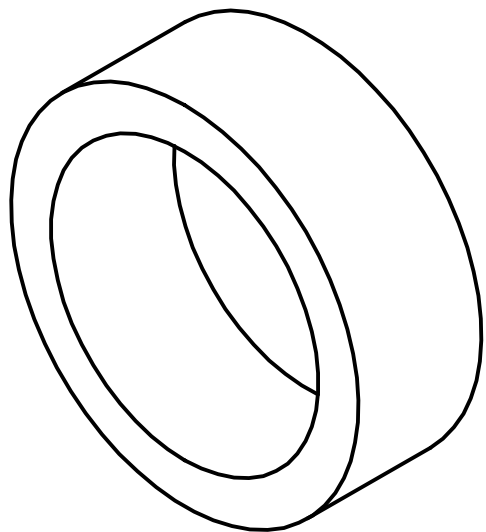
← A

A-A (1 : 1)

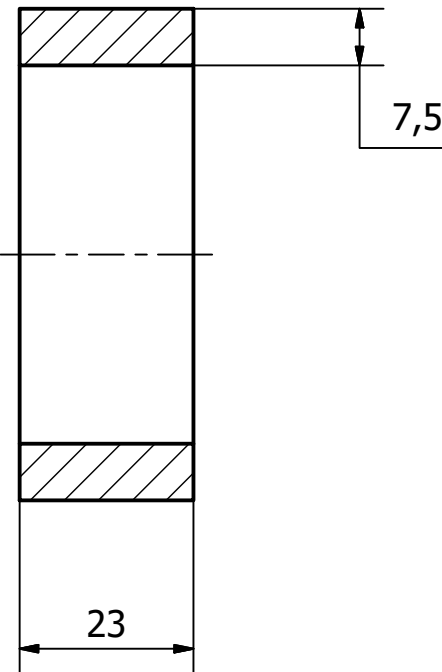


Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 25/01/2017	
Peça nº 52			Casquilho IGUS - veio S2		
			Edition	Sheet 1 / 1	

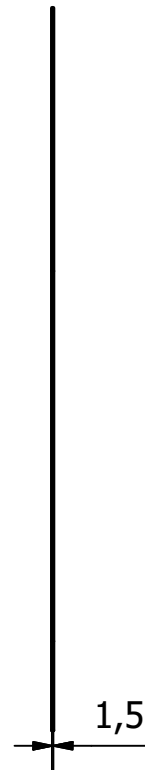
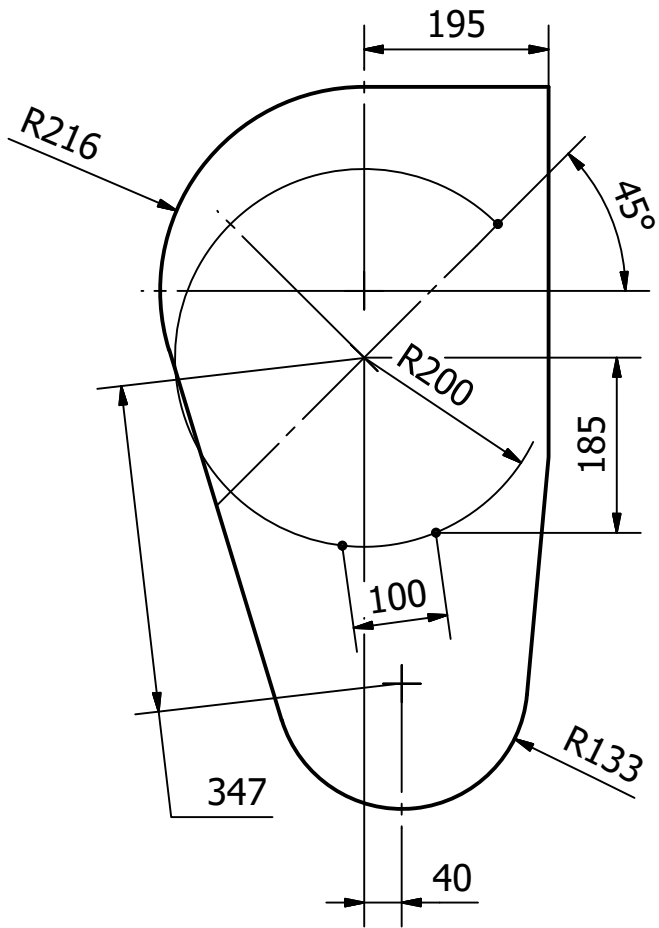
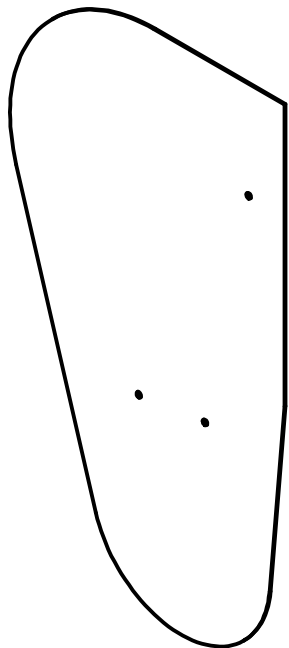




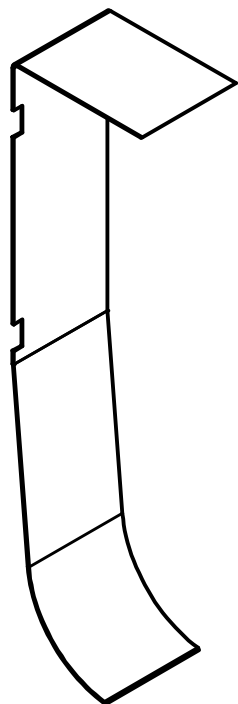
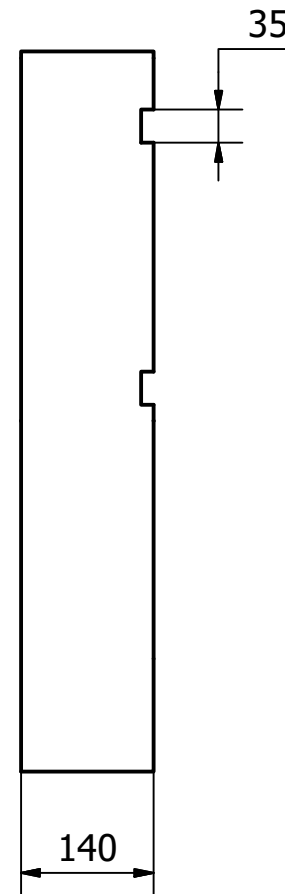
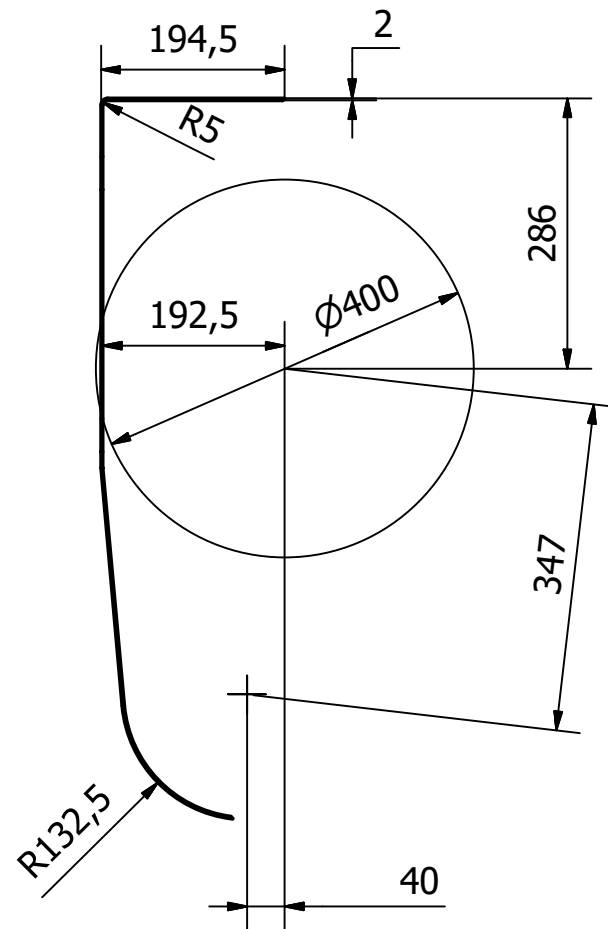
A-A (1 : 1)



