



**Helder José da
Silva Marques**

**Unidade Manipuladora de Peças Conformadas em
Prensas**



**Helder José da
Silva Marques**

**Unidade Manipuladora de Peças Conformadas em
Prensas**

Dissertação apresentada à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação do Prof. Doutor Francisco José Malheiro Queiroz de Melo Professor Associado do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro e coorientação do Mestre António da Silva Guedes, Assistente convidado do Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.

o júri

presidente

Prof. Doutor Alfredo Manuel Balacó de Morais
Professor Associado do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro

arguente

Prof. Doutor José Luís Soares Esteves
Professor Auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.

orientador

Prof. Doutor Francisco José Malheiro Queiroz de Melo
Professor Associado do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro

co-orientador

Mestre António da Silva Guedes
Assistente Convidado do Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Agradecimentos

Família

Mecânica Exacta

Orientadores

Amigos

Palavras-chave

Robô cartesiano, movimento linear, duplo estágio, servomotor, redutor, guia, patins, veio nervurado, fuso de esferas, correias, polias.

Resumo

O projeto apresentado tem como objetivo a concepção de um sistema de manipulação programável a dois eixos do tipo por controlo numérico. Foi realizado o estudo dos tipos de alimentadores de prensas existentes no mercado e pesquisa de sistemas patenteados com a finalidade de percepção do tipo de componentes constituintes de um manipulador cartesiano. Foram definidos os requisitos iniciais que a unidade manipuladora de peças conformadas em prensas deve respeitar, sendo estes o deslocamento vertical de 100mm, deslocamento horizontal de 1000mm sob a velocidade média de $1\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$. Foi considerado que o movimento horizontal deve ser do tipo duplo estágio, com o fim de desimpedir a zona de trabalho da prensa, após o manipulador realizar a tarefa de introdução de folha de chapa na prensa. Foi efetuado o dimensionamento do diâmetro mínimo necessário da ventosa e estipulada a configuração do sistema de suporte das ventosas. Seguiram-se as verificações aos componentes selecionados, constituintes do movimento horizontal e vertical, destes fazendo parte, três sistemas dinâmicos lineares de guias e patins, sistemas de transmissão por correias e polias, sistema de veio nervurado, sistema de fuso de esferas, redutores e servomotores. Foi realizado o desenho de conjunto do mecanismo de manipulação, assim como sua lista de material. Foram efetuadas duas análises estáticas por elementos finitos com recurso a *software* de simulação de dois conjuntos de elementos estruturantes chave do mecanismo manipulador. De seguida procedeu-se à análise e comentários dos resultados obtidos nas verificações e simulações numéricas efetuadas sobre os componentes atribuídos. Por fim tiraram-se conclusões, em referência, à importância de introdução de certos componentes no sistema, importância das rotinas de caracterização dos acionamentos horizontal e vertical no âmbito de validação dos servomotores selecionados, à estabilidade e capacidade de suporte da estrutura quando submetida aos esforços requeridos e a viabilidade de execução do fabrico.

Keywords

Cartesian robot, linear motion, dual stage conveyor, servomotor, reducer, guides rail, runner block, ball spline, ball screw, timing belts, pulley.

Abstract

The Project presented herein has, as main goal, the design of a programmable Cartesian (x-y) manipulator for numerical control positioning operation. A study of available similar solutions in the scope of manipulator systems for sheet metal feed in mechanical presses was carried out. This study was mainly focused on registered documents for patent pending processes in the design of Cartesian motion systems. The design had to follow initial specifications as horizontal and vertical strokes of 100mm and 1000mm, respectively, with velocities of the order of 1ms^{-1} . It was assumed that horizontal motion was a double stage type, so that the press working zone was clear after having placed the metal sheet under the press tool. To accomplish with the efficiency and safety of the task of sheet transportation, a system of vacuum suction cups was designed for the purpose. All checks for the distortion under force of all mechanical components were done in this work; the sets designed and inspected were: slideways, belt drives, sheaves, bearings and the active motion source, that are the servo-motors. All material and integrating parts are mentioned in a List. The project is presented in necessary drawings showing all the assembled equipment views, as well as the drawing of some individual integrating parts. In the last step, finite element modelling was used to investigate the accurate stress distribution of the item in analysis to obtain accurate information for the von Mises equivalent stress distribution, having commented the obtained results. Finally, conclusions and suggestions for the project progress were presented.

Índice

1.	Enquadramento.....	1
1.1.	Motivação.....	1
1.2.	Objetivo.....	2
1.3.	Movimentação automática de materiais em prensas	2
1.3.1.	Alimentação de uma prensa.....	2
1.3.2.	Alimentação em linhas de prensas.....	3
1.3.3.	Desenroladores de chapa.....	3
1.3.4.	Unidade de separação de chapas empilhadas e alimentação.....	4
1.3.5.	Automatização entre prensas.....	5
2.	Mercado e geração de ideias e conceitos	9
2.1.	Mercado	9
2.2.	Patentes	10
3.	Considerações base de dimensionamento	15
3.1.	Pressupostos e explicação de funcionamento	15
3.2.	Multiplicação de movimento	17
4.	Sistema de vácuo e “tooling”	23
4.1.	Dimensionamento do sistema de vácuo.....	25
4.2.	Seleção do sistema “Tooling”	27
5.	Movimento horizontal.....	31
5.1.	Dimensionamento do sistema dinâmico linear composto por guias e patins.....	31
5.1.1.	Fundamentos teóricos.....	31
5.1.1.1.	Definição dos parâmetros de funcionamento	31
5.1.1.2.	Cargas devido a forças e momentos.....	35
5.1.1.3.	Carga equivalente combinada nos rolamentos	38
5.1.1.4.	Consideração de pré carga	40
5.1.1.5.	Carga dinâmica equivalente no rolamento	42
5.1.1.6.	Expetativa de vida.....	43
5.1.1.7.	Carga estática equivalente no rolamento	46
5.1.1.8.	Coefficiente de segurança estático	47
5.1.2.	Dimensionamento do sistema dinâmico linear 1	48
5.1.2.1	Definição dos parâmetros de funcionamento	49
5.1.2.2	Cargas devido a forças e momentos.....	54
5.1.2.3	Carga equivalente combinada nos rolamentos.....	56
5.1.2.4	Consideração de pré carga.....	57

5.1.2.5	Carga dinâmica equivalente no rolamento	58
5.1.2.6	Expectativa de vida.....	58
5.1.2.7	Carga estática equivalente no rolamento	59
5.1.2.8	Coefficiente de segurança estático	59
5.1.3.	Dimensionamento do sistema dinâmico linear 2	59
5.1.3.1	Definição dos parâmetros de funcionamento.....	60
5.1.3.2	Cargas devido a forças e momentos.....	63
5.1.3.3	Carga equivalente combinada nos rolamentos	65
5.1.3.4	Consideração de pré carga	65
5.1.3.5	Carga dinâmica equivalente no rolamento	66
5.1.3.6	Expectativa de vida	66
5.1.3.7	Carga estática equivalente no rolamento	67
5.1.3.8	Coefficiente de segurança estático	67
5.2.	Determinação de polias e correias.....	67
5.2.1.	Polias	67
5.2.2.	Correias	68
5.3.	Dimensionamento do sistema de veio nervurado	70
5.3.1.	Dimensionamento	72
5.3.1.1	Determinação do diâmetro mínimo admissível.....	72
5.3.1.2	Rigidez do veio.....	74
5.3.1.3	Velocidade crítica	75
5.3.1.4	Vida nominal.....	76
5.3.1.5	Horas de operação	77
5.3.1.6	Verificação do rolamento exterior	78
5.4.	Perfil de alumínio	80
5.5.	Redutor	82
5.6.	Servomotor.....	89
6.	Movimento vertical.....	93
6.1.	Sistema de fuso de esferas.....	93
6.1.1.	Fundamentos teóricos	95
6.1.1.1	Definição dos requisitos	95
6.1.1.2	Expectativa de vida.....	97
6.1.1.3	Velocidade crítica	100
6.1.1.4	Carga axial admissível no fuso.....	101
6.1.1.5	Binário e potência do sistema.....	103
6.1.2.	Aplicação ao caso de estudo.....	105
6.1.2.1	Definição do ciclo dinâmico	105
6.1.2.2	Definição das cargas.....	108

6.1.2.3	Consideração da pré carga	110
6.1.2.4	Vida Nominal	111
6.1.2.5	Coeficiente de segurança estático	111
6.1.2.6	Velocidade crítica	111
6.1.2.7	Carga axial permissível no fuso.....	112
6.1.2.8	Binário e potência do sistema.....	112
6.2.	Dimensionamento do sistema dinâmico linear composto por guias e patins de suporte ao movimento vertical.....	113
6.2.1.	Definição dos parâmetros de funcionamento	113
6.2.2.	Cargas devido a forças e momentos	117
6.2.3.	Carga equivalente combinada nos rolamentos	119
6.2.4.	Consideração de pré carga.....	120
6.2.5.	Carga dinâmica equivalente no rolamento.....	121
6.2.6.	Expetativa de vida	122
6.2.7.	Carga estática equivalente no rolamento.....	122
6.2.8.	Coeficiente de segurança estático	122
6.3.	Servomotor.....	122
6.4.	Cilindro equilibrador	123
7.	Desenho de conjunto.....	125
8.	Simulação numérica	127
8.1.	Caso de estudo 1	127
8.1.1.	Considerações de análise	127
8.1.2.	Resultados.....	130
8.2.	Caso de estudo 2	133
8.2.1.	Considerações iniciais	133
8.2.2.	Resultados.....	137
9.	Análise de resultados.....	141
10.	Conclusões.....	147
	Referências.....	151
	Anexos	153

Índice de Figuras

Figura 1 – Prensa servo-acionada com desenrolador de chapa (1), estação de lavagem (2), endireitador de chapa (3), aparelho de avanço (4), prensa de corte (5) e armazém de folhas de chapa (6). [2] ...3	
Figura 2 – Exemplo de linha desenroladora de chapa [3]	4
Figura 3 – Sistema de desempilhamento e transporte por correias magnéticas [3]	5
Figura 4 – Tipos de robôs, robô cartesiano (esquerda) [4], robô articulado (direita) [5]	6
Figura 5 – Transporte de peças entre prensas com recurso a robôs cartesianos [3]	6
Figura 6 – Transporte de peças entre prensas com recurso a robôs articulados e carruagens de transmissão por correia. [3]	7
Figura 7 – Patente US 0239184	10
Figura 8 – Patente US 0152050	11
Figura 9 – Patente US 0132125	11
Figura 10 – Patente US 0036525	12
Figura 11 – Patente US 6203200	12
Figura 12 – Patente US 005111708	13
Figura 13 – Patente US 4289441	14
Figura 14 – Esquema de funcionamento do manipulador	16
Figura 16 – Esquema de multiplicação	17
Figura 17 – Exemplo de “tooling” [7]	24
Figura 18 – Exemplo de ejetor de vácuo da serie ZR [10]	25
Figura 19 – Coeficiente de segurança correspondente: 2 (esquerda) e 4 (direita) [7]	26
Figura 20 – Sistema tooling implementado	28
Figura 21 – Definição de linha de centro caso se utilize 2 fileiras ou 4 fileiras de esferas. [14]	33
Figura 22 – Localização do referencial de coordenadas no caso de 2 guias e 4 patins. [14]	33
Figura 23 – Sistema de forças aplicadas no sistema. [14]	34
Figura 24 – Geometria de um sistema composto por 2 guias e 4 patins e representação das forças efetivas por patim. [14]	37
Figura 25 – Comprimento do patim e distâncias entre os centros dos patins [14]	39
Figura 26 – Exemplo de variações de força em função do deslocamento [14]	42
Figura 27 – Exemplo de variação da velocidade em função do tempo. [14]	44
Figura 28 – Tipo de sistema dinâmico implementado	49
Figura 29 – Disposição do sistema adotado e eixo coordenado de referência [14]	50
Figura 30 – Deslocamento em função do tempo	52
Figura 31 – Velocidade em função do tempo	52
Figura 32 – Aceleração em função do tempo	53

Figura 33 – Disposição do sistema 2	61
Figura 34 – Deslocamento em função do tempo.....	61
Figura 35 – Velocidade em função do tempo	62
Figura 36 – Aceleração em função do tempo.....	62
Figura 37 – Esquema de aplicação de polias e correias de acionamento do movimento horizontal	67
Figura 38 – Gráfico de binário específico em função da rotação para correias AT10 e T10. [18]	69
Figura 39 – Exemplo de sistema de eixo nervurado da THK modelo LTR [21]	70
Figura 40 – Esquema de montagem do sistema de veio nervurado no sistema global	71
Figura 41 – Esquema de funcionamento do sistema veio nervurado	72
Figura 42 – Perfil de alumínio mk 2006	81
Figura 43 – Esquema de análise da flecha do perfil	81
Figura 44 – Diagrama com o procedimento de verificação [19].....	83
Figura 45 – Evolução da velocidade de angular e binário em função do tempo da polia condutora	86
Figura 46 – Esquema de constituição do sistema fuso de esferas [14].....	93
Figura 47 – Constituição da porca de esferas [14].....	94
Figura 48 – Exemplo de disposição do sistema [14].....	96
Figura 49 – Exemplo de atuação de forças [14]	97
Figura 50 – Encurvadura gerada por atuação de cargas axiais [14].....	102
Figura 51 – À esquerda conversão de movimento de rotação em movimento linear À direita conversão de movimento linear em movimento de rotação [14].....	103
Figura 52 – Deslocamento em função do tempo.....	108
Figura 53 – Aceleração em função do tempo.....	108
Figura 54 – Velocidade em função do deslocamento.....	108
Figura 55 – Rotação e rotação média em função tempo.....	108
Figura 56 – Disposição do sistema adotado e indicação do referencial predefinido	113
Figura 57 – Deslocamento em função do tempo.....	115
Figura 58 – Aceleração em função do tempo.....	115
Figura 59 - Velocidade em função do deslocamento.....	115
Figura 60 – Mecanismo final 1	125
Figura 61 – Mecanismo final 2	126
Figura 62 – Características geométricas do caso de estudo 1	127
Figura 63 – Composição das malhas atribuídas aos componentes 1.....	129
Figura 64 – Condições de fronteira 1	130
Figura 65 – Tensão de Von Mises associado aos componentes de alumínio.....	131
Figura 66 – Deslocamento associado aos componentes de alumínio.....	131
Figura 67 – Tensão de Von Mises associado aos componentes de aço	132
Figura 68 – Deslocamento associado aos componentes de aço	132
Figura 69 – Modelo geométrico 2.....	133

Figura 70 – Constituição da malha 2	135
Figura 71 – Condições de fronteira 2	137
Figura 72 – Tensão de Von Mises associada aos componentes de alumínio.....	138
Figura 73 – Deslocamento associado aos componentes de alumínio.....	138
Figura 74 – Tensão de Von Mises associada aos componentes de aço	139
Figura 75 – Deslocamento associado aos componentes de aço	139

Índice de Tabelas

Tabela 1 – Fabricantes.....	9
Tabela 2 – Cargas presentes em cada tipo de sistema. [14].....	36
Tabela 3 – Classe e fator de pré carga. [14].....	40
Tabela 4 – Probabilidade de sobrevivência e respetivo coeficiente de correção. [14].....	46
Tabela 5 – Coeficientes de segurança recomendados [14]	48
Tabela 6 – Características de catálogo do sistema [15].....	49
Tabela 7 – Detalhes da disposição.....	50
Tabela 8 – Descrição detalhada do ciclo dinâmico	53
Tabela 9 – Percentagem de tempo e distância e velocidade média em cada fase.....	54
Tabela 10 – Casos de carga j durante as n fase do ciclo dinâmico.....	54
Tabela 11 – Reações dos patins.....	56
Tabela 12 – Resultados para a carga equivalente combinada	57
Tabela 13 – Resultados para carga equivalente efetiva.....	58
Tabela 14 – Resultados para a carga dinâmica equivalente	58
Tabela 15 – Detalhes da disposição para o sistema 2.....	60
Tabela 16 – Detalhes do ciclo dinâmico 2	63
Tabela 17 - Percentagem de tempo e distância e velocidade média em cada fase.....	63
Tabela 18 – Casos de carga para cada fase e suas coordenadas de aplicação.....	64
Tabela 19 – Reações nos patins.....	64
Tabela 20 – Carga equivalente combinada.....	65
Tabela 21 – Carga equivalente efetiva.....	66
Tabela 22 – Carga dinâmica equivalente.....	66
Tabela 23 – Fator λ de acordo com o tipo de apoio de fixação do veio [20].....	75
Tabela 24 – Caraterização do ciclo dinâmico	79
Tabela 25 – Ciclo dinâmico do veio de saída do redutor.....	85
Tabela 26 – Resultados da verificação do servomotor responsável pelo acionamento do movimento horizontal.....	91
Tabela 27 – Detalhes do sistema de fuso de esferas	95
Tabela 28 – Detalhes do ciclo dinâmico.....	96
Tabela 29 – Fator de pré carga [14]	98
Tabela 30 – Tipo de apoio nas chumaceiras e respetivo coeficiente f_{nk} [14]	101
Tabela 31 – Coeficiente f_{Pk} em função do tipo de apoio aplicado às chumaceiras [14].....	103
Tabela 32 – Caraterização do ciclo dinâmico	106
Tabela 33 – Resultados das cargas F_n e respetivas etapas de tempo q_{tn}	109

Tabela 34 – Resultados para o cálculo da carga axial efetiva.....	110
Tabela 35 – Detalhes da disposição.....	114
Tabela 36 – Descrição detalhada do ciclo dinâmico.....	116
Tabela 37 – Percentagem de tempo e distância e velocidade média em cada fase	117
Tabela 38 – Casos de carga durante a fase 1 do ciclo dinâmico.....	117
Tabela 39 – Reações dos patins.....	119
Tabela 40 – Resultados para a carga equivalente combinada	120
Tabela 41 – Resultados para a carga equivalente efetiva	121
Tabela 42 – Resultados para a carga dinâmica equivalente	121
Tabela 43 – Resultados da verificação do servomotor responsável pelo acionamento do movimento vertical	123
Tabela 44 – Caracterização da malha.....	128
Tabela 45 – Propriedades mecânicas do aço e do alumínio [11]	130
Tabela 46 – Caracterização da malha 2.....	134
Tabela 47 – Reações adotadas no caso em análise	136

1. ENQUADRAMENTO

1.1. MOTIVAÇÃO

A razão desta dissertação teve como base a proposta lançada pela empresa Mecânica Exacta, que pretendia realizar um estudo de sistemas de alimentação de chapas nas suas prensas. A orientação desta tese vem na continuidade da cooperação com a Universidade de Aveiro que esta empresa tem vindo a manter no âmbito da investigação no projeto e desenvolvimento de modelos de transporte automático e de conformação de chapa.

A empresa Mecânica Exacta encontra-se no ativo há 64 anos, destacando-se como sua atividade de produção o fabrico de prensas, demonstrando grande capacidade de projeto e aposta contínua na inovação de produtos e processos.

Atualmente o seu objetivo de trabalho centra-se na implementação de diversas tecnologias em domínios de fabrico e controlo de processos.

A qualidade e fiabilidade de seus produtos são garantidas pela experiência dos seus profissionais e controlo de qualidade baseado na norma DIN EN ISO 9001.

Constrói-se uma relação de satisfação perante os seus clientes, baseada no seu trabalho de projeto, implementação de prensas ou linhas de produção completas, conhecimento, experiência, recursos e inovação.

Desenvolve tecnologias na área da conformação metálica e manipulação de peças, conjugando elevada eficiência, com grande flexibilidade, produtividade e segurança. Regidos por ideais de melhoria contínua da qualidade e fiabilidade perante os seus clientes, de afirmação pela excelência do seu serviço de assistência técnica, investigação e desenvolvimento e, por fim, de valorização de seus recursos humanos, proporcionando ambiente de trabalho acolhedor e motivador. [1]

Num breve relato histórico sobre as vantagens da automatização de processos industriais, é inevitável lembrar este conceito, implementado por Henry Ford, que popularizou o uso de um veículo automóvel, tendo possibilitado o seu fabrico a preço acessível, simplesmente porque a linha de montagem continha equipamentos capazes de elevadas cadências de produção para a época e uma organização otimizada de operações realizadas manualmente. O tempo disponível para laborar na empresa podia pois ser eficazmente preenchido com uma maior produtividade de bens fabricados, tornando assim possível a redução de preço ao consumidor.

Para tornar possível estas operações enquadradas numa tecnologia industrial de coordenação de movimentos processados pelos equipamentos de montagem, tornou-se necessário o desenvolvimento de algoritmos geradores de sequências lógicas dos referidos movimentos. Estamos assim perante uma importante ciência que é a Automação Industrial; a qual tem vindo a apresentar impressionante progresso graças à conceção de microprocessadores industriais, com interface para sistemas pneumáticos, eletrónica de potência ou mesmo transmissões hidrostáticas de elevadas pressões.

No caso das prensas mecânicas ou hidráulicas, estas máquinas são, sob o ponto de vista cinemático, muito limitadas, pois só realizam uma única trajetória principal, a qual consiste em movimento retilíneo descendente e ascendente, a velocidade e acelerações impostas pelos processos de fabrico. Automatizar a produção proveniente de uma tal máquina consiste pois em dotá-la de mecanismos complementares que assegurem ciclos de alimentação, posicionamento e extração dos produtos conformados. Pode-se dizer que será este o objetivo principal dos capítulos que se seguem a esta descrição.

1.2. OBJETIVO

O objetivo deste projeto é a conceção de um sistema de manipulação programável a dois eixos do tipo CN, satisfazendo os requisitos impostos pela Mecânica Exacta S.A..

1.3. MOVIMENTAÇÃO AUTOMÁTICA DE MATERIAIS EM PRENSAS

1.3.1. ALIMENTAÇÃO DE UMA PRENSA

A alimentação de prensas mecânicas e hidráulicas de corte, com transfer ou com ferramentas progressivas é realizada por linha de desenroladores e/ou alimentador de folhas de chapa, de acordo com a gama de peças e o processo de produção, tornando-se um processo que beneficia do aumento de capacidade de produção, pela introdução destes sistemas automáticos de alimentação. A Figura 1 retrata um exemplo de disposição desse tipo de sistemas de alimentação de chapa para uma prensa de corte e armazenamento. [2]

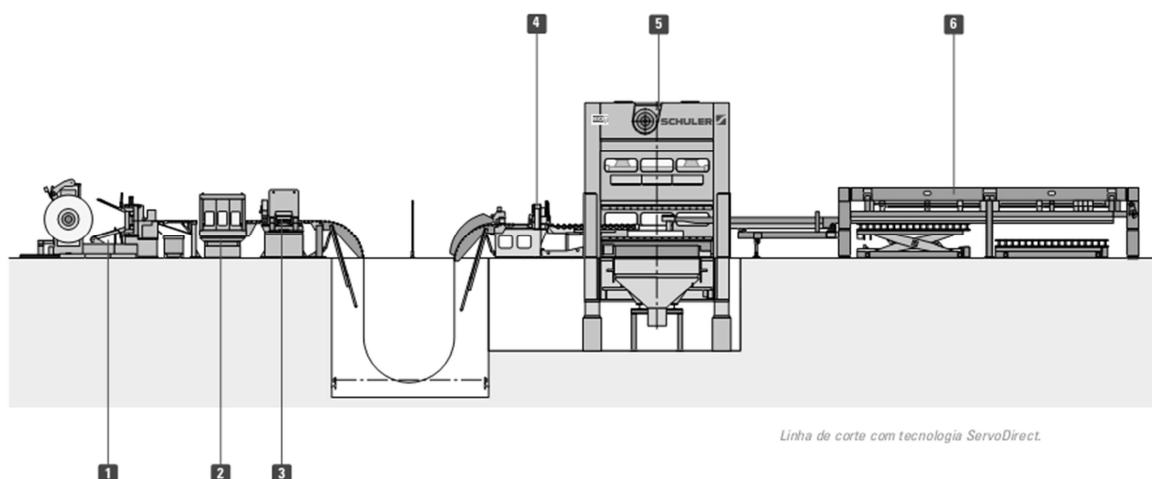


Figura 1 - Prensa servo-acionada com desenrolador de chapa (1), estação de lavagem (2), endireitador de chapa (3), aparelho de avanço (4), prensa de corte (5) e armazém de folhas de chapa (6). [2]

1.3.2. ALIMENTAÇÃO EM LINHAS DE PRENSAS

Em relação a linhas de prensas, este tipo de sistemas é composto por várias prensas em série, onde a alimentação da primeira prensa é feita tipicamente recorrendo a um alimentador de folhas de chapa.

De seguida o transporte entre prensas é realizado com recurso a manipuladores robóticos, os quais pegam na peça conformada por meio de sistemas de *Tooling* (sistema *Tooling* é um sistema que faz ligação entre o robô e o sistema de vácuo, por exemplo, permitindo o ajuste geométrico das ventosas à peça a manipular), através de sistemas de vácuo e ou magnéticos e pinças permitindo o transporte da chapa anteriormente conformada para a próxima prensa da linha. A vantagem da adoção deste tipo de transporte entre prensas é o facto do transporte ser feito sem recurso a estações intermediárias, a velocidade elevada, aumentando a cadência de produção do produto a obter. [2]

1.3.3. DESENROLADORES DE CHAPA

Em caso de fabrico de pequenas chapas metálicas, a folha de chapa é alimentada diretamente da linha desenroladora de chapa na prensa.

A linha de desenroladores de chapa tem como função desenrolar a chapa do rolo, passá-la por um endireitador e alimentar a prensa de acordo com a cadência de produção.

Os componentes típicos de uma linha desenroladora de chapa são o desenrolador, o endireitador de chapa, controlo da flecha e o rolo alimentador. O endireitador recebe a

chapa do desenrolador e estica a chapa para a endireitar, através de rolos suficientemente dimensionados para que a chapa não se volte a enrolar novamente, seguindo para o controlo da flecha. O rolo de alimentação é controlado eletronicamente, para o fim de inserir a chapa proveniente do controlo de flecha, com precisão posicional na prensa. Um exemplo deste tipo de linha anteriormente referida pode ser observado na Figura 2. [3]

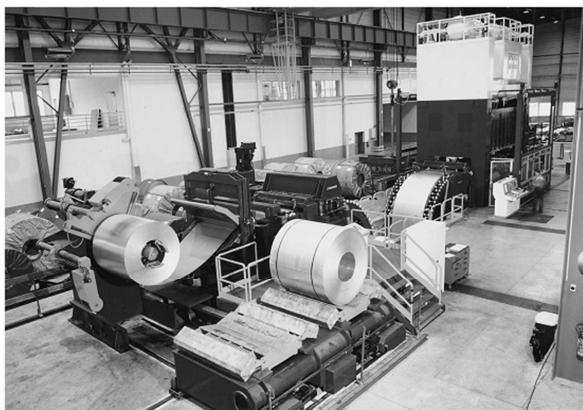


Figura 2 – Exemplo de linha desenroladora de chapa [3]

1.3.4. UNIDADE DE SEPARAÇÃO DE CHAPAS EMPILHADAS E ALIMENTAÇÃO

Quando o elemento a alimentar se trata de folhas de chapas empilhadas, existem unidades de separação de chapa, com o próprio sistema de alimentação integrado. Esta unidade funciona em sintonia com o ciclo da prensa. Quando estão envolvidas cadências de produção reduzidas, o desempilhamento e alimentação é realizado pelo próprio alimentador. Em caso de cadências de produção mais elevadas, após a separação da chapa, esta é transferida para um tapete de transporte composto por correias magnéticas que faz o transporte do armazenamento da chapa até à estação de acoplamento do sistema *transfer da prensa*.

Sistema *transfer* é uma montagem automática interna à prensa para o transporte de folhas de chapa, sendo utilizado em prensas de cadência de produção elevada, mais propriamente em prensas com ferramentas progressivas.

No caso em que o desempilhamento e a alimentação são realizados pelo próprio alimentador (cadência de produção reduzida entre 10 e 12 peças por minuto), o alimentador atua quando é efetuado a troca de chapas na prensa. Durante a separação das chapas do armazém de chapas, a chapa que se encontra no topo da pilha de chapas é

transportada através do sistema de vácuo por ventosas. A operação de separação é realizada com apoio de ímanes permanentes, o que permite a fixação da chapa superior às ventosas e a indução magnética, a separação das chapas por repulsão magnética das chapas, isto no âmbito de evitar que duas chapas sejam transportadas em simultâneo. Alguns sistemas utilizam jatos de ar laterais às chapas para efetuar essa separação. No caso de materiais não magnéticos como o aço inoxidável e o alumínio o transporte é apenas realizado com suporte a sistemas de vácuo.

No caso de transporte e desempilhamento com o uso de correias magnéticas (elevada cadencia de produção), este tipo de equipamento é composto por uma ou duas unidades de atuadores pneumáticos, suportados por ventosas ou ímanes para desempilhamento, introduzem a chapa no tapete de correias magnéticas e é realizado o transporte até o alcance do sistema *transfer*. Exemplo de aplicação representados na seguinte Figura 3.



Figura 3 – Sistema de desempilhamento e transporte por correias magnéticas [3]

1.3.5. AUTOMATIZAÇÃO ENTRE PRENSAS

Nas linhas de prensas mais recentes, o transporte das peças entre prensas e a própria alimentação é automática. Os principais tipos de sistemas utilizados no transporte entre prensas de peças são robôs cartesianos (*swing arm feeders*) e robôs articulados (*CNC robots*).

O critério de seleção do robô a utilizar depende do deslocamento a realizar, cadência de produção e espaço disponível.

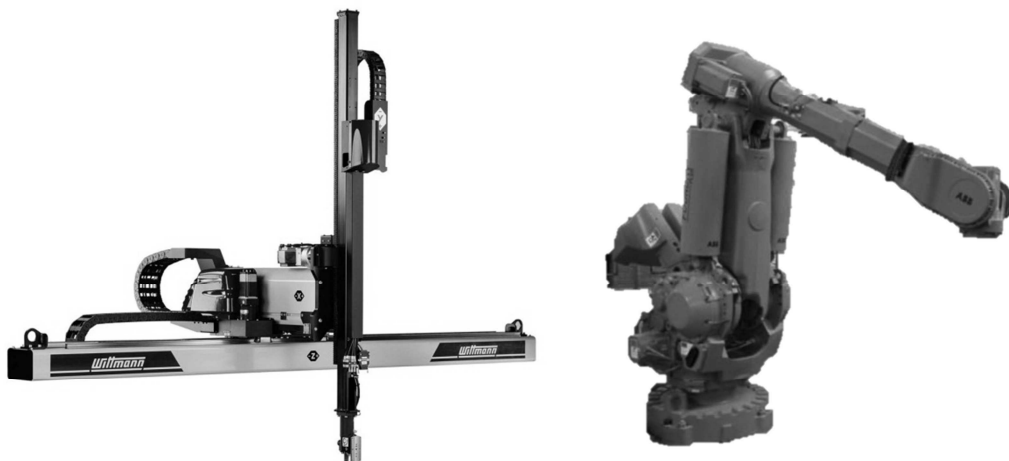


Figura 4 - Tipos de robôs, robô cartesiano (esquerda) [4], robô articulado (direita) [5]

Os robôs cartesianos são atuados por motores elétricos e distinguem-se por deslocamentos lineares ao longo dos eixos coordenados. De acordo com a seguinte Figura 5 é descrito o tipo de procedimento que o manipulador cartesiano efetua. O manipulador que está sobre a retaguarda da prensa remove a chapa conformada que é ejetada da ferramenta através dos extratores da prensa, por meio de ventosas, de seguida, efetua o transporte para a estação intermédia de prensa. A partir daqui, a peça é virada se necessário e introduzida na ferramenta da prensa pelo alimentador da prensa seguinte. Robôs cartesianos possuem curvas de movimento fixas, o que os torna perfeitos para uso em distâncias entre prensas reduzidas, para transporte de peças de tamanho médio e várias peças com geometrias semelhantes.

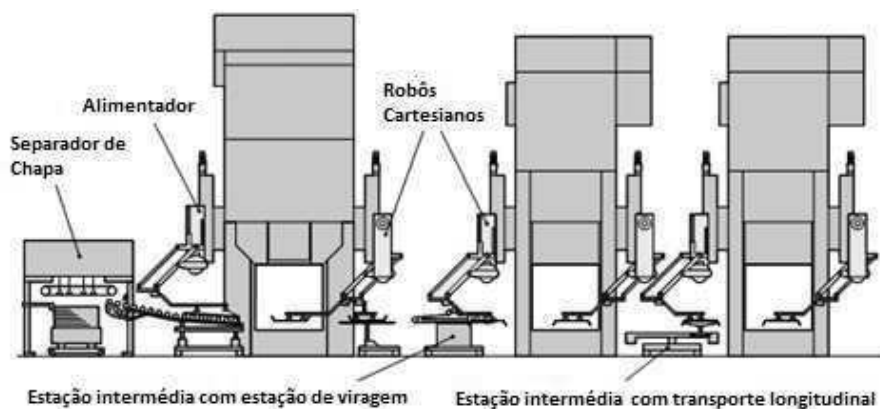


Figura 5 - Transporte de peças entre prensas com recurso a robôs cartesianos [3]

Os robôs articulados são controlados eletronicamente e também podem ser programados livremente em dois eixos e usados em inúmeras variedades de tipos de peças. A atuação é feita por meio de dois mecanismos de rotação própria ou por meio de carruagens de transmissão por correia. Possuem a característica de conseguir remover a peça da ferramenta sem uso de extratores.

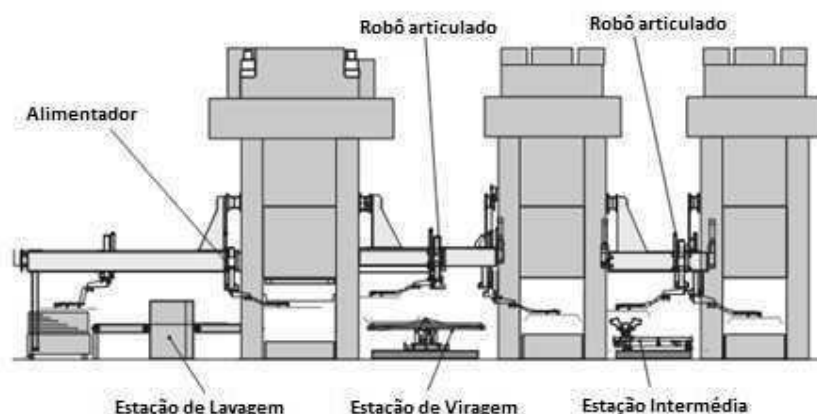


Figura 6 - Transporte de peças entre prensas com recurso a robôs articulados e carruagens de transmissão por correia. [3]

Quando são utilizados os dois tipos de robôs em simultâneo é necessário recorrer ao uso de estações intermediárias. Estas estações intermediárias estão equipadas com três a cinco eixos programáveis, para transporte da peça em direção longitudinal, ajuste transversal, altura e ângulo de inclinação.

A automação com recurso ao uso de robôs oferece a vantagem de eliminação de depósito de peças entre prensas. O braço do robô consegue retirar a peça diretamente da ferramenta de uma prensa para a introduzir na prensa seguinte, eliminando o recurso a estações intermédias. A principal desvantagem revela-se no âmbito de peças de grande porte, uma vez que o transporte deste tipo de peças normalmente é realizado lentamente devido à elevada massa, recurso a forças centrífugas durante o transporte praticamente impossível e percursos de transporte longos. Em contraste, a livre programação do braço robótico assegura o transporte de grande variedade de geometrias diferentes em trajetórias diferentes. [3]

2. MERCADO E GERAÇÃO DE IDEIAS E CONCEITOS

2.1. MERCADO

Por forma a possibilitar a realização deste projeto é necessário verificar dentro do mercado o tipo de equipamentos equiparáveis com o que se pretende projetar. Isso envolve pesquisa de fabricantes do mesmo tipo de equipamento a projetar, ou seja, inseridos dentro do mercado de automação de prensas, mais precisamente robôs e manipuladores cartesianos. Seguidamente, apresentam-se na Tabela 1 os principais fabricantes deste tipo de equipamentos.

Tabela 1 - Fabricantes

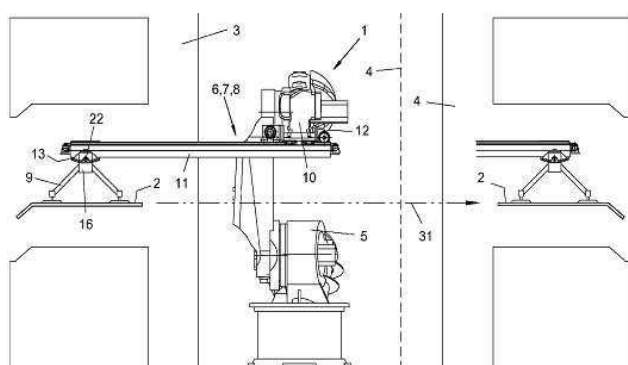
Fabricante	Origem	Tipo de produto	Endereço eletrónico
Schuler	Alemanha	Robôs, manipuladores cartesianos, manipuladores de barras articuladas	www.schuler.com
Gudel	Suíça	Robôs, manipuladores cartesianos	www.gudel.com
Atlas Technologies	Estados Unidos	Robôs, manipuladores cartesianos	www.atlastechnologies.com
ABB	Suécia	Robôs, manipuladores de barras articuladas	www.abb.com
Binar	Suécia	Manipuladores cartesianos	www.binarolofstrom.se
Strothmann	Alemanha	Robôs manipuladores cartesianos	www.strothmann.com

Após análise do mercado existente é necessário ainda realizar uma pesquisa de ideias e conceitos existentes implementados dentro do âmbito de manipuladores cartesianos, ou seja, análise de patentes, ponto que é abordado de seguida.