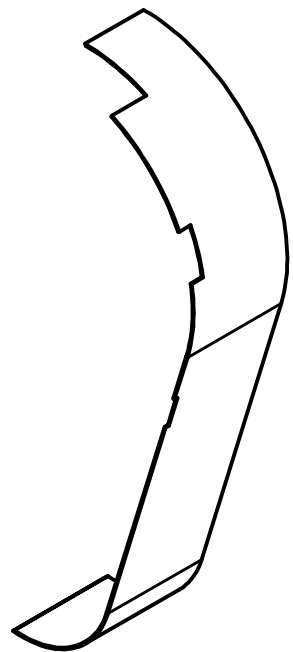
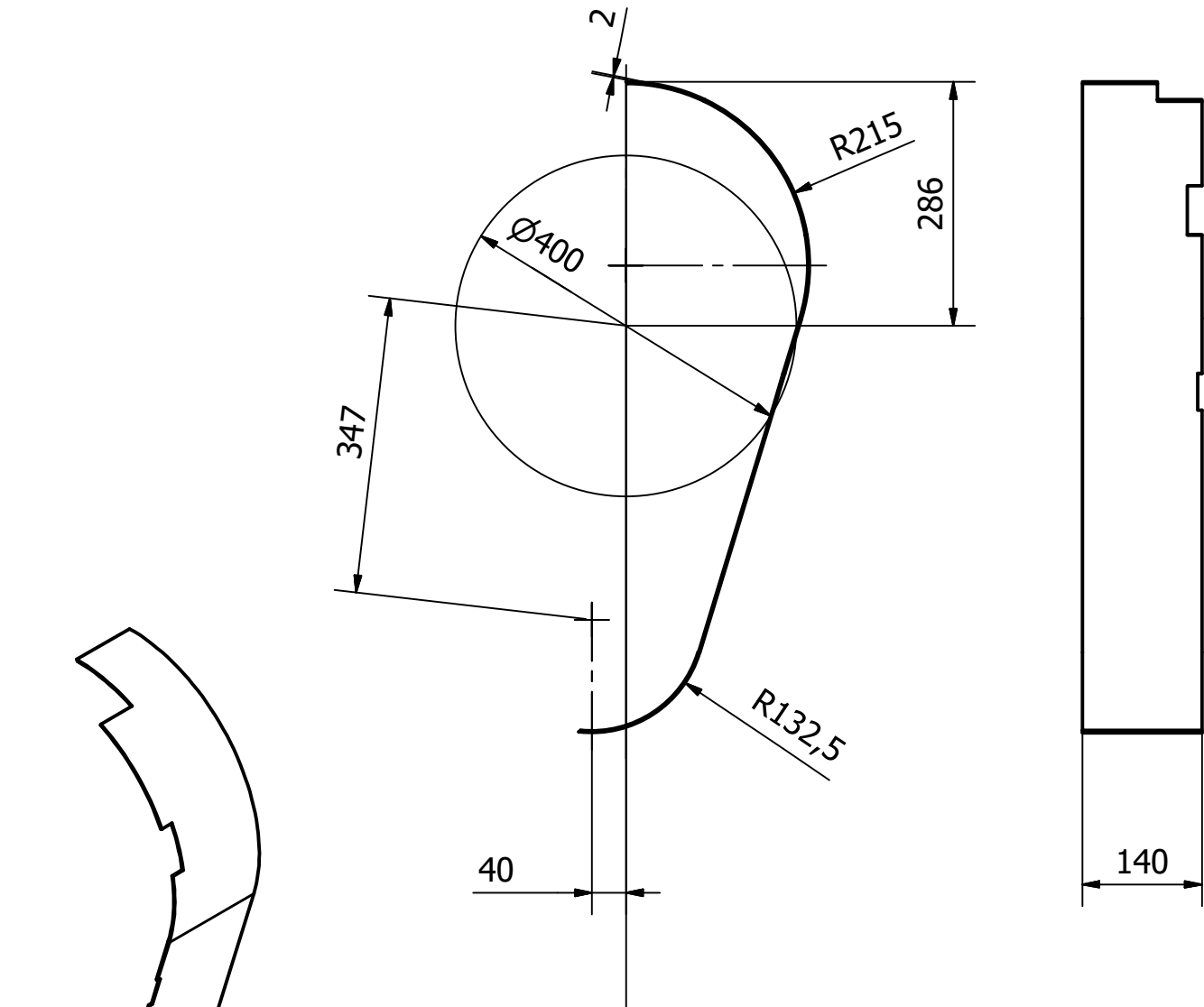
Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 25/01/2017	
Peça nº 57					
			Casquilho posicional - veio \$1	Edition	Sheet 1 / 1