2.2. PATENTES

As patentes constituem um eficiente meio de conhecer o estado do conhecimento e inovação sobre determinadas soluções que pretendemos desenvolver. A disciplina do projetista em consultar as patentes sobre conceitos, sistemas e soluções em geral é importante pelo facto de não colidir com direitos de autor e assim preservar a propriedade intelectual. Além disso, serve para que o projetista saiba até que ponto o que tem em mente é ou não inovador.

As patentes referidas de seguida são provenientes da consulta de patentes presentes em *sites* destinados à divulgação dos mesmos, como *Google patents* e *espacenet*. A existência deste tipo de *sites* serve como fonte de enriquecimento do conhecimento pelos mecanismos apresentados pelos ditos autores, e permitem no mundo da engenharia analisar mecanismos existentes com pormenor, possibilitando através da criatividade do indivíduo, realizar a sua interpretação, assim como a adaptação do sistema analisado em diferentes vertentes da aplicação original. Seguidamente apresentam-se vários mecanismos patenteados cujos conceitos são aplicados no desenvolvimento do trabalho. A folha inicial de cada patente está apresentada em anexo.



Transport Unit

A transport unit (1) is provided for workpieces (2), in particular sheet metal parts, between neighboring placement areas or machining devices (3, 4), in particular presses. The transport unit (1) includes a multi-axis robot (5) having a gripper tool (9). A controllable transfer unit (6) is also provided that is guided by the robot (5). The unit includes an advancement unit (7) and a pivot unit (8) for the gripper tool (9).

Figura 7 - Patente US 0239184

A patente US 0239184 retrata uma unidade de transporte destinada ao transporte de chapas metálicas entre prensas pouco distantes. A unidade de transporte é constituída por um robô de vários eixos que possui uma ferramenta de acoplamento de peças.

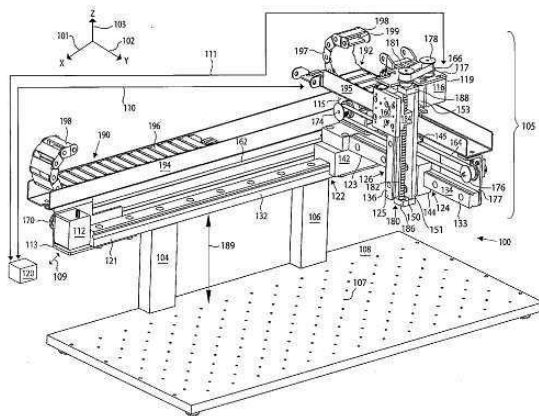


Figura 8 - Patente US 0152050

Three-Axis Robotic System With Linear Bearing Supports

A three-axis robotic system. On the first and second axes, respective linear bearings have movable carriages, and backbone-free linear bases acting as exclusive support or linear bearing supports. A first motor is mounted to the first linear bearing support and coupled to the first carriage. The second linear bearing support is attached at one end to the first carriage and may be orthogonal to the first linear bearing support. A second motor is mounted to the second linear bearing support and coupled to the second carriage. A third axis member is attached to the second carriage. The third axis member may be orthogonal to the first and second linear bearing supports. A third carriage is slidable on the third axis member. A third motor is mounted to the third axis member and coupled to the third carriage. Each respective motor and carriage may be coupled by a belt or leadscrew.

A patente representada pela Figura 8 retrata um sistema robô de três eixos. Este possui sistemas de guias e patins como suporte dos movimentos a efetuar sobre cada eixo. O primeiro motor é montado no primeiro sistema de patins que é acoplado na primeira guia. O segundo sistema de linear é acoplado no fim da primeira carruagem (patim) e é ortogonal ao primeiro sistema linear. O segundo motor é acoplado na segunda carruagem do segundo sistema linear. O terceiro eixo é montado na segunda carruagem e é ortogonal ao primeiro e segundo sistema linear. A terceira carruagem desliza segundo a terceira guia, que faz suporte à terceira carruagem. Cada motor aciona o patim por meio de correia ou fuso parafuso.

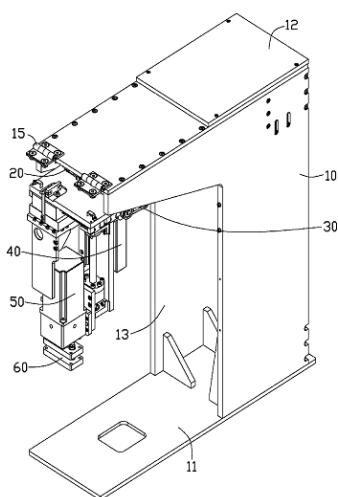
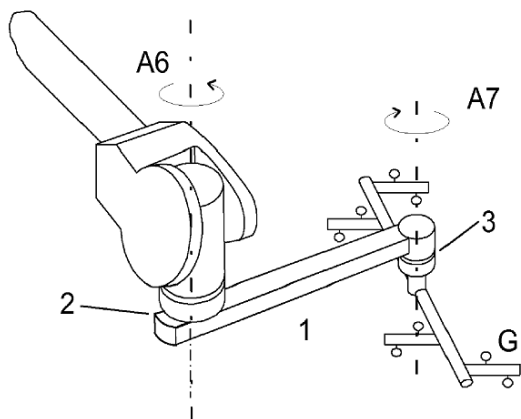


Figura 9 - Patente US 0132125

Cartesian Coordinate Robot

A Cartesian coordinate robot includes a first transmission mechanism slidably connected to a second transmission mechanism, a third transmission mechanism slidably connected to the second transmission mechanism. The first transmission mechanism includes a first guide rail, a first slider slidably connected to the first guide rail, and a first driving module driving the first slider. The second transmission mechanism includes a second guide rail perpendicular to the first guide rail, a second slider slidably connected to the second guide rail, and a second driving module driving the second slider. The third transmission mechanism includes a third guide rail perpendicular to the first guide rail and the second rail, a third slider slidably connected to the third guide rail, and a third driving module driving the third slider.

A patente US 0132125 (Figura 9) refere-se a um robô cartesiano de três eixos. Para cada eixo o deslocamento é feito por sistemas lineares compostos por guias e patins.



Parts Handling Device, System and Method

A method for operating a system including at least two robots for handling parts and a robot control unit arranged for control of said at least two robots. Each of the robots is arranged with a parts handler device including a rigid arm with one end connected to the end element of an arm of the robot by a first swivel arranged for radial movement of the rigid arm in relation to the end element. Each of the robots is also arranged with a gripper connected to the rigid arm by a second swivel arranged for free, passive rotation of the gripper in relation to the rigid arm. The method includes generating instructions for the at least two robots to pick and/or move and/or place a part and sending the instructions to each robot simultaneously.

Figura 10 - Patente US 0036525

A patente US 0036525 (Figura 10) retrata um sistema de manipulação de peças composto no mínimo por dois robôs de manipulação da peça e um robô para controlo dos robôs de manipulação. Cada robô atua em braços rígidos, fornecendo-lhes rotação. Cada robô possui pegas para fixar ao braço rígido passíveis de rotação. O método envolve a geração de instruções para a movimentação dos robôs de manipulação, para estes efetuarem operações de levantamento ou movimento de um sítio em específico para outro sítio de destino.

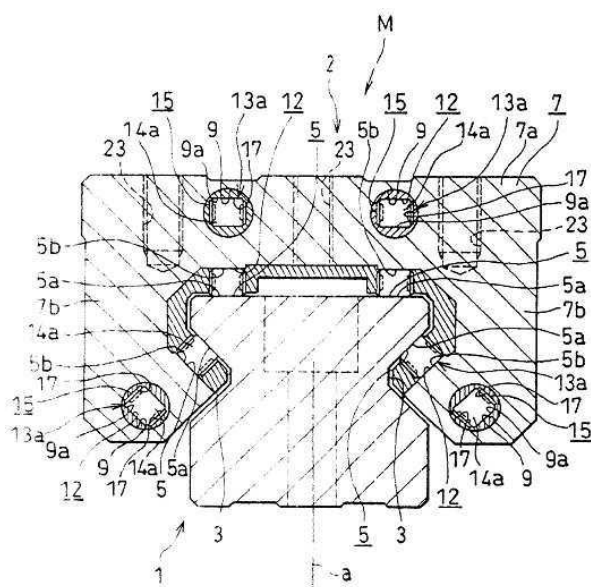
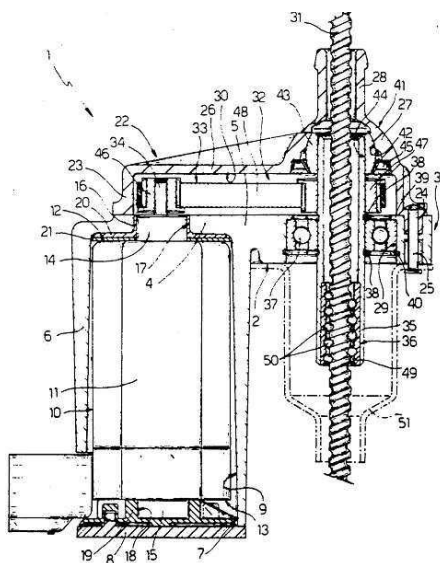


Figura 11 - Patente US 6203200

Linear Motion Guide Apparatus Employing a Roller Train

A roller train for enabling a slider to be freely guided along a track rail and to a linear motion guide apparatus employing this roller train that is used in machine tools, industrial robots, precision instruments, and the like provides a roller train capable of substantially preventing skew in the rollers that can prevent the rollers from circulating smoothly. A linear motion guide apparatus that employs this roller train enables the slider to move smoothly. The roller train 13a includes a plurality of rollers 14a and a retaining member 15. The retaining member 15, constructed of a slick synthetic resin material, is provided with roller retaining holes 19 to retain the plurality of rollers 14a in a series. In particular, side plates 20 for covering both end faces of the 14a are provided on the portions of the retaining member 15 that oppose both end faces of the 14a contained in the roller retaining holes 19. The side plates 20 prevent skew in the rollers 14a, enabling the same to roll smoothly. The 14a are prevented from falling out of the retaining member 15 by the engaging of depressions 16 and protrusions 21 formed in the end faces of the cylindrical rollers 14a and the inner surfaces of the side plates 20, respectively.

A patente US 6203200 (Figura 11) retrata um sistema linear composto por guias e patins, sendo o contato entre as guias e patins realizado por meio de rolos, permitindo uma elevada redução de atrito no contato entre estes dois componentes. Este tipo de sistema é frequentemente utilizado em máquinas ferramenta, robôs industriais e em instrumentos de precisão.

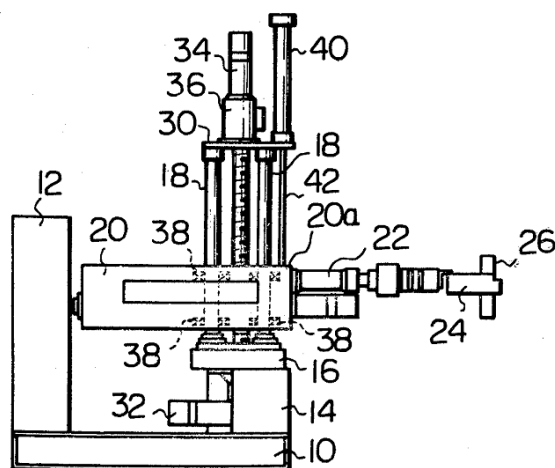


Electromechanical Linear Actuator

A linear actuator wherein a load-bearing body or structure made of relatively heavy metal provides for flexibly supporting an electric motor, the output shaft of which is connected, via a belt drive, to a tubular shaft parallel to the output shaft of the motor, and connected in rotary manner, at a first point, to the load-bearing structure and, at a second point, to a plastic element integral with the load-bearing structure: the output member of the actuator consisting of a screw coaxial with the tubular shaft and connected to the same via a recirculating-ball screw-nut-screw coupling.

Figura 12 - Patente US 005111708

A patente US 005111708 (Figura 12), refere-se à conversão de movimento de rotação em movimento linear com recurso a um sistema de fuso de esferas. O acionamento do fuso pode ser efetuado por atuação direta de um motor ou através de uma polia acionada por correia. A rotação do fuso faz o deslocamento linear da porca que se encontra sobre este, permitindo também o deslocamento linear de todos os componentes assemblados na porca. O contato entre a porca e o fuso é feito por meio de esferas, permitindo a redução drástica do atrito entre as duas superfícies de contato.



Industrial Robot

An industrial robot, having a robot hand mounted on a vertically movable body which is vertically moved by a vertical feed motor being provided with a load reducing means which includes a cylinder means for applying a constant upward force to the vertically movable body during the vertical movement of the body. The upward force contributes to reducing a load applied to the vertical feed motor.

Figura 13 - Patente US 4289441

A patente US 4289441 (Figura 13) refere um robô industrial, que possui uma mão robótica para manipulação de peças, cujo movimento vertical é feito por atuação de um motor assistido por um cilindro. A introdução do cilindro no sistema reflete-se na atenuação da carga que é suportada pelo motor, pela aplicação de uma força constante durante o movimento vertical da peça a manipular.

3. CONSIDERAÇÕES BASE DE DIMENSIONAMENTO

3.1. PRESSUPOSTOS E EXPLICAÇÃO DE FUNCIONAMENTO

As considerações iniciais para dimensionamento do sistema de manipulação são:

Manipulador:

Manipulador 2 eixos

Curso transversal: 1000 mm

Curso elevação: 100 mm

Velocidade de referência para o curso transversal: 1000 mm/s

Dimensões da peça: 400x800x2 mm (400 mm segundo o eixo longitudinal da máquina)

Neste caso pressupõe-se a paragem da prensa ciclo a ciclo.

Por forma a explicitar a descrição e o funcionamento do manipulador, em torno de interação com a prensa, é necessário compreender em primeira mão o que se pretende deste projeto e sua origem. A origem do projeto provém da necessidade do cliente requerer um manipulador cartesiano de dois eixos, para efetuar a função de alimentar e retirar diretamente a chapa metálica da área de trabalho da prensa. Para isso é necessário considerar que existem dois manipuladores, um sobre a lateral esquerda em relação à prensa e um a atuar pela lateral direita da prensa, de modo a garantir que quando, por exemplo, o manipulador lateral direito acede à zona de trabalho da prensa para retirar a chapa conformada, o outro manipulador está em estado estacionário na posição 2 (Figura 14) já em posse da chapa pronta para conformação, para que quando o manipulador de extração se encontrar na posição simétrica à 2 em deslocação ao armazém de chapas conformadas para depositar a chapa conformada no armazém, o outro manipulador está a introduzir a chapa por conformar na zona de trabalho da prensa. Também é necessário definir uma janela de abertura de atuação para o manipulador, com o fim de diminuição do tempo de espera da prensa e otimizar o tempo de ciclo do processo. O conceito de janela de abertura representa, por exemplo, para uma janela de abertura de 180 graus, implica que o manipulador só acede à zona de trabalho da prensa, quando o punção se encontra a metade do curso, no sentido ascendente que posteriormente efetua um compasso de espera para dar tempo à atuação dos manipuladores.

Tendo em conta que um dos requisitos do manipulador é efetuar um deslocamento horizontal de 1m. De modo a garantir este requisito é necessário que o manipulador efetue uma paragem durante a fase de conformação da prensa, o que implicaria uma paragem do manipulador na posição 2, com o fim de evitar danos que possam ocorrer no embate do manipulador com o punção da prensa.

Em seguida, explicam-se os deslocamentos e sincronização dos manipuladores com a prensa. A situação inicial (posto 2 da Figura 14).

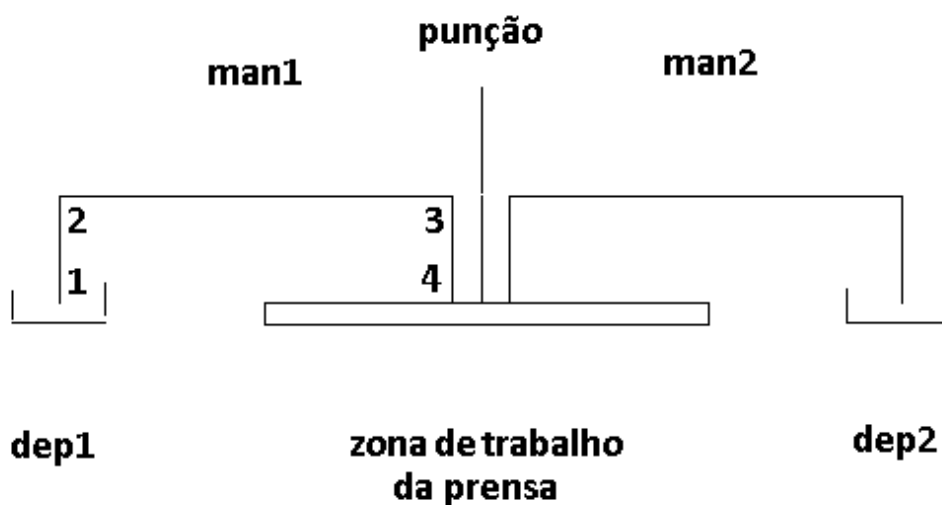


Figura 14 - Esquema de funcionamento do manipulador

Como o projeto apenas vai se inteirar do manipulador de alimentação à prensa, atribuindo a este um tempo de ciclo de 3s, assume-se que este no instante inicial se encontra na posição 2, em estado estacionário, cuja trajetória é descrita como, de 2 para 3 efetuando um deslocamento de 1m com o perfil de movimento trapezoidal, em seguida efetua de 3 para 4 um deslocamento de 100mm com o perfil de movimento triangular, devido ao facto de se tratar de um deslocamento bastante reduzido em relação ao deslocamento de 1m. Em seguida tem de efetuar 4 para 3, seguidamente de 3 para 2, depois 2 para 1 e por fim voltar à posição 2.

Dedicando ao sistema de vácuo na posição 1 (pegar na peça) e na posição 4 (largar a peça), um tempo de $2 \times 0,34s$, conclui-se que, para o deslocamento linear do manipulador, é dedicado um tempo de 2,32s. Assumindo que o manipulador em cada ciclo efetua 2 movimentos de deslocamento horizontal e 4 movimento de deslocamento vertical opta-se por dedicar 44% do tempo de deslocação do manipulador ao movimento vertical e os

restantes 56% do tempo ao movimento horizontal, atribui-se 1,12s e 1,2s, respetivamente aos movimentos vertical e horizontal. Para descrição e parametrização dos movimentos lineares fica assim atribuído para o movimento horizontal um tempo correspondente a 0,6s e para o movimento vertical um tempo de 0,28s. Para cada movimento efetuado, vertical e horizontal, seguem em anexo fichas descritivas dos movimentos trapezoidais e triangular adotados.

3.2. MULTIPLICAÇÃO DE MOVIMENTO

Neste ponto são expostas algumas noções matemáticas de multiplicação do movimento constituinte do sistema responsável pela movimentação horizontal do manipulador. Na Figura 15 é apresentado um esquema simplista de funcionamento de um sistema de multiplicação. Como constituição existem duas correias, a correia 1 acionada pela polia condutora e a correia 2 do 2º estágio. A correia da polia condutora aciona por exemplo um perfil de alumínio, representado como estágio 1. Por sua vez o estágio 1 é ligado por meio de guias e patins a um referencial fixo onde estão fixas as polias livres 1 e 2, ou seja quando a correia 1 é acionada faz a deslocação do perfil de alumínio sobre os patins. A multiplicação do movimento é efetuada pela fixação da correia 2 do segundo estágio ao referencial fixo das polias livre 1 e 2, que quando o perfil é acionado com uma velocidade v a carga que é acoplada à parte exterior da correia 2 move-se com uma velocidade $2.v$.

Seguidamente é efetuada uma análise simples do sistema através da representação de equações de velocidade linear e angular do tipo de sistema.

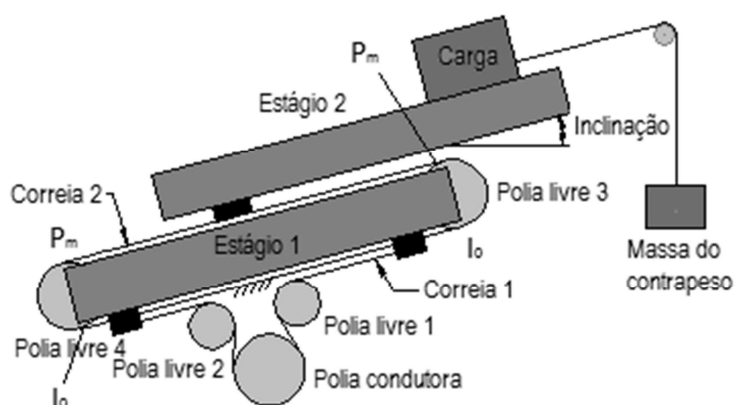


Figura 15 - Esquema de multiplicação

Seja V_c a velocidade da correia que aciona a carga, qualquer ponto desta estrutura movimenta-se à velocidade V_c . Entretanto, a correia 2 do 2º estágio do sistema tem dois pontos extremos que estão fixos. Durante o movimento do sistema, os pontos I_0 são assim dois centros instantâneos de rotação; logo a sua velocidade é nula. Assim, como os centros das polias livres 3 e 4 pertencem ao estágio 2, também se deslocam à velocidade V_c . Podemos então aplicar a equação de Mozzi para o movimento de rotação composto de translação:

– Velocidade do centro V_{PL3} da polia livre 3 do estágio 2:

$$V_{PL3} = V_{I0} + \omega_{PL3} \times R_{PL3} \quad (3.1)$$

Onde V_{PL3} é a velocidade do centro da polia livre 3 (tal velocidade é a do estágio 2); R_{PL3} é o raio da polia livre 3 do estágio 2 e ω_{PL3} é a frequência angular das polias livres como resultado da translação do estágio 2 à velocidade V_c como estabelecido. Como $V_{I0}=0$, então obtemos,

$$\omega_{PL3} = \frac{V_{PL3}}{R_{PL3}} \quad (3.2)$$

– Velocidade do ponto Pm da correia 2 do estágio 2:

Aplicado de novo a equação de Mozzi [6] teremos:

$$V_{Pm} = V_{PL3} + \omega_{PL3} \times R_{PL3} = 2(\omega_{PL3} \times R_{PL3}) = 2 \cdot V_{PL3} \quad (3.3)$$

Este resultado mostra que o sistema descrito é um multiplicador de velocidade, mas também é um multiplicador do curso que o carro móvel efetue. De facto, para o mesmo intervalo de tempo Dt , se a velocidade de transporte V_c for constante, então o curso no carro móvel é $V_c \Delta t$ e na correia do carro móvel (2º estágio) é dado por

$$\Delta L_{2 \text{ estágio}} = 2 \cdot V_c \cdot \Delta t \quad (3.4)$$

Deste modo, também as acelerações absolutas da correia no carro móvel são também duplas das da estrutura do carro móvel. [6]

De seguida é realizada uma análise do mesmo género mas dentro do conteúdo da contabilização de inércia a vencer para acionar o sistema multiplicador de velocidade. Ou seja, a contabilização das inércias de todos os constituintes em relação à polia condutora.

Seja,

$$m_2 = m_{carga} + m_{estágio2} + m_{correia2} \quad (3.5)$$

e

$$m_1 = m_{estágio1} + m_{correia1} + m_{PL3} + m_{PL4} \quad (3.6)$$

A inércia linear que é contabilizada na polia condutora proveniente do estágio 2 na polia condutora é deduzida pelo seguinte raciocínio.

Visto que a velocidade linear v do estágio 2 é dada por:

$$v = 2 \cdot v_{PC} \quad (3.7)$$

Ou

$$v = 2 \cdot \omega_{PC} \cdot r_{PC} \quad (3.8)$$

Onde,

v_{PC} – Velocidade linear da polia condutora

ω_{PC} – Velocidade angular da polia condutora

r_{PC} – Raio da polia condutora

Pelo conceito de conservação de energia em que o primeiro termo da seguinte equação refere-se à energia linear do estágio 2 e o segundo termo refere-se à energia do estágio 2 que é transferida à polia condutora.

$$\frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot J_{PC} \cdot \omega_{PC}^2 \quad (3.9)$$

Substituindo v pelo estipulado na equação (3.8), obtém-se:

$$m \cdot (2 \cdot \omega_{PC} \cdot r_{PC})^2 = J_{PC} \cdot \omega_{PC}^2 \quad (3.10)$$

Logo a inércia linear J_{PC} pertencente ao estágio 2, em relação à polia condutora é dada por:

$$J_{PC} = 4 \cdot m \cdot r_{PC}^2 \quad (3.11)$$

A inércia linear que é contabilizada na polia condutora proveniente do estágio 1, seguindo o mesmo raciocínio anterior é dada por:

$$J_{PC} = m \cdot r_{PC}^2 \quad (3.12)$$

De seguida é feita a contabilização da inércia angular proveniente do estágio 2, em relação à polia condutora, mais propriamente as inércias angulares das polias livres 3 e 4.

Partindo do pressuposto que a velocidade linear das polias livres v_{PL} têm a mesma relação com a velocidade linear da polia condutora de acordo com (3.13):

$$v_{PL} = 2 \cdot v_{PC} \quad (3.13)$$

Aplicando o mesmo raciocínio abordado na contabilização das inércias lineares de representação das velocidades lineares sob a forma de velocidades angulares obtém-se:

$$\omega_{PL} \cdot r_{PL} = 2 \cdot \omega_{PC} \cdot r_{PC} \quad (3.14)$$

A relação entre a velocidade angular da polia livre e a velocidade angular da polia condutora descreve-se por:

$$\omega_{PL} = \frac{2 \cdot \omega_{PC} \cdot r_{PC}}{r_{PL}} \quad (3.15)$$

Aplica-se o conceito de conservação de energia:

$$\frac{1}{2} \cdot J_{PL} \cdot \omega_{PL}^2 = \frac{1}{2} \cdot J_{PC} \cdot \omega_{PC}^2 \quad (3.16)$$

Substituindo ω_{PL} de acordo com a equação (3.15) na equação (3.16) obtém-se:

$$J_{PL} \cdot \left(2 \cdot \omega_{PC} \cdot \frac{r_{PC}}{r_{PL}} \right)^2 = J_{PC} \cdot \omega_{PC}^2 \quad (3.17)$$

Por fim a contribuição da inércia angular proveniente do estágio 2 é contabilizada na polia condutora pela seguinte equação:

$$J_{PC} = 4 \cdot J_{PL} \cdot \frac{r_{PC}^2}{r_{PL}^2} \quad (3.18)$$

A inércia angular proveniente do estágio 1 em relação à polia condutora é dada então por:

$$J_{PC} = J_{PL} \cdot \frac{r_{PC}^2}{r_{PL}^2} \quad (3.19)$$

A contabilização de inércias pertencente ao mecanismo condutor J_{MC} , considerando os componentes retratados na figura 15 é dado por:

$$J_{DM} = J_{PC} + \frac{m_1 \cdot r_{PC}^2 + 4 \cdot m_2 \cdot r_{PC}^2 + 4 \cdot m_{CP} \cdot r_{PC}^2}{[m_1 + 4 \cdot (m_2 + m_{CP})] \cdot r_{PC}^2} + J_{PL1} \cdot \frac{r_{PC}^2}{r_{PL1}^2} + J_{PL2} \cdot \frac{r_{PC}^2}{r_{PL2}^2} + 4 \cdot J_{PL3} \cdot \frac{r_{PC}^2}{r_{PL3}^2} + 4 \cdot J_{PL4} \cdot \frac{r_{PC}^2}{r_{PL4}^2} \quad (3.20)$$

4. SISTEMA DE VÁCUO E “TOOLING”

Com base na pesquisa efetuada verifica-se que existem 3 tipos de manipulação, no âmbito do modo como estes sistemas “prendem” ou “seguram” a peça ou esboço a manipular, estes são denominados como sistemas mecânicos, magnéticos e sistemas de vácuo com ação por ventosas.

Os sistemas mecânicos são mais utilizados para levantamento de cargas elevadas e uma vez que atuam de modo mecânico na peça a manipular, são dimensionados para a própria geometria dessa mesma peça, não revelando grande flexibilidade no modo de atuação imediata, ou seja, mudando o tipo de geometria da peça é necessário alterar componentes do manipulador.

Os sistemas magnéticos são sistemas constituídos por poucos componentes, com boa fiabilidade, que permitem a adaptação à geometria variável da peça a manipular devido ao seu efeito de atuação de íman permanente, mas o seu principal defeito é o facto de apenas funcionarem na manipulação de peças metálicas.

Por fim os sistemas de vácuo com atuação por ventosas, permitem elevada cadência de manipulação, possuem grande flexibilidade devido a sistemas de “tooling” desenvolvidos para que a adaptação à geometria a manipular seja efetuada no menor tempo possível. Este tipo de sistema é muito utilizado na indústria de moldes, na manipulação de produtos resultantes da injeção de termoplásticos e também na indústria da conformação metálica. Devido a estes fatores o sistema de manipulação selecionado para incorporar o projeto é o sistema de manipulação de peças por vácuo.

Este sistema de “tooling” é uma ferramenta que tem a particularidade de fornecer flexibilidade ao sistema de manipulação. Devido à capacidade de disposição dos seus constituintes permitem a adaptação a qualquer geometria a manipular. Estes constituintes também possuem a particularidade de serem fabricados de materiais de leves. As ferramentas que fazem suporte às ventosas de vácuo são principalmente, as bombas, ejetores ou sopradores de vácuo. De seguida é demonstrado um exemplo de uma configuração “tooling”, representado na Figura 16, que permite verificar a flexibilidade da ferramenta recorrendo a perfis de alumínio, possibilitando o ajuste de posição das ventosas, adaptando-se assim às várias geometrias da peça a manipular.



Figura 16 - Exemplo de “tooling” [7]

As ventosas são parte do sistema de vácuo que está em contacto direto com a peça a manipular. Estas são mais eficientes quando atuam em superfícies planas, maioritariamente são fabricadas de material polimérico. A sua seleção é feita com base no material a manipular, no tipo de massa que necessitam de elevar e no modo como essa massa é transportada por efeitos de força axial e transversal.

Os ejetores são acoplados às ventosas e funcionam pelo princípio de Venturi, ou seja, com o fluxo de ar a uma certa velocidade a circular no interior dos ejetores estes possuem variações de área de secção transversal ao fluxo que permite criar queda de pressão gerando assim o vácuo. Têm como vantagens o facto de se situarem diretamente acoplados às ventosas diminuindo movimentações de volume de ar, permitindo uma atuação mais rápida e eficaz nas ventosas.

Existem mecanismos que são acoplados entre os ejetores e as ventosas denominados por compensadores de altura, estes permitem compensação de cotas, que este tipo de sistema identifica-se com a presença de uma mola permitindo variações de altura entre a localização do objeto a manipular com o curso do manipulador.

Em relação às bombas de vácuo, estas podem ser mecanismos difíceis de implementar a distâncias curtas das ventosas, devido ao seu tamanho de mecanismo e massa, necessitando de implementação de tubagens longas. Deste facto induz-se uma resposta mais lenta na atuação de vácuo devido à longa distancia que o ar percorre nas tubagens, pelo que não é de todo recomendável a sua aplicação neste tipo de projetos, pois a otimização do tempo de atuação também é essencial neste tipo de projeto no âmbito de aumento de produção.

Os sopradores de vácuo não têm grande capacidade de geração de vácuo, mas possuem grande poder de exaustão de ar, como tal são utilizados em aplicações onde a superfície de contacto com a ventosa se revela mais porosa. [8]

4.1. DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE VÁCUO

O sistema de geração de vácuo do sistema é feito através de um ejetor de vácuo SMC ZR120S1 [9]. O ejetor é alimentado pela rede de ar comprimido do edifício com a pressão de 6bar, de seguida o ejetor gera o vácuo “retira ar” da tubagem que é conectada entre o ejetor e a ventosa. O tipo de sistema adotado é representado na seguinte figura, sendo este capaz de gerar até -84kPa [9] de vácuo à capacidade máxima de geração (aproximadamente 80% de vácuo).



Figura 17 - Exemplo de ejetor de vácuo da serie ZR [10]

Devido ao acionamento do ejetor de vácuo (ZR120S1), o sistema de vácuo possibilita trabalhar sob a pressão (negativa) de -0,8bar [9], logo a percentagem de vácuo disponível é de 80%. Com base na massa da chapa a transportar (5,14kg), um coeficiente de segurança atribuído ao modo de fixação da ventosa na chapa como se pode verificar na Figura 18 (utilizado 4 visto que o manipulador ao realizar o deslocamento horizontal atua conforme o caso da direita representado na mesma figura), percentagem de depressão (80%) e o número de ventosas a utilizar (mínimo de 4, visto que a chapa possui de dimensões na ordem de 400x800x2mm) é possível calcular o diâmetro mínimo necessário de cada ventosa com a seguinte equação:

$$\Phi_v = 113 \sqrt{\frac{m \cdot \gamma_s}{P \cdot n}} \quad (4.1)$$

$$\Phi_v = 29 \text{ mm}$$

Em que:

Φ_v – Diâmetro da ventosa (mm)

m – Massa da chapa a transportar (kg)

γ_s – Coeficiente de segurança

P – Percentagem de vácuo

n – Numero de ventosas

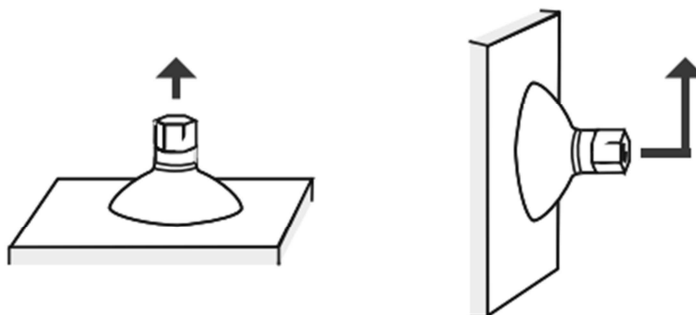


Figura 18 – Coeficiente de segurança correspondente: 2 (esquerda) e 4 (direita) [7]

Por sua vez é possível calcular a força de sucção (F_s) por:

$$F_s = P_b \frac{\pi \Phi_v^2}{4} \quad (4.2)$$

$$F_s \cong 51,6 \text{ N (1 ventosa)}$$

Em que:

P_b - Pressão máxima de trabalho do ejetor de vácuo ($0,8 \times 10^5 \text{ Pa}$). O valor assim obtido tem um coeficiente de segurança $\gamma_s = 4$.

Após o cálculo do diâmetro da ventosa e da força de sucção ou sustentação destas, existe a necessidade de uma verificação dinâmica para a eficiência da força de sucção da ventosa, ou seja, verificar se não solta os componentes a transportar por escorregamento na chapa em regime acelerações e/ou travagens no movimento dinâmico do manipulador. Para isso considerando um coeficiente de atrito (μ) de 0,5 [7], pode calcular-se uma força de

corte que é responsável pela adesão das ventosas na chapa derivada de deslocamentos perpendiculares à espessura da chapa a transportar. A força de corte (F_c) é obtida por:

$$F_c = F_s \mu \quad (4.3)$$

$$F_c = 25,8 \text{ N}$$

Por fim, de modo a verificar se esta força de corte está dentro dos parâmetros do movimento do manipulador, faz-se a seguinte analogia com esses parâmetros. Se a aceleração relacionada com a força de corte responsável pela fixação do sistema de vácuo à chapa for superior à aceleração de atuação no sistema de vácuo, gerada pelo mecanismo de transporte, então vai existir escorregamento das ventosas na chapa, falhando a capacidade do sistema de manipulação em centrar a peça na prensa ou até mesmo possibilidade de ocorrer queda da chapa. A fim de cálculo é necessário saber a massa que cada ventosa suporta, que é obtida pela razão entre a massa e o número de ventosas, que corresponde a uma massa de 1,3kg, logo se pode retirar a aceleração correspondente determinada pela segunda lei de Newton, $F = ma$, onde se obtém a aceleração limite de $19,9 \text{ ms}^{-2}$.

Em comparação da aceleração limite suportada pelo sistema de vácuo com a aceleração máxima empregada pelo sistema de manipulação, a aceleração máxima empregada pelo manipulador ($8,75 \text{ ms}^{-2}$) fica aquém da aceleração limite suportada pelo sistema de vácuo.

4.2. SELEÇÃO DO SISTEMA “TOOLING”

A seleção do sistema “tooling” resultou da consulta de catálogos de fabricantes, onde apenas foi verificado se os componentes selecionados suportam estruturalmente as forças geradas no levantamento da chapa, onde é verificada a resistência à flexão para o tubo principal, cujo este é o componente crítico do sistema.

Como tal, o tipo de constituintes selecionados são retirados do catálogo do fabricante ABB, que poderão ser consultados em anexo na secção *sistemas tooling acessórios*. O sistema implementado é descrito na imagem seguinte.

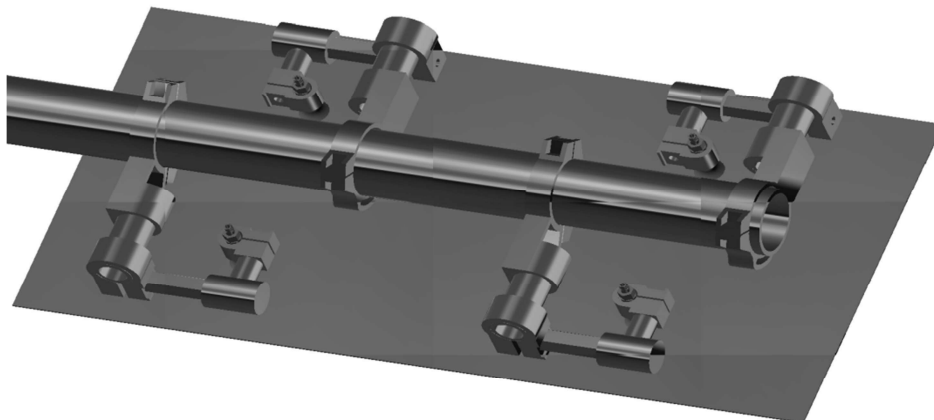


Figura 19 – Sistema tooling implementado

O sistema representado é selecionado consoante a geometria, massa e aceleração da peça a transportar. Em primeiro lugar, como a chapa se trata de uma chapa em alumínio ou aço com as dimensões de 400x800x2mm, teve-se a precaução de colocar as ventosas na localização onde a distribuição de forças seja mais homogênea possível, ou seja de modo a que o centro de massa da chapa seja sempre o mais próximo do centro da chapa.

O comprimento do tubo principal é arbitrado devido ao desconhecimento da prensa a alimentar em causa. Como tal, o comprimento do tubo principal apenas garante o afastamento da chapa a transportar, o suficiente para que quando o manipulador está na posição de deslocamento horizontal máximo, a chapa se situe o suficiente afastada do resto do manipulador.

Como tal, o tubo principal está sujeito à flexão por ação de força gravítica e por ação da força gerada pela aceleração do deslocamento vertical, por parte dos constituintes assembled nele, como a chapa e todo o sistema de manipulação por vácuo. À força gravítica está associada 9,6kg de massa, por sua vez, uma força de 94,2N. Devido à força que o movimento vertical proporciona está associada a aceleração $5,1\text{ms}^{-2}$ que gera uma força 49N. Num total o tubo principal tem de suportar uma carga de 143N. De modo a garantir que o deslocamento horizontal possibilita a remoção da chapa da área de trabalho da prensa, visto que o deslocamento horizontal proposto é de 1m, é necessário um tubo com cerca de 1,1m. Com isto anteriormente referido é considerado para dimensionamento do tubo principal o comprimento L de 842mm, onde é sujeito a uma carga de 143N na extremidade de modo a verificar a flexão do tubo quando sujeito a essa carga. De acordo com os diagramas de dimensionamento à flexão fornecidos pelo fabricante ABB (anexo secção *sistemas tooling acessórios*) o tubo de secção circular com diâmetro externo de

76mm e diâmetro interno de 66mm com comprimento de 1m tem um deslocamento máximo de flexão de 1mm [12]. Esta análise é efetuada desta forma de modo a simular o caso mais extremo em que o tubo é solicitado nesta situação. É preciso afirmar que o caso em análise não está sujeito a uma carga tão elevada na extremidade, mas sim esta carga encontra-se distribuída pelo tubo, de modo a poder-se afirmar que o deslocamento de flexão provocado pela carga não vai originar um deslocamento vertical tão acentuado.

A seleção dos restantes componentes fica também a dever-se ao catálogo do fabricante tendo apenas especial atenção aos binários de aperto nos componentes, verificando-se que o binário máximo necessário é de 8,2Nm para que não ocorra desregulação dos ângulos optados no sistema, caso que não se verifica com base no catálogo presente em anexo (*secção sistemas tooling acessórios*) do fabricante sobre os binários de aperto relativos a cada componente.

A ordem da seleção do sistema “tooling” deve-se sobretudo a partir da seleção do tubo principal de diâmetro 76mm de forma que este componente irá suportar com todos os componentes que surgem em montante até à chapa a manipular.

5. MOVIMENTO HORIZONTAL

5.1. DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DINÂMICO LINEAR COMPOSTO POR GUIAS E PATINS

5.1.1. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

O dimensionamento do sistema dinâmico é realizado segundo a metodologia apresentada pelo manual do fabricante Bosch, que descreve todos os passos e considerações com o fim de dimensionar sistemas dinâmicos lineares, designadamente as guias e os patins. Esse dimensionamento é realizado em oito passos:

1. Definição das condições de operação, tipo de sistema de guia, disposição, ciclo dinâmico e cargas;
2. Cálculo de cargas associadas às forças e momentos em cada fase n para cada bloco deslizante i na direção Y e Z ;
3. Cálculo da carga equivalente combinada no rolamento em cada fase n e para cada bloco deslizante i ;
4. Consideração da pré-carga tendo em conta a carga equivalente efetiva no rolamento, em cada fase n para cada bloco deslizante i ;
5. Cálculo da carga equivalente dinâmica no rolamento para averiguar a variação de cargas em cada bloco deslizante i ;
6. Cálculo da vida nominal ou expectativa de vida modificada a velocidade constante ou variável para cada bloco deslizante i ;
7. Cálculo da carga estática equivalente no rolamento através de cargas combinadas para cada bloco deslizante i ;
8. Cálculo do coeficiente de segurança associado à carga estática.

5.1.1.1. DEFINIÇÃO DOS PARÂMETROS DE FUNCIONAMENTO

O processo de dimensionamento é suportado pelo cálculo da vida nominal do sistema que no caso de sistemas lineares de guias por carris esse parâmetro é uma distância, ou seja, é selecionado a composição do sistema aleatoriamente ou não e depois com as características dos componentes selecionados, verifica-se se as guias e os patins

selecionados suportam a solicitação, de modo a superar a distância nominal indicada pelo fabricante como base do dimensionamento.

Neste ponto são definidas as características do sistema de guias por carris, definição do sistema de coordenadas adotado, caracterização do ciclo dinâmico e a descrição de forças que vão atuar no sistema.

Em função das características do sistema de guias por carris, é necessário ter-se uma ideia já predefinida do tipo de sistema a adotar e dimensões, por forma a consultar o catálogo do fabricante com o objetivo de retirar características como a capacidade de carga, momentos e a pré carga.

De acordo com o tipo de sistema adotado, de seguida é definido o referencial do sistema de coordenadas, o qual depende do tipo de sistema selecionado. Esse referencial, numa primeira abordagem, depende se o sistema contém duas ou quatro fileiras de esferas. No caso do sistema ser composto por 2 fileiras de esferas a linha de centro passa pelo centro das esferas. No caso de 4 fileiras de esferas a linha passa precisamente entre as duas fileiras de esferas superiores e as duas fileiras de esferas inferiores, como se pode verificar na Figura 20.

Numa segunda abordagem verifica-se o número de patins e guias a utilizar, de modo a concluir-se a definição da localização do sistema de coordenadas. A Figura 21 retrata o caso de definição do local do referencial caso se opte por utilizar duas guias e quatro patins de 4 fileiras de esferas. De seguida todas as fórmulas de dimensionamento apresentadas seguem este referencial de sistema coordenado (Figura 21).

Para cálculo da vida nominal é necessário conhecer o ciclo dinâmico do sistema em função do tempo. Este ciclo é composto por diversas fases n com a finalidade de relacionar diferentes distâncias, velocidades e acelerações, descrevendo assim por exemplo as fases de aceleração, velocidade constante, desaceleração em termo de caracterização do movimento linear que o sistema descreve em funcionamento.

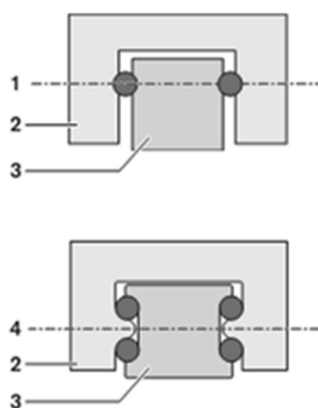


Figura 20 - Definição de linha de centro caso se utilize 2 fileiras ou 4 fileiras de esferas. [13]

Legenda:

1 - Linha de centro para 2 fileiras de esferas

2 - Patim

3 - Guia

4 - Linha de centro para 4 fileiras de esferas

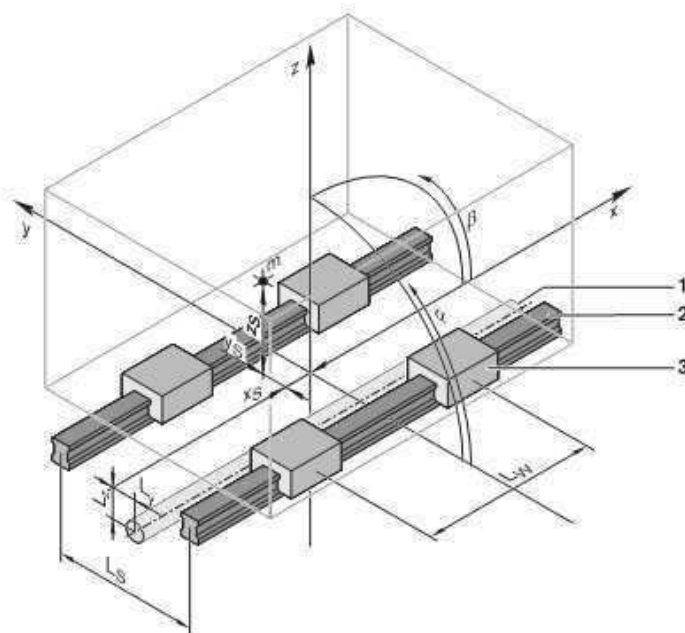


Figura 21 - Localização do referencial de coordenadas no caso de 2 guias e 4 patins. [13]

Legenda:

1 – Unidade condutora

2 – Guia

3 – Patim

L_w – Distância entre os patins (mm)

L_s – Distância entre as guias (mm)

L_y e L_z – Distância da unidade condutora, segundo o próprio eixo coordenado (mm)

x_s, y_s e z_s – Distâncias ao centro de massa (mm)

m – Massa (kg)

De seguida procede-se à descrição dos vários tipos de forças que podem atuar no sistema. Para tal, a descrição é sustentada com o sistema de forças representado na Figura 22.

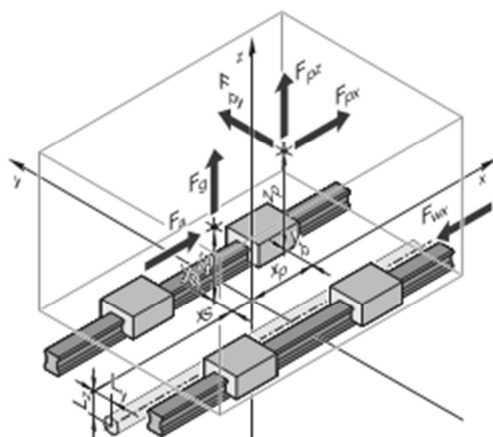


Figura 22 – Sistema de forças aplicadas no sistema. [13]

As forças F_w , que atuam no sistema são descritas com base na direção e valor. A direção é descrita pelas suas componentes F_{wx} , F_{wy} e F_{wz} . O ponto de aplicação da força é descrito pelas coordenadas x_w , y_w e z_w . Cada caso de força em aplicação é baseado na fase decorrente do ciclo dinâmico de índice j , o que permite a flexibilidade de analisar vários casos de forças para as respetivas n fases do ciclo dinâmico.

As forças F_w que atuam no sistema, derivam forças relacionadas com o peso F_g , forças de aceleração F_a e forças de processo F_p . As forças F_g e F_a atuam no centro de massa, cuja sua localização é indicada pelas coordenadas x_s , y_s e z_s em relação ao eixo coordenado

de referência, enquanto a força de processo F_p tem o seu próprio ponto de aplicação descrito pelas coordenadas x_p, y_p e z_p , em relação ao mesmo eixo de referência. Diferentes pontos de aplicação de forças e direções devem ser incluídos em cálculo. As forças de processo representam forças provenientes de processos externos como, por exemplo, maquinagem e conformação.

Todas as forças que são aplicadas sobre a direção x , são aplicadas pela unidade condutora. A força condutora é igual em valor a F_{wx} , mas atua em sentido contrário, representando também a carga que atua na guia.

O caso de força j é atribuído para cada força com a exceção da força condutora. A força condutora não é um caso de força em separado porque representa uma contra força à força que atua na direção x . Esta força é incluída nos cálculos com a sua própria simbologia e dimensões L_y e L_z .

5.1.1.2. CARGAS DEVIDO A FORÇAS E MOMENTOS

As forças que atuam no sistema estão distribuídas pelos patins de acordo com o tipo de sistema selecionado. Todos os cálculos relacionados com as cargas seguem o pressuposto que a base de montagem (componente que fixa as guias) e a plataforma superior (componente montado nos patins) são infinitamente rígidos.

De seguida é apresentada a Tabela 2 com os tipos de sistemas mais frequentes e para cada tipo, os termos relacionados com cargas que são necessários calcular.

Após a apresentação da Tabela 2 são indicadas as fórmulas para cálculo das cargas, é necessário indicar a simbologia utilizada nos termos, que é descrita no próximo passo. De modo a melhorar a compreensão desses termos, estes estão representados na seguinte Figura 23.

$F_{wx,j}, F_{wy,j}$ e $F_{wz,j}$ = Forças que atuam sobre a componente x, y e z durante o caso de força j (N)

F_{zni} e F_{yni} = Reações que atuam sobre a componente z e y no patim i na fase n (N)

M_{xni}, M_{yni} e M_{zni} = Momentos sobre x, y e z que atuam no patim i na fase n (Nmm)

$X_{w,j}, Y_{w,j}$ e $Z_{w,j}$ = x, y e z coordenadas do ponto de aplicação da força efetiva (mm)







L_S = Distância entre as guias (mm)

L_W = Distância entre os patins (mm)

L_Y e L_Z = y e z coordenadas da unidade condutora (mm)

K = Último caso de força

Tabela 2 - Cargas presentes em cada tipo de sistema. [13]

Caso	Tipo	Forças na direção Z (subida / descida)	Forças na direção Y (cargas laterais)	Momentos segundo X (torção)	Momentos segundo Y (longitudinal)	Momentos segundo Z (longitudinal)
1	1 Guia 1 Patim 	F_z	F_y	M_x	M_y	M_z
2	1 Guia 2 Patins 	F_z	F_y	M_x	-	-
3	2 Guias 2 Patins 	F_z	F_y	-	M_y	M_z
4	2 Guias 4 Patins 	F_z	F_y	-	-	-
5	2 Guias 6 Patins 	F_z	F_y	-	-	-
6	2 Guias 8 Patins 	F_z	F_y	-	-	-

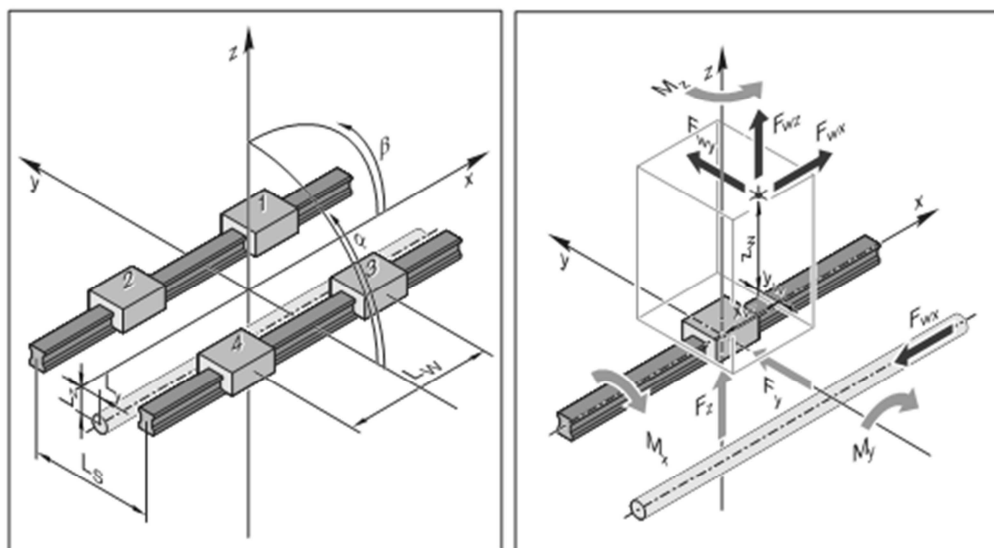


Figura 23 - Geometria de um sistema composto por 2 guias e 4 patins e representação das forças efetivas por patim. [13]

Para a aplicação de 2 guias e 4 patins, vão ser indicadas as fórmulas de base do fabricante para cálculo das reações nos patins. As próximas 4 equações (5.1), (5.2), (5.3) e (5.4) retratam as forças externas F_{zni} que atuam no patim i (1 até 4) na direção z na fase n .

$$F_{zn1} = \frac{\sum_{j=1}^k F_{wz,j}}{4} + \frac{\sum_{j=1}^k (F_{wz,j} \cdot y_{w,j}) - \sum_{j=1}^k (F_{wy,j} \cdot z_{w,j})}{2 \cdot L_S} + \frac{\sum_{j=1}^k (F_{wz,j} \cdot x_{w,j}) - \sum_{j=1}^k (F_{wx,j} \cdot (z_{w,j} - L_z))}{2 \cdot L_W} \quad (5.1)$$

$$F_{zn2} = \frac{\sum_{j=1}^k F_{wz,j}}{4} + \frac{\sum_{j=1}^k (F_{wz,j} \cdot y_{w,j}) - \sum_{j=1}^k (F_{wy,j} \cdot z_{w,j})}{2 \cdot L_S} + \frac{-\sum_{j=1}^k (F_{wz,j} \cdot x_{w,j}) + \sum_{j=1}^k (F_{wx,j} \cdot (z_{w,j} - L_z))}{2 \cdot L_W} \quad (5.2)$$

$$F_{zn3} = \frac{\sum_{j=1}^k F_{wz,j}}{4} + \frac{\sum_{j=1}^k (F_{wy,j} \cdot z_{w,j}) - \sum_{j=1}^k (F_{wz,j} \cdot y_{w,j})}{2 \cdot L_S} + \frac{\sum_{j=1}^k (F_{wz,j} \cdot x_{w,j}) - \sum_{j=1}^k (F_{wx,j} \cdot (z_{w,j} - L_z))}{2 \cdot L_W} \quad (5.3)$$

$$F_{zn4} = \frac{\sum_{j=1}^k F_{wz,j}}{4} + \frac{\sum_{j=1}^k (F_{wy,j} \cdot z_{w,j}) - \sum_{j=1}^k (F_{wz,j} \cdot y_{w,j})}{2 \cdot L_S} + \frac{-\sum_{j=1}^k (F_{wz,j} \cdot x_{w,j}) + \sum_{j=1}^k (F_{wx,j} \cdot (z_{w,j} - L_z))}{2 \cdot L_W} \quad (5.4)$$

De seguida são indicadas as componentes das reações sobre a direção y , por (5.5) e (5.6).

$$F_{yn1} = F_{yn3} = \frac{\sum_{j=1}^k F_{wy,j}}{4} + \frac{\sum_{j=1}^k (F_{wy,j} \cdot x_{w,j}) - \sum_{j=1}^k (F_{wx,j} \cdot (y_{w,j} - L_y))}{2 \cdot L_W} \quad (5.5)$$

$$F_{yn2} = F_{yn4} = \frac{\sum_{j=1}^k F_{wy,j}}{4} - \frac{\sum_{j=1}^k (F_{wy,j} \cdot x_{w,j}) - \sum_{j=1}^k (F_{wx,j} \cdot (y_{w,j} - L_y))}{2 \cdot L_w} \quad (5.6)$$

5.1.1.3. CARGA EQUIVALENTE COMBINADA NOS ROLAMENTOS

As reações calculadas através das equações anteriores para cada patim, são combinadas em cargas comparativas para cada patim. Estas cargas comparativas auto dominam-se como cargas equivalentes combinadas no rolamento.

Para cálculo das cargas nos patins, é considerada a distinção entre cargas horizontais (eixo y) e cargas verticais (eixo z), podendo equiparar-se à distinção entre forças radiais e axiais que ocorrem na rotação dos rolamentos. Há vários aspetos que devem ser tidos em conta, designadamente o aspeto que os patins podem suportar momentos e forças e também o aspeto de dois patins estarem montados numa guia com o intervalo de distância reduzido. Como tal, devido aos aspetos em questão surgem três tipos de casos de carga a considerar, tais como, forças verticais e horizontais, forças verticais e horizontais combinadas com momentos e a questão dos patins que estão montados na mesma guia estão separados por uma distância reduzida.

Em análise ao caso das forças verticais e horizontais, caso as cargas externas que atuam no patim i numa fase n , provenientes da aplicação de forças verticais F_z e forças horizontais F_y é necessário uma carga comparativa para o cálculo da vida nominal do sistema. Daí a carga equivalente combinada no rolamento ser calculada pela soma dos módulos de F_z com F_y , como se pode verificar na seguinte equação (5.7).

$$F_{comb\ n\ i} = |F_{yni}| + |F_{zni}| \quad (5.7)$$

No caso de forças horizontais e verticais combinadas com momentos o cálculo é feito pelas seguintes equações, dependendo do tipo de sistema implementado.

Caso esteja a ser analisado o tipo de sistema implementado de 1 guia 1 patim, a carga equivalente combinada nos rolamentos é dada por:

$$F_{comb\ n\ i} = |F_{yni}| + |F_{zni}| + C \cdot \frac{|M_{xni}|}{M_t} + C \cdot \frac{|M_{yni}|}{M_L} + C \cdot \frac{|M_{zni}|}{M_L} \quad (5.8)$$

Caso se considere 1 guia e 2 patins,

$$F_{comb\ n\ i} = |F_{yni}| + |F_{zni}| + C \cdot \frac{|M_{xni}|}{M_t} \quad (5.9)$$

E no caso de 2 guias e 2 patins,

$$F_{comb\ n\ i} = |F_{yni}| + |F_{zni}| + C \cdot \frac{|M_{yni}|}{M_L} + C \cdot \frac{|M_{zni}|}{M_L} \quad (5.10)$$

Onde,

M_{xni} , M_{yni} e M_{zni} = Momentos segundo os eixos x , y e z que atuam no patim i na fase n
(Nm)

C = Capacidade de carga dinâmica (N)

M_t = Capacidade de momento de torção dinâmico (Nm)

M_L = Capacidade de momento longitudinal dinâmico (Nm)

Por fim, ao analisar o caso da distância entre os patins montados na mesma guia, com base da descrição de distância implementadas L_W e L_{FW} na seguinte Figura 24.

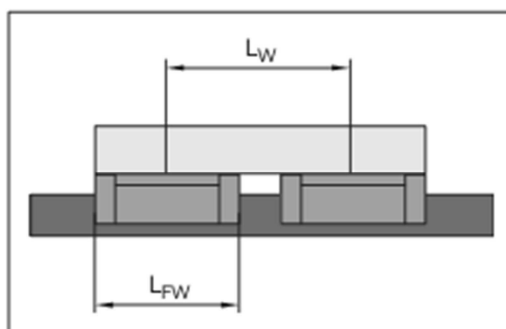


Figura 24 - Comprimento do patim e distâncias entre os centros dos patins [13]

Se L_W que descreve a distância entre os centros dos dois patins for inferior a 1,5 vezes que o comprimento do patim L_{FW} , reflete-se numa distribuição de cargas desigual nos patins, por razões de imprecisões de montagem de superfícies e de tolerâncias associadas ao fabrico de componentes da guia.

Caso a anterior condição se verifique, é incluído no cálculo da carga do rolamento um coeficiente de correção, mais precisamente um fator de contacto f_c . O fator de contacto depende exclusivamente do número de patins que se encontram em série na mesma guia. Caso haja distância suficiente entre os patins o f_c considerado é 1.

O fator de contacto é calculado segundo a seguinte equação.

$$f_c = \frac{i^{0,7}}{i} \quad (5.11)$$

Onde i nesta equação refere-se ao número de patins que se encontram em série na mesma guia.

A presença do fator de contacto tem como implicação o aumento da carga equivalente do rolamento, tendo como consequência a redução da vida nominal do sistema. Deste modo o cálculo da carga equivalente do rolamento é feito segundo a seguinte equação.

$$F_{comb\ n\ i} = \frac{1}{f_c} \cdot (|F_{yni}| + |F_{zni}|) \quad (5.12)$$

Na situação de forças verticais e horizontais combinadas com momentos, caso haja a situação de distância reduzida entre os patins, as equações (5.8) a (5.10) também estão sujeitas à multiplicação do inverso do fator de contacto.

5.1.1.4. CONSIDERAÇÃO DE PRÉ CARGA

Se o sistema linear possuir pré carga, esta deve-se ter em consideração no cálculo da vida nominal para certos casos de carga. Para verificar se a pré carga tem efeitos no ciclo de vida do sistema é necessário calcular, numa primeira abordagem, a força de pré carga no patim.

De acordo com o patim selecionado, este possui uma classe de pré carga associada, que se traduz num fator de pré carga, descrito na seguinte Tabela 3.

Tabela 3 – Classe e fator de pré carga. [13]

Classe de pré carga	Fator de pré carga Xpr
C0	0
C1	0,02
C2	0,08
C3	0,13

Para calcular os esforços internos no patim F_{pr} , por ação da pré carga é utilizada uma equação que relaciona o fator de pré carga com a capacidade carga dinâmica C .

$$F_{pr} = X_{pr} \cdot C \quad (5.13)$$

A força de pré carga a combinar com a curva de rigidez do patim, pode ser usada para determinar o ponto de carga, onde se verifica que as calhas das esferas do patim não ficam sujeitas a esforços, caso isso se verifique, a força de pré carga é nula. Este efeito é conhecido pelo efeito de “lift-off” e representa o limite para a carga externa. Em sistemas de movimento linear por guias, este ponto é denominado por força de “lift-off” F_{lim} . Esta força varia consoante a geometria do elemento rolante, caso seja rolos cilíndricos ou esferas. Para simplificar os cálculos a F_{lim} é aplicada de igual modo a guias de esferas como a guias de rolos cilíndricos.

$$F_{lim} = 2,8 \cdot F_{pr} \quad (5.14)$$

De modo a verificar se é ou não considerada a pré carga, recorre-se ao cálculo da carga equivalente efetiva no rolamento, que depende de duas condições em que se compara o parâmetro de carga equivalente abordado no ponto anterior com a força de “lift-off”. Se o valor da carga equivalente combinada $F_{comb\ n\ i}$ for maior que F_{lim} a carga equivalente efetiva $F_{eff\ n\ i}$ assume o valor de $F_{comb\ n\ i}$, ou seja, a pré carga é desprezada.

$$F_{eff\ n\ i} = F_{comb\ n\ i} \quad (5.15)$$

Se $F_{comb\ n\ i}$ for menor F_{lim} , nesta situação a pré carga tem influência no cálculo da vida nominal do sistema e então a carga equivalente efetiva é calculada segundo a seguinte equação.

$$F_{eff\ n\ i} = \left(\frac{F_{comb\ n\ i}}{F_{lim}} + 1 \right)^{\frac{3}{2}} \cdot F_{pr} \quad (5.16)$$

5.1.1.5. CARGA DINÂMICA EQUIVALENTE NO ROLAMENTO

A carga dinâmica equivalente F_m deve ser calculada caso haja variação de forças de processo ou variação de forças relacionadas com peso e também quando o sistema é acelerado e desacelerado. O cálculo da carga dinâmica equivalente permite combinar as cargas que atuam nos patins i na fase n , que origina uma carga resultante no ciclo dinâmico.

Seguidamente vai explicitar-se o método de cálculo da carga dinâmica equivalente e para tal vai recorrer-se a um exemplo, de modo a permitir melhorar a compreensão da nomenclatura utilizada. A seguinte Figura 25 descreve um exemplo de variação de forças conforme o deslocamento do patim. A carga dinâmica equivalente é obtida por,

$$F_{mi} = \sqrt[p]{(F_{eff\ 1\ i})^p \cdot \frac{q_{s1}}{100\%} + (F_{eff\ 2\ i})^p \cdot \frac{q_{s2}}{100\%} + \dots + (F_{eff\ n\ i})^p \cdot \frac{q_{sn}}{100\%}} \quad (5.17)$$

Onde,

$P = 3$ para guias de esferas

$P = 10/3$ para guias de rolos cilíndricos

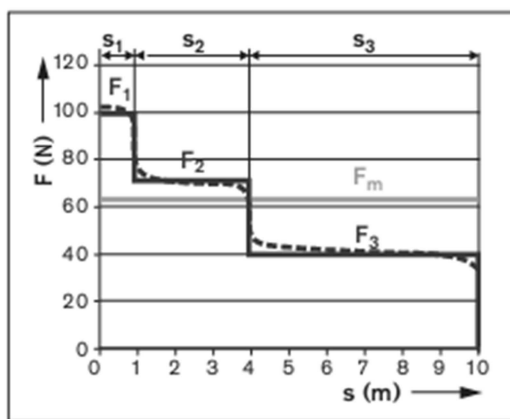


Figura 25 - Exemplo de variações de força em função do deslocamento [13]

A percentagem de deslocamento associada a cada fase é descrita por:

$$q_{sn} = \frac{s_n}{s} \cdot 100\% \quad (5.18)$$

$$s = s_1 + s_2 + \dots + s_n \quad (5.19)$$

5.1.1.6. EXPETATIVA DE VIDA

A vida nominal para um patim i é calculada segundo a fórmula a seguir apresentada. Faz-se notar que o resultado é a expectativa de vida em metros, ou seja, a distância que se prevê que os patins percorram no seu ciclo de vida.

$$L_i = \left(\frac{C}{F_i}\right)^p \cdot 10^5 m \quad (5.20)$$

Onde

$P = 3$ guia de esferas e $10/3$ para guias de rolos cilíndricos

L_i = Vida nominal do patim i (m)

C = Capacidade de carga dinâmica (N)

F_i = carga no rolamento do patim i (N)

Conforme o caso da carga, a carga no rolamento adapta-se em conformidade. No caso de carga proveniente da ação de uma força constante, que atua na direção da carga opta-se por,

$$L_i = \left(\frac{C}{F_{y n i}}\right)^p \cdot 10^5 m \quad (5.21)$$

Caso seja atuado por uma carga equivalente mediante uma força constante que atua sobre um ângulo ou um momento constante, no patim i ,

$$L_i = \left(\frac{C}{F_{c o m b n i}}\right)^p \cdot 10^5 m \quad (5.22)$$

Em consideração de pré carga, tendo em conta a carga equivalente efetiva,

$$L_i = \left(\frac{C}{F_{e f f n i}}\right)^p \cdot 10^5 m \quad (5.23)$$

E por fim tendo em conta a carga dinâmica equivalente,

$$L_i = \left(\frac{C}{F_{m i}}\right)^p \cdot 10^5 m \quad (5.24)$$

Alternativamente, a vida nominal pode ser calculada em horas de funcionamento, através da velocidade média v_m . Quando a velocidade varia gradualmente por intervalos de tempo de acordo com a figura seguinte, em retratação da variação de velocidade em função do tempo, exemplificando um caso distinto do ciclo dinâmico. A velocidade média é calculada com base na percentagem de tempo q_{tn} associada a cada fase n .

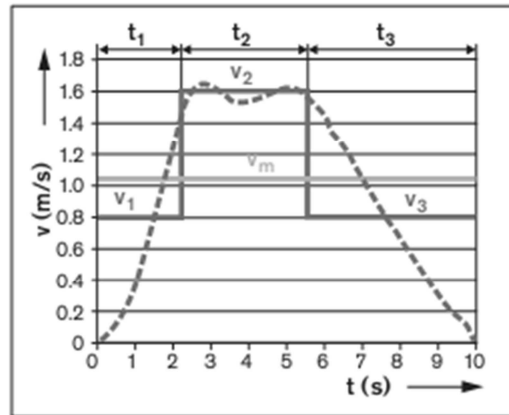


Figura 26 - Exemplo de variação da velocidade em função do tempo. [13]

A percentagem de tempo q_{tn} é calculada segundo,

$$q_{tn} = \frac{t_n}{t} \cdot 100\% \quad (5.25)$$

$$t = t_1 + t_2 + \dots + t_n \quad (5.26)$$

Onde a velocidade média é calculada por,

$$v_m = \frac{|v_1| \cdot q_{t1} + |v_2| \cdot q_{t2} + \dots + |v_n| \cdot q_{tn}}{100\%} \quad (5.27)$$

E em consequência a duração da vida de trabalho em horas,

$$L_{hi} = \frac{L_i}{60 \cdot v_m} \quad (5.28)$$

Onde,

$q_{t1} \dots q_{tn}$ = Percentagem de tempo para as fases 1 ... n (%)

$t_1 \dots t_n$ = Tempos para as fases 1 ... n (s)

t = Tempo total (s)

v_m = Velocidade média (m/min)

$v_1 \dots v_n$ = Velocidade nas fases 1 ... n (m/min)

L_{hi} = vida nominal em horas de trabalho (h)

L_i = vida nominal (m)

Para aplicação das equações anteriores, elas são válidas se cumprirem determinadas condições. A carga não pode exceder certo nível, o deslocamento do patim não deve ser inferior a um certo comprimento e por fim, a vibração aplicada no sistema não deve ser elevada durante o deslocamento.

A carga no rolamento para o cálculo da vida nominal deve ser inferior a metade da capacidade de carga dinâmica e apenas inferior à capacidade de carga estática.

Relativamente à condição de deslocamento do patim, o deslocamento deve ser superior a duas vezes o comprimento do próprio patim, ou seja $L_{stroke} > 2L_{FW}$. Se a condição anterior não se verificar, a expetável vida nominal irá ser inferior à calculada pela metodologia indicada.

Em consideração com a condição de vibração, retrata-se que as vibrações exteriores ao sistema não devem ser muito superiores à vibração proveniente do funcionamento do mecanismo.

Segundo o procedimento indicado anteriormente a probabilidade do sistema cumprir a vida nominal calculada é de cerca de 90%. Se necessário, o cálculo da vida nominal mais próxima da vida nominal real é aplicado um coeficiente de correção a_1 a multiplicar pela fórmula (5.20), que varia de acordo com a probabilidade de sobrevivência do sistema de acordo com a seguinte Tabela 4.

Tabela 4 - Probabilidade de sobrevivência e respectivo coeficiente de correção. [13]

Probabilidade de sobrevivência (%)	L_{na}	a₁
90	L10a	1
95	L5a	0,62
96	L4a	0,53
97	L3a	0,44
98	L2a	0,33
99	L1a	0,21

5.1.1.7. CARGA ESTÁTICA EQUIVALENTE NO ROLAMENTO

Se o patim está sujeito a uma carga estática elevada, por ação de uma carga a atuar no patim enquanto está parado, então a carga estática equivalente deve ser calculada.

A carga estática equivalente é distinguida de acordo com as suas componentes. Componentes horizontais e verticais e componentes verticais e horizontais em combinação com momentos.

A carga estática equivalente F_{0combi} não deve exceder a capacidade de carga estática C_0 . A carga estática equivalente é necessária para determinar o coeficiente de segurança da carga estática (tema abordado no ponto seguinte).

Para cálculo da carga estática equivalente também é necessário avaliar os casos de carga estática, por forma a verificar se a pré carga tem influência ou não no sistema (tema abordado anteriormente no ponto consideração da pré carga). Em caso de influência da pré carga a carga equivalente efetiva é calculada de acordo com a fórmula (5.16).

Em análise ao caso da componente vertical e horizontal a carga estática equivalente é calculada segundo,

$$F_{0combi} = |F_{0yi}| + |F_{0zi}| \quad (5.29)$$

Onde,

F_{0yi} = carga estática proveniente da força que atua na direção y sobre o patim i (N)

F_{0zi} = carga estática proveniente da força que atua na direção z sobre o patim i (N)

A condição de forças verticais e horizontais em combinação com momentos, verifica-se em três tipos de sistema, em caso de 1 guia e 1 patim a carga estática equivalente é calculado por,

$$F_{0comb\ i} = |F_{0y\ i}| + |F_{0z\ i}| + C_0 \cdot \frac{|M_{0x\ i}|}{M_{t0}} + C_0 \cdot \frac{|M_{0y\ i}|}{M_{L0}} + C_0 \cdot \frac{|M_{0z\ i}|}{M_{L0}} \quad (5.30)$$

Caso de 1 guia e 2 patins,

$$F_{0comb\ i} = |F_{0y\ i}| + |F_{0z\ i}| + C_0 \cdot \frac{|M_{0x\ i}|}{M_{t0}} \quad (5.31)$$

Caso de 2 guias e 2 patins,

$$F_{0comb\ i} = |F_{0y\ i}| + |F_{0z\ i}| + C_0 \cdot \frac{|M_{0y\ i}|}{M_{L0}} + C_0 \cdot \frac{|M_{0z\ i}|}{M_{L0}} \quad (5.32)$$

Onde,

$M_{0x\ i}$ = Momento de torção estática que atua no patim i segundo a direção x (Nm)

$M_{0y\ i}$ = Momento longitudinal estático que atua no patim i segundo a direção y (Nm)

$M_{0z\ i}$ = Momento longitudinal estático que atua no patim i segundo a direção z (Nm)

C_0 = Capacidade de carga estática (N)

M_{t0} = Capacidade de momento de torção estático (Nm)

M_{L0} = Capacidade de momento longitudinal estático (Nm)

5.1.1.8. COEFICIENTE DE SEGURANÇA ESTÁTICO

O coeficiente de segurança estático S_0 é calculado para assegurar que as esferas dos rolamentos e a superfície de contato entre as esferas e a guia, não sejam sujeitas a cargas que o próprio sistema não suporta. O cálculo é feito com base na carga máxima que atua num patim. Para a carga estática usa-se como referência a máxima carga estática no rolamento $F_{0\ max}$ e para a carga dinâmica usa-se a máxima carga dinâmica F_{max} .