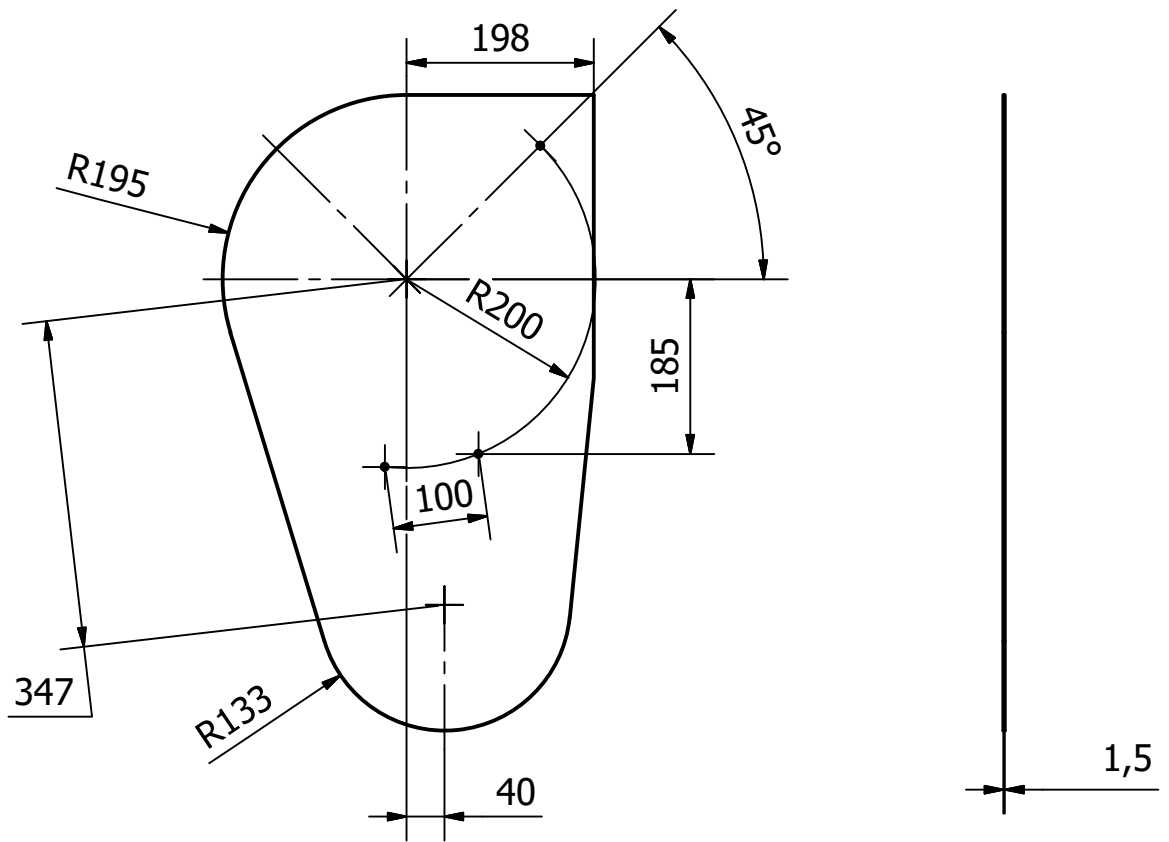
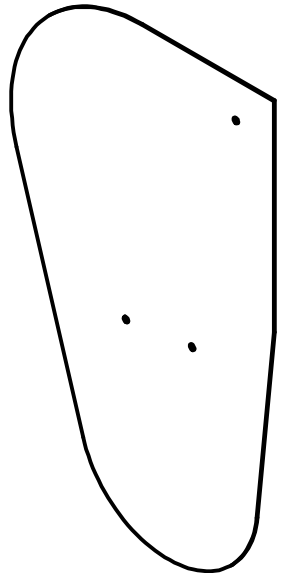
Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 30/01/2017	
Peça nº 58					
			chapa 1a	Edition	Sheet 1 / 1



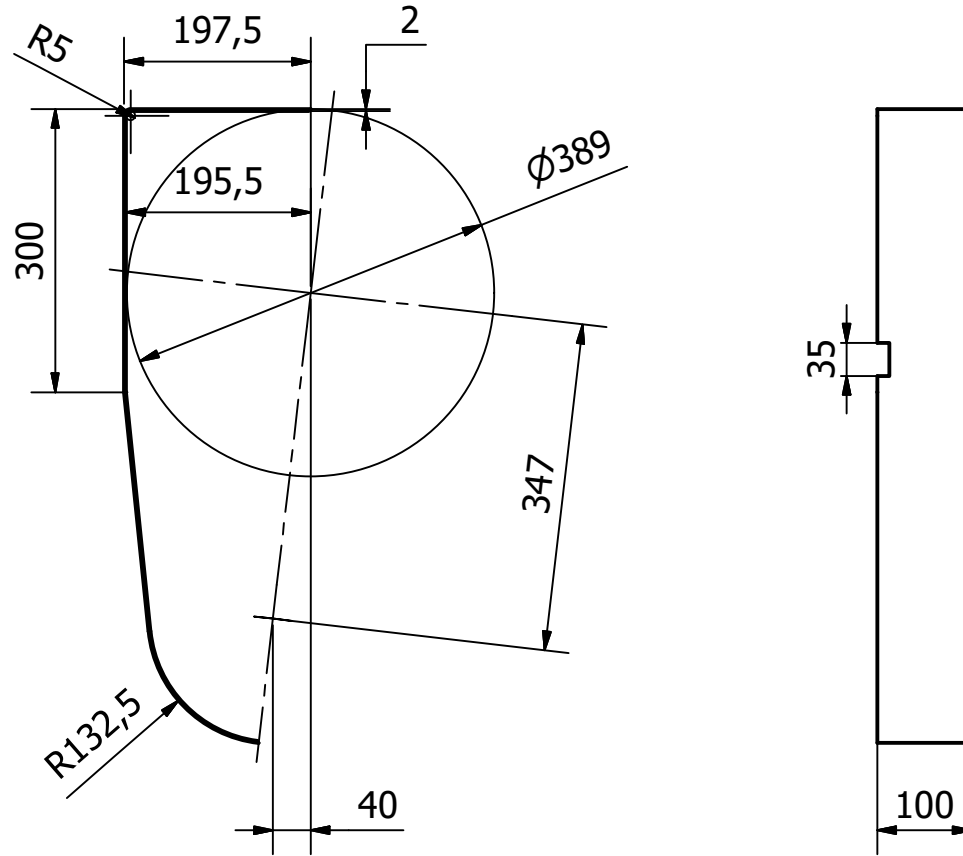
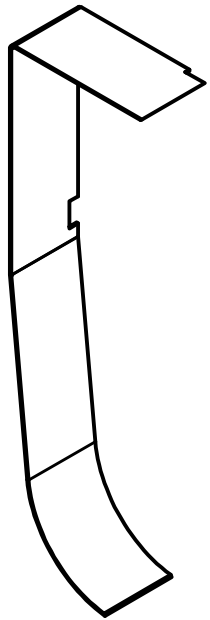
Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 30/01/2017	
Peça nº 59					
			chapa 2a	Edition	Sheet 1 / 1



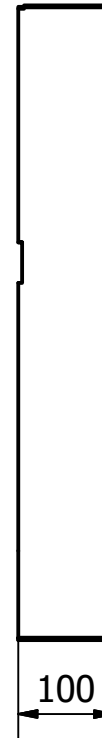
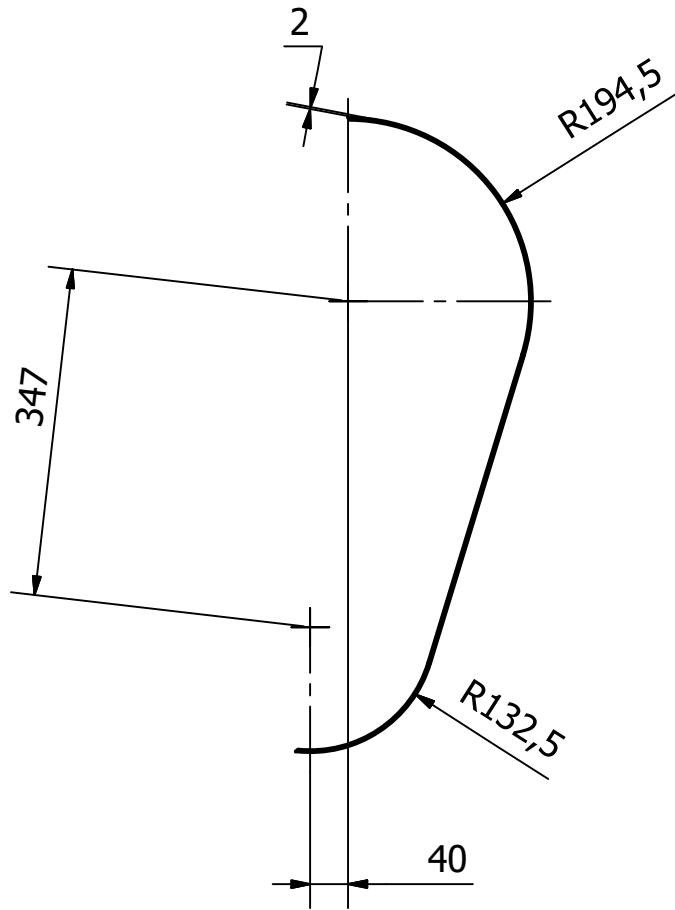
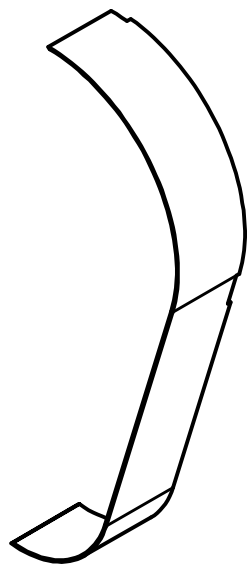
Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 30/01/2017	
Peça nº 60			chapa 3a		
			Edition		Sheet 1 / 1



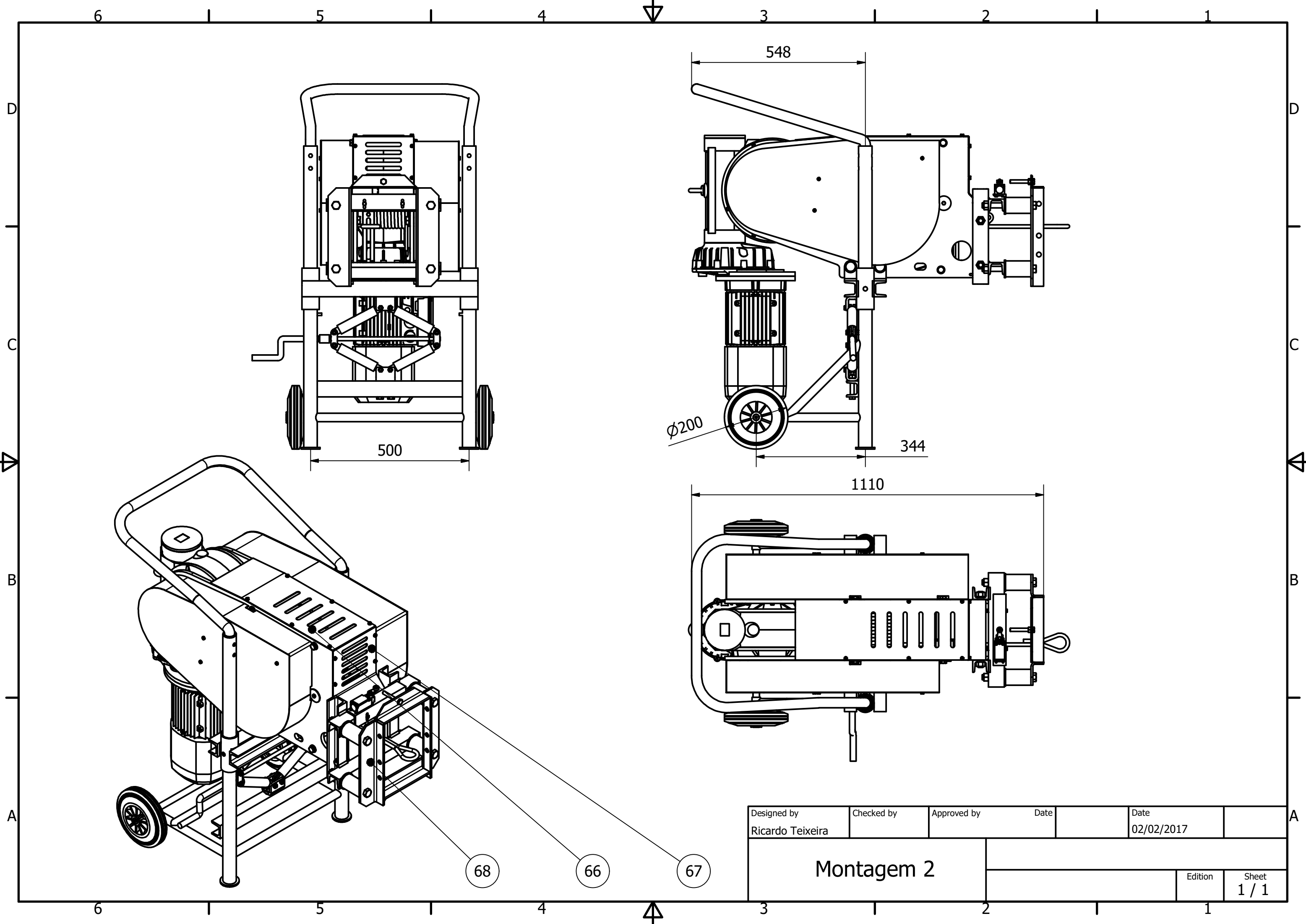
Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 30/01/2017	
Peça nº 61					
chapa 1b			Edition	Sheet 1 / 1	