Por forma a calcular o coeficiente de segurança estático, usa-se a seguinte equação,

$$S_0 = \frac{C_0}{F_{0\ max}} = \frac{C_0}{F_{0\ comb\ i}} \quad (5.33)$$

Para o coeficiente de segurança dinâmico,

$$S_0 = \frac{C_0}{F_{max}} = \frac{C_0}{F_{eff\ n\ i}} \quad (5.34)$$

Onde,

$F_{0\ max}$ = Máxima carga estática (N)

$F_{0\ comb\ i}$ = Máxima carga estática equivalente (N)

F_{max} = Máxima carga dinâmica (N)

$F_{eff\ n\ i}$ = Máxima carga dinâmica eficaz na fase n no patim i (N)

Independentemente do valor do coeficiente de segurança obtido, deve assegurar-se que a carga máxima permitida pelo sistema não seja ultrapassada. A carga máxima permitida é determinada pela resistência estrutural dos patins. Estes valores limites são indicados no catálogo do fabricante de acordo com o componente selecionado.

Por fim é apresentada uma tabela com os coeficientes de segurança recomendados de acordo com o tipo de condições de operação do sistema. [13]

Tabela 5 - Coeficientes de segurança recomendados [13]

Condição de operação	S₀
Condições normais	1 ... 2
Cargas de impacto e vibrações reduzidas	2 ... 4
Cargas de impacto e vibrações moderadas	3 ... 5
Cargas de impacto e vibrações elevadas	4 ... 6
Parâmetros de carga desconhecidos	6 ... 15

5.1.2. DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DINÂMICO LINEAR 1

Após dimensionamento do sistema de manipulação por vácuo e verificação da chapa de suporte que vai realizar a ligação mecânica do sistema dinâmico de guias + patins. O tipo de sistema dinâmico que cumpre os requisitos de funcionamento a ter em conta de utilizar neste sistema é o sistema constituído por 2 guias e 4 patins. Esta seleção deve-se sobretudo ao facto do sistema ir proporcionar o deslocamento da chapa na horizontal, mas devido à questão das forças de peso do sistema de vácuo e “tooling” assim como a força de aceleração do movimento do sistema linear, vai traduzir-se na existência de reações sobretudo verticais nos patins. Como tal é desprezada a utilização de sistemas do tipo de 1

guia 1 patim, 1 guia 2 patins e até mesmo 2 guias e 2 patins. A figura seguinte retrata o tipo de sistema implementado (2 guias 4 patins).



Figura 27 - Tipo de sistema dinâmico implementado

Numa primeira abordagem após consulta de catálogos do fabricante Bosch Rexroth sobre sistemas lineares dinâmicos, existem sobretudo 3 categorias de patins: mini patins de esferas que recorre a apenas 2 fileiras de esferas em contato com a guia, patins de esferas que seguem o mesmo princípio de funcionamento só que recorre a 4 fileiras de esferas e, por último, patins de rolos cilíndricos, como o seu próprio nome indica que o elemento de contato com a guia é feito com recurso a rolos cilíndricos em vez de esferas.

A descrição do dimensionamento vai-se resumir aos 8 passos descritos em introdução dos fundamentos teóricos.

5.1.2.1 DEFINIÇÃO DOS PARÂMETROS DE FUNCIONAMENTO

Para o primeiro sistema linear dinâmico composto por guias e patins opta-se por indicar o dimensionamento por recorrência a um sistema de patins por mini esferas cujas características essenciais ao dimensionamento estão descritas na seguinte Tabela 6. (anexo na secção *mini patins de esferas*)

Tabela 6 - Características de catálogo do sistema [14]

Parâmetro / característica	Valor
Perfil do carril da guia	Carril de mini esferas
Tamanho	20
Patim	Patim padrão
Referência	R0442
Classe de pré carga	C1
Fator de pré carga Xpr	0,02
Capacidade de carga dinâmica C	7900N
Capacidade de carga estática C0	12230

De seguida, após seleção do sistema a verificar do catálogo do fabricante, é necessário seleccionar a disposição dos componentes, de acordo com a seguinte Figura 28.

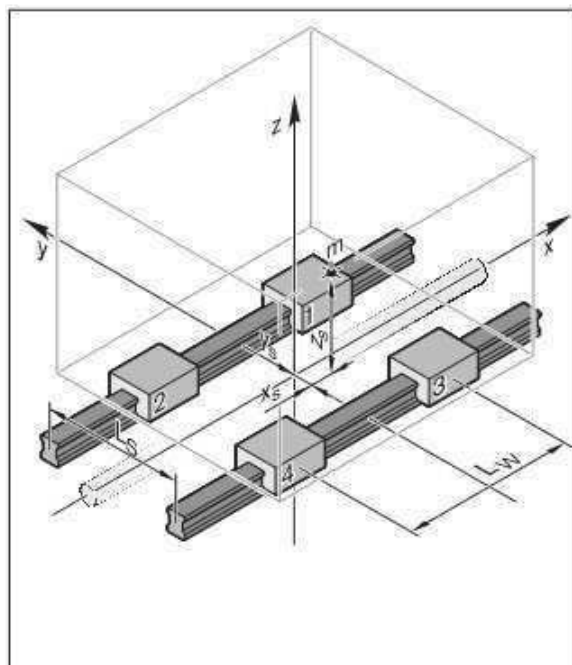


Figura 28 - Disposição do sistema adotado e eixo coordenado de referência [13]

Os valores atribuídos às variáveis e sua explicação de opção encontram-se de seguida.

Tabela 7 - Detalhes da disposição

Detalhes de disposição	
Parâmetros	Valor
Distância entre patins L_w	150mm
Distância entre guias L_s	100mm
Coordenada y da unidade condutora L_y	0mm
Coordenada z da unidade condutora L_z	0mm
Massa a transportar m	25kg
Coordenada x do centro de massa x_s	349mm
Coordenada y do centro de massa y_s	-177mm
Coordenada z do centro de massa z_s	81mm

As distâncias entre os patins e as guias foram arbitradas conforme o tamanho da chapa de suporte, de modo a que os patins ao serem fixos na chapa por ligações aparafusadas tenham uma distribuição de forças o mais homogénea possível.

As coordenadas da unidade condutoras são consideradas nulas, devido ao facto do seu acoplamento na chapa se traduzir numa força resultante muito próxima da origem do referencial do sistema. A disposição do acoplamento, assim como as coordenadas do centro de massa encontram-se identificados em anexo na secção *desenhos com as coordenadas do centro de massa* com o título de *SDLGP1 CM*.

O valor atribuído à massa a transportar corresponde ao somatório das massas das chapas de suporte, sistema *tooling* e sistema vácuo.

Os valores das coordenadas do centro de massa estão descritos no mesmo desenho anteriormente referido.

Após descrição da disposição do sistema, procede-se à descrição do ciclo dinâmico que o sistema vai executar. Este ciclo dinâmico é composto por 8 fases onde as 3 primeiras fases retratam o avanço do sistema até à prensa a efetuar o transporte da chapa. A primeira fase aceleração, segunda fase deslocamento a velocidade constante e a terceira fase a desaceleração do sistema. A fase 4 corresponde à suspensão do movimento horizontal para se efetuar o movimento vertical. As fases 5, 6 e 7 representam o recuo do manipulador da prensa sem a presença da chapa. Por fim a fase 8 representa de novo paragem do movimento horizontal para atuação do movimento vertical. Na Figura 29, Figura 30 e Figura 31 são retratados os gráficos que relacionam o deslocamento, a aceleração e velocidade em função do tempo, descrevendo a evolução de todo o ciclo dinâmico retratado pelas 8 fases que caracterizam o sistema. Os valores atribuídos que caracterizam o ciclo dinâmico podem ser consultados em anexo na secção *descrição do movimento trapezoidal horizontal da chapa*.

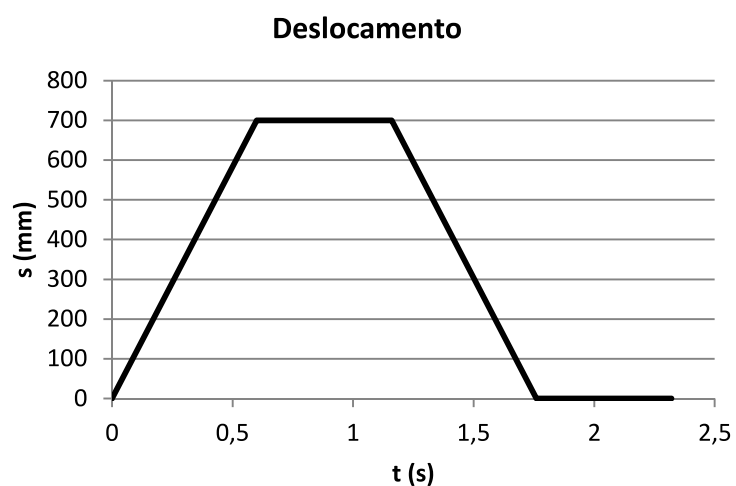


Figura 29 - Deslocamento em função do tempo

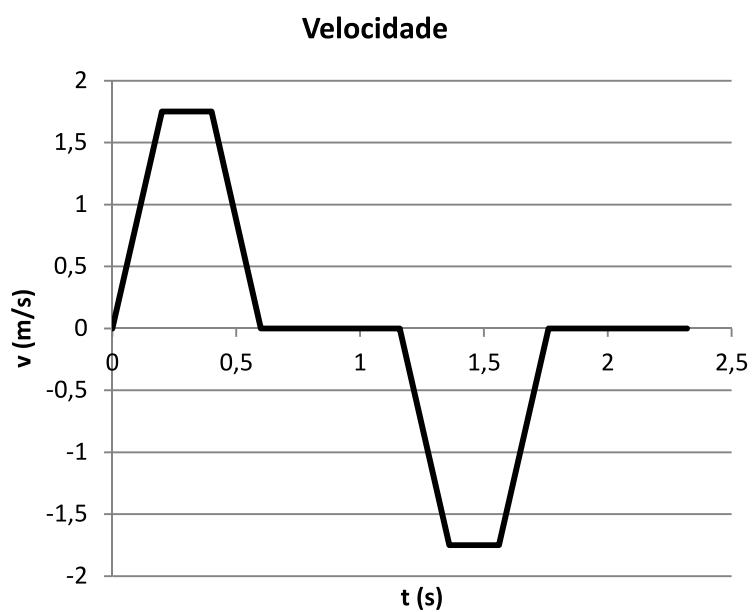


Figura 30 - Velocidade em função do tempo

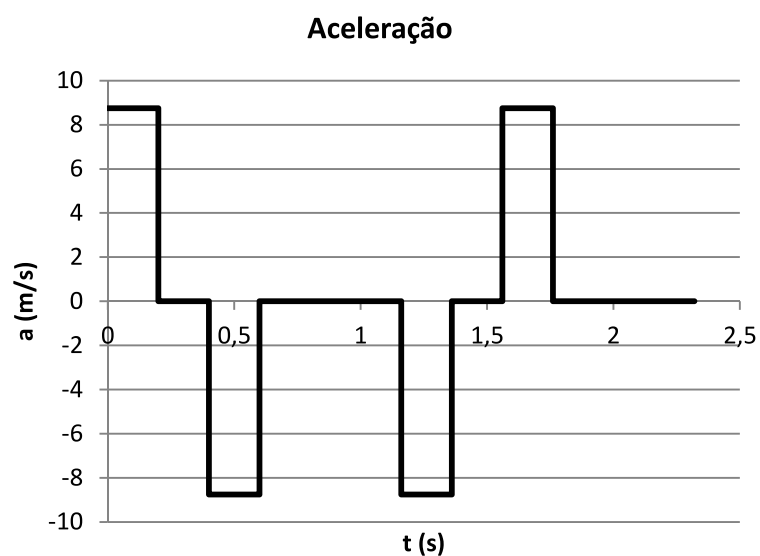


Figura 31 - Aceleração em função do tempo

De seguida é apresentada a Tabela 8 com a descrição do ciclo dinâmico.

Tabela 8 - Descrição detalhada do ciclo dinâmico

Detalhes do ciclo dinâmico	
Parâmetro	Valor
Número de fases n	8
Duração das fases $t_1 \dots t_3, t_5 \dots t_7$	0,2s
Duração das fases t_4 e t_8	0,56s
Distancia percorrida fase1 s_1	175mm
Distancia percorrida fase2 s_2	350mm
Distancia percorrida fase3 s_3	175mm
Distancia percorrida fase4 s_4	0mm
Distancia percorrida fase5 s_5	175mm
Distancia percorrida fase6 s_6	350mm
Distancia percorrida fase7 s_7	175mm
Distancia percorrida fase8 s_8	0mm
Aceleração fase 1 a_1	$8,75ms^{-2}$
Aceleração fase 2 a_2	$0ms^{-2}$
Aceleração fase 3 a_3	$-8,75ms^{-2}$
Aceleração fase 4 a_4	$0ms^{-2}$
Aceleração fase 5 a_5	$-8,75ms^{-2}$
Aceleração fase 6 a_6	$0ms^{-2}$
Aceleração fase 7 a_7	$8,75ms^{-2}$
Aceleração fase 8 a_8	$0ms^{-2}$

De acordo com os dados anteriormente apresentados, está-se em condições de calcular a percentagem de deslocamento associado a cada fase q_{sn} , recorrendo às fórmulas (5.18) e (5.19). Onde $s=1,050m$. A percentagem de tempo q_{tn} para cada fase, agora recorrendo as fórmulas (5.25) e (5.26), onde $t=2,32s$. A velocidade média v_n associada a cada fase é dada pelo quociente de s_n por t_n . Resultados apresentados na Tabela 9.

Tabela 9 - Percentagem de tempo e distância e velocidade média em cada fase

Fase n	q_{sn} (%)	q_{tn} (%)	v_n (m.min ⁻¹)
1	16,6	8,62	52,5
2	33	8,62	105
3	16,6	8,62	52,5
4	0	24,14	0
5	16,6	8,62	52,5
6	33	8,62	105
7	16,6	8,62	52,5
8	0	24,14	0

5.1.2.2 CARGAS DEVIDO A FORÇAS E MOMENTOS

Na seguinte etapa de dimensionamento, é efetuado o cálculo das cargas provenientes da ação de forças e momentos nos patins. Para tal é necessário definir os casos de carga j para cada fase n do ciclo dinâmico. De acordo com a Figura 23 que retrata a disposição e a aplicação de forças no patim são descritos então os casos de cargas j , na seguinte Tabela 10.

Tabela 10 - Casos de carga j durante as n fase do ciclo dinâmico

Fase n	Caso de carga j	$F_{wx,j}$	$F_{wy,j}$	$X_{w,j}$	$Y_{w,j}$	$Z_{w,j}$
1	1	-	-245,3 N	349 mm	-177 mm	81mm
1	2	218,8 N	-	349 mm	-177 mm	81mm
2	1	-	-245,3 N	349 mm	-177 mm	81mm
3	1	-	-245,3 N	349 mm	-177 mm	81mm
3	2	-218,8 N	-	349 mm	-177 mm	81mm
4	1	-	-245,3 N	349 mm	-177 mm	81mm
5	1	-	-194,8 N	349 mm	-177 mm	81mm
5	2	-173,8 N	-	349 mm	-177 mm	81mm
6	1	-	-194,8 N	349 mm	-177 mm	81mm
7	1	-	-194,8 N	349 mm	-177 mm	81mm
7	2	173,8 N	-	349 mm	-177 mm	81mm
8	1	-	-194,8 N	349 mm	-177 mm	81mm

$x_{w,j}$, $y_{w,j}$, $z_{w,j}$ são as coordenadas do centro de massa m em relação à origem do eixo de referência. $F_{wy,1}$ é força gravítica proveniente da massa m (25kg) e $F_{wx,2}$ é a força de aceleração por deslocamento da massa m ($8,75\text{ms}^{-2}$).

Após definição destes dados está-se em condições de calcular as reacções que atuam no patim segundo z e segundo y por aplicação das equações (5.1) a (5.6).

Na fase 2 que retrata o deslocamento dos patins a velocidade constante (aceleração nula) só há um caso de carga. Este caso de carga é apenas proporcionado pela atuação da força gravítica pelos mesmos parâmetros da fase anterior.

A fase 3 retrata a desaceleração dos patins, então os parâmetros são iguais à fase 1, verificando-se apenas a alteração do sentido da aceleração que agora é negativa.

A fase 4 representa a paragem do movimento horizontal para acionamento do movimento vertical, considerando apenas a força gravítica.

A fase 5 representa de novo a aceleração dos patins (sentido negativo, valor da aceleração negativo), mas agora retrata o processo de recuo do manipulador sem a contribuição da massa da chapa (5,14kg). Como tal os valores de $F_{wy,1}$ e $F_{wx,2}$ são respetivamente de -194,8N e -173,8N, devido ao facto de m passar a ser 19,86kg.

Relativamente à fase 6, o raciocínio é similar ao indicado na fase 2, só aplicando a mudança do valor m , devido ao facto de se tratar do recuo mas a velocidade constante.

A fase 7 retrata a desaceleração dos patins aplicado às mesmas condições referidas na fase 3, o valor da aceleração agora é positivo por se tratar de desaceleração no sentido negativo, com intensidades iguais ao indicado na fase 5.

A fase 8 também representa paragem do movimento horizontal para acionamento do movimento vertical, considerando apenas a força gravítica.

Depois da definição dos casos de carga associados a cada fase e aplicando as fórmulas de (5.1) a (5.6) para cada fase tem-se como resultados, as reacções que atuam em cada patim e em cada fase na seguinte Tabela 11.

Tabela 11 - Reações dos patins

Patim i	Fase 1		Fase 2		Fase 3	
	F_{z1i} (N)	F_{y1i} (N)	F_{z2i} (N)	F_{y2i} (N)	F_{z3i} (N)	F_{y3i} (N)
1	40,26	-217,55	99,32	-346,62	158,38	-475,68
2	158,38	94,93	99,32	223,99	40,26	353,05
3	-158,38	-217,55	-99,32	-346,62	-40,26	-475,68
4	-40,26	94,93	-99,32	223,99	-158,38	353,05
	Fase 4		Fase 5		Fase 6	
	F_{z4i} (N)	F_{y4i} (N)	F_{z5i} (N)	F_{y5i} (N)	F_{z6i} (N)	F_{y6i} (N)
1	99,32	-346,62	125,82	-377,88	78,90	-275,35
2	99,32	223,99	31,98	280,46	78,90	177,94
3	-99,32	-346,62	-31,98	-377,88	-78,90	-275,35
4	-99,32	223,99	-125,82	280,46	-78,90	177,94
	Fase 7		Fase 8			
	F_{z7i} (N)	F_{y7i} (N)	F_{z8i} (N)	F_{y8i} (N)		
1	31,98	-172,82	78,90	-275,35		
2	125,82	75,41	78,90	177,94		
3	-125,82	-172,82	-78,90	-275,35		
4	-31,98	75,41	-78,90	177,94		

5.1.2.3 CARGA EQUIVALENTE COMBINADA NOS ROLAMENTOS

De seguida procede-se ao cálculo da carga equivalente combinada $F_{comb\ ni}$, que é ditada pela aplicação da fórmula (5.7), devido ao facto de se tratar de um sistema composto por 2 guias e 4 patins. Os termos associados a momentos são desprezados.

De acordo com as distâncias implementadas entre os patins a condição $L_W < 1,5L_{FW}$ não se verifica e o fator de contacto f_c é 1, logo também não influencia o cálculo da carga equivalente combinada.

Então os resultados obtidos por (5.7) são.

Tabela 12 – Resultados para a carga equivalente combinada

Patim i	Fase 1	Fase 2	Fase 3
	F_{comb1i} (N)	F_{comb2i} (N)	F_{comb3i} (N)
1	257,82	445,94	634,07
2	253,32	323,32	393,32
3	375,94	445,94	515,94
4	135,19	323,32	511,44
	Fase 4	Fase 5	Fase 6
	F_{comb4i} (N)	F_{comb5i} (N)	F_{comb6i} (N)
1	445,94	503,70	354,25
2	323,32	312,45	256,84
3	445,94	409,86	354,25
4	323,32	406,29	256,84
	Fase 7	Fase 8	
	F_{comb7i} (N)	F_{comb8i} (N)	
1	204,81	354,25	
2	201,23	256,84	
3	298,65	354,25	
4	107,39	256,84	

5.1.2.4 CONSIDERAÇÃO DE PRÉ CARGA

Nesta etapa calcula-se a carga equivalente efetiva nos patins. Para tal é necessário com base em características do patim selecionado calcular a força de pré carga F_{pr} . De acordo com Tabela 6 onde são indicadas as características do patim retira-se a classe de pré carga C1, o fator de pré carga X_{pr} 0,02 e a capacidade dinâmica C de 7900N. Logo F_{pr} por aplicação de (5.13) é igual a 158N. De seguida também é necessário calcular a força limite das cargas externas F_{lim} para verificar se as condições $F > F_{lim}$ ou $F < F_{lim}$ de modo a calcular a carga equivalente efetiva por (5.15) ou (5.16). A $F_{lim} = 442,4N$, a partir daqui está-se em condições para calcular $F_{eff\ ni}$, onde para valores de $F_{comb\ ni}$ superiores a F_{lim} aplica-se (5.15) e para valores de $F_{comb\ ni}$ inferiores a F_{lim} aplica-se (5.16) Os resultados obtidos estão apresentados na seguinte Tabela 13.

Tabela 13 - Resultados para carga equivalente efetiva

Patim i	Fase 1	Fase 2	Fase 3
	F_{eff1i} (N)	F_{eff2i} (N)	F_{eff3i} (N)
1	314,62	445,94	634,07
2	311,59	359,78	410,22
3	397,50	634,07	515,94
4	235,70	359,78	511,44
	Fase 4	Fase 5	Fase 6
	F_{eff4i} (N)	F_{eff5i} (N)	F_{eff6i} (N)
1	445,94	503,70	381,80
2	359,78	352,15	313,96
3	634,07	422,47	381,80
4	359,78	419,81	313,96
	Fase 7	Fase 8	
	F_{eff7i} (N)	F_{eff8i} (N)	
1	279,57	381,80	
2	277,26	313,96	
3	342,53	381,80	
4	218,89	313,96	

5.1.2.5 CARGA DINÂMICA EQUIVALENTE NO ROLAMENTO

Nesta etapa é calculada a carga dinâmica equivalente recorrendo à fórmula (5.17). Os parâmetros q_{sn} provêm da Tabela 9 e os parâmetros F_{effni} são provenientes da Tabela 13, o parâmetro $p=3$ por se tratar de carris de esferas. Logo F_{mi} é igual,

Tabela 14 - Resultados para a carga dinâmica equivalente

Patim i	Carga dinâmica equivalente F_{mi} (N)
1	493,19
2	375,27
3	464,23
4	399,97

5.1.2.6 EXPETATIVA DE VIDA

Na presente etapa é abordado o cálculo da vida nominal onde se verifica a longevidade de funcionamento dos patins selecionados, retratando de uma análise à fadiga

do rolamento do patim. A vida nominal é calculada por (5.24), F_{mi} a utilizar vai ser o valor mais elevado calculado anteriormente na Tabela 14, ou seja o F_{m1} , pois a utilizar o valor mais elevado, este tem como consequência a diminuição da vida nominal, onde $p=3$ por razões já referidas anteriormente. Logo aplicando (5.24) $L_I=4,11 \times 10^8$ m.

Após obtenção da vida nominal, está-se em condições de calcular o número de horas de trabalho. Recorrendo à fórmula (5.27) e (5.28) tem-se que $v_m = 36,20 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ e $L_{h1} = 1,89 \times 10^5$ h.

5.1.2.7 CARGA ESTÁTICA EQUIVALENTE NO ROLAMENTO

Em seguida calcula-se a carga estática equivalente no rolamento com o fim de calcular o coeficiente de segurança estático, como tal é necessário averiguar em que fase e patim essa carga é maior. Essa carga máxima vai-se consultar à Tabela 12 da carga equivalente efetiva, devido ao facto de possibilidade de consideração de pré carga. Como tal $F_{max} = F_{eff31} = 634,07\text{N}$, ocorre na fase 3 no patim 1.

5.1.2.8 COEFICIENTE DE SEGURANÇA ESTÁTICO

Por fim é determinado o coeficiente de segurança S_0 . Por aplicação da fórmula (5.34) onde $C_0=12230\text{N}$ e $F_{max} = 634,07\text{N}$, logo $S_0= 19$.

5.1.3. DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DINÂMICO LINEAR 2

De seguida vai-se proceder ao dimensionamento do segundo sistema dinâmico linear presente no equipamento. Este sistema é acoplado com as guias no perfil de alumínio, como o sistema dinâmico linear anteriormente dimensionado, mas na outra face lateral. Este sistema proporciona o movimento ao primeiro sistema dimensionado e suporta as massas do perfil de alumínio, sistema dinâmico linear 1, chapa de suporte do sistema “tooling”, sistema “tooling”, sistema de vácuo e a chapa, perfazendo suporte a uma massa total de cerca de 50kg. Este sistema tem de suportar cargas superiores, mas devido ao coeficiente de segurança obtido na análise anterior, seleciona-se o mesmo sistema com a alteração no aumento de distância entre os patins em série.

5.1.3.1 DEFINIÇÃO DOS PARÂMETROS DE FUNCIONAMENTO

O dimensionamento do sistema assenta na mesma metodologia que o dimensionamento anterior, pelo que apenas se vão apresentar os dados obtidos e explicitar alterações ao pressuposto anteriormente. O sistema de patins selecionado é o referido no dimensionamento do sistema linear dinâmico 1, possui como características mais relevantes para o dimensionamento descritas na Tabela 6 visto que é igual ao sistema de guias e patins referido no dimensionamento anterior.

Quanto à disposição do sistema, (Figura 32) esta é idêntica à anterior, contudo há uma alteração muito importante, a qual se reflete nas coordenadas do centro de massa em relação ao eixo de referência do sistema, as quais estão sempre a alterar-se de fase para fase do ciclo do sistema dinâmico. Na próxima tabela apenas estão as características iniciais. As coordenadas, como variam de fase para fase, são indicadas na próxima etapa no ponto de casos de carga. De notar também, o aumento da distância L_W em relação ao sistema anterior.

Tabela 15 - Detalhes da disposição para o sistema 2

Detalhes de disposição 2	
Parâmetros	Valor
Distância entre patins L_W	434mm
Distância entre guias L_S	100mm
Coordenada y da unidade condutora L_y	0mm
Coordenada z da unidade condutora L_z	0mm
Massa a transportar m	50kg
Coordenada x do centro de massa x_S	-
Coordenada y do centro de massa y_S	-
Coordenada z do centro de massa z_S	-

De seguida é apresentado o ciclo dinâmico do sistema através do gráfico da evolução da velocidade e aceleração em função do tempo. É idêntico ao anterior, sendo apenas de frisar a questão dos valores de velocidade e aceleração que são inferiores ao anterior devido à questão da multiplicação do movimento do sistema. De notar que a aceleração máxima agora é de $4,375\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ e a velocidade máxima de cerca de $0,875\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$, metade da anterior considerada. A Figura 33, Figura 34 e Figura 35 apenas retratam a caracterização do ciclo dinâmico adotado. Os valores atribuídos que caracterizam o ciclo dinâmico podem ser consultados em anexo na secção *descrição do movimento trapezoidal horizontal do perfil*.

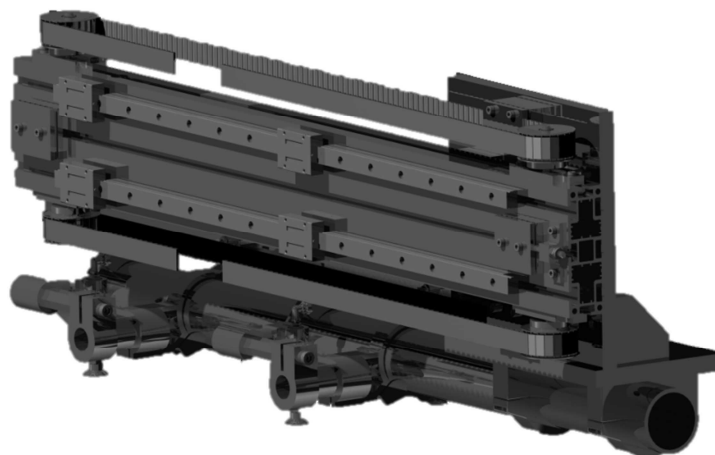


Figura 32 - Disposição do sistema 2

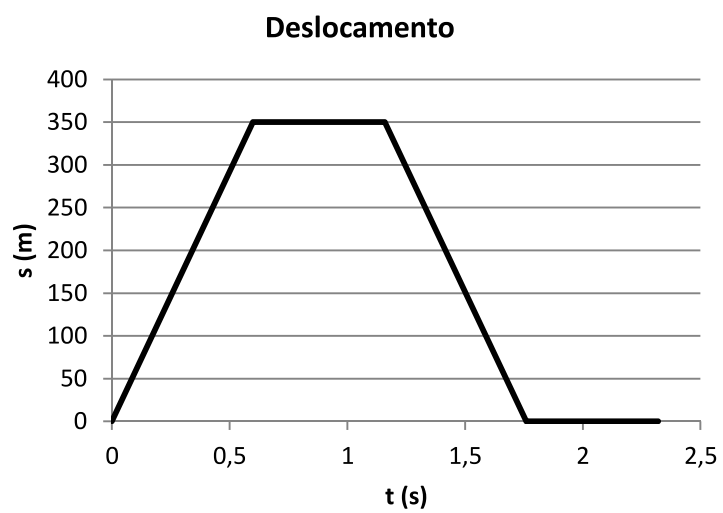


Figura 33 - Deslocamento em função do tempo

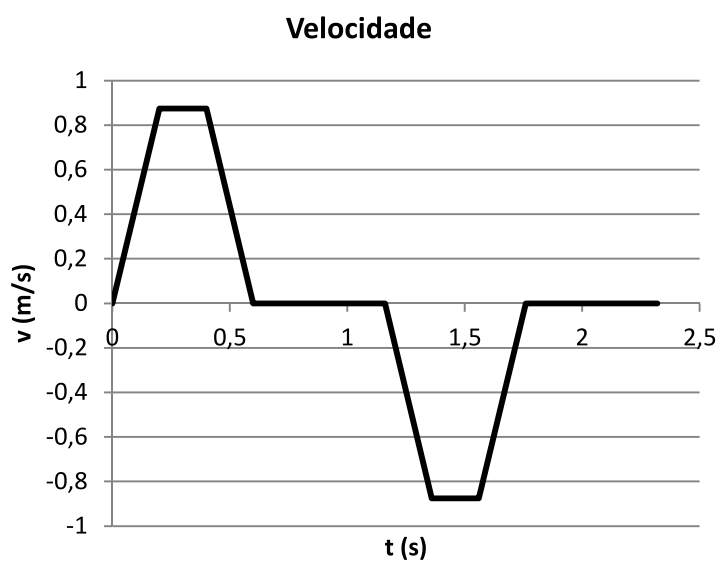


Figura 34 - Velocidade em função do tempo

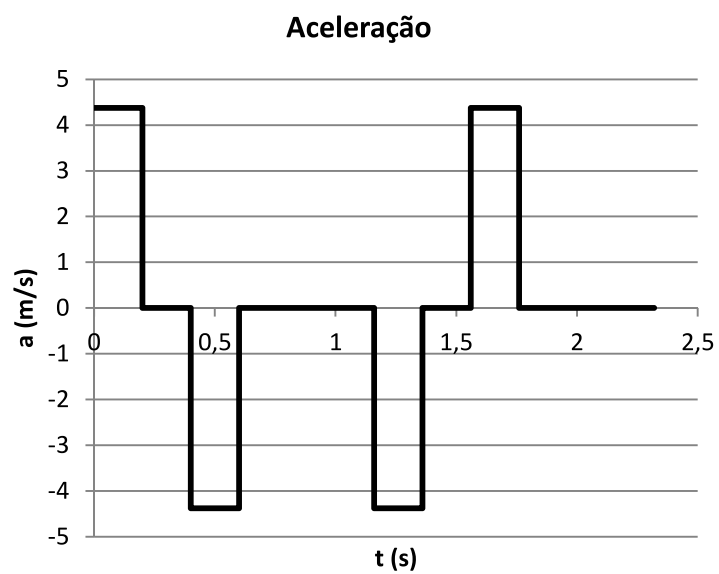


Figura 35 - Aceleração em função do tempo

Tabela 16 - Detalhes do ciclo dinâmico 2

Detalhes do ciclo dinâmico	
Parâmetro	Valor
Número de fases n	8
Duração das fases $t_1 \dots t_3, t_5 \dots t_7$	0,2s
Duração das fases t_4 e t_8	0,56s
Distancia percorrida fase1 s_1	87,5mm
Distancia percorrida fase2 s_2	175mm
Distancia percorrida fase3 s_3	87,5mm
Distancia percorrida fase4 s_4	0mm
Distancia percorrida fase5 s_5	87,5mm
Distancia percorrida fase6 s_6	175mm
Distancia percorrida fase7 s_7	87,5mm
Distancia percorrida fase8 s_8	0mm
Aceleração fase 1 a_1	4,375ms ⁻²
Aceleração fase 2 a_2	0ms ⁻²
Aceleração fase 3 a_3	-4,375ms ⁻²
Aceleração fase 4 a_4	0ms ⁻²
Aceleração fase 5 a_5	-4,375ms ⁻²
Aceleração fase 6 a_6	0ms ⁻²
Aceleração fase 7 a_7	4,375ms ⁻²
Aceleração fase 8 a_8	0ms ⁻²

De seguida a descrição das percentagens de tempo e deslocamento das fases onde $s=0,7m$ e $t=2,32s$.

Tabela 17 - Percentagem de tempo e distância e velocidade média em cada fase

Fase n	q_{sn} (%)	q_{tn} (%)	v_n (m.min⁻¹)
1	12,5	8,62	26,25
2	25	8,62	52,5
3	12,5	8,62	26,25
4	0	24,14	0
5	12,5	8,62	26,25
6	25	8,62	52,5
7	12,5	8,62	26,25
8	0	24,14	0

5.1.3.2 CARGAS DEVIDO A FORÇAS E MOMENTOS

De seguida é apresentada Tabela 18 com os casos de carga de cada fase. Também é referido as coordenadas do centro de massa no início de cada fase. Essas coordenadas podem ser consultadas em anexo na secção *desenhos com as coordenadas do centro de*

massa com o título de *SDLGP2 fase1, 2, 3 e 5*, referindo-se às diferentes variantes das coordenadas do centro de massa que com o deslocamento se vão alterar.

Tabela 18 - Casos de carga para cada fase e suas coordenadas de aplicação

Caso de carga j	Fase n	$F_{wx,j}$ (N)	$F_{wy,j}$ (N)	$F_{wz,j}$	$x_{w,j}$ (mm)	$y_{w,j}$ (mm)	$z_{w,j}$ (mm)
1	1	-	490,5	-	-92	85	-98
2	1	218,8	-	-	-92	85	-98
1	2	-	490,5	-	41	86	-99
1	3	-	490,5	-	299	91	-99
2	3	-218,8	-	-	299	91	-99
2	4	-	490,5	-	414	86	-98
1	5	-	440,1	-	414	86	-98
2	5	-196,3	-	-	414	86	-98
1	6	-	440,1	-	299	91	-99
1	7	-	440,1	-	41	86	-99
2	7	196,3	-	-	41	86	-99
2	8	-	440,1	-	-92	85	-98

Tabela 19 - Reações nos patins

Patim i	Fase 1		Fase 2		Fase 3	
	F_{z1i} (N)	F_{y1i} (N)	F_{z2i} (N)	F_{y2i} (N)	F_{z3i} (N)	F_{y3i} (N)
1	265,04	49,21	242,79	145,79	217,84	314,52
2	215,64	196,03	242,79	99,45	267,74	-69,27
3	-215,64	49,21	-242,79	145,79	-217,84	314,52
4	-265,04	196,03	-242,79	99,45	-267,74	-69,27
	Fase 4		Fase 5		Fase 6	
	F_{z4i} (N)	F_{y4i} (N)	F_{z5i} (N)	F_{y5i} (N)	F_{z6i} (N)	F_{y6i} (N)
1	240,34	356,57	193,47	339,36	217,83	261,61
2	240,34	-111,34	237,79	-119,32	217,83	-41,57
3	-240,34	356,57	-237,79	339,36	-217,83	261,61
4	-240,34	-111,34	-193,47	-119,32	-217,83	-41,57
	Fase 7		Fase 8			
	F_{z7i} (N)	F_{y7i} (N)	F_{z8i} (N)	F_{y8i} (N)		
1	240,22	111,36	215,63	63,37		
2	195,45	108,67	215,63	156,66		
3	-195,45	111,36	-215,63	63,37		
4	-240,22	108,67	-215,63	156,66		

5.1.3.3 CARGA EQUIVALENTE COMBINADA NOS ROLAMENTOS

Tabela 20 – Carga equivalente combinada

Patim i	Fase 1	Fase 2	Fase 3
	F_{comb1i} (N)	F_{comb2i} (N)	F_{comb3i} (N)
1	314,25	388,59	532,36
2	411,68	342,25	337,01
3	264,86	388,59	287,11
4	461,07	342,25	596,91
	Fase 4	Fase 5	Fase 6
	F_{comb4i} (N)	F_{comb5i} (N)	F_{comb6i} (N)
1	596,91	532,84	479,45
2	351,66	357,12	259,41
3	596,91	577,15	479,45
4	351,66	312,80	259,41
	Fase 7	Fase 8	
	F_{comb7i} (N)	F_{comb8i} (N)	
1	351,58	279,01	
2	304,13	372,30	
3	306,81	279,01	
4	348,90	372,30	

5.1.3.4 CONSIDERAÇÃO DE PRÉ CARGA

É de realçar que, nesta etapa, os parâmetros essenciais ao cálculo da carga equivalente efetiva, pode-se referir que a classe de pré carga é C1, logo o fator de pré carga é também o mesmo 0,02. O C do patim que é 7900N, cujo este gera a força limite de 442,4N. Para valores de F_{combni} inferiores a F_{lim} , aplica-se a equação do caso 2 (5.16). Para as restantes a equação (5.15). Os resultados da carga equivalente efetiva obtidos são apresentados na seguinte tabela.

Tabela 21 - Carga equivalente efetiva

Patim i	Fase 1	Fase 2	Fase 3
	F_{eff1i} (N)	F_{eff2i} (N)	F_{eff3i} (N)
1	353,41	406,75	532,36
2	423,82	373,20	369,47
3	319,39	406,75	582,26
4	461,07	373,20	334,57
	Fase 4	Fase 5	Fase 6
	F_{eff4i} (N)	F_{eff5i} (N)	F_{eff6i} (N)
1	596,91	532,84	479,45
2	379,94	383,86	315,69
3	596,91	577,15	479,45
4	379,94	352,39	315,69
	Fase 7	Fase 8	
	F_{eff7i} (N)	F_{eff8i} (N)	
1	379,88	329,01	
2	346,34	372,30	
3	348,21	329,01	
4	377,96	372,30	

5.1.3.5 CARGA DINÂMICA EQUIVALENTE NO ROLAMENTO

Tabela 22 - Carga dinâmica equivalente

Patim i	Carga dinâmica equivalente F_{mi} (N)
1	445,51
2	365,79
3	467,89
4	368,43

5.1.3.6 EXPECTATIVA DE VIDA

Para cálculo da vida nominal utiliza-se o maior valor de carga dinâmica equivalente, que neste caso é o F_{m3} , logo $L_3=4,81 \times 10^8$ m. A velocidade média corresponde $v_m=12,93$ m.min⁻¹, logo o número de horas em operação $L_{h3}=4,43 \times 10^5$.

5.1.3.7 CARGA ESTÁTICA EQUIVALENTE NO ROLAMENTO

De seguida calcula-se a carga estática equivalente no rolamento com o fim de calcular o coeficiente de segurança estático, como tal é necessário averiguar em que fase e patim a carga é maior. A carga máxima vai consultar-se à Tabela 21 da carga equivalente efetiva, devido ao facto de possibilidade de consideração de pré carga. Como tal $F_{max} = F_{eff 41} = 596,91N$, ocorre na fase 4 no patim 1.

5.1.3.8 COEFICIENTE DE SEGURANÇA ESTÁTICO

Por fim é determinado o coeficiente de segurança S_0 . Por aplicação da fórmula (5.34) onde $C_0=12230N$ e $F_{max} = 596,91N$, logo $S_0= 20$.

5.2. DETERMINAÇÃO DE POLIAS E CORREIAS

5.2.1. POLIAS

A determinação dos diâmetros das polias é realizado com base no catálogo do fabricante de polias e correias Brecoflex. O conhecimento do passo da correia a utilizar é o suficiente para determinar os diâmetros mínimos de todas as polias implementadas no sistema. O esquema do sistema de polias e correias implementados é representado na Figura 36.

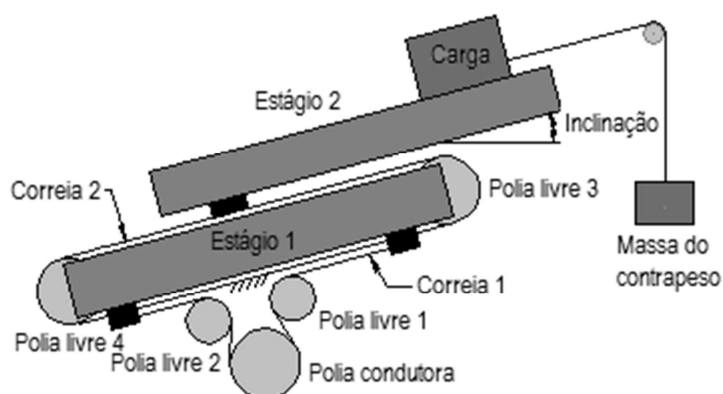


Figura 36 - Esquema de aplicação de polias e correias de acionamento do movimento horizontal

O passo da correia a utilizar neste sistema é 10mm, o que tem como consequência a utilização da correia AT10.

Os requisitos do fabricante indicam que a polia condutora deve ter um mínimo de 40 dentes. Para obter um pressuposto diâmetro da polia condutora, multiplica-se o número de dentes pelo passo da correia e obtém-se 400mm que dividindo por π dá o diâmetro primitivo da polia condutora de 127mm que arredondando tem-se um diâmetro para a polia condutora de 130mm.[16]

As polias livres 1 e 2, não possuem dentado e trabalham sobre as costas da correia, tem como função guiamento da correia, logo o diâmetro mínimo admissível das polias para correias AT10 é de 120mm. [16]

As polias livre 3 e 4, possuem a característica de trabalhar sobre o dentado da correia e também possuem como função o guiamento da correia logo o diâmetro mínimo admissível para as polias é de 50mm. [16]

5.2.2. CORREIAS

De modo a verificar se a escolha da correia é a indicada, é necessário ter o conhecimento do binário ou potência de acionamento da correia e a rotação com que a polia condutora a aciona. Seleccionada a correia AT10 é necessário calcular a largura b , que é calculada segundo a equação (5.35), com base no binário máximo que a correia tem de suportar.

$$M = \frac{M_{spez} \cdot Z_1 \cdot Z_e \cdot b}{100} \quad (5.35)$$

Onde,

M – Binário máximo aplicado à correia (Nm)

M_{spez} – Binário específico da correia (Ncm/cm)

Z_1 – Número de dentes da polia

Z_e – Número de dentes em malha

b – Largura da correia (cm)

De notar que nesta equação a incógnita é a largura b , como tal o binário máximo que a correia necessita de suportar corresponde ao binário de emergência do redutor seleccionado para o sistema, (redutor Bonfiglioli TR 080 1 10) $M=180\text{Nm}$ [18], cujo adicionando um coeficiente de segurança de 20% $M=216\text{Nm}$. O número de dentes da polia Z_1 corresponde a 40. O número de dentes em malha corresponde a 12, pelo facto de se tratar de uma correia brecoflex aberta. [17]

O binário específico da correia é retirado do gráfico da Figura 37, pelo conhecimento do tipo de correia a utilizar e a rotação da polia condutora.

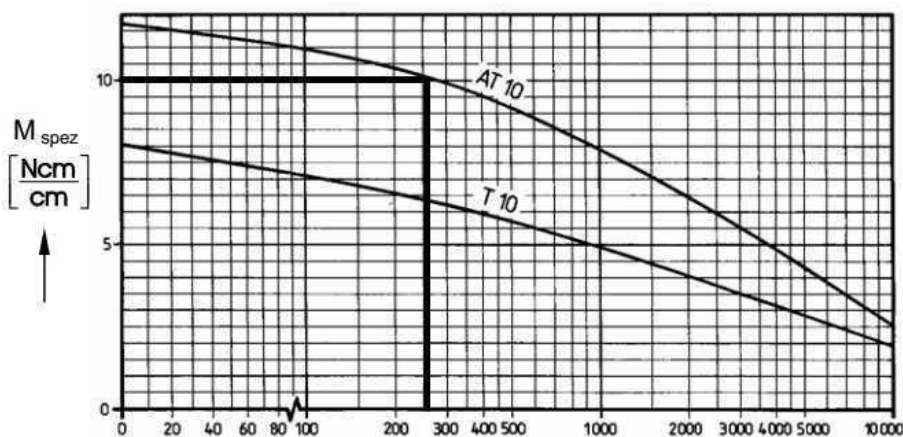


Figura 37 – Gráfico de binário específico em função da rotação para correias AT10 e T10. [17]

A rotação da polia pode ser consultada em anexo na secção *rotina de caracterização de acionamento do movimento horizontal* correspondendo $W_{DM}=257\text{rpm}$. $M_{spez}=10\text{Ncm/cm}$.

Após definição dos parâmetros anteriores está-se em condições de calcular a largura mínima da correia necessária para suportar o binário exigido, logo b calculado corresponde a 4,5 cm, cuja medida padrão seguinte para largura de correias do fabricante corresponde a 50mm.

De notar no caso da polia livre 3 e 4, que são polias que se encontram sobre a parte superior e inferior do perfil, neste caso está-se a referir a utilização de 4 polias, ou seja os esforços estão divididos por dois e como consequência utiliza-se 4 polias de suporte a 2 correias de 25mm de largura.

De modo a verificar se a correia suporta o esforço é necessário calcular a força periférica da correia e comparar com a tensão de cedência dos filamentos presentes no interior da correia. A força periférica é calculada por:

$$F_U = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M}{d_0} \quad (5.36)$$

Onde,

F_U – Força periférica (N)

M – Binário aplicado (Nm)

d_0 – Diâmetro do passo da correia (mm)

O diâmetro do passo d_0 é considerado o diâmetro da polia condutora 130mm e o binário M o binário máximo 216Nm. Logo a força periférica F_U calculada corresponde a 3323N.

Em comparação de F_U determinado com a tensão de cedência dos filamentos F_{zul} para correias AT10 M (M de correia aberta) de largura 50mm, $F_{zul} = 7500N$ [17]. Logo a correia suporta aproximadamente o dobro da força requerida.

5.3. DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE VEIO NERVURADO

Neste ponto descreve-se a seleção de um sistema de veio nervurado (*Ball Spline*) para o manipulador. Este sistema é composto por um veio nervurado e uma porca estriada na direção longitudinal. Deste modo, é possível transmitir momento torsor estando a porca colocada em qualquer posição no veio estriado, mesmo em movimento axial. A porca estriada encontra-se acoplada ao veio por rolamentos de esferas, permitindo o deslizamento de translação da porca sobre o veio livremente, proporcionando uma menor ocorrência de atrito entre o contato da parede interior da porca com a parede exterior do veio. Este sistema permite o acionamento de rotação no veio transmitido à porca, enquanto o movimento longitudinal da porca é livre, como se pode verificar um exemplo na Figura 38.

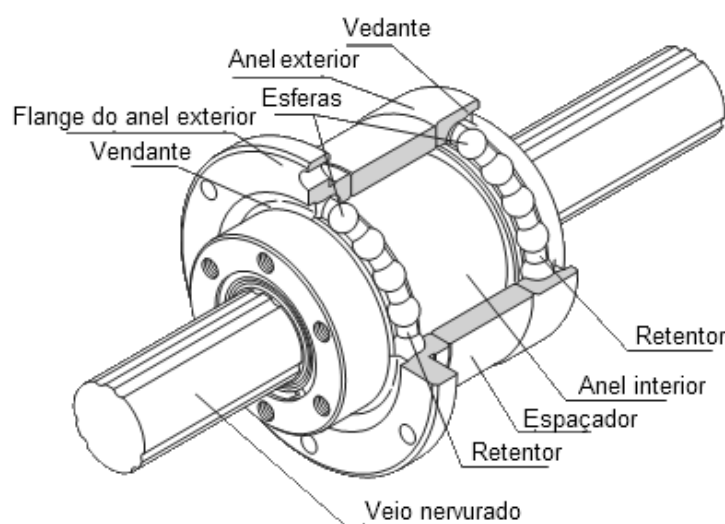


Figura 38 – Exemplo de sistema de eixo nervurado da THK modelo LTR [20]

O objetivo de introdução deste componente no manipulador deve-se sobretudo à possibilidade de redução de massa a que o sistema de acionamento vertical, fuso de esferas, transporta. Com a introdução do sistema de eixo nervurado, acoplado ao redutor

responsável pelo acionamento do movimento horizontal, possibilita a fixação do servomotor e redutor de acionamento horizontal numa parte fixa do manipulador, não tendo de ser transportada pelo sistema de movimentação vertical. Ou seja, as contribuições de massa e peso do servomotor e redutor são desprezadas do dimensionamento do sistema de movimento vertical, prevenindo assim o sobredimensionamento e custos mais elevados na compra de equipamento mais robusto dos constituintes do sistema de acionamento vertical.

Este tipo de sistema resolve-se implementar à saída do redutor, onde o veio nervurado é acionado pelo redutor transmitindo o movimento de rotação à polia condutora, que fixada na flange do anel interior, por sua vez a flange exterior é fixa numa chapa de transporte que é conectada ao sistema de movimento vertical. Logo o movimento vertical apenas transporta a flange e a polia condutora e não necessita de transportar o redutor e o servo motor, como se pode observar na Figura 39.

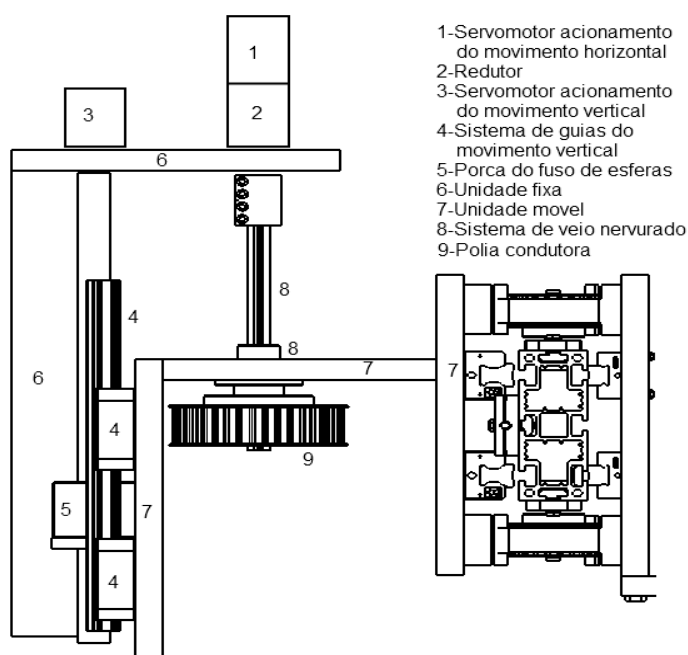


Figura 39 - Esquema de montagem do sistema de veio nervurado no sistema global

Para tal necessidade opta-se pela seleção de um sistema da marca THK, mais concretamente o sistema de eixo nervurado rotativo compacto modelo LTR A, como se pode observar na Figura 38 e Figura 40.

De notar que o sistema selecionado contém duas flanges, a flange do anel interior que permite a rotação da polia condutora quando o veio nervurado é solicitado e por sua

vez a flange do anel exterior que permite a fixação e movimento de translação sobre o veio nervurado. [20]

5.3.1. DIMENSIONAMENTO

5.3.1.1 DETERMINAÇÃO DO DIÂMETRO MÍNIMO ADMISSÍVEL

O dimensionamento propriamente dito deste componente reflete-se nas cargas a que o veio se encontra sujeito. Devido à disposição de como vai ser inserido no sistema o veio está sujeito a uma carga de torsão, que conforme o manual do fabricante sugere, caso o veio esteja sujeito a este tipo de carga, estipula-se o momento de torsão e a partir daí determina-se o diâmetro do veio mínimo admissível ao sistema.

O diâmetro do veio mínimo admissível é calculado com base na atuação do maior momento de torção que incide sobre o veio nervurado, de modo a garantir que suporta esse momento máximo mesmo que a sua atuação seja instantânea. O momento de torsão máximo que incide sobre o veio nervurado, provém do binário de emergência do redutor que é atuado quando é necessário interromper o ciclo do manipulador. Este binário entra apenas para estimar o diâmetro do veio, após seleção do diâmetro do veio. As verificações que se apresentam de seguida são realizadas nas condições normais de funcionamento do manipulador.

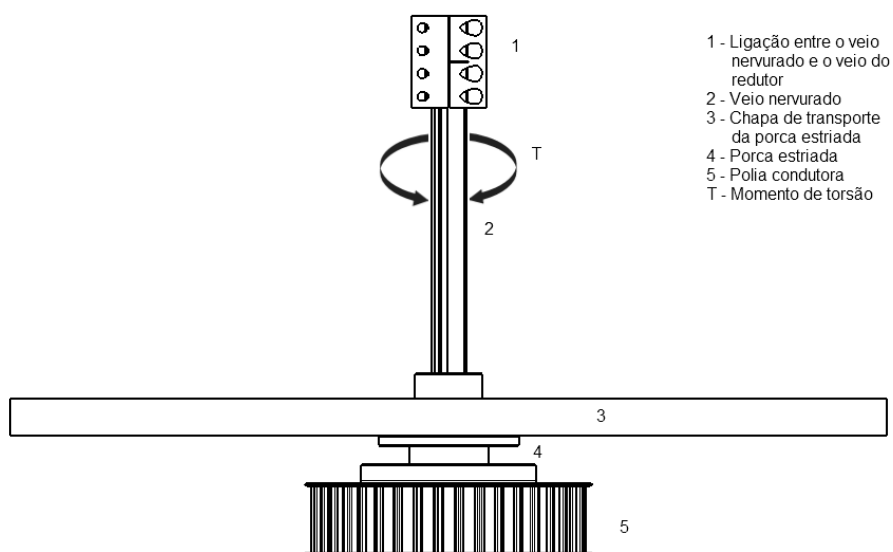


Figura 40 - Esquema de funcionamento do sistema veio nervurado

O cálculo do momento de torsão máximo é efetuado com base na seguinte fórmula,

$$T = \tau_a \cdot Z_p \quad (5.37)$$

Onde,

T – Momento de torsão máximo incidente no veio (Nmm)

τ_a – Tensão de torsão admissível do veio (49Nmm⁻²)[19]

Z_p – Modulo polar de secção da porca (mm³)

Por sua vez,

$$Z_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \quad (5.38)$$

O momento de torção máximo T corresponde ao binário de paragem de emergência do redutor $M_{p2} = 180000$ Nmm, consultado na ficha técnica em anexo secção *reductor* do redutor TR 080_1_10. [18]

Como T corresponde a 180000Nmm, τ_a é dado pelo fabricante e corresponde a 49Nmm⁻² é retirado o diâmetro mínimo para o veio de 26,5mm. Após determinado o diâmetro mínimo admissível é escolhido como diâmetro nominal do veio a seguinte medida padrão do fabricante para o diâmetro do veio, seleciona-se o veio com diâmetro nominal de 32mm.

Após definição do diâmetro do veio nervurado faz-se uma análise rápida ao coeficiente de segurança optado pela seleção deste diâmetro de acordo com a seguinte fórmula.

$$C_s = \frac{C_T}{T_{max}} \quad (5.39)$$

C_s – Coeficiente de segurança

C_T – Capacidade de binário dinâmico (Nm)

T_{max} – Binario máximo aplicado (Nm)

O coeficiente de segurança é calculado com base no rácio entre capacidade de binário dinâmico fornecido na ficha técnica associado ao diâmetro de 32mm, onde C_T corresponde a 180Nm e o binário máximo aplicado ao veio nervurado, que corresponde ao

binário de emergência do redutor T_{max} igual a 180Nm, como tal o coeficiente de segurança associado à escolha é de 1. A ficha técnica pode ser consultada em anexo na secção do sistema de veio nervurado.

5.3.1.2 RIGIDEZ DO VEIO

A partir de agora toda a verificação do veio nervurado selecionado é feita com base nas condições normais de operação do sistema.

De modo a verificar se a escolha é pertinente realiza-se uma análise à rigidez do veio (expresso em angulo de torsão por metro de comprimento de veio) de modo a verificar se esta é inferior $1^\circ/4$. Para tal é necessário calcular o ângulo de torsão θ em graus, expresso pela seguinte equação.

$$\theta = 57,3 \times \frac{T \cdot L}{G \cdot I_p} \quad (5.40)$$

Onde,

T – Binário máximo (Nm), (aplicado ao veio nas condições normais de operação)

L – Comprimento do veio (mm)

G – Módulo de elasticidade transversal ($7,9 \times 10^4$ N/mm²) [19]

I_p – Momento de inércia polar (mm⁴)

O comprimento do veio L é 300mm atribuído pelo somatório do deslocamento do movimento vertical do manipulador mais tamanhos relativos a componentes da porca estriada (80mm) [20], com a largura da polia do mecanismo condutor 60mm. O momento de inércia polar I_p ($9,90 \times 10^4$ mm⁴) é obtido por análise da tabela presente em anexo dentro da mesma secção. Ao aplicar (5.40) θ é $5,3 \times 10^{-3}$ °. Por fim a rigidez do veio é calculada por,

$$Rigidez = \frac{\theta \cdot l}{L} \quad (5.41)$$

Onde,

l – Comprimento unitário (1000mm)

A rigidez obtida é 0,018° que é inferior a 0,25 ($1^\circ/4$), garante o requisito do fabricante. [19]

5.3.1.3 VELOCIDADE CRÍTICA

Quando o veio nervurado é utilizado para transmitir velocidade de rotação à porca, consoante o aumento de velocidade para valores próximos da primeira frequência natural do veio, pode existir ocorrência de ressonância no veio, possibilitando a inoperação de funcionamento do sistema de veio nervurado. Contudo, ao efetuar o dimensionamento, é necessário garantir que a velocidade de rotação do veio não atinge a velocidade crítica responsável pelo efeito de ressonância do veio. A velocidade crítica é calculada pela seguinte expressão.

$$N_c = \frac{60\lambda^2}{2\pi \cdot l_b^2} \cdot \sqrt{\frac{E \times 10^3 \cdot I}{\gamma \cdot A}} \times 0.8 \quad (5.42)$$

Onde,

N_c – Velocidade crítica (min^{-1})

l_b – Distância entre as superfícies de montagem (mm)

E – Módulo de Young ($2,06 \times 10^5 \text{Nmm}^{-2}$) [19]

I – Momento de inércia do veio (mm^4)

$$I = \frac{\pi}{64} d^4 \quad (5.43)$$

γ – Massa específica ($7,85 \times 10^{-6} \text{kgmm}^{-3}$) [19]

A – Área da secção transversal do veio (mm^2)

$$A = \frac{\pi}{4} d^2 \quad (5.44)$$

d – Diâmetro menor do veio (mm)

λ – Fator relativo ao tipo apoio do veio (Tabela 23)

Tabela 23 – Fator λ de acordo com o tipo de apoio de fixação do veio [19]

Tipo de apoio	λ
Duplo – Livre	1,875
Simple – Simple	3,142
Duplo – Simple	3,927
Duplo – Duplo	4,73

A distância entre as superfícies de montagem I_b considerada corresponde à maior distância entre o apoio do veio fixo à saída do redutor e o apoio da flange exterior pertencente à porca, como se pode observar na Figura 40 ($I_b = 230\text{mm}$). O momento de inércia é calculado conforme (5.43) onde d corresponde ao diâmetro do núcleo do veio, (tabela de diâmetros presente em anexo) que para um diâmetro nominal de 32mm, d corresponde a 30mm e o momento de inercia I de $3,98 \times 10^4 \text{mm}^4$. A área da secção transversal A é calculada de acordo com (5.44) onde d é na mesma o diâmetro do núcleo do veio, logo A determinado corresponde a $706,86 \text{mm}^2$. A fixação do veio é feita de acordo com a Figura 40, correspondendo ao caso da Tabela 23 que refere o tipo de apoio duplo – livre, cujo λ correspondente é 1,875. Neste ponto está-se em condições de calcular a velocidade de rotação crítica, que surge com um valor de N_c igual a $1,95 \times 10^4 \text{min}^{-1}$. Como este sistema apenas necessita de acionar a polia condutora com a velocidade de rotação máxima de 257rpm, bastante inferior aos $1,95 \times 10^4 \text{rpm}$, velocidade em que ocorre o fenómeno de ressonância no veio nervurado, logo o sistema é seguro neste aspeto. [19]

5.3.1.4 VIDA NOMINAL

A vida nominal do sistema de eixo nervurado varia conforme o tipo de cargas aplicadas durante o funcionamento, como a carga gerada por aplicação de binário, carga gerada por força radial e carga devido aplicação de momento. Pelo facto do sistema apenas estar sujeito a uma carga gerada por aplicação de binário a vida nominal é dada por,

$$L = \left(\frac{f_T \cdot f_c \cdot C_T}{f_w \cdot T_c} \right)^3 \times 50 \quad (5.45)$$

Onde,

L – Vida nominal (Km)

C_T – Capacidade de binário dinâmico (Nm)

T_c – Binário aplicado (Nm)

f_T – Fator de temperatura

f_c – Fator de contato

f_w – Fator de carga

A capacidade de binário dinâmico C_T é retirada de uma tabela em anexo que retrata as características geométricas e capacidade de carga para o modelo LTR 32A, que corresponde a 180Nm. O binário aplicado T_c corresponde a 2,6Nm, binário tendo em

consideração o funcionamento normal do sistema, logo o binário aplicado corresponde ao T_{DM} , consultado em anexo na secção de *rotina de descrição de acionamento do movimento horizontal*. O fator de temperatura é consultado em anexo na secção *veio nervurado*, que demonstra a evolução do valor de fator de temperatura de acordo com a temperatura do meio de operação do sistema, cujo fator só se torna influente caso a temperatura de operação do sistema ultrapasse os 100°C. Pelo facto do sistema estar inserido num sistema de manipulação de chapas com fim de alimentação de prensas a temperatura do meio em que se encontra inserido, não deve ser muito superior à temperatura ambiente, logo a consideração para o valor de fator de temperatura f_T de 1. O fator de contato f_C é consultado em anexo, que não é considerado unitário se o sistema de eixo nervurado possuir duas ou mais porcas estriadas no mesmo eixo, logo f_C considerado é 1 pelo facto deste sistema apenas possuir uma porca estriada. O fator de carga f_W é consultado em anexo. Este fator surge por influência do efeito de paragem e arranque do sistema que provoca impactos no equipamento e também por ação de velocidades elevadas no sistema que provocam vibrações. Este fator é selecionado com base na velocidade de rotação do eixo, que conforme anteriormente analisado o veio vai rodar com uma velocidade linear de $0,875\text{ms}^{-1}$, logo o valor de fator de carga f_W considerado de 1,4. Após a descrição e seleção dos parâmetros, está-se em condições de calcular a vida nominal do sistema, logo L calculado corresponde a $6,04 \times 10^6 \text{Km}$. [19]

5.3.1.5 HORAS DE OPERAÇÃO

O número de horas de serviço é calculado por recurso à fórmula,

$$L_h = \frac{L \times 10^3}{2 \times l_s \times n_1 \times 60} \quad (5.46)$$

Onde,

L_h – Horas de serviço (h)

l_s – Deslocamento da porca sobre o veio (m)

n_1 – Numero de ciclos por minuto (min^{-1})

O valor de L é proveniente do ponto anterior correspondendo a $6,04 \times 10^6 \text{Km}$. O deslocamento da porca sobre o veio l_s corresponde à distância que destinada ao movimento vertical 0,1m. O número de ciclos por minuto é calculado de acordo com o seguinte

raciocínio. O tempo de ciclo do manipulador é de 3s e durante este tempo são efetuados 4 movimentos verticais, logo num minuto o manipulador efetua 20 ciclos que multiplicando esses 20 ciclos pelos 4 movimentos, obtém-se o valor de n_1 correspondendo a 80 movimentos que a porca efetua num minuto ao longo do veio. Logo está-se em condições de calcular o número de horas de serviço, L_h é igual a $6,29 \times 10^6$ h. [19]

5.3.1.6 VERIFICAÇÃO DO ROLAMENTO EXTERIOR

Como a porca do veio nervurado é constituída por dois rolamentos, um que atua no interior da porca sobre o veio nervurado e um que atua sobre o exterior da porca, permitindo a fixação da porca numa chapa de suporte como é o caso em análise, realiza-se uma verificação à deformação (estática), onde a determinação do coeficiente de segurança sobre o rolamento de suporte, suporta efetivamente o esforço em questão.

O rolamento de suporte faz o suporte das cargas radiais incidentes sobre a porca do veio nervurado. Numa análise estática a maior força radial que atua no rolamento é proveniente da atuação do binário de emergência sobre o veio, que se transmite na polia condutora, gera uma força radial transmitida ao rolamento de suporte.

O cálculo do coeficiente de segurança é feito segundo a seguinte fórmula:

$$f_s = \frac{C_0}{P_0} \quad (5.47)$$

Onde,

f_s – Coeficiente de segurança

C_0 – Capacidade de carga estática associada ao rolamento de suporte (kN)

P_0 – Carga radial aplicada (kN)

A capacidade de carga estática pode ser consultada em anexo na ficha técnica do componente, onde C_0 toma o valor de 12,5kN. A carga radial aplicada é calculada a partir do binário de emergência do redutor $M_{p,2}$ com o valor de 180Nm [18] que se divide pelo raio da polia condutora ($r=65$ mm), obtém-se a carga radial P_0 com o valor de 2,76kN. O coeficiente de segurança f_s associado é de 4,53.

De seguida é necessário realizar a análise dinâmica de modo a verificar o ciclo de vida do rolamento. Este ciclo de vida está associado às solicitações dinâmicas verificadas no movimento horizontal. Este ciclo já está definido no ponto de dimensionamento dedicado

ao sistema de guias e patins, constituinte do movimento horizontal. A Tabela 24 contém valores de binários em condições de funcionamento normal, a representar as fases do ciclo dinâmico, tempo t_n , percentagem de tempo q_n , velocidade de rotação n_n , binário de atuação da polia condutora T_n e as respetivas cargas aplicadas P_n no rolamento de suporte, resultante do quociente do binário aplicado sobre o raio da polia condutora. Os dados que se seguem podem ser consultados em anexo na secção rotina de *descrição de acionamento do movimento horizontal*. (T_n , n_n e t_n)

Tabela 24 - Caraterização do ciclo dinâmico

Fase n	Tempo t_n (s)	Percentagem de tempo q_n	Velocidade $ n_n $ (rpm)	Binário $ T_n $ (Nm)	Força P_n (N)
1	0,2	8,62	128,5	2,6	40
2	0,2	8,62	257	2,4	36,32
3	0,2	8,62	128,5	2,2	33,85
4	0,56	24,14	0	2,4	36,32
5	0,2	8,62	128,5	2,2	33,85
6	0,2	8,62	257	2,4	36,32
7	0,2	8,62	128,5	2,2	33,85
8	0,56	24,14	0	2,4	36,32

De seguida é necessário calcular a velocidade de rotação média n_m por recorrência a:

$$n_m = n_1 \cdot \frac{q_1}{100} + n_2 \cdot \frac{q_2}{100} + \dots + n_n \cdot \frac{q_n}{100} \quad (rpm) \quad (5.48)$$

Após definição do ciclo dinâmico e cálculo da velocidade média n_m igual a 108,6rpm, está-se em condições de calcular a carga dinâmica equivalente P , necessária ao cálculo do ciclo de vida do rolamento, por:

$$P = \sqrt[3]{P_1^3 \cdot \frac{n_1}{n_m} \cdot \frac{q_1}{100} + P_2^3 \cdot \frac{n_2}{n_m} \cdot \frac{q_2}{100} + \dots + P_n^3 \cdot \frac{n_n}{n_m} \cdot \frac{q_n}{100}} \quad (5.49)$$

A carga dinâmica equivalente calculada corresponde a 33,6N.

Está-se em condições de calcular a vida nominal do rolamento em milhões de ciclos por:

$$L_{10} = L = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot 10^6 \quad (5.50)$$

Onde,

L – Vida nominal (revoluções)

C – Capacidade de carga dinâmica (N)

P – Carga dinâmica equivalente (N)

p – Expoente de vida

O expoente de vida p é igual a 3 [21] para rolamentos de esferas. A capacidade de carga dinâmica provém da ficha técnica em anexo, onde C toma o valor de 10,5kN. Logo L calculado corresponde $3,05 \times 10^{13}$ revoluções.

Por fim é calculado o número de horas de operação com recurso a:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{n \cdot 60} \quad (5.51)$$

Onde,

L_h – Horas de operação (h)

n – Velocidade rotação (rpm)

O valor da velocidade de rotação n_m considerada é a velocidade de rotação média 108,6rpm. Logo o valor L_h calculado corresponde a $1,98 \times 10^{15}$ h. [21]

5.4. PERFIL DE ALUMÍNIO

Por forma a promover a montagem do sistema de multiplicação do movimento horizontal, recorre-se ao uso de um perfil de alumínio para possibilitar a fixação das guias, as quais promovem o guiamento dos patins e conseqüentemente a movimentação horizontal.

O perfil de alumínio selecionado pertence ao fabricante mk Technology Group, mais especificamente o perfil mk 2006, que se enquadra perfeitamente no conceito de requisito ao sistema, com características de secção de 50x150, possibilita a afixação dos pares de guias lineares sobre as duas faces laterais e ainda permite a afixação de componentes como polias sobre as faces inferior e superior do perfil. A geometria do perfil é apresentada na seguinte Figura 41.

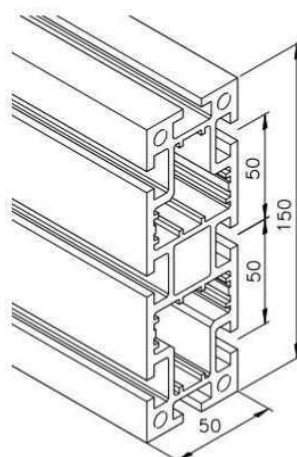


Figura 41 - Perfil de alumínio mk 2006

A verificação do perfil envolve sobretudo a análise simples à flecha do perfil. Após a quantificação das massas que o perfil tem de suportar, assim como a aceleração máxima que é realizado o movimento vertical, é realizada a quantificação das cargas provenientes de forças de aceleração e gravíticas que incidem sobre o perfil.

A análise à flecha é feita de acordo com a suposição do pior caso, ou seja, admite-se que uma extremidade do perfil é encastrada e sobre a outra extremidade do perfil é feito a incidência do somatório das forças associadas ao peso de todo o sistema linear dinâmico composto por guias e patins, que aciona no sistema de “tooling”, por sua vez o sistema de vácuo e a chapa a transportar com a força gerada pela aceleração do movimento vertical, pois esta possuir direção perpendicular ao perfil. A representação da análise realizada é apresentada de acordo com a seguinte figura.

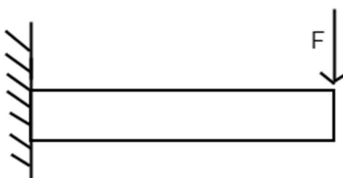


Figura 42 - Esquema de análise da flecha do perfil

A flecha do perfil é calculada com base na seguinte fórmula:

$$f_{point} = \frac{F_{point} \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I_x} \quad (5.52)$$

Onde,

f_{point} – Flecha do perfil (mm)

L – Comprimento do perfil (mm)

E – Módulo de Young (N.mm⁻²)

I_x – Momento de inércia (mm⁴)

A força F_{point} é calculada com base no somatório da força gravítica com a força de aceleração vertical ($m \cdot g + m \cdot a$), a massa considerada corresponde à massa que o perfil tem de suportar 30kg, a aceleração da gravidade considerada é 9,81m.s⁻² e a aceleração vertical corresponde a 5,1m.s⁻². Logo a força total calculada corresponde a 450N. O comprimento do perfil é 1100mm. O módulo de Young é 7x10⁴ N.mm⁻² [22] e o momento de inércia do perfil pode ser consultado da tabela em anexo na secção *perfil de alumínio* com as características técnicas do perfil, logo $I_x=5,97 \times 10^6$ mm⁴. [22] Após a definição destes parâmetros está-se em condições de obtenção da flecha do perfil segundo a solicitação apresentada, logo a flecha f_{point} determinada corresponde a 0,5mm. [22]

5.5. REDUTOR

Neste ponto vai proceder-se à verificação do redutor selecionado para o sistema de acionamento do movimento horizontal. O Redutor selecionado é o Bonfiglioli TR 080 1 10, a ficha técnica do redutor pode ser consultada em anexo na secção *reductor*. O redutor é acoplado ao servomotor e por sua vez acoplado ao veio nervurado que aciona a polia condutora transmissora de movimento horizontal ao manipulador, como se pode observar na Figura 39.

O processo de verificação segue a metodologia apresentada no seguinte diagrama, apresentado na Figura 43.