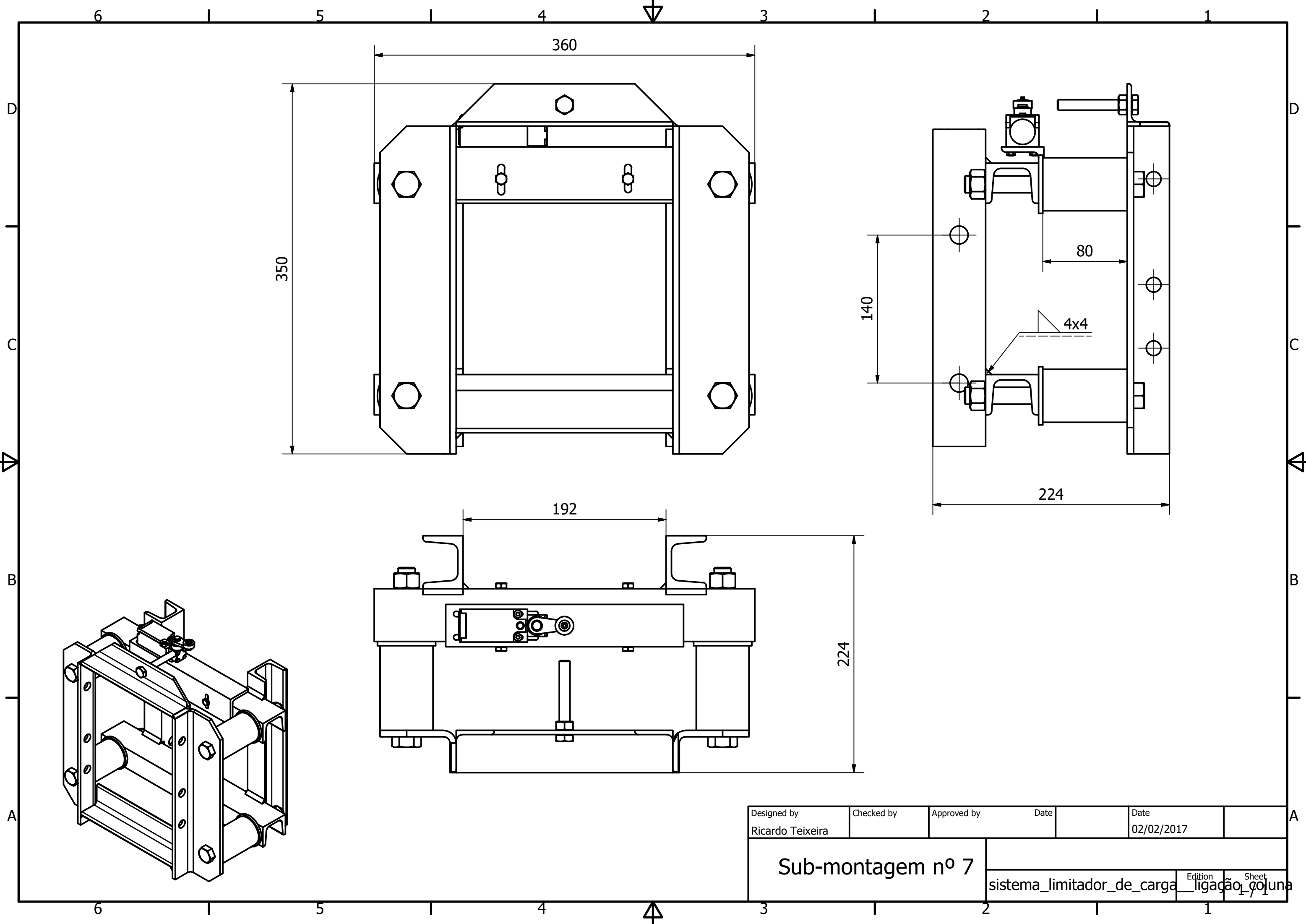
Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 30/01/2017	
Peça nº 62					
chapa 2b			Edition	Sheet 1 / 1	



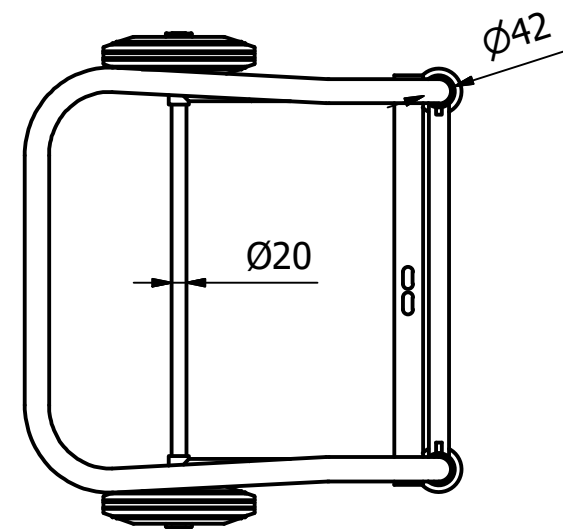
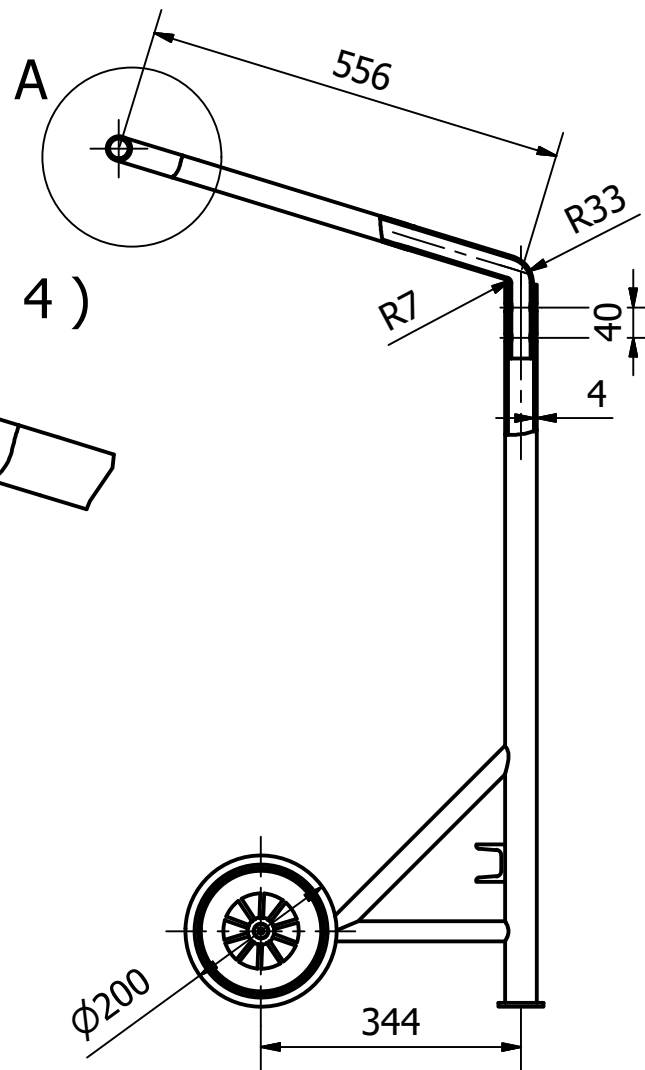
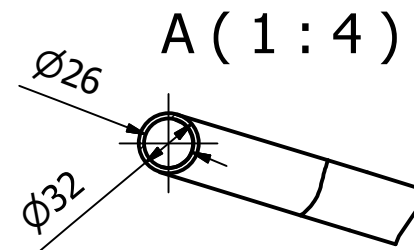
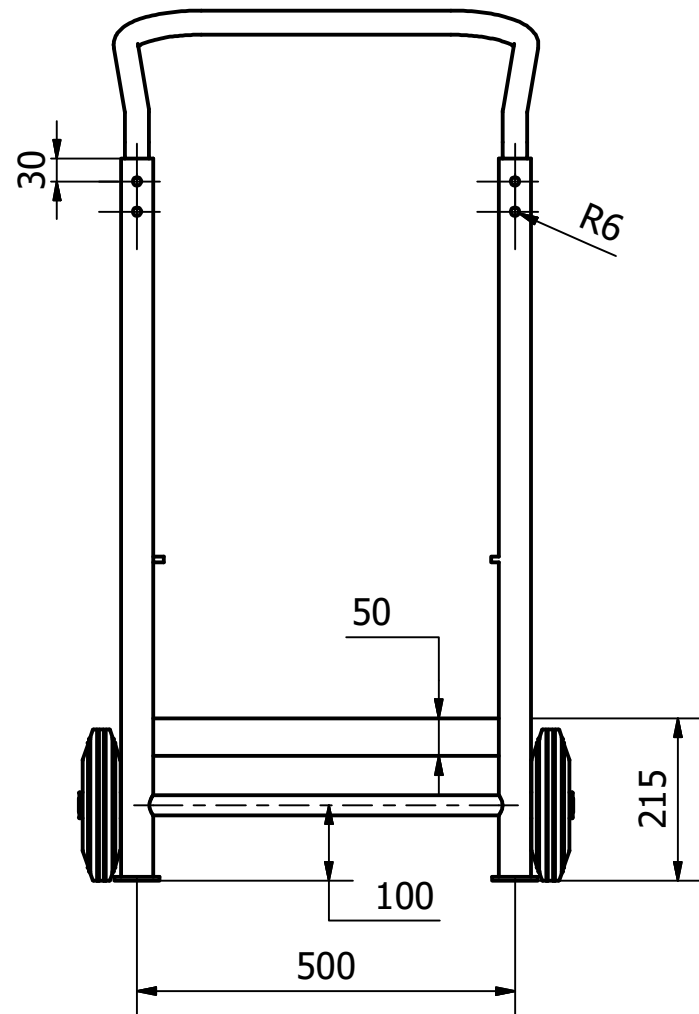
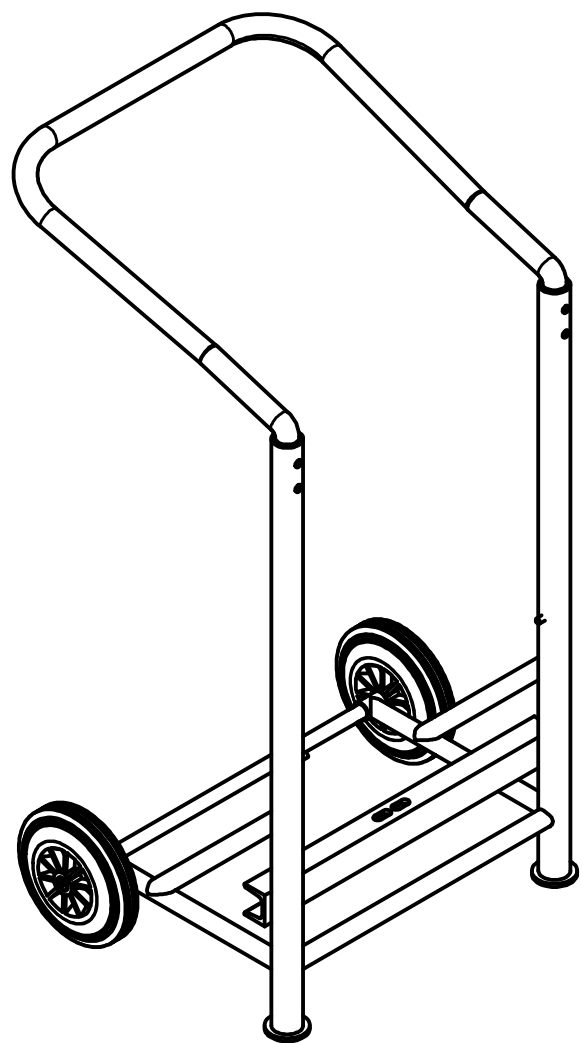
Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 30/01/2017	
Peça nº 63					
chapa 3b			Edition	Sheet 1 / 1	