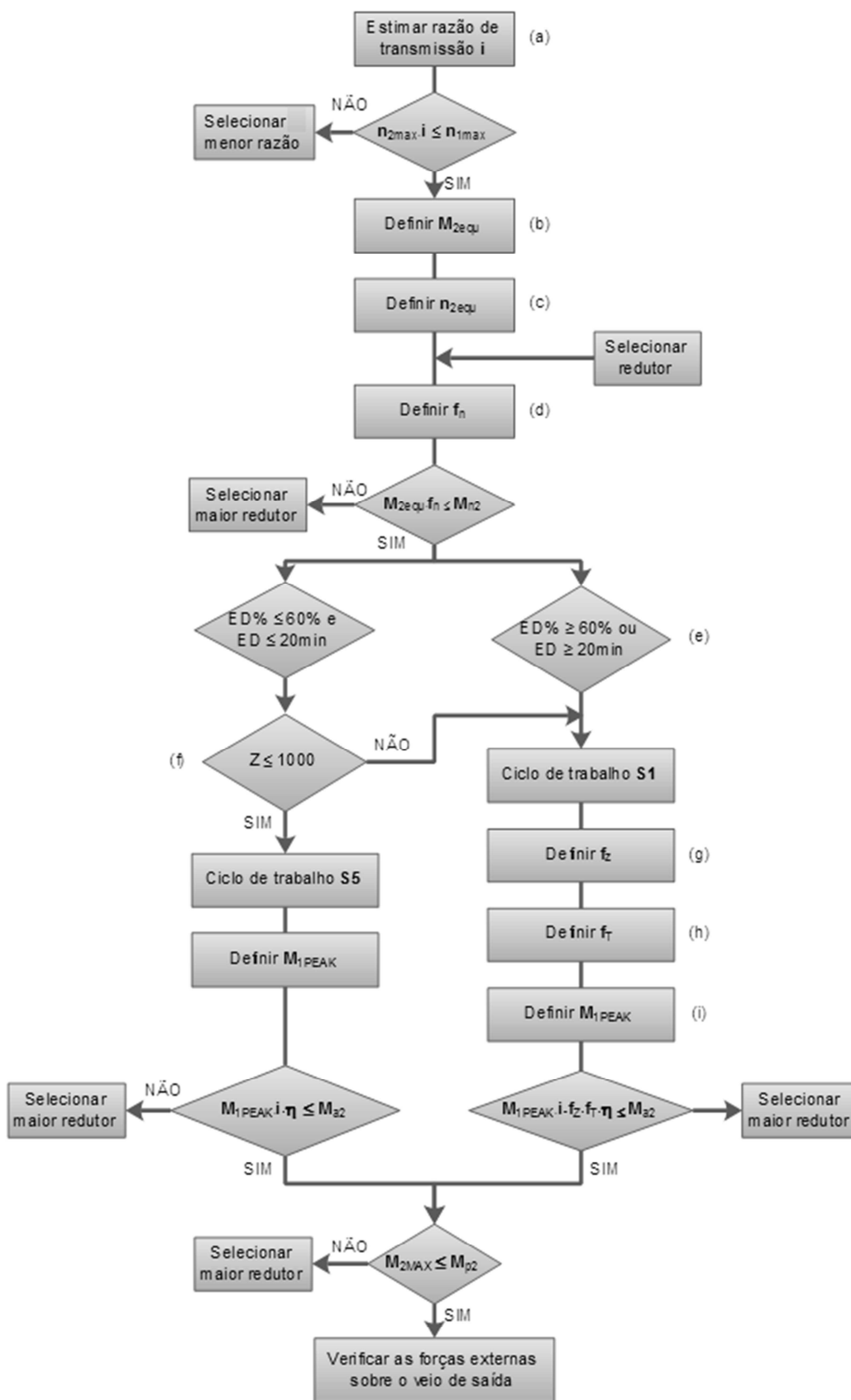


Figura 43 - Diagrama com o procedimento de verificação [18]

O primeiro passo da verificação é estimar a razão de transmissão i que é dada por:

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad (5.53)$$

Onde,

i – Razão de transmissão

n_1 – Velocidade de entrada (min^{-1})

n_2 – Velocidade de saída (min^{-1})

A razão de transmissão do redutor é de 10, pelas características do redutor selecionado.

A primeira verificação que é necessário realizar é se a razão de transmissão adotada é a correta, como tal é necessário realizar o cálculo (5.54).

$$n_{2\max} \cdot i \leq n_{1\max} \quad (5.54)$$

O cálculo (5.54) indica que a velocidade de rotação máxima à saída do redutor $n_{2\max}$ em multiplicação com a razão de transmissão i deve ser inferior ou igual à velocidade de rotação máxima à entrada do redutor $n_{1\max}$ (rotação do veio do servomotor). Pela análise da *rotina de caracterização do acionamento do movimento horizontal* em anexo, a velocidade máxima que o servomotor atinge é 2570rpm e a velocidade de saída do redutor corresponde à velocidade de atuação da polia condutora que é igual a 257rpm, como se pode verificar na Figura 44, onde se encontra a velocidade de rotação ao longo do ciclo a traçado interrompido. A primeira condição está verificada $n_{2\max} \cdot i = n_{1\max}$.

O segundo passo é definir o binário de saída equivalente $M_{2\text{ EQU}}$ e velocidade equivalente de saída $n_{2\text{ EQU}}$ que é dado por:

$$M_{2\text{ EQU}} = \sqrt[3]{\frac{n_{2(1)} \cdot t_1 \cdot |M_{2(1)}|^3 + \dots + n_{2(n)} \cdot t_n \cdot |M_{2(n)}|^3}{n_{2(1)} \cdot t_1 + \dots + n_{2(n)} \cdot t_n}} \quad (5.55)$$

Onde,

$M_{2\text{ EQU}}$ – Binário de saída equivalente (Nm)

$n_{2(1)}$ – Velocidade de rotação à saída durante a fase 1 (rpm)

t_1 – Período de tempo associado à fase 1 (s)

$M_{2(1)}$ – Binário associado à fase 1 (Nm)

$$n_{2\text{ EQU}} = \frac{n_{2(1)} \cdot t_1 + n_{2(2)} \cdot t_2 + \dots + n_{2(n)} \cdot t_n}{t_{\Sigma}} \quad (5.56)$$

Onde,

$n_{2\text{ EQU}}$ – Velocidade equivalente de saída (rpm)

t_{Σ} – Somatório de todos os períodos de tempo associados a cada fase (s)

Por forma a calcular (5.55) e (5.56) é necessário realizar a caracterização do ciclo dinâmico associado ao veio de saída do redutor (polia condutora), relativamente aos parâmetros de binário e velocidade de rotação. O ciclo dinâmico é caracterizado graficamente na Figura 44 e os valores correspondentes a cada fase na Tabela 25.

Tabela 25 – Ciclo dinâmico do veio de saída do redutor

Fase	t_n (s)	$n_{2(n)}$ (rpm)	$M_{2(n)}$ (Nm)
1	0,2	128,5	2,6
2	0,2	257	2,4
3	0,2	128,5	2,2
4	0,56	0	2,4
5	0,2	-128,5	2,2
6	0,2	-257	-2,4
7	0,2	-128,5	-2,2
8	0,56	0	2,4

Gráfico da velocidade angular e do binário do mecanismo (polia condutora):

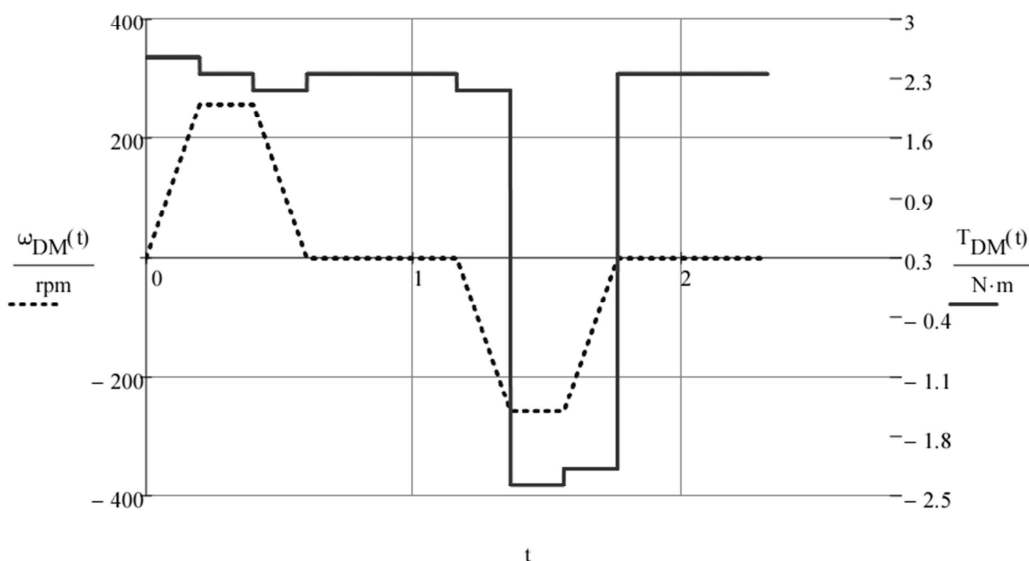


Figura 44 - Evolução da velocidade de angular e binário em função do tempo da polia condutora

Após caracterização do ciclo dinâmico está-se em condições de calcular $M_{2\text{ EQU}}$ igual 2,36Nm e $n_{2\text{ EQU}}$ igual a 88,62rpm.

De seguida é selecionado o redutor TR 080 1 10, para se poder definir o fator de velocidade f_n . O fator de velocidade depende da seguinte condição:

$$\frac{K_n}{n_{2\text{ EQU}} \cdot i} \geq 1, \quad f_n = 1 \tag{5.57}$$

$$\frac{K_n}{n_{2\text{ EQU}} \cdot i} < 1, \quad f_n = \text{diagrama} \tag{5.58}$$

Onde,

K_n – Constante de velocidade

O diagrama está presente em anexo na secção *redutor*. A constante de velocidade associada ao modelo do redutor está representada em anexo. K_n associado ao redutor é 4000. O resultado do quociente descrito em (5.57) é 4,5, logo f_n é igual a 1.

Após estabelecimento de f_n é necessário realizar outra verificação obedecendo à condição:

$$M_{2\text{ EQU}} \cdot f_n \leq M_{n2} \quad (5.59)$$

Esta condição significa que a multiplicação do binário de saída equivalente $M_{2\text{ EQU}}$ com o fator de velocidade f_n tem de ser inferior ou igual ao binário nominal de saída do redutor M_{n2} . O binário nominal de saída do redutor é consultado em anexo, onde M_{n2} corresponde a 40Nm. Como o produto entre $M_{2\text{ EQU}}$ com f_n é igual a 2,36Nm, é inferior a 40Nm, está realizada a verificação da condição (5.59).

De seguida é necessário calcular o tempo de carga em percentagem $ED\%$ (5.60) e o tempo de carga em minutos ED (5.61).

$$ED\% = \frac{t_1 + t_2 + \dots + t_n}{t_\Sigma} \cdot 100 \quad (5.60)$$

Onde,

$ED\%$ - tempo de carga (%)

ED - tempo de carga (min)

$$ED = t_1 + t_2 + \dots + t_n \quad (5.61)$$

De notar que no cálculo de (5.60) o numerador é a soma dos períodos de tempo que o redutor se encontra em funcionamento ou seja $n_{z(n)} > 0$ e o denominador é a soma de todos os períodos de tempo inclusive os períodos de tempo relativos à paragem do redutor. Logo $ED\%$ corresponde a 51,7% e ED a 1,2min. Segundo o diagrama (Figura 43) na verificação (e) segue-se o ramo do lado esquerdo, pois a condição que se verifica pelo cálculo de $ED\%$ e ED é a seguinte:

$$ED\% \leq 60\% \text{ e } ED \leq 20 \text{ min} \quad (5.62)$$

Depois é necessário calcular o número de ciclos por hora Z que é dado por:

$$Z = \frac{3600}{t_\Sigma} \quad (5.63)$$

Onde,

Z - Número de ciclos por hora (h^{-1})

Z obtido é 1551h^{-1} , como Z é maior que 1000 então passa-se para o ramo do diagrama da direita e pode afirmar-se que o ciclo de trabalho do redutor é do tipo S1.

De seguida é necessário definir o fator de ciclo f_Z , o fator de ajuste de temperatura f_T e o binário de entrada máximo $M_{1\text{ PEAK}}$. O fator de ciclo f_Z é determinado com base no número de ciclos por hora ; como Z é maior que 1500h^{-1} e inferior a 2500h^{-1} então o fator de ciclo f_Z correspondente é 1,5 por consulta em anexo. O fator de ajuste de temperatura depende da temperatura a que o sistema trabalha com base na seguinte condição: Se a temperatura T for inferior ou igual a 30°C então o fator de ajuste de temperatura f_T é igual a 1. Se T é superior a 30°C então f_T é calculado por (5.64)

$$f_T = 1 + \frac{T^\circ - 30}{100} \quad (5.64)$$

A definição do binário máximo de entrada $M_{1\text{ PEAK}}$ é consultado na *rotina de descrição de acionamento do movimento horizontal* correspondendo à variável T_M , que atinge o máximo durante a fase 1 com o pico de 2,5Nm, logo $M_{1\text{ PEAK}}$ corresponde a 2,5Nm.

O próximo passo é realizar mais uma verificação dada pela seguinte condição:

$$M_{1\text{ PEAK}} \cdot i \cdot f_Z \cdot f_T \cdot \eta \leq M_{a2} \quad (5.65)$$

Onde,

η – Eficiência do redutor

M_{a2} – Binário de aceleração máximo à saída (Nm)

A eficiência do redutor é consultada da ficha técnica do redutor em anexo correspondendo a 0,97. O valor do binário de aceleração máxima também é consultável da ficha técnica do redutor, onde M_{a2} corresponde a 80Nm. Logo, efetuado o cálculo do produto presente no primeiro termo de (5.65) o resultado é 36,3, inferior a 80Nm, a condição está verificada.

Por último, deve verificar-se, se em caso de emergência existe algum binário máximo à saída, que seja superior ao binário de emergência descrito na ficha técnica do redutor. O binário de emergência do redutor é M_{P2} correspondente a 180Nm, logo não existe nenhum binário máximo à saída do redutor superior a M_{P2} .

De seguida é necessário calcular o tempo de vida dos rolamentos do redutor. Só que no caso em análise não existem forças radiais ou forças axiais a atuar diretamente no veio,

que como se pode verificar no esquema da Figura 39 o redutor é conectado na chapa superior (6) por meio de ligações aparafusadas. O veio de saída do redutor é ligado ao veio nervurado por meio de um sistema de união de veios “MAS” da Madler, cuja ficha técnica está em anexo na secção *união de veios*, com capacidade de suporte de binários requeridos em caso de emergência para um diâmetro de veio de 19mm [23]. Por sua vez, este encontra-se acoplado à polia condutora por meio da porca do sistema de veio nervurado, que vai suportar esse tipo de cargas axiais e radiais. Devido a esse facto não há necessidade de efetuar o cálculo de tempo de vida dos rolamentos do redutor. [18]

5.6. SERVOMOTOR

O servomotor selecionado para acionamento do movimento horizontal pertence ao fabricante Omron mais concretamente o SGMGH 09D, cuja ficha técnica se encontra presente em anexo na secção *servomotor*. [24]

A verificação do servomotor de modo a poder afirmar se é ou não uma boa escolha para o sistema assenta sobretudo numa análise à disparidade de inércias (IM), ou seja, rácio entre a inércia do sistema e a inércia do rotor do servomotor.

À medida que a disparidade de inércias diminui, a inércia do rotor do motor torna-se relevante em porção de contribuição para a carga do sistema. Uma disparidade de inércia baixa promove estabilidade ao sistema, mas com um custo associado. Mantendo a carga de inércia e o perfil de movimento constante, um motor com um rotor de maior inércia, faz aumentar a inércia do sistema. Mas ao mesmo tempo para o mesmo perfil de movimento, irá ser necessário um aumento de binário e potência para acelerar e desacelerar o sistema de modo a compensar o aumento de inércia do sistema. O aumento de inércia pode levar ao sobredimensionamento dos componentes do sistema.

Como regra em torno de seleção do servomotor deve optar-se entre um perfil de velocidade ou perfil de precisão. Caso a velocidade seja o requisito principal, a disparidade de inércias deve ser como regra geral sempre inferior a 10 ($IM < 10$) e tipicamente entre 3 e 10 ($3 < IM < 10$). Caso a estabilidade e precisão do sistema seja prioridade então $IM < 3$ e no caso ideal $IM = 1$. [25]

A discrepância de inércias do sistema segundo as equações (5.66), (5.67) e (5.68), os quais refletem 3 casos de análise. A equação (5.66) calcula a disparidade de inércias considerando o travão como contribuição para a inércia da carga. A equação (5.67) considera a inércia do travão como contribuição para a inércia do motor. Por fim, a equação

(5.68) considera as contribuições de inércias associadas ao travão e redutor como inércias do motor. [25]

$$IM_{T_{yp1}} = \frac{\frac{J_{DM}}{2} + J_{GB} + J_{Br}}{J_M} \quad (5.66)$$

$$IM_{T_{yp2}} = \frac{\frac{J_{DM}}{2} + J_{GB}}{J_M + J_{Br}} \quad (5.67)$$

$$IM_{T_{yp3}} = \frac{\frac{J_{DM}}{2}}{J_M + J_{Br} + J_{GB}} \quad (5.68)$$

Onde,

IM – Disparidade entre inércias

J_{DM} – Inércia do mecanismo condutor

J_M – Inércia do motor

J_{Br} – Inércia do travão

J_{GB} – Inércia do redutor

i_{GB} – Razão de transmissão do redutor

Outra verificação realizada é de acordo com (5.69) que corresponde ao rácio entre o binário máximo (T_{Mmax}) que o motor atinge durante o ciclo e o binário de pico (T_{Mpeak}) que o motor suporta, sendo estipulado que este rácio deve ser sempre inferior a um, com o senão do motor não conseguir acionar o sistema.

$$R_{Tmax} = \frac{T_{Mmax}}{T_{Mpeak}} \quad (5.69)$$

A última verificação a obedecer é ao rácio entre o binário efetivo (T_{Mrms}) exigido e o binário nominal (T_{Mnom}) do motor. Por regra este também deve ser inferior a 1, com o senão de se verificar o sobreaquecimento do servomotor, originado por exemplo por arranques consecutivos frequentes (ausência de paragens no ciclo), ou sob seleção do servomotor.

$$R_{Trms} = \frac{T_{Mrms}}{T_{Mnom}} \quad (5.70)$$

De acordo com a rotina de caracterização do movimento horizontal do manipulador os resultados obtidos para as características acima referidas são:

Tabela 26 - Resultados da verificação do servomotor responsável pelo acionamento do movimento horizontal

Parâmetro	Resultado
IM_{Typ1}	4,688
IM_{Typ2}	3,941
IM_{Typ3}	3,853
R_{Tmax}	0,178
R_{Trms}	0,418

6. MOVIMENTO VERTICAL

6.1. SISTEMA DE FUSO DE ESFERAS

Neste ponto vai descrever-se o dimensionamento do sistema de acionamento do movimento vertical com recurso a um fuso de esferas.

Este acessório é equiparado a um sistema de parafuso-porca, onde o acionamento do movimento vertical é feito com atuação no veio roscado (parafuso) por rotação do mesmo, permitindo a transmissão do movimento à porca de esferas (porca do parafuso), promovendo a translação da porca de esferas sobre o veio de esferas. O veio de esferas é composto por um roscado helicoidal semicircular, equiparando-se a um anel interior de um rolamento. A porca de esferas é o equiparada a um anel exterior do rolamento onde são alojadas as esferas, que entram em contacto com o veio roscado, transformando um movimento de rotação em translação utilizando forças de atrito entre o veio roscado e a porca de esferas muito reduzidas, permitindo a transferência de potência veio-porca quase total.

Uma representação típica deste tipo de sistemas é apresentada na seguinte Figura 45.

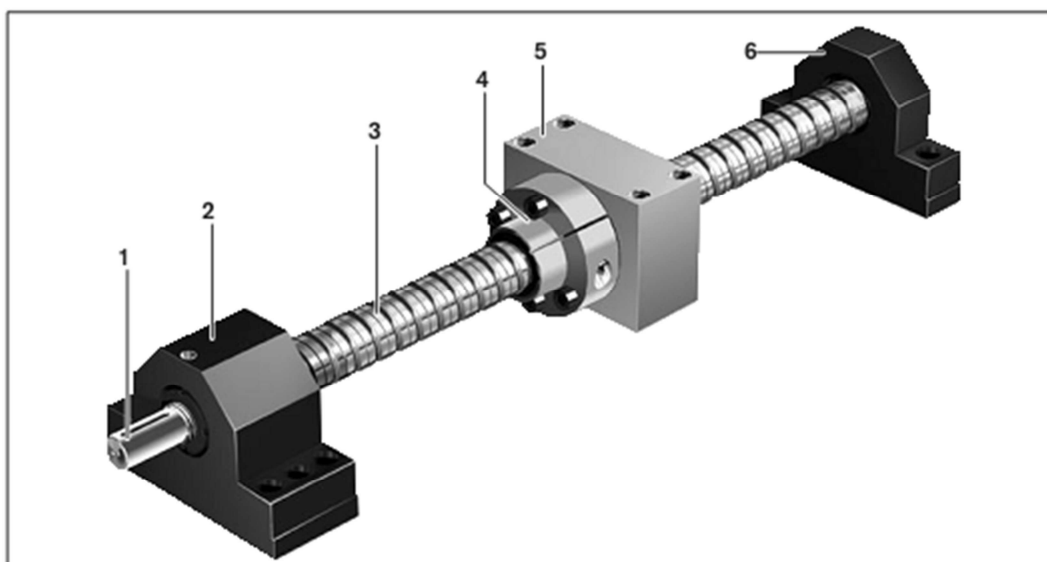


Figura 45 - Esquema de constituição do sistema fuso de esferas [13]

- 1 – Acoplamento de transmissão
- 2 – Chumaceira de fixação
- 3 – Fuso de esferas
- 4 – Porca de esferas
- 5 – Chumaceira da porca
- 6 – Chumaceira de apoio

A porca de esferas realiza a recirculação de esferas em contato com o fuso de esferas, cuja constituição pode ser observada na Figura 46.

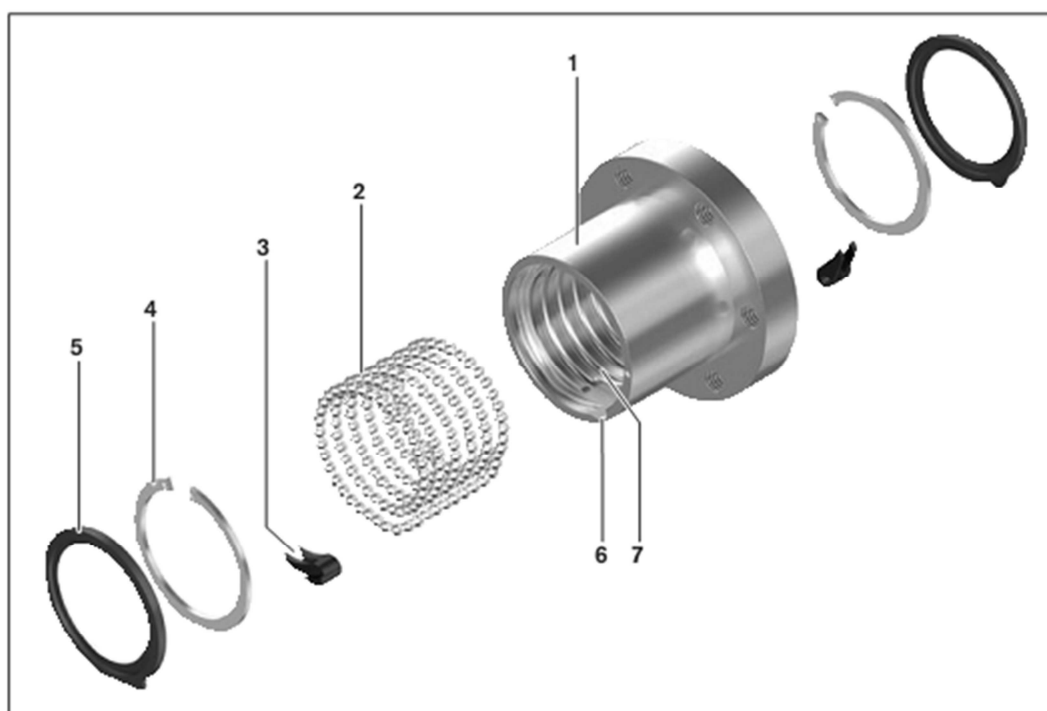


Figura 46 – Constituição da porca de esferas [13]

- 1 – Corpo da porca
- 2 – Cadeia de esferas
- 3 – Peça de recirculação de esferas
- 4 – Retentor de esferas
- 5 – Sistema de selagem

6.1.1. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Neste tópico são abordados os fundamentos segundo o fabricante para dimensionamento do sistema de fuso de esferas. O dimensionamento do sistema é feito com base nos seguintes parâmetros: definição de requisitos, expectativa de vida, velocidade crítica, carga axial admissível no fuso, binário e potência do sistema.

6.1.1.1 DEFINIÇÃO DOS REQUISITOS

Para dimensionamento do sistema de fuso de esferas é necessário definir os parâmetros geométricos e os parâmetros de operação. Todos os cálculos são realizados com base nestes parâmetros, ou seja, tipo de fuso de esferas, disposição do sistema, ciclo dinâmico e cargas aplicadas.

Em primeiro lugar é necessário pré-selecionar o tipo de porca de esferas, suas dimensões e características específicas, através da consulta de catálogos do fabricante. As características necessárias estão representadas na próxima tabela.

Tabela 27 – Detalhes do sistema de fuso de esferas

Parâmetro	Unidades
Diâmetro Nominal d_0	mm
Passo P	mm
Diâmetro da esfera D_w	mm
Número de pistas de esferas ativas i	-
Coefficiente de carga dinâmica C	N
Coefficiente de carga estática C_0	N
Fator de pré-carga X_{pr}	-
Velocidade linear máxima v_{max}	m/min

Uma das características importantes a ter em conta para o dimensionamento do sistema é a disposição da unidade, que por exemplo na Figura 47, tem-se o sistema de fuso de esferas a movimentar uma placa que está assente sobre um sistema de guias e patins. Nesta situação é necessário ter em conta a massa da placa a transportar e o tipo de rolamentos implementados nos patins devido a questões de existência de forças de atrito sobre o movimento que se quer implementar por recurso ao uso de sistemas de fuso de esferas.



Figura 47 - Exemplo de disposição do sistema [13]

O próximo passo é determinar as características do ciclo dinâmico a implementar, servindo de base ao cálculo da vida nominal do sistema. O ciclo dinâmico representa as várias fases individuais que o fuso realiza em operação. O tempo, deslocamento, velocidade linear, aceleração e velocidade de rotação são parâmetros a calcular para cada fase. Na seguinte tabela são representados os parâmetros e simbologia utilizada na análise do ciclo dinâmico.

Tabela 28 - Detalhes do ciclo dinâmico

Parâmetro	Simbologia	Unidades
Fase	n	-
Tempo durante a fase 1 ... n	$t_1 \dots t_n$	s
Deslocamento por fase 1 ... n	$s_1 \dots s_n$	mm
Velocidade linear por fase 1... n	$v_1 \dots v_n$	m/s
Aceleração por fase 1 ... n	$a_1 \dots a_n$	m/s^2
Velocidade de rotação de 1...n	$n_1 \dots n_2$	min^{-1}
Ciclo da máquina	$DC_{machine}$	%
Ciclo do fuso de esferas	DC_{BS}	%

De seguida é necessário analisar a que forças a unidade de fuso de esferas está sujeita. A unidade de fuso de esferas apenas suporta forças sob a direção axial. Todas as forças que são aplicadas em diferentes direções são suportadas pelo sistema de guias. Dependendo da aplicação, as forças axiais podem incluir forças gravíticas F_g , força de aceleração F_a , forças de processo F_p e forças de atrito F_R , como se pode observar na próxima figura.

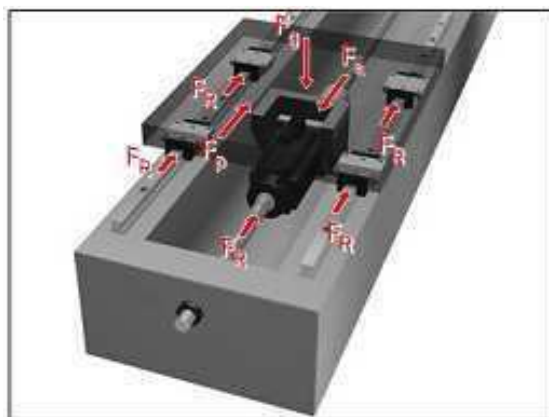


Figura 48 – Exemplo de atuação de forças [13]

6.1.1.2 EXPECTATIVA DE VIDA

O cálculo da vida nominal do sistema de fuso de esferas é semelhante ao cálculo da vida nominal para sistemas de movimento linear por guias. Para aplicações nas quais exista variações de velocidade e variação de parâmetros de carga, a velocidade de rotação média n_m e a carga dinâmica equivalente média F_m são calculadas previamente.

Se a velocidade de rotação variar por incrementos durante as n fases do ciclo dinâmico, a velocidade de rotação média é calculada a partir dos valores de velocidade pontuais para cada fase em individual, de acordo com a seguinte fórmula.

$$n_m = \frac{|n_1| \cdot q_{t1} + |n_2| \cdot q_{t2} + \dots + |n_n| \cdot q_{tn}}{100\%} \quad (6.1)$$

Onde,

n_m – Velocidade de rotação média (min^{-1})

$n_1 \dots n_n$ – Velocidade de rotação nas fases 1 ... n (min^{-1})

$q_{t1} \dots q_{tn}$ – Percentagem de tempo durante as fases 1 ... n (%)

Caso as esferas da porca estejam sujeitas a uma pré carga, a pré carga deve ser contabilizada no cálculo da vida nominal. Para determinar se a pré carga tem efeito no serviço de vida, a força de pré carga interna à porca de esfera é calculada, segundo,

$$F_{pr} = X_{pr} \cdot C \quad (6.2)$$

Onde,

F_{pr} – Carga axial interna nas esferas (N)

X_{pr} – Fator de pré carga

C – Coeficiente de carga dinâmica (N)

O fator de pré carga é selecionado de acordo com a percentagem de pré carga a que as esferas estejam sujeitas de acordo com a seguinte tabela.

Tabela 29 – Fator de pré carga [13]

Pré carga	Fator de pré carga X_{pr}
2% de C	0,02
3% de C	0,03
5% de C	0,05
7% de C	0,07
10% de C	0,10

A força de pré carga pode ser utilizada para calcular o ponto de carga a que os canais das esferas não estão pré tencionados por ação de forças externas, caso de pré carga nula. Este efeito é conhecido por efeito de elevação (“lift-off”) e representa o limite para a carga externa F_{lim} , cujo pode ser calculada por,

$$F_{lim} = 2,8 \cdot F_{pr} \quad (6.3)$$

De modo a verificar se a pré carga é considerada ou não é realizada uma avaliação entre dois casos. Se $F > F_{lim}$, ou seja, se a força axial externa que atua na esferas durante a fase n for maior que F_{lim} , então a pré carga não é considerada no calculo da vida nominal e,

$$F_{eff\ n} = |F_n| \quad (6.4)$$

Caso $F < F_{lim}$, a força axial externa que atua nas esferas durante a fase n for inferior a F_{lim} , neste caso já é necessário considerar a pré carga e a carga axial efetiva $F_{eff\ n}$ é calculada por,

$$F_{eff\ n} = \left(\frac{|F_n|}{2,8 \cdot F_{pr}} + 1 \right)^{\frac{3}{2}} \cdot F_{pr} \quad (6.5)$$

Onde,

F_n – Carga aplicada ao fuso de esferas durante a fase n (N)

F_{pr} – Força de pré carga (N)

$F_{eff\ n}$ – Carga axial efetiva durante a fase n (N)

Se a carga nas esferas varia em etapas, a carga axial média deve ser determinada antes de calcular a vida nominal. A carga axial dinâmica equivalente F_m é obtida das cargas individuais F_n durante as fases n . Em caso de velocidade constante a carga axial dinâmica equivalente é calculada segundo:

$$F_m = \sqrt[3]{(F_{eff\ 1})^3 \cdot \frac{q_{t1}}{100\%} + (F_{eff\ 2})^3 \cdot \frac{q_{t2}}{100\%} + \dots + (F_{eff\ n})^3 \cdot \frac{q_{tn}}{100\%}} \quad (6.6)$$

Em caso de variação de velocidade:

$$F_m = \sqrt[3]{(F_{eff\ 1})^3 \cdot \frac{|n_1|}{n_m} \cdot \frac{q_{t1}}{100\%} + (F_{eff\ 2})^3 \cdot \frac{|n_2|}{n_m} \cdot \frac{q_{t2}}{100\%} + \dots + (F_{eff\ n})^3 \cdot \frac{|n_n|}{n_m} \cdot \frac{q_{tn}}{100\%}} \quad (6.7)$$

Onde,

F_m – Carga axial dinâmica equivalente (N)

$F_{eff\ 1} \dots F_{eff\ n}$ – Carga efetiva durante as fases 1 ... n (N)

n_m – Velocidade média (min^{-1})

$n_1 \dots n_n$ – Velocidade durante as as fases 1 ... n (min^{-1})

$q_{t1} \dots q_{tn}$ – Etapas de tempo para as fases 1 ... n (%)

Por fim está-se em condições de cálculo da vida nominal. A vida nominal é expressa em número de revoluções ou em número de horas de funcionamento a velocidade constante. A vida nominal expressa em revoluções designada como L é calculada segundo,

$$L = \left(\frac{C}{F_m}\right)^3 \cdot 10^6 \quad (6.8)$$

Onde,

L – Vida nominal em revoluções

C – Coeficiente de carga dinâmica (N)

F_m – Carga axial dinâmica equivalente no fuso de esferas (N)

A vida nominal em horas de operação L_h a partir da velocidade de rotação média,

$$L_h = \frac{L}{n_m \cdot 60} \quad (6.9)$$

Onde,

L_h – Vida nominal em horas (h)

L – Vida nominal em revoluções

n_m – Velocidade média (min^{-1})

6.1.1.3 VELOCIDADE CRÍTICA

De acordo com a velocidade de rotação do fuso, esta vai gerar vibrações sob a forma de flexão no fuso. A frequência das vibrações corresponde à frequência do fuso. A velocidade crítica corresponde à velocidade de rotação que excita o fuso sob uma frequência igual à primeira frequência natural do fuso. Se a porca de esferas for acionada à velocidade crítica, surge o perigo do sistema entrar em ressonância causando o colapso do sistema. De modo a evitar essa situação, a velocidade crítica deve ser calculada a quando dimensionamento do sistema.

A velocidade crítica n_k depende sobretudo da geometria dos rolamentos utilizados nas chumaceiras afixadas nas extremidades do fuso, coeficiente f_{nk} , do diâmetro do núcleo do fuso e do comprimento crítico do fuso.

Ao selecionar o sistema de fuso de esferas, deve-se ter em conta que a velocidade operação do sistema não deve exceder 80% da velocidade crítica e nunca exceder a velocidade recomendada pelo fabricante.

A velocidade crítica e a velocidade de operação admissível são calculadas segundo,

$$n_k = f_{nk} \cdot \frac{d_2}{I_n^2} \cdot 10^7 \quad (6.10)$$

$$n_{k \text{ perm}} = n_k \cdot 0,8 \quad (6.11)$$

Onde,

n_k – Velocidade crítica (min^{-1})

$n_{k \text{ perm}}$ – Velocidade de operação admissível (min^{-1})

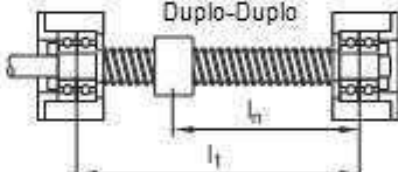
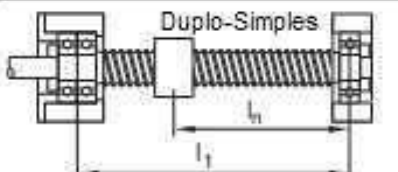
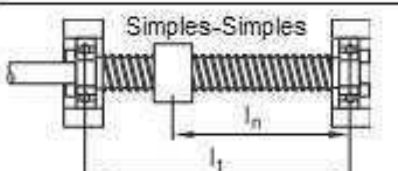
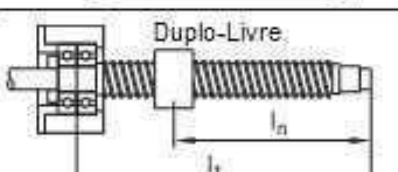
f_{nk} – Coeficiente de disposição das chumaceiras (Tabela 30)

d_2 – Diâmetro do núcleo do fuso (mm)

l_1 – Distancia entre chumaceiras (mm)

l_n – Comprimento crítico do fuso para porcas de esferas sob pré carga (mm)

Tabela 30 – Tipo de apoio nas chumaceiras e respetivo coeficiente f_{nk} [13]

Tipo de apoio	Coeficiente f_{nk}
 <p>Duplo-Duplo</p>	27.4
 <p>Duplo-Simples</p>	18.9
 <p>Simples-Simples</p>	12.1
 <p>Duplo-Livre</p>	4.3

6.1.1.4 CARGA AXIAL ADMISSÍVEL NO FUSO

Este tipo de carga é fruto da atuação de tensões de compressão que atuam axialmente sobre o veio (fuso), que tendem a deformar o veio pela geração de encurvadura sob a forma de arco como se pode observar na próxima Figura 49.

As cargas axiais são resultantes da aceleração, atrito, peso e forças de processo. A tensão resultante depende das chumaceiras nos extremos do fuso, mais concretamente do coeficiente f_{Fk} , do diâmetro do núcleo do fuso d_2 e do comprimento de encurvadura efetiva l_k do fuso.

A carga axial admissível F_k é calculada através das variáveis referidas anteriormente. Na realização do dimensionamento e seleção da unidade de fuso de esferas,

deve ter-se em conta um coeficiente de segurança associado à encurvadura de 2, necessário ao cálculo da carga axial admissível no fuso.

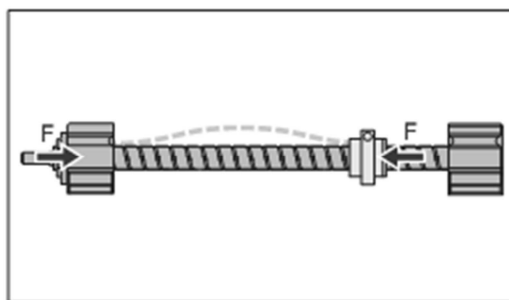


Figura 49 - Encurvadura gerada por atuação de cargas axiais [13]

A carga de encurvadura teórica do fuso e a carga axial admissível pode então ser calculada de acordo com as seguintes fórmulas.

$$F_k = f_{Fk} \cdot \frac{d_2^4}{I_k^2} \cdot 10^4 \quad (6.12)$$

$$F_{k\text{ perm}} = \frac{F_k}{2} \quad (6.13)$$

Onde,

F_k – Carga de encurvadura teórica do fuso (N)

$F_{k\text{ perm}}$ – Carga axial admissível do fuso em serviço (N)

f_{Fk} – Coeficiente dependente das chumaceiras de suporte do veio (Tabela 31)

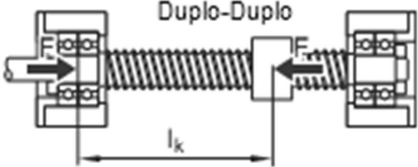
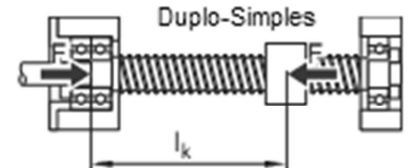
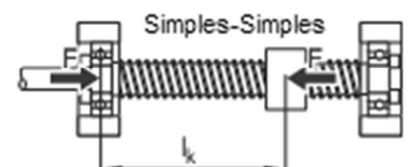
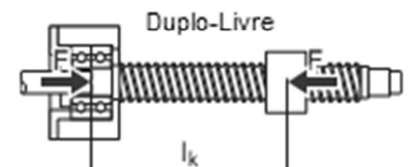
d_2 – Diâmetro do núcleo do fuso (mm)

I_k – Comprimento de encurvadura efetivo do fuso (mm)

De seguida é apresentada na Tabela 31 o valor a atribuir a f_{Fk} para uso no cálculo da carga de encurvadura teórica do fuso, dependente do tipo de apoio a que as chumaceiras nas extremidades do fuso são fixas.

O fenómeno de encurvadura pode ser prevenido pelo aumento do diâmetro do fuso e pela seleção de chumaceiras apropriadas ao caso em análise.

Tabela 31 – Coeficiente f_{Fk} em função do tipo de apoio aplicado às chumaceiras [13]

Tipo de apoio	Coeficiente f_{Fk}
 <p>Duplo-Duplo</p>	40.6
 <p>Duplo-Simples</p>	20.4
 <p>Simples-Simples</p>	10.2
 <p>Duplo-Livre</p>	2.6

6.1.1.5 BINÁRIO E POTÊNCIA DO SISTEMA

Neste ponto vai proceder-se à formulação do binário e potência necessário ao acionamento do sistema de fuso de esferas. Em primeira linha é abordada a determinação do binário, o qual é analisado a partir de dois casos. O primeiro caso refere-se à conversão de movimento de rotação em movimento linear e o segundo caso refere-se à conversão de movimento linear em movimento de rotação, representado na seguinte figura.

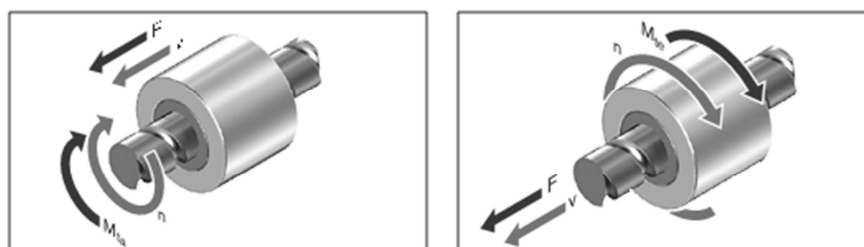


Figura 50 – À esquerda conversão de movimento de rotação em movimento linear À direita conversão de movimento linear em movimento de rotação [13]

Relativamente à conversão de movimento de rotação em movimento linear, o binário M_{ta} é aplicado no veio, proporcionando a rotação do mesmo, que se traduz na geração de uma força linear na porca de esferas e por sua vez movimento linear, possibilitando o cálculo do binário através da fórmula (6.14).

$$M_{ta} = \frac{F \cdot P}{2000 \cdot \pi \cdot \eta} \quad (6.14)$$

Onde,

M_{ta} – Binário aplicado no veio (Nm)

F – Carga de operação (N)

P – Passo (mm)

η – Eficiência mecânica (0,9) [13]

Agora em análise à conversão de movimento linear em movimento de rotação. O princípio de funcionamento do sistema baseia-se na aplicação de uma força F na direção axial aplicada no veio, proporcionando a geração de rotação da porca de esferas e por sua vez geração de binário M_{te} . O cálculo binário neste caso é dado por (6.15).

$$M_{te} = \frac{F \cdot P \cdot \eta'}{2000 \cdot \pi} \quad (6.15)$$

Onde,

M_{te} – Binário transmitido (Nm)

η' – Eficiência mecânica (0,8) [13]

A potência do sistema pode ser calculada de acordo com a fórmula (6.16).

$$P_a = \frac{M_{ta} \cdot n}{9550} \quad (6.16)$$

Onde,

P_a – Potência do sistema (kW)

n – Velocidade de rotação (min^{-1})

[13]

6.1.2. APLICAÇÃO AO CASO DE ESTUDO

Neste ponto vai explicitar-se o dimensionamento do sistema de fuso de esferas aplicado ao caso de estudo abordado com base na formulação descrita anteriormente pelo fabricante.

O sistema de fuso de esferas vai realizar o movimento vertical do manipulador segundo um perfil de movimento triangular, sendo acionado por servomotor. Este sistema usa como suporte um sistema de movimento linear composto por 2 guias e 4 patins, devido ao facto que o sistema de fuso de esferas apenas suporta cargas axiais ao fuso e o sistema linear por guias suporta as restantes cargas nos patins.

O sistema de fuso de esferas é inserido no manipulador de acordo com o esquema representado na Figura 39. O sistema de fuso de esferas está fixo na estrutura 6, onde o acionamento de rotação do fuso é realizado pelo servomotor 3, que realiza o deslocamento linear vertical da porca do fuso 5. As guias também são fixas na unidade fixa, os patins e a porca do fuso são conectados à unidade móvel 7, logo quando a porca do fuso 5 se movimenta sobre o fuso, também toda a unidade móvel 7 realiza esse movimento de translação, proporcionando o movimento vertical do manipulador.

De seguida é apresentado a ficha técnica com os dados de entrada necessários ao dimensionamento. (FEM EC 32x20Rx3,969-3 [26])

- Massa que o sistema de fuso de esferas transporta: $m_1=90\text{kg}$
- Sistema de transporte: 2 guias e 4 patins
- Força total necessária para movimentar a carruagem ($m.g+m.a$): $F=1342\text{N}$
- Tipo de apoio nas extremidades do eixo: duplo-livre
- Comprimento de fuso não usado: 350mm
- Máxima velocidade linear: $v_{max}=0,714\text{ms}^{-1}$ a $n_{max}=2127\text{min}^{-1}$
- Pré seleção do sistema de fuso de esferas: 32x20 ($d_0 \times P$), pré carga de 5% de C . [26]

6.1.2.1 DEFINIÇÃO DO CICLO DINÂMICO

O dimensionamento propriamente dito começa com base no ciclo dinâmico que se quer implementar no sistema de fuso de esferas. De Figura 51 a Figura 54 descrevem a evolução dos vários parâmetros descritivos do ciclo dinâmico da porca do fuso.

Estes gráficos, representam a subida e descida da porca sobre o fuso. O deslocamento é feito segundo o perfil de movimento triangular, ou seja, o servomotor

acelera realizando o aumento de velocidade do objeto até uma velocidade máxima específica e de seguida começa a realizar a desaceleração até o objeto se imobilizar.

Tabela 32 - Caracterização do ciclo dinâmico

Fase n	Coordenadas de deslocação s_x	Deslocamento s_n	Velocidade linear v_n	Tempo t_n
1	0mm	50mm	0m/s	0,14s
	50mm		0,714m/s	
2	50mm	50mm	0,714m/s	0,14s
	100mm		0m/s	
3	100mm	0	0	0,6s
4	100mm	-50mm	0m/s	0,14s
	50mm		-0,714m/s	
5	50mm	-50mm	-0,714m/s	0,14s
	0mm		0m/s	
6	0mm	50mm	0m/s	0,14s
	50mm		0,714m/s	
7	50mm	50mm	0,714m/s	0,14s
	100mm		0m/s	
8	100mm	0	0	0,6s
9	100mm	-50mm	0m/s	0,14s
	50mm		-0,714m/s	
10	50mm	-50mm	-0,714m/s	0,14s
	0mm		0m/s	
Fase n	Aceleração a_n	Velocidade de rotação $ n $	Velocidade de rotação média $ n_n $	Descrição
1	5,1m/s ²	0min ⁻¹	1063,5min ⁻¹	Elevação sem chapa a acelerar
		2127min ⁻¹		
2	-5,1m/s ²	2127min ⁻¹	1063,5min ⁻¹	Elevação sem chapa a desacelerar
		0min ⁻¹		
3	0	0	0	Paragem
4	-5,1m/s ²	0min ⁻¹	1063,5min ⁻¹	Descer sem chapa a acelerar
		2127min ⁻¹		
5	5,1m/s ²	2127min ⁻¹	1063,5min ⁻¹	Descer sem chapa a desacelerar
		0min ⁻¹		
6	5,1m/s ²	0min ⁻¹	1063,5min ⁻¹	Elevação com chapa a acelerar
		2127min ⁻¹		
7	-5,1m/s ²	2127min ⁻¹	1063,5min ⁻¹	Elevação com chapa a desacelerar
		0min ⁻¹		
8	0	0	0	Paragem
9	-5,1m/s ²	0min ⁻¹	1063,5min ⁻¹	Descer com chapa a acelerar
		2127min ⁻¹		
10	5,1m/s ²	2127min ⁻¹	1063,5min ⁻¹	Descer com chapa a desacelerar
		0min ⁻¹		

De acordo com a Tabela 32 esta possui todos os dados relativos ao ciclo dinâmico necessários ao dimensionamento e as Figura 51 a Figura 54 com gráficos de deslocamento, velocidade linear, velocidade de rotação e aceleração em função do tempo.

Em análise ao ciclo dinâmico do movimento vertical, é considerado pela fase 1 e 2, um movimento vertical correspondente à subida da porca sobre o fuso. Devido ao facto que no ciclo de operação do manipulador, executa 4 movimentos verticais, dois de acesso à área útil da prensa e dois ao armazém de chapa intercalados por duas paragens para o movimento horizontal.

Daí a seleção de 10 fases para o ciclo dinâmico representativo do movimento vertical. 1 e 2 para a subida da porca, correspondendo à elevação do manipulador após depositar a chapa na prensa. A fase 3 corresponde à paragem do sistema de fuso de esferas para acionamento do movimento horizontal. As fases 4 e 5 à descida da porca, correspondendo à etapa em que o manipulador acede ao armazém de chapa e é feito o seu acoplamento ao sistema de vácuo. As fases 6 e 7 correspondem à subida da porca e por sua vez à elevação do manipulador na zona de armazém de chapa já com a chapa acoplada ao sistema de vácuo. A fase 8 corresponde à paragem do sistema de fuso de esferas para acionamento do movimento horizontal, deslocação do manipulador do armazém para a prensa. E por fim as fases 9 e 10 correspondentes à descida do manipulador, de modo a efetuar o depósito da chapa na prensa. De seguida é iniciado novo ciclo do manipulador voltando à fase 1. Os valores adotados podem ser consultados em anexo na secção de *rotina de caracterização de acionamento do movimento vertical*.

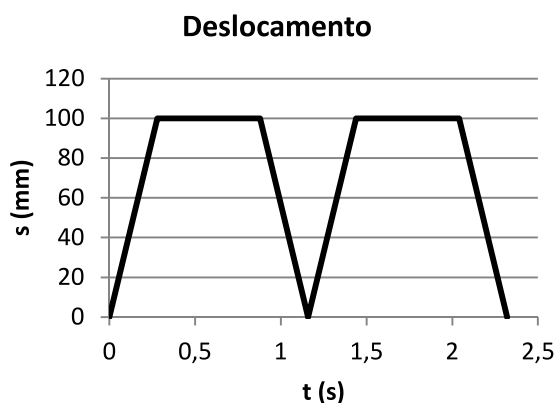


Figura 51 - Deslocamento em função do tempo

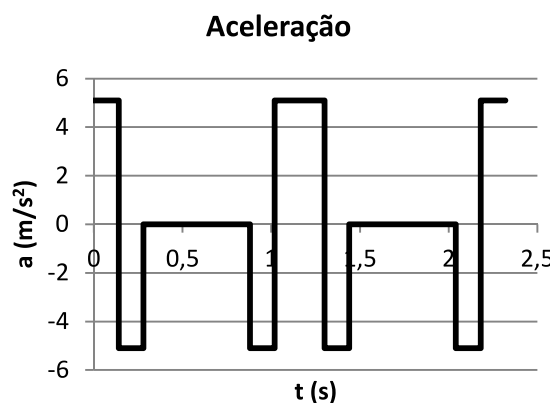


Figura 52 - Aceleração em função do tempo

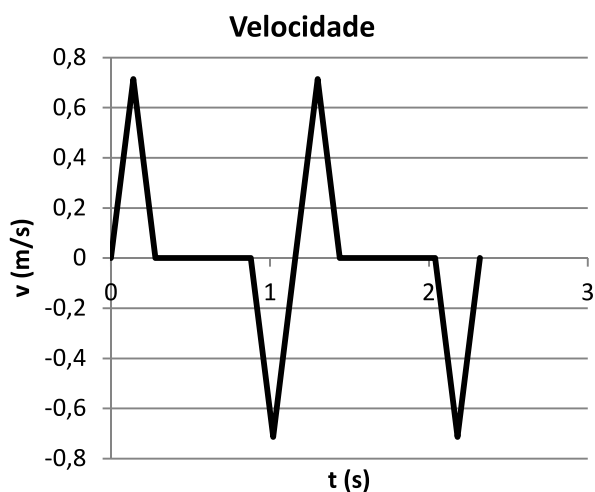
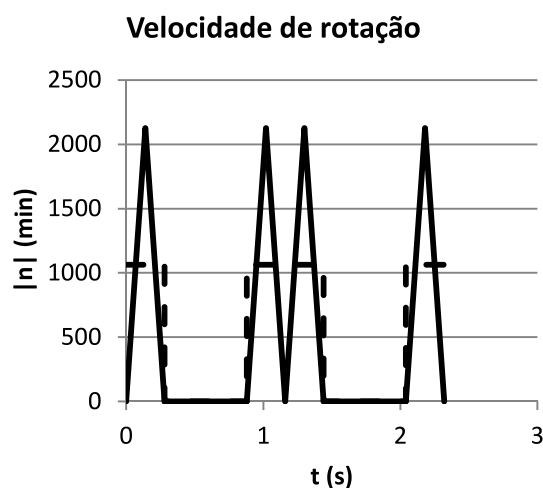


Figura 53 - Velocidade em função do deslocamento



— Velocidade de rotação
- - Velocidade rotação média

Figura 54 - Rotação e rotação média em função tempo

6.1.2.2 DEFINIÇÃO DAS CARGAS

De seguida é definida a percentagem de tempo q_{tm} e a contabilização de todas as forças aplicadas apenas axiais ao fuso do sistema, visto que as forças em direção não axial são suportadas pelo sistema de guias. As forças axiais ao fuso são a força de atrito F_R , força

da aceleração F_a . Visto que o sistema opera na posição vertical a força gravítica F_g deveria ser considerada, mas neste caso não o é, devido à presença de dois cilindros compensadores, cuja função é realizar o equilíbrio de massas, resultando a quando de dimensionamento do sistema de movimento vertical o peso gerado pela massa dos componentes é desprezada. Isto significa que só há atuação de cargas no fuso quando este entra em rotação, desprezando a força gravítica.

Todos esses valores são apresentados na próxima tabela apresentados por cada fase n .

Tabela 33 - Resultados das cargas F_n e respetivas etapas de tempo q_{tn}

Fase n	Deslocamento s_n	Tempo t_n	Etapa de tempo q_{tn}	Aceleração a_n
1	50mm	0,14s	6,03%	5,1m/s ²
2	50mm	0,14s	6,03%	-5,1m/s ²
3	0	0,6s	25,86%	0
4	-50mm	0,14s	6,03%	-5,1m/s ²
5	-50mm	0,14s	6,03%	5,1m/s ²
6	50mm	0,14s	6,03%	5,1m/s ²
7	50mm	0,14s	6,03%	-5,1m/s ²
8	0	0,6s	25,86%	0
9	-50mm	0,14s	6,03%	-5,1m/s ²
10	-50mm	0,14s	6,03%	5,1m/s ²

Fase n	Força de aceleração F_a	Força de atrito F_R	Carga F_n
1	432,8N	-8,829N	423,97N
2	-432,8N	-8,829N	-441,63N
3	0	0	0
4	-432,8N	8,325N	-424,48N
5	432,8N	8,325N	441,13N
6	459N	-8,325N	450,68N
7	-459N	-8,325N	-467,33N
8	0	0	0
9	-459N	8,829N	-450,17N
10	459N	8,829N	467,83N

Após definição das cargas e etapas de tempo é necessário calcular a velocidade de rotação média, através da fórmula (6.1), n_m corresponde a 513min⁻¹.

6.1.2.3 CONSIDERAÇÃO DA PRÉ CARGA

Para efetuar a consideração da pré carga no âmbito de cálculo da carga axial efetiva é necessário selecionar o sistema de fuso de esferas do manual do fabricante de modo a retirar o coeficiente de carga dinâmica, e a percentagem de pré carga adotada. Como tal o sistema selecionado para realizar a verificação é o sistema FEM EC 32x20Rx3,969-3 do catálogo presente em anexo na secção *fuso de esferas*, de onde se retira C com valor 19700N e consideração de 5% de pré carga de C , o qual induz num fator de pré carga X_{pr} de 0,05. [26]

Depois da seleção do componente do sistema é calculada a força de pré carga F_{pr} através de (6.2), onde F_{pr} obtida é 985N.

De seguida é calculada a força limite F_{lim} por (6.3) de onde resulta uma força limite de 2758N.

Como para todas fases a carga F_n é inferior à força limite F_{lim} então a equação que se usa de modo a calcular a carga axial efetiva é a equação (6.5), cujos resultados estão indicados na seguinte Tabela 34.

Tabela 34 – Resultados para o cálculo da carga axial efetiva

Fase n	Valor da carga $ F_n $	Carga axial efetiva $F_{eff\ n}$
1	423,97N	1220,64N
2	441,63N	1230,82N
3	0	985N
4	424,48N	1220,93N
5	441,13N	1230,53N
6	450,68N	1236,04N
7	467,33N	1245,68N
8	0	985N
9	450,17N	1235,75N
10	467,83N	1245,97N

Após cálculo da carga axial efetiva está-se em condições de calcular a carga axial dinâmica equivalente através de (6.7), tendo em consideração a variação de velocidade ao longo das fases. Logo $F_m=1233,4N$.

6.1.2.4 VIDA NOMINAL

A vida nominal em revoluções L é calculada segundo (6.8) onde F_m corresponde à carga axial dinâmica equivalente calculada anteriormente e $C=19700N$ do catálogo do fabricante. Logo $L=4,07 \times 10^9$ revoluções.

De seguida é calculado a vida nominal em horas L_h de acordo com (6.9), onde L provem do cálculo imediatamente anterior e n_m da velocidade de rotação média 513min^{-1} . Logo $L_h=1,32 \times 10^5 \text{h}$.

6.1.2.5 COEFICIENTE DE SEGURANÇA ESTÁTICO

O coeficiente de segurança estático trata-se de um ponto que não é abordado no manual do fabricante, visto tratar-se de uma metodologia de verificação à deformação abordado em todos os componentes relacionados com rolamentos, decide-se também realizar essa verificação ao sistema de fuso de esferas.

Como tal, em analogia aos sistemas dinâmicos lineares compostos por guias e patins, o cálculo do coeficiente de segurança estático é realizado com base no quociente entre o coeficiente de carga estática C_0 da porca de esferas e a máxima carga axial efetiva F_{eff} . Logo, o coeficiente de carga estática pode ser consultado em anexo na secção de *fuso de esferas*, correspondendo a $33700N$ e a máxima carga axial efetiva da Tabela 34, mais concretamente o $F_{eff 10}$, por tratar-se do valor mais elevado, $1245,97N$. Como tal o coeficiente de segurança associado a este sistema é de 27.

6.1.2.6 VELOCIDADE CRÍTICA

A velocidade crítica n_k é calculada de acordo com (6.10), onde o coeficiente de disposição das chumaceiras colocadas nas extremidades do fuso f_{nk} , provém da Tabela 30, com o tipo de apoio selecionado de duplo-livre, surge f_{nk} de 4,3. O diâmetro do núcleo do fuso é consultado em anexo na secção *Fuso de esferas* nas características geométricas presentes, logo $d_2=27,9\text{mm}$. O comprimento crítico do fuso l_n , neste caso vai corresponder à distância entre as chumaceiras de apoio das extremidades do fuso, devido ao facto da porca possuir a característica de conter folga ("backlash") e quando isso ocorre é necessário considerar que a distância $l_n=l_1$, logo o comprimento crítico do fuso passa a ser o comprimento entre o rolamento de fixação e a extremidade do fuso. Logo l_n é igual a

245mm e n_k determinado de $2,05 \times 10^4 \text{ min}^{-1}$ e a velocidade de operação permissível $n_{k \text{ perm}}$ por (6.11) de $1,64 \times 10^4 \text{ min}^{-1}$.

Pode assim concluir-se que a velocidade crítica neste caso nunca é atingida, logo este fator não é restrição para o sistema dimensionado.

6.1.2.7 CARGA AXIAL PERMISSÍVEL NO FUSO

A carga teórica de encurvadura do fuso F_k é calculada por (6.12), onde o coeficiente dependente do tipo de apoio de suporte dos rolamentos na extremidade do fuso f_{fk} corresponde a 2,6 por se assumir a fixação por recurso a apoio duplo-livre. O comprimento de encurvadura efetivo do fuso I_k , corresponde à maior distância entre o rolamento de apoio duplo de fixação do fuso e o rolamento da porca do fuso, neste caso esta distância toma o valor de 170mm. Logo F_k determinado corresponde a $5,45 \times 10^5 \text{ N}$.

Após o cálculo da carga teórica de encurvadura do fuso está-se em condições de calcular a carga axial do fuso permissível recorrendo a (6.13), cujo $F_{k \text{ perm}}$ determinado corresponde a $2,73 \times 10^5 \text{ N}$.

Visto que a maior carga axial efetiva $F_{eff 10} = 1245,90 \text{ N}$ não existe perigo de ocorrência de encurvadura no fuso.

6.1.2.8 BINÁRIO E POTÊNCIA DO SISTEMA

De acordo com o caso em análise que retrata a conversão de movimento de rotação em movimento linear de acordo com a Figura 50 da esquerda, o binário necessário transmitir ao veio é calculado por (6.14), cujos parâmetros necessários à fórmula são a força de operação F , o passo P e a eficiência do mecanismo η . A maior força de operação ocorre na fase 10 com $F_{10} = 467,83 \text{ N}$ o passo do fuso é 20mm [26] e a eficiência do mecanismo corresponde 0,9 [13]. Logo o binário necessário para deslocar a força é de 1,66Nm.

Como consequência a potência para acionar o mecanismo é calculado por (6.16), onde a maior velocidade de rotação $n = 2127 \text{ min}^{-1}$. Logo $P_a = 0,37 \text{ KW}$. [13]

6.2. DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DINÂMICO LINEAR COMPOSTO POR GUIAS E PATINS DE SUPORTE AO MOVIMENTO VERTICAL

Após dimensionamento dos dois sistemas dinâmico lineares compostos por guias e patins de suporte ao movimento horizontal, é necessário dimensionar um terceiro sistema de guias e patins para suporte do movimento vertical. Visto que o movimento vertical é acionado por um sistema de fuso de esferas, esse sistema só suporta cargas axiais ao fuso. De modo a suportar as cargas radiais é necessário complementar o sistema de fuso de esferas com um sistema de guias. O sistema de guias está alojado na estrutura fixa do manipulador; já os patins vão realizar o movimento linear da mesa de transporte acionada pelo fuso de esferas, que faz o transporte de todo o equipamento constituinte do movimento horizontal com a exceção do veio nervurado redutor e servomotor de acionamento do movimento horizontal. O sistema de guias e patins é também constituído por duas guias e quatro patins de modo a promover toda “absorção” de cargas radiais que possivelmente iriam atuar no fuso de esferas. O esquema de localização do sistema é representado na Figura 39.

6.2.1. DEFINIÇÃO DOS PARÂMETROS DE FUNCIONAMENTO

O sistema de patins selecionado é o mesmo que nos anteriores o patim padrão de mini esferas R0442, possui como características mais relevantes para o dimensionamento descritas na Tabela 6. Este patim é composto por 2 fileiras de esferas já descrito no ponto de dimensionamento do sistema dinâmico linear 1 e 2.

De seguida após seleção do sistema a verificar do catálogo do fabricante, é necessário selecionar a disposição dos componentes, de acordo com a seguinte Figura 55.

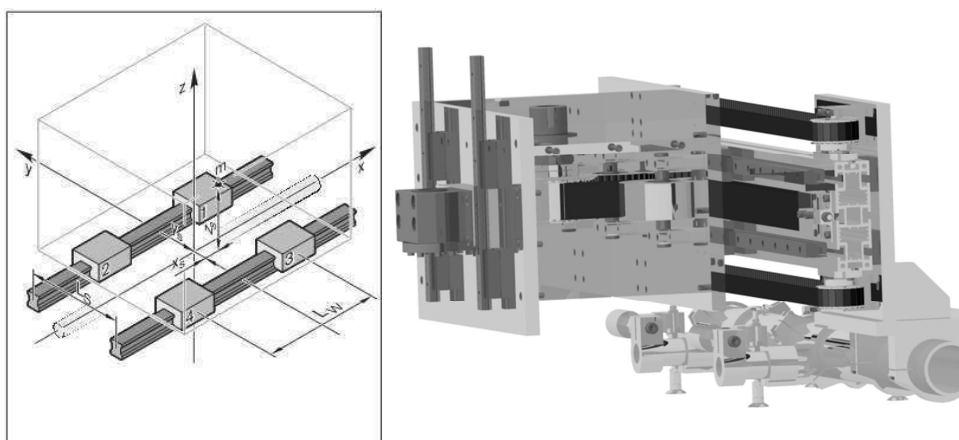


Figura 55 - Disposição do sistema adotado e indicação do referencial predefinido

Os valores atribuídos às variáveis e sua explicação de opção encontram-se expostos de seguida.

Tabela 35 - Detalhes da disposição

Detalhes de disposição	
Parâmetros	Valor
Distância entre patins L_w	150mm
Distância entre guias L_s	250mm
Coordenada y da unidade condutora L_y	0mm
Coordenada z da unidade condutora L_z	8,9mm
Massa a transportar m	90kg
Coordenada x do centro de massa quando manipulador avançado x_s	-27mm
Coordenada y do centro de massa quando manipulador avançado y_s	-239mm
Coordenada z do centro de massa quando manipulador avançado z_s	314mm
Coordenada x do centro de massa quando manipulador recuado x_s	-33mm
Coordenada y do centro de massa quando manipulador recuado y_s	43mm
Coordenada z do centro de massa quando manipulador recuado z_s	300mm

Os valores relativos a cotas descritas na Tabela 35 estão apresentados no desenho 2D na secção de *desenhos com as cotas do centro de massa* com o título de *SDLGP3 avançado e recuado*.

De seguida procede-se à caracterização do ciclo dinâmico na Figura 56, Figura 57 e Figura 58 são representados parâmetros de deslocamento, aceleração e velocidade em função do tempo graficamente e na Tabela 36 são descritos os valores de tempo deslocamento e aceleração para cada fase do ciclo dinâmico. Para mais informações acerca do ciclo dinâmico deve consultar-se o anexo da secção *rotina de caracterização do acionamento do movimento vertical*.

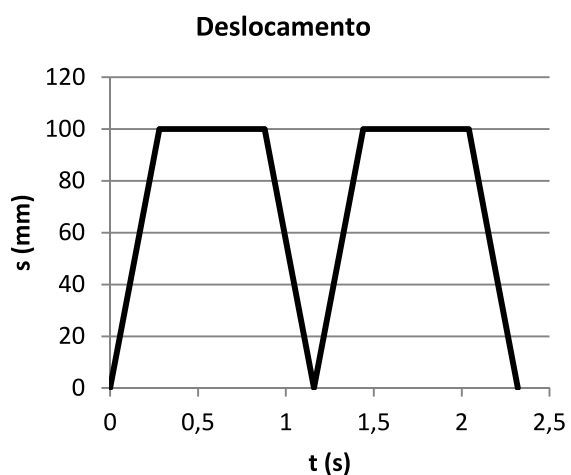


Figura 56 - Deslocamento em função do tempo

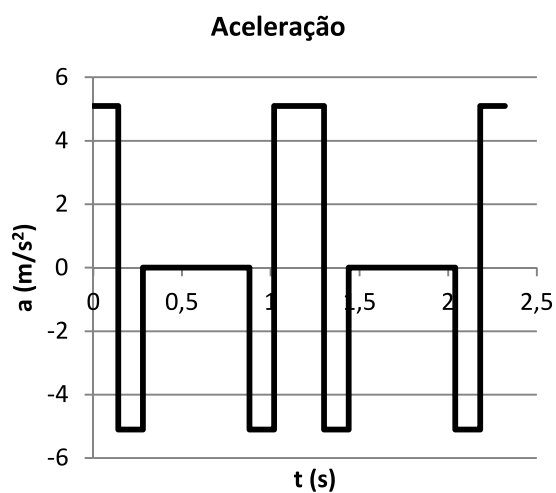


Figura 57 - Aceleração em função do tempo

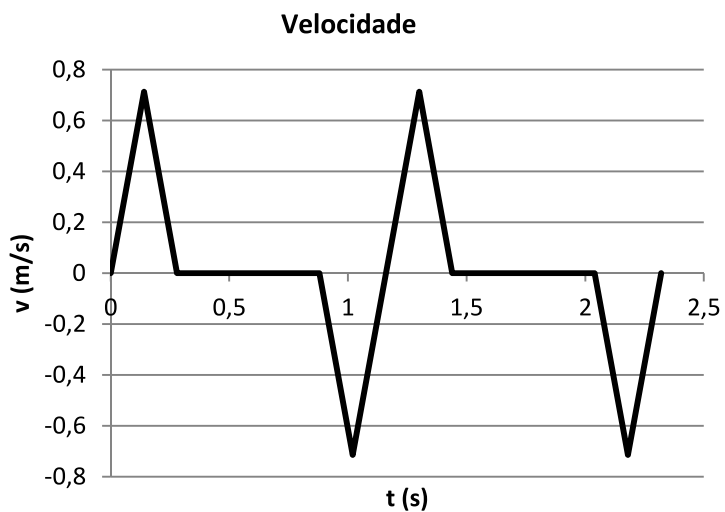


Figura 58 - Velocidade em função do deslocamento

Tabela 36 - Descrição detalhada do ciclo dinâmico

Detalhes do ciclo dinâmico	
Parâmetro	Valor
Número de fases n	10
Duração das fases t_1 e t_2 , $t_4...t_7$ e t_9 e t_{10}	0,14s
Duração das fases t_3 e t_8	0,6s
Distancia percorrida fase1 s_1	50mm
Distancia percorrida fase2 s_2	50mm
Distancia percorrida fase3 s_3	0mm
Distancia percorrida fase4 s_4	50mm
Distancia percorrida fase5 s_5	50mm
Distancia percorrida fase6 s_6	50mm
Distancia percorrida fase7 s_7	50mm
Distancia percorrida fase8 s_8	0mm
Distancia percorrida fase9 s_9	50mm
Distancia percorrida fase10 s_{10}	50mm
Aceleração fase 1 a_1	5,1ms ⁻²
Aceleração fase 2 a_2	-5,1ms ⁻²
Aceleração fase 3 a_3	0ms ⁻²
Aceleração fase 4 a_4	-5,1ms ⁻²
Aceleração fase 5 a_5	5,1ms ⁻²
Aceleração fase 6 a_6	5,1ms ⁻²
Aceleração fase 7 a_7	-5,1ms ⁻²
Aceleração fase 8 a_8	0ms ⁻²
Aceleração fase 9 a_9	-5,1ms ⁻²
Aceleração fase 10 a_{10}	5,1ms ⁻²

O ciclo dinâmico é composto por 10 fases. Um movimento que descreve subida ou descida do manipulador é efetuado segundo o tipo de movimento triangular, logo cada subida ou descida é descrita por 2 fases. A composição do ciclo dinâmico em análise é igual à composição do ciclo dinâmico referido no dimensionamento do fuso de esferas que caracteriza o movimento vertical.

De acordo com os dados apresentados, está-se em condições de calcular a percentagem de deslocamento associado a cada fase q_{sn} , recorrendo às fórmulas (5.18) e (5.19). Onde $s=0,4m$.

A percentagem de tempo q_{tn} para cada fase, agora recorrendo às fórmulas (5.25) e (5.26), onde $t=2,32s$. A velocidade média v_n associada a cada fase é dada pelo quociente de s_n por t_n . Resultados apresentados na Tabela 37.

Tabela 37 - Percentagem de tempo e distância e velocidade média em cada fase

Fase n	q_{sn} (%)	q_{tn} (%)	v_n (m.min ⁻¹)
1	12,5	6,03	21,43
2	12,5	6,03	21,43
3	0	25,86	0
4	12,5	6,03	21,43
5	12,5	6,03	21,43
6	12,5	6,03	21,43
7	12,5	6,03	21,43
8	0	25,86	0
9	12,5	6,03	21,43
10	12,5	6,03	21,43

6.2.2. CARGAS DEVIDO A FORÇAS E MOMENTOS

Neste ponto é realizado o cálculo das reações em cada patim e em cada fase do ciclo dinâmico, para efetuar esse calculo apenas é necessário estabelecer o tipo de carga que atua sobre o sistema para cada fase. Neste caso de estudo só existe uma carga a atuar no sistema visto que a força gravítica é desprezada pela presença de cilindros equilibradores já referido no dimensionamento do fuso de esferas, logo neste caso só existe carga por ação da aceleração do sistema. Essa carga tem aplicação no centro de massa a transportar e é descrita na próxima tabela, mais precisamente a intensidade e as coordenadas do ponto de aplicação em relação ao referencial predefinido.

Tabela 38 - Casos de carga durante a fase 1 do ciclo dinâmico

Fase n	Caso de carga j	$F_{wx,j}$	$F_{wy,j}$	$F_{wz,j}$	$x_{w,j}$	$y_{w,j}$	$z_{w,j}$
1	1	-431,79N	-	-	-27 mm	-239 mm	314mm
2	1	431,79N	-	-	-27 mm	-239 mm	314mm
3	-	-	-	-	-27 mm	-239 mm	314mm
4	1	431,79N	-	-	-33mm	43mm	300mm
5	1	-431,79N	-	-	-33mm	43mm	300mm
6	1	-459N	-	-	-33mm	43mm	300mm
7	1	459N	-	-	-33mm	43mm	300mm
8	-	-	-	-	-33mm	43mm	300mm
9	1	459N	-	-	-27 mm	-239 mm	314mm
10	1	-459N	-	-	-27 mm	-239 mm	314mm

O valor de F_{wx1} corresponde à multiplicação da massa pela aceleração que na fase 1 o manipulador não transporta a chapa logo a massa considerada é 84,86kg e a aceleração

acima estipulada de $5,1\text{ms}^{-2}$. De notar que o valor da carga é negativa porque em relação ao referencial predefinido o movimento dá-se segundo o sentido negativo do eixo X.

Durante a fase 2 que corresponde igualmente à subida mas a desacelerar o valor da carga é o mesmo mas positivo.

Na fase 3 é efetuada a paragem do sistema de acionamento do movimento vertical para acionamento do sistema de movimento horizontal, logo não existem cargas durante essa fase.

A fase 4 retrata a aceleração em descida do manipulador logo o valor da carga é igual e também positiva como na fase 2.

A fase 5 é descrita pela desaceleração do movimento de descida descrita na fase anterior, o valor é igual mas volta a ser negativo.

Na fase 6 começa o movimento ascendente do manipulador a acelerar. Refira-se que agora o valor da carga agora é -459N porque agora o manipulador já transporta a chapa.

Na fase 7 verifica-se a desaceleração do movimento que tem início na fase 6, logo o valor é o mesmo mas positivo em relação à fase 6.