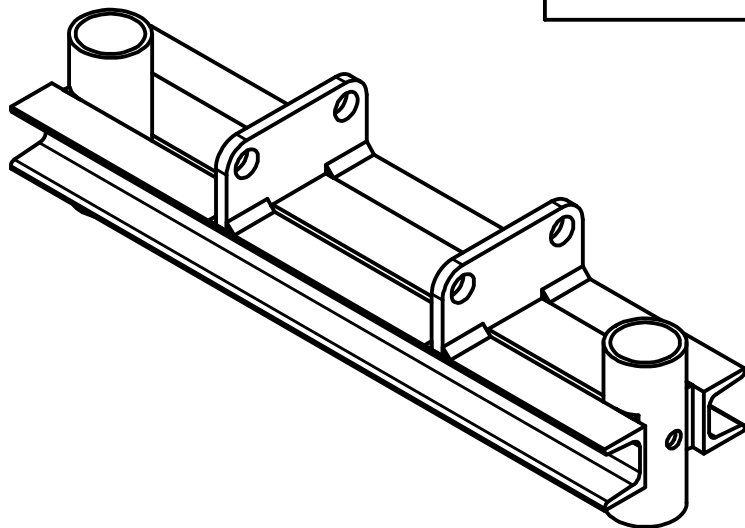
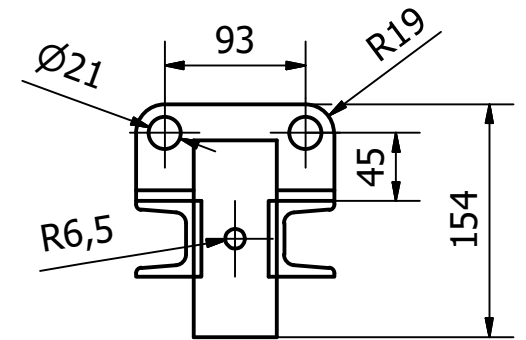
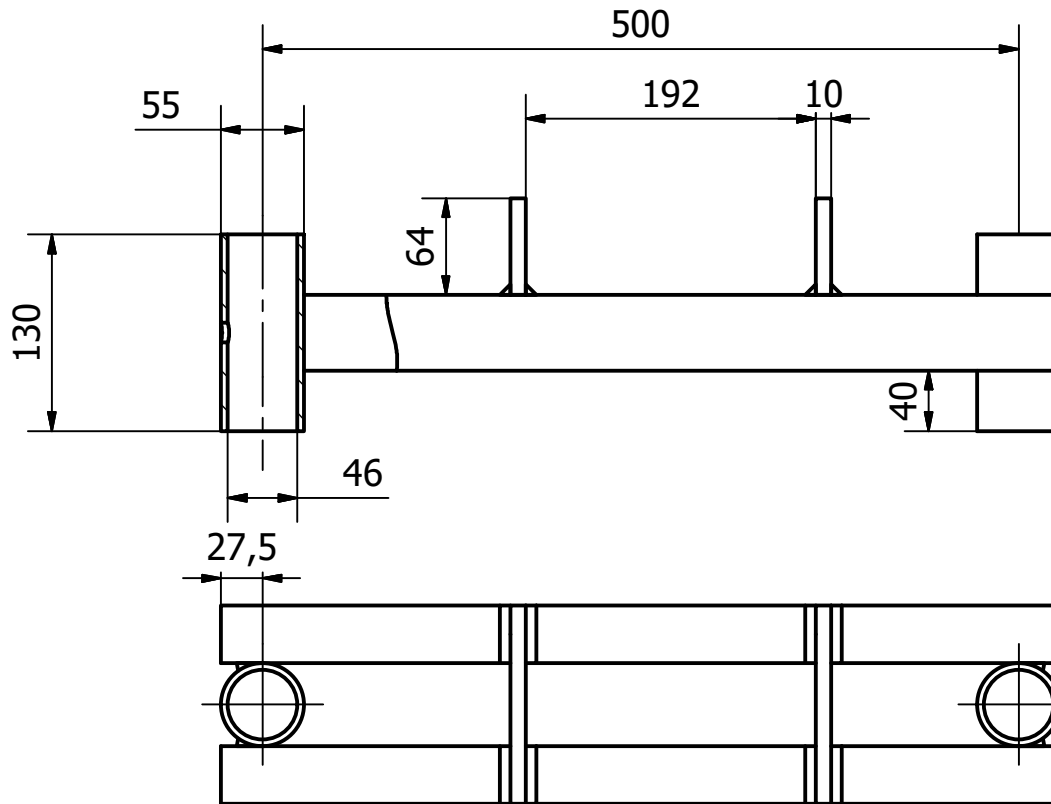
Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 02/02/2017	
Montagem 2			Edition		Sheet 1 / 1



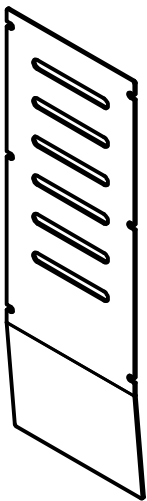
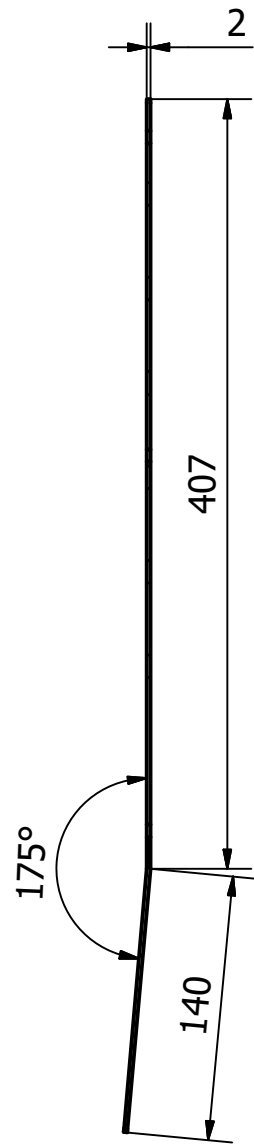
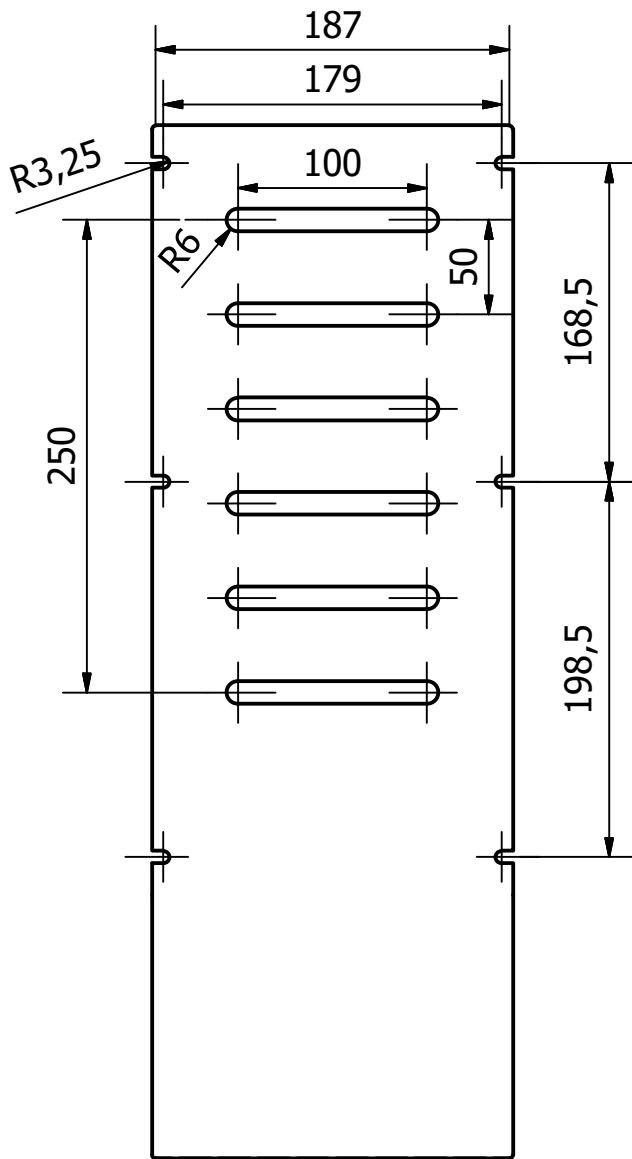
Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 02/02/2017	
Sub-montagem nº 7			sistema_limitador_de_carga_ligação_coluna		
			Edition	Sheet	



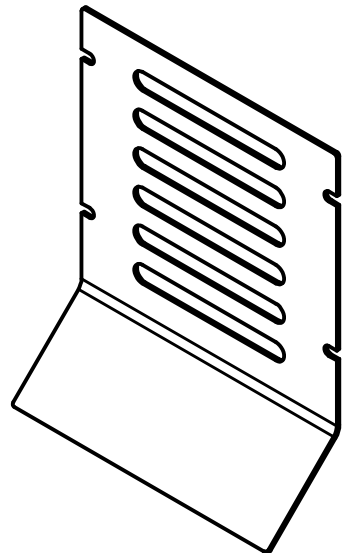
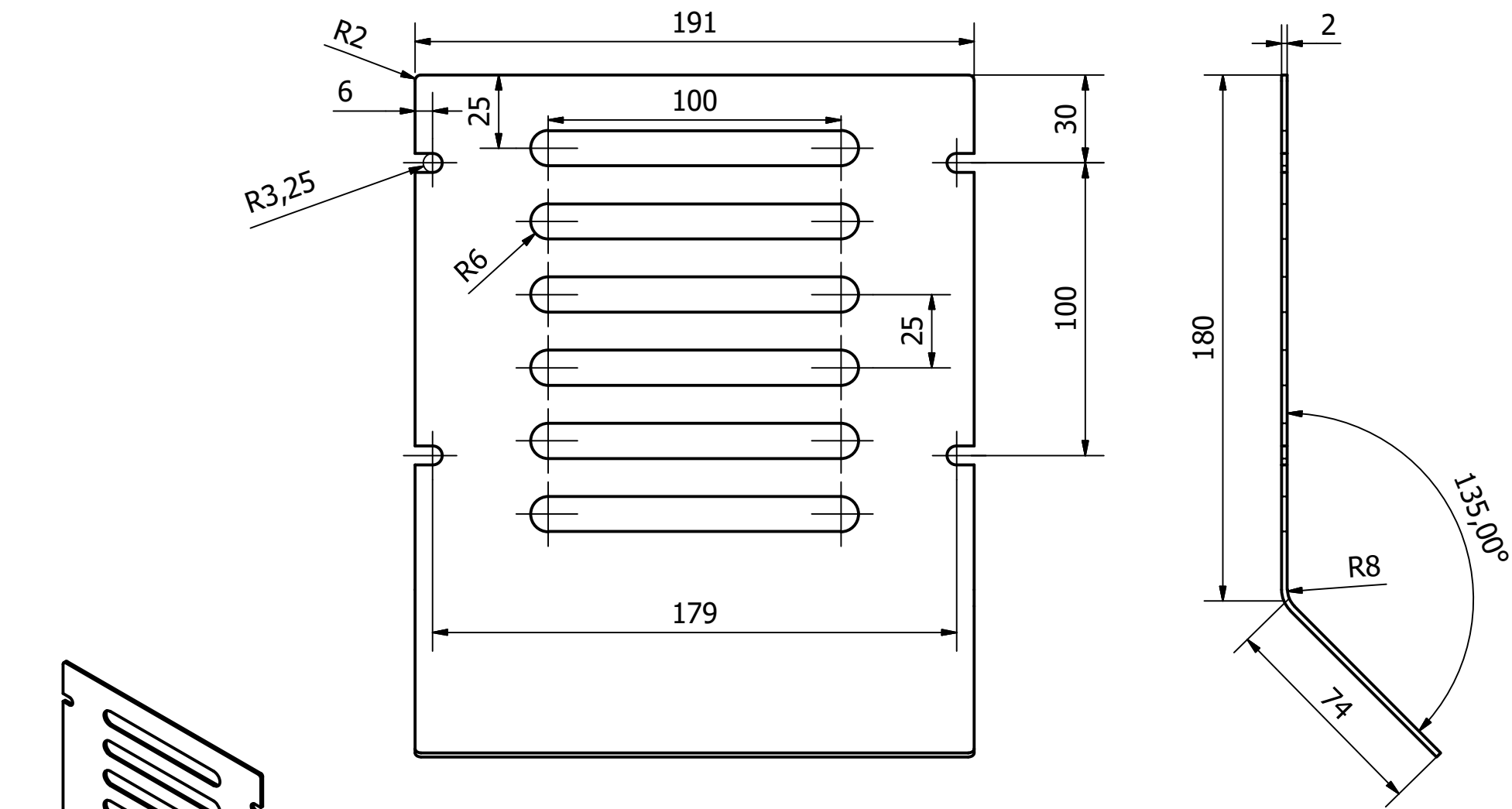
Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 02/02/2017	
Sub-montagem nº 8			carro	Edition	Sheet 1 / 1



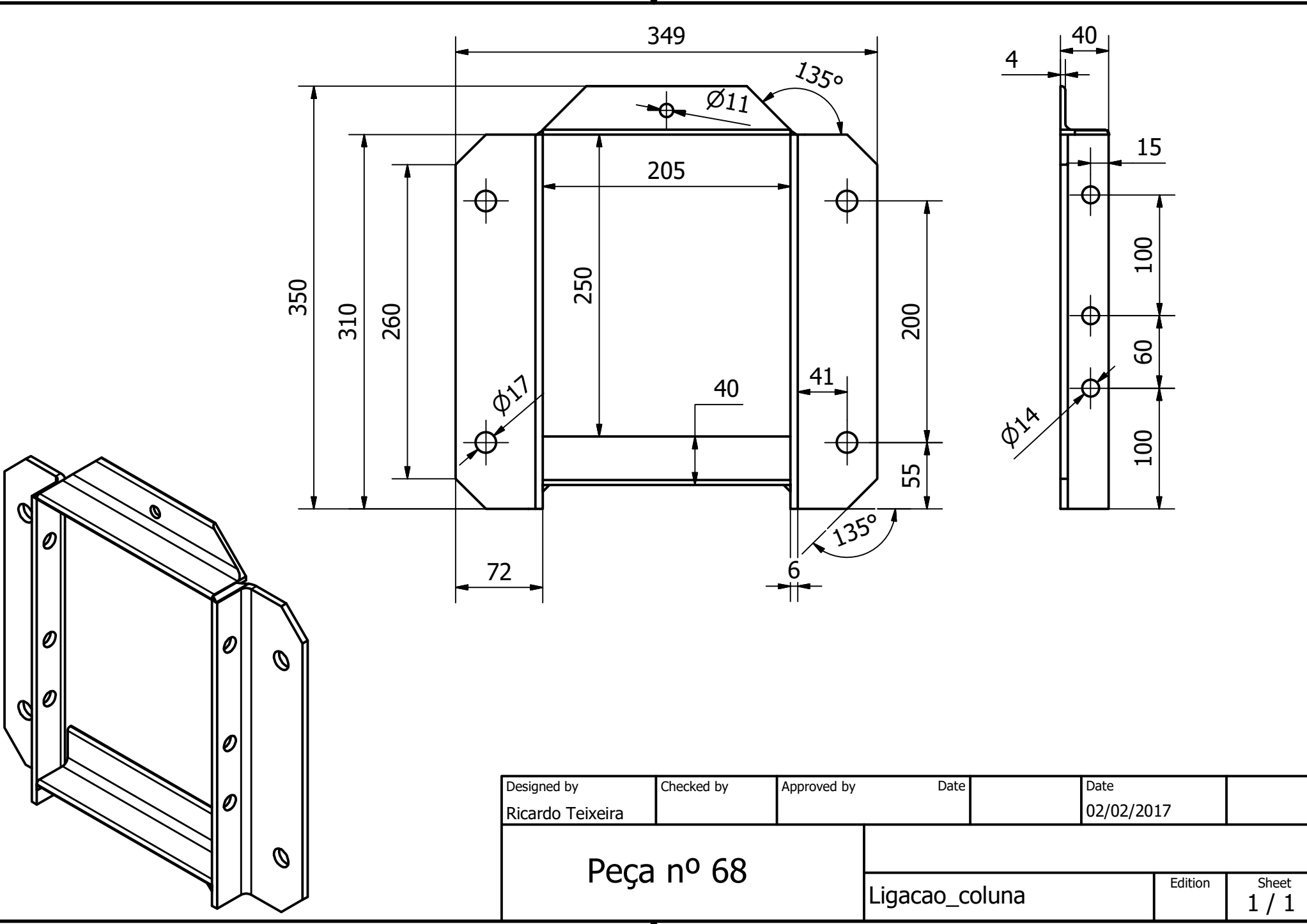
Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 02/02/2017	
Sub-montagem nº 9			viga_apoio_tras_carrinho		
			Edition	Sheet 1 / 1	



Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 02/02/2017	
Peça nº 66			tampa superior		
			Edition	Sheet 1 / 1	



Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 02/02/2017	
Peça nº 67			tampa_frente		
			Edition	Sheet 1 / 1	



Designed by Ricardo Teixeira	Checked by	Approved by	Date	Date 02/02/2017	
Peça nº 68			Ligacao_coluna		