Durante a fase 8 o movimento vertical é interrompido para se efetuar o movimento horizontal.

Na fase 9, o manipulador começa de novo a descer e a acelerar logo o valor da carga é o mesmo que o referido na fase anterior e também positivo.

Por fim na fase 10 o manipulador entra em desaceleração do movimento descendente e o valor da carga é o mesmo mas negativo.

Após definição dos casos de carga para todas as fases está-se em condições de calcular as reações nos patins para cada fase. Os resultados estão apresentados na seguinte Tabela 39.

Tabela 39 – Reações dos patins

Patim i	Fase 1		Fase 2		Fase 3	
	F_{z1i} (N)	F_{y1i} (N)	F_{z2i} (N)	F_{y2i} (N)	F_{z3i} (N)	F_{y3i} (N)
1	439,13	-343,99	-439,13	343,99	0	0
2	-439,13	343,99	439,13	-343,99	0	0
3	439,13	-343,99	-439,13	343,99	0	0
4	-439,13	343,99	439,13	-343,99	0	0
	Fase 4		Fase 5		Fase 6	
	F_{z4i} (N)	F_{y4i} (N)	F_{z5i} (N)	F_{y5i} (N)	F_{z6i} (N)	F_{y6i} (N)
1	-418,98	-61,88	418,98	61,88	445,38	65,79
2	418,98	61,88	-418,98	-61,88	-445,38	-65,79
3	-418,98	-61,88	418,98	61,88	445,38	65,79
4	418,98	61,88	-418,98	-61,88	-445,38	-65,79
	Fase 7		Fase 8		Fase 9	
	F_{z7i} (N)	F_{y7i} (N)	F_{z8i} (N)	F_{y8i} (N)	F_{z9i} (N)	F_{y9i} (N)
1	-445,38	-65,79	0	0	-466,80	365,67
2	445,38	65,79	0	0	466,80	-365,67
3	-445,38	-65,79	0	0	-466,80	365,67
4	445,38	65,79	0	0	466,80	-365,67
	Fase 10					
	F_{z10i} (N)	F_{y10i} (N)				
1	466,80	-365,67				
2	-466,80	365,67				
3	466,80	-365,67				
4	-466,80	365,67				

6.2.3. CARGA EQUIVALENTE COMBINADA NOS ROLAMENTOS

De seguida procede-se ao cálculo da carga equivalente combinada $F_{comb\ ni}$, que é ditada pela aplicação da fórmula (5.7), devido ao facto de se tratar de um sistema composto por 2 guias e 4 patins. Os termos associados a momentos são desprezados.

De acordo com as distâncias implementadas entre os patins a condição $L_W < 1,5L_{FW}$ não se verifica e o fator de contacto f_c é 1, logo também não influencia o cálculo da carga equivalente combinada. [13]

Então os resultados obtidos por (5.7) são:

Tabela 40 - Resultados para a carga equivalente combinada

Patim i	Fase 1	Fase 2	Fase 3
	F_{comb1i} (N)	F_{comb2i} (N)	F_{comb3i} (N)
1	783,12	783,12	0
2	783,12	783,12	0
3	783,12	783,12	0
4	783,12	783,12	0
	Fase 4	Fase 5	Fase 6
	F_{comb4i} (N)	F_{comb5i} (N)	F_{comb6i} (N)
1	480,85	480,85	511,17
2	480,85	480,85	511,17
3	480,85	480,85	511,17
4	480,85	480,85	511,17
	Fase 7	Fase 8	Fase 9
	F_{comb7i} (N)	F_{comb8i} (N)	F_{comb9i} (N)
1	511,17	0	832,47
2	511,17	0	832,47
3	511,17	0	832,47
4	511,17	0	832,47
	Fase 10		
	$F_{comb10i}$ (N)		
1	832,47		
2	832,47		
3	832,47		
4	832,47		

6.2.4. CONSIDERAÇÃO DE PRÉ CARGA

Nesta etapa calcula-se a carga equivalente efetiva nos patins. Para tal é necessário com base em características do patim selecionado calcular a força de pré carga F_{pr} . De acordo com a Tabela 6 onde são indicadas as características do patim retira-se a classe de pré carga C1, o fator de pré carga X_{pr} 0,02 e a capacidade dinâmica C de 7900N. Logo F_{pr} por aplicação de (5.13) é igual a 158N. De seguida também é necessário calcular a força limite das cargas externas F_{lim} para verificar se as condições $F > F_{lim}$ ou $F < F_{lim}$ de modo a calcular a carga equivalente efetiva por (5.15) ou (5.16). A $F_{lim} = 442,2N$, a partir daqui está-se em condições para calcular $F_{eff ni}$, onde para valores de $F_{comb ni}$ superiores a F_{lim} aplica-se (5.15) e para valores de $F_{comb ni}$ inferiores a F_{lim} aplica-se (5.16). Como todos os valores da carga equivalente combinada são superiores a F_{lim} , então aplica-se sempre (5.15) no cálculo da carga equivalente efetiva. Os resultados obtidos são: [13]

Tabela 41 - Resultados para a carga equivalente efetiva

Patim i	Fase 1	Fase 2	Fase 3
	F_{eff1i} (N)	F_{eff2i} (N)	F_{eff3i} (N)
1	783,47	783,47	158
2	783,47	783,47	158
3	783,47	783,47	158
4	783,47	783,47	158
	Fase 4	Fase 5	Fase 6
	F_{eff4i} (N)	F_{eff5i} (N)	F_{eff6i} (N)
1	480,87	480,87	511,17
2	480,87	480,87	511,17
3	480,87	480,87	511,17
4	480,87	480,87	511,17
	Fase 7	Fase 8	Fase 9
	F_{eff7i} (N)	F_{eff8i} (N)	F_{eff9i} (N)
1	511,17	158	832,40
2	511,17	158	832,40
3	511,17	158	832,40
4	511,17	158	832,40
	Fase 10		
	F_{eff10i} (N)		
1	832,40		
2	832,40		
3	832,40		
4	832,40		

6.2.5. CARGA DINÂMICA EQUIVALENTE NO ROLAMENTO

Nesta etapa é calculada a carga dinâmica equivalente recorrendo à fórmula (5.17) Os parâmetros q_{sn} provêm da definição dos parâmetros de funcionamento e os parâmetros F_{effmi} são provenientes da etapa anterior, o parâmetro $p=3$ por se tratar de carris de esferas. Logo F_{mi} é igual,

Tabela 42 - Resultados para a carga dinâmica equivalente

Patim i	Carga dinâmica equivalente F_{mi} (N)
1	687,87
2	687,87
3	687,87
4	687,87

6.2.6. *EXPETATIVA DE VIDA*

Na presente etapa é abordado o cálculo da vida nominal onde se verifica se os patins selecionados suportam o esforço exigido. A vida nominal é calculada por (5.24), F_{mi} a utilizar vai ser o valor mais elevado calculado anteriormente na Tabela 42 ou seja qualquer um dos valores visto que são iguais. $p=3$ por razões já referidas anteriormente. Logo aplicando (5.24) $L_I=1,51 \times 10^8$ m.

Também já se está em condições de calcular o número de horas de trabalho. Recorrendo à fórmula (5.27) e (5.28) tem-se que $v_m = 10,33 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ e $L_{h1} = 2,44 \times 10^5$ h.

6.2.7. *CARGA ESTÁTICA EQUIVALENTE NO ROLAMENTO*

Em seguida calcula-se a carga estática equivalente no rolamento com o fim de calcular o coeficiente de segurança estático, pelo que é necessário averiguar onde em que fase e em que patim essa carga é a maior. Essa carga máxima vai consultar-se à Tabela 41 da carga equivalente efetiva, devido ao facto de possibilidade de consideração de pré carga. Visto que a carga equivalente efetiva possui o maior valor, mas iguais nas fases 9 e 10, considera-se qualquer um dos valores correspondendo a qualquer uma das fases enunciadas e qualquer patim. Como tal $F_{max} = F_{eff91} = 832,40 \text{ N}$.

6.2.8. *COEFICIENTE DE SEGURANÇA ESTÁTICO*

Por fim é determinado o coeficiente de segurança S_0 . Por aplicação da fórmula (5.34) onde $C_0=12230 \text{ N}$ e $F_{max} = 832,40 \text{ N}$, logo $S_0= 14$.

6.3. SERVOMOTOR

A seleção do servomotor para atuar no sistema de fuso de esferas, responsável pela atuação do movimento vertical é o mesmo servomotor selecionado para o acionamento do movimento horizontal referido no ponto 6 do Capítulo 5.

A ideologia de verificação é a mesma referida anteriormente no ponto 5.6. Os resultados da verificação são:

Tabela 43 – Resultados da verificação do servomotor responsável pelo acionamento do movimento vertical

Parâmetro	Resultado
IM_{Typ1}	0,924
IM_{Typ2}	0,924
IM_{Typ3}	0,924
R_{Tmax}	0,314
R_{Trms}	0,617

[24],[25]

Os resultados podem ser consultados em anexo na secção de *rotina de caracterização do acionamento do movimento vertical*.

6.4. CILINDRO EQUILBRADOR

Um dos sistemas a implementar no manipulador é um sistema de cilindro equilibrador. É um sistema composto por dois cilindros pneumáticos, cuja localização é de acoplamento na mesma chapa de fixação do servomotor de acionamento do movimento vertical. A haste do cilindro é fixa na plataforma móvel associada ao movimento vertical, ou seja, a mesma chapa onde é fixada a porca do veio nervurado, cuja função é suportar o peso gerado pelo conjunto de massas que vão realizar deslocamento vertical.

O objetivo de implementação do sistema é a possibilidade de não contabilização da força gravítica na realização do dimensionamento do sistema de fuso de esferas, de modo a permitir a redução de cargas que o sistema de fuso de esferas vai suportar. Esta medida vai refletir-se numa seleção do sistema de fuso de esferas mais pequeno, relativamente ao que seria necessário escolher caso os cilindros não sejam constituintes do sistema de manipulação. A localização dos cilindros é representada no desenho de conjunto do sistema.

O manipulador possui 2 cilindros, logo a carga associada à massa a suportar é distribuída pelos dois atuadores pneumáticos. A carga total a suportar considerada, é o dobro da carga gerado pela força gravítica, então se a massa a suportar é de 90kg, a força gerada por essa massa é de 882,9N, logo a força total a suportar é de 1765,8N, que distribuída pelos dois atuadores, a força que cada cilindro suporta corresponde a 882,9N.

Após definição da força F individual de cada cilindro, é necessário determinar o diâmetro mínimo do êmbolo do cilindro capaz de suportar a força, para tal também é

necessário definir a pressão de trabalho do cilindro. O diâmetro do êmbolo é calculado com base na seguinte equação,

$$P = \frac{F}{A} \quad (6.17)$$

Que por sua vez,

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (6.18)$$

Onde,

P – Pressão de trabalho do cilindro (Pa)

F – Força (N)

A – Área (m²)

d – Diâmetro (m)

A pressão de trabalho do cilindro corresponde a 6×10^5 Pa (6bar), a força F corresponde a 882,9N, logo o diâmetro mínimo admissível do êmbolo do cilindro determinado corresponde a 43,3mm.

O cilindro pneumático selecionado pertence ao fabricante Norgren da gama de cilindros RA/8000 conforme a norma ISO 15552. A ficha técnica do cilindro pode ser consultada em anexo na secção *cilindro*. A medida padrão superior à obtida em dimensionamento corresponde a um diâmetro do êmbolo de 50mm, curso de 100mm, logo o modelo selecionado correspondente é o RA/8050/125. [27]

7. DESENHO DE CONJUNTO

Neste capítulo são apresentados os desenhos de conjunto compostos por 6 folhas A3. Nos desenhos é feita a representação de todo o mecanismo assembled, constituinte da unidade de manipulação. O conteúdo demonstrado nos desenhos é a descrição em vistas, cortes e detalhes no formato 2D do mecanismo, com o objetivo de demonstrar todos os constituintes do manipulador, através de balões numerados e sua respetiva lista de material.

De notar, que na lista de material aparecem referências do tipo 0001-00XX, o que indica que o componente denominado pela referência é uma peça não catalogada por fabricantes e o seu desenho 2D cotado, é apresentado em anexo na secção *desenhos 2D cotados 0001-00XX*. O objetivo da apresentação dos desenhos cotados é apenas no âmbito de verificação das dimensões reais dos componentes. Estes desenhos não retratam desenhos de definição.

De seguida apresentam-se algumas imagens do mecanismo final do conjunto de componentes em 3D.

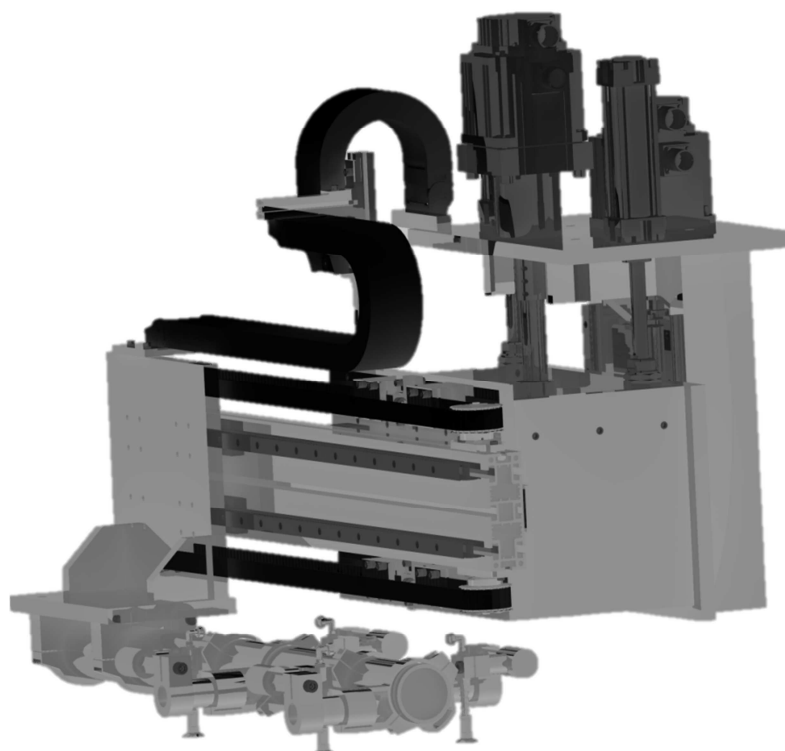


Figura 59 - Mecanismo final 1

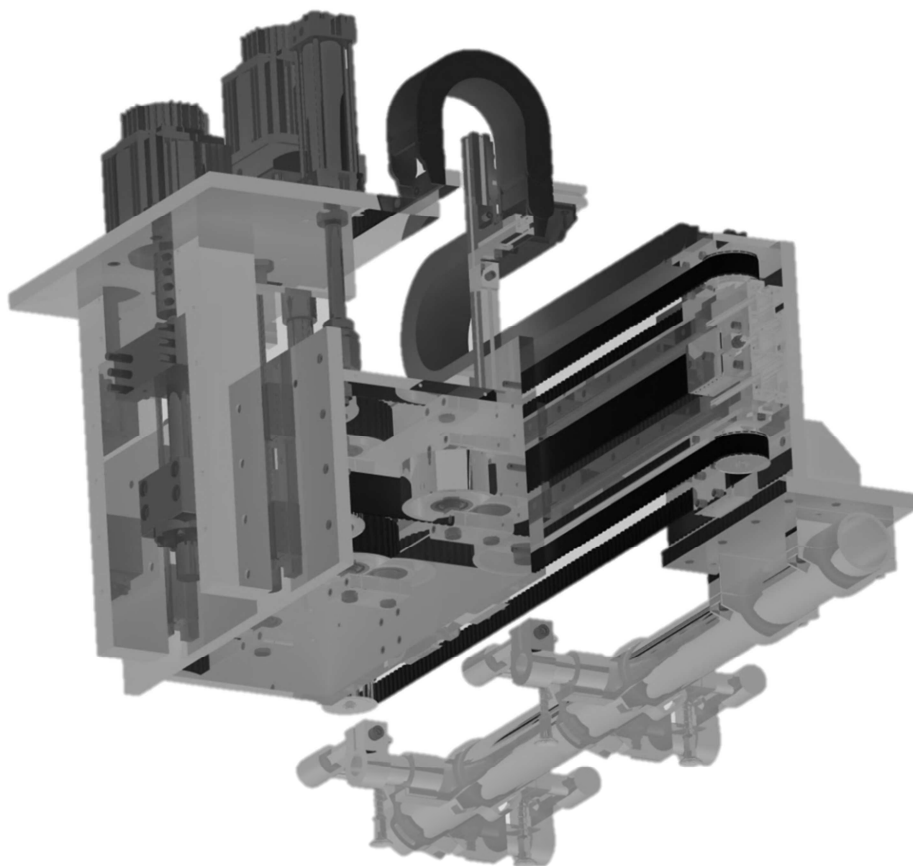


Figura 60 - Mecanismo final 2

8. SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Por forma a efetuar uma verificação estrutural dos componentes selecionados para a constituição do sistema manipulador são realizados dois estudos por recurso a simulações numéricas por elementos finitos. O primeiro estudo engloba a estrutura base que faz a ligação entre o tubo de suporte do sistema *tooling* e o sistema dinâmico linear composto por guias e patins 1. O segundo estudo retrata a estrutura em forma de caixa que faz a ligação entre o sistema dinâmico linear composto por guias e patins 3 (movimento vertical) e o sistema dinâmico linear 2. O programa de simulação utilizado é o Catia V5 R19 e as análises realizadas são do tipo estático.

8.1. CASO DE ESTUDO 1

O caso de estudo retrata a estrutura base de suporte que faz a ligação entre o tubo de suporte do sistema *tooling* e o sistema dinâmico linear composto por guias e patins 1. O âmbito deste estudo é verificar se as opções tomadas no âmbito de dimensões atribuídas aos componentes constituintes do sistema, refletem-se boa escolha em relação à capacidade de resistência às cargas envolvidas quando o sistema se encontra em funcionamento. Os parâmetros de validação refletem-se sobre a análise de tensões e deslocamentos obtidos nos resultados da simulação numérica.

8.1.1. CONSIDERAÇÕES DE ANÁLISE

Este subcapítulo refere-se à descrição geométrica dos componentes, descrição das malhas atribuídas a cada componente, definição das condições de fronteira e contacto e descrição das propriedades de material em consideração.

O modelo geométrico a analisar é apresentado na Figura 61.

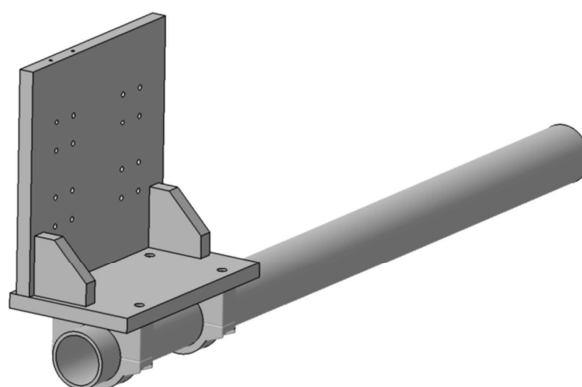


Figura 61 - Características geométricas do caso de estudo 1

Os componentes constituintes do modelo a analisar são modelados no *software* 3D *Catia V5 R19*. O estudo assenta sobretudo em todos os componentes descritos na Figura 61 com a exceção do tubo circular, ou seja, restantes chapas e suas ligações aparafusadas. Os desenhos 2D com as dimensões de cada componente a analisar, pois estes não são peças catalogadas por fabricantes, estão apresentados em anexo na secção de *desenhos 2D cotados 0001-00XX*, mais precisamente os desenhos 0001-0001 (apoio do tubo superior), 0002 (apoio do tubo inferior), 0003 (chapa vertical), 0008 (reforço) e 0011 (chapa horizontal).

De seguida procede-se à descrição das malhas atribuídas a cada componente. Em síntese, os elementos utilizados são tetraedros de 6 nós do tipo linear. O tamanho do segmento do elemento é atribuído de acordo com a Tabela 44. Refira-se que nos componentes que possuem furações para ligações roscadas, é efetuado um refinamento local da malha atribuindo ao tamanho de segmentos o comprimento de 1mm. Na Tabela 44 é apresentado o tamanho do segmento médio, número de nós e número de elementos para cada componente analisado.

Tabela 44 - Caracterização da malha

Componente	Tamanho do segmento médio	Número de nós	Número de elementos
Apoio tubo superior	2mm	15263	68980
Apoio tubo inferior	2mm	9704	42201
Chapa vertical	5mm	19055	78886
Reforço	2mm	9709	43170
Chapa horizontal	5mm	11530	47563
Parafusos M8	1mm	1400	5719

A malha gerada pelo programa de simulação é apresentada na Figura 62.

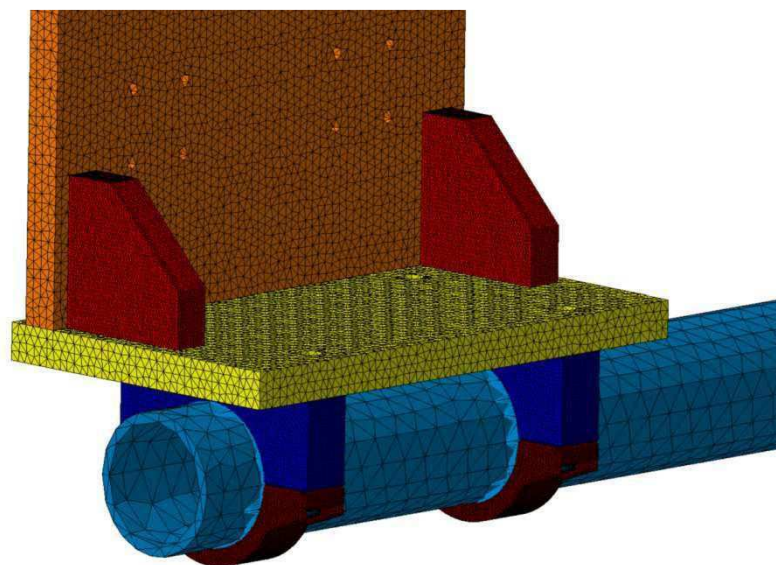


Figura 62 – Composição das malhas atribuídas aos componentes 1

Seguidamente procede-se à caracterização das condições de fronteira consideradas no caso de estudo (Figura 63).

Por forma a tentar replicar o maior esforço que a estrutura suporta é aplicada uma força distribuída na parte inferior do tubo, simulando os quatro braços do sistema *tooling* que suportam as ventosas que fazem ligação com a chapa. O valor da força aplicada surge das cargas associadas ao peso da chapa mais os quatros braços de suporte das ventosas mais a contribuição da carga associada à aceleração do movimento vertical, logo o valor da força traduz-se como $m \cdot g + m \cdot a$ ($m=9,6\text{kg}$, $a=5,1\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$), perfazendo um total 145N, aplicado na simulação 200N. A outra condição de fronteira aplicada é o encastramento na superfície de encosto dos parafusos que fazem o aperto da chapa vertical aos patins do sistema dinâmico linear 1. Frise-se que as condições de contacto que fazem a distribuição dos esforços pelos restantes constituintes, é efetuada através da condição de contacto de colagem entre o roscado dos parafusos e seus furos de aperto e a secção de encosto entre a cabeça do parafuso e a chapa onde a cabeça do parafuso encosta.

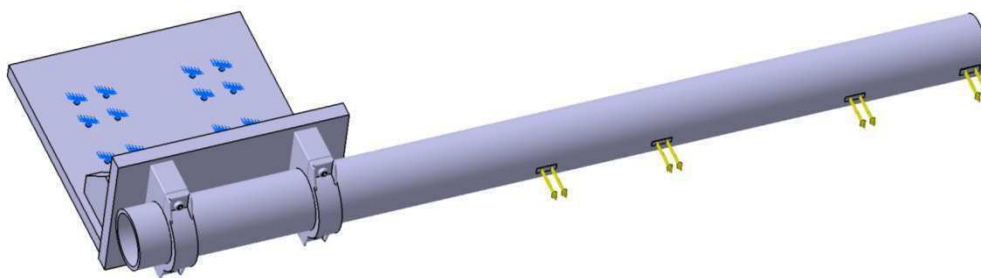


Figura 63 - Condições de fronteira 1

De seguida procede-se à atribuição de material aos componentes analisados. Todos os componentes com a exceção dos parafusos são de alumínio. Aos parafusos é atribuído o material aço. As propriedades do alumínio e do aço utilizados na simulação numérica provêm da biblioteca de materiais do programa de simulação, cujas principais propriedades mecânicas estão descritas na seguinte Tabela 45.

Tabela 45 - Propriedades mecânicas do aço e do alumínio [11]

Propriedades	Aço	Alumínio
Módulo de Elasticidade (GPa)	200	70
Coefficiente de Poisson	0,266	0,346
Massa específica (kgm^{-3})	7860	2710
Coefficiente de Expansão Termica (K^{-1})	$1,17 \times 10^{-5}$	$2,36 \times 10^{-5}$
Tensão de Cedência (MPa)	250	95

8.1.2. RESULTADOS

Neste ponto vão ser apresentados os resultados obtidos da simulação numérica, tendo como parâmetros analisados a tensão de *Von Mises* e o deslocamento. Também a apresentação dos dados vai ser dividida em duas categorias, devido à atribuição de dois materiais diferentes. A ideia é apresentar para os componentes de alumínio a descrição dos dois parâmetros de análise e repetir a mesma descrição para os componentes de aço.

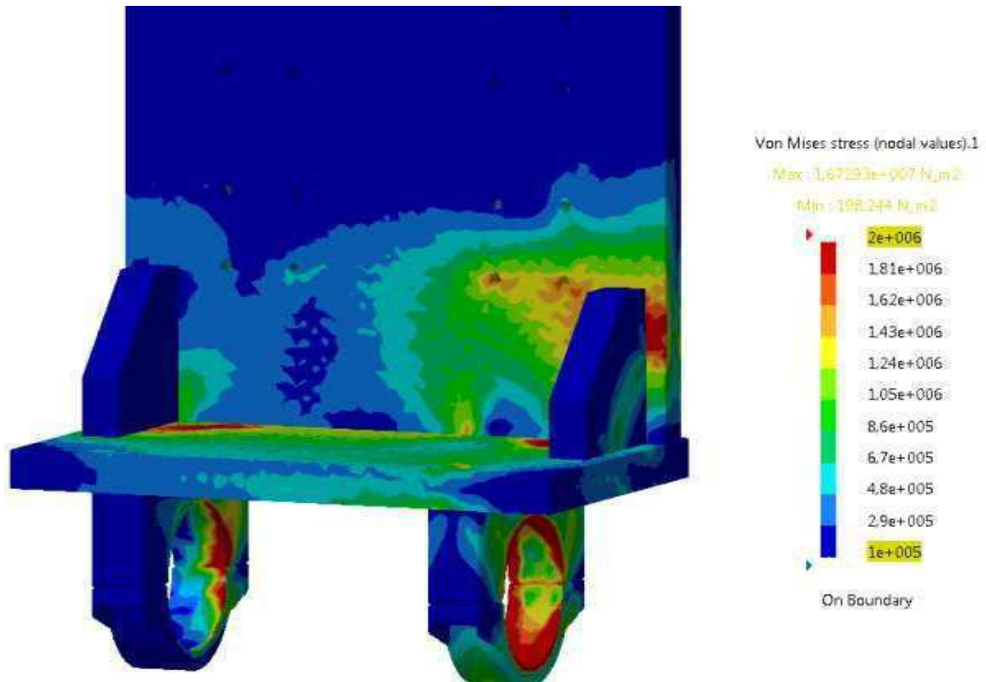


Figura 64 - Tensão de Von Mises associado aos componentes de alumínio

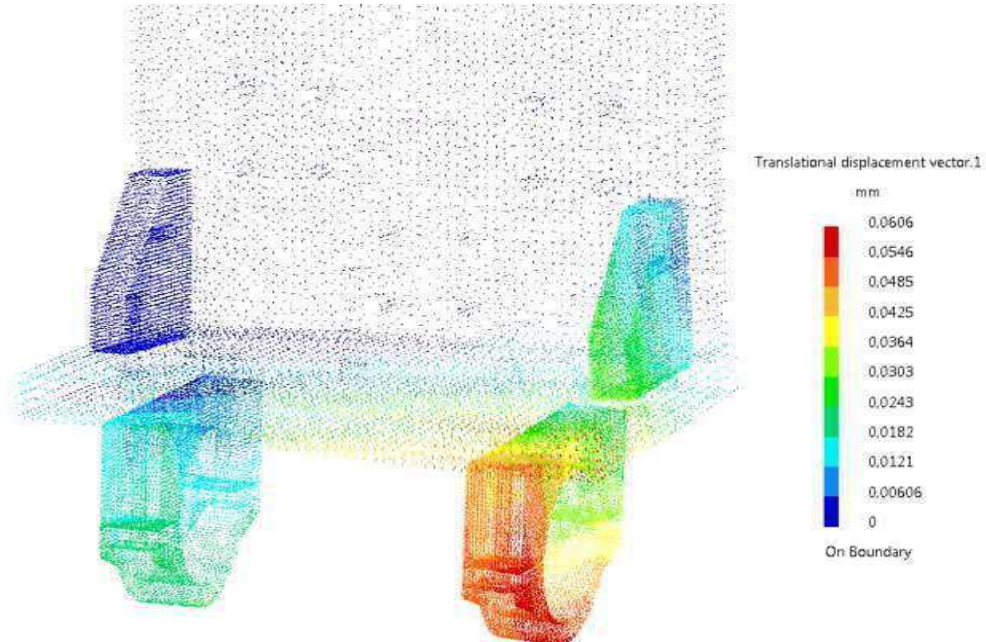


Figura 65 - Deslocamento associado aos componentes de alumínio

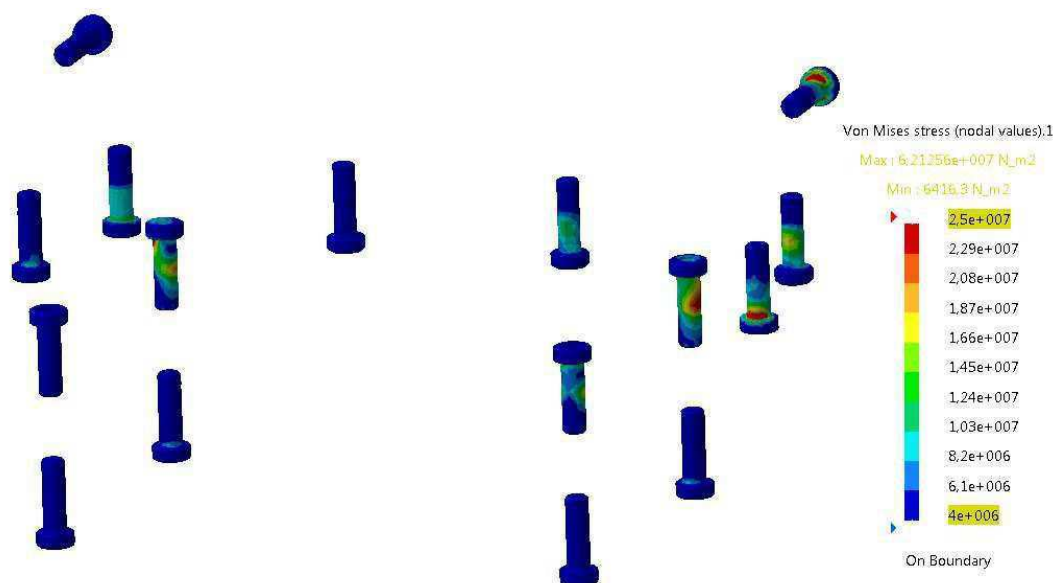


Figura 66 - Tensão de Von Mises associado aos componentes de aço

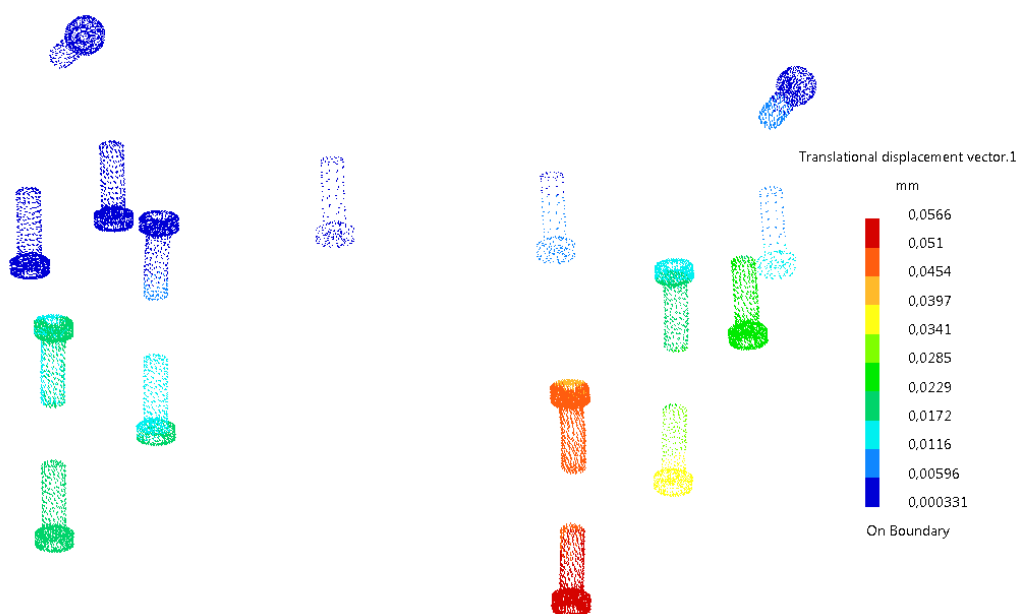


Figura 67 - Deslocamento associado aos componentes de aço

A Figura 64 representa os resultados obtidos da simulação numérica em relação às tensões de *Von Mises* dos componentes de alumínio (chapas de suporte e apoios). Como resultados imediatos pode observar-se uma distribuição de tensões mais elevadas representadas a cor vermelha, mais propriamente na chapa vertical na zona da furação da

ligação aparafusada com o reforço direito, na chapa horizontal na zona das ligações aparafusadas com os apoios superiores do tubo e também sobre o apoio inferior direito do tubo. Obtém-se um pico de tensão com o valor de 16,72MPa na furação do parafuso da chapa horizontal, que faz ligação com o apoio do tubo superior direito.

Da Figura 65 pode verificar-se que o maior deslocamento que a estrutura efetua é representado na zona de cor vermelha, na zona da chapa horizontal frontal direita, propagando-se ao apoio superior e inferior do tubo direito, atingindo um valor máximo de 0,06mm.

Na Figura 66 pode observar-se a distribuição de tensões de Von Mises sobre os componentes de aço (parafusos), verifica-se que os picos de tensão atingem sobretudo os parafusos de fixação do reforço e apoio do tubo superior direitos, registando um pico de tensões de 25MPa.

Na Figura 67 está registado o deslocamento que os parafusos efetuam. Estes efetuam um deslocamento também na ordem dos 0,06mm.

8.2. CASO DE ESTUDO 2

O segundo estudo retrata a estrutura em forma de caixa que faz a ligação entre o sistema dinâmico linear composto por guias e patins 3 (movimento vertical) e o sistema dinâmico linear 2. Este caso de estudo revela-se importante, visto que os componentes analisados suportam toda a parte móvel do sistema de manipulação, ou seja, o movimento vertical e horizontal é suportado pelos elementos constituintes da estrutura alvo de análise.

8.2.1. CONSIDERAÇÕES INICIAIS

O modelo geométrico a analisar é descrito na Figura 68

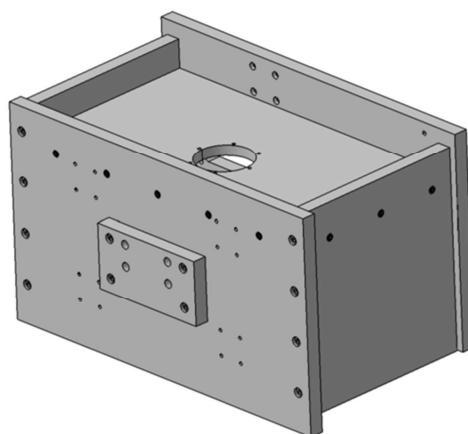


Figura 68 – Modelo geométrico 2

Os componentes constituintes do modelo a analisar são modelados no *software* de modelação 3D *Catia V5 R19*. O estudo assenta sobretudo em todos os componentes descritos na Figura 68, ou seja, as cinco chapas e suas ligações aparafusadas. Os desenhos 2D com as dimensões de cada componente a analisar, uma vez que não são peças catalogadas de fabricantes, estão apresentados em anexo na secção de *desenhos 2D cotados 0001-00XX*, mais precisamente os desenhos 0001-0007 (chapa horizontal), 0012 (chapa de acoplamento), 0013 (chapa vertical acoplada à anterior), 0014 (chapas laterais) e 0021 (chapa de fixação ao sistema linear dinâmico 2).

De seguida procede-se à descrição das malhas atribuídas a cada componente. Em síntese os elementos utilizados são tetraedros de 6 nós do tipo linear. O tamanho do segmento do elemento é atribuído de acordo com a Tabela 46. Realce-se que, os componentes que possuem furações para ligações roscadas, é efetuado um refinamento local da malha atribuindo ao tamanho de segmentos o comprimento de 1mm. Na Tabela 46 é apresentado o tamanho do segmento médio, número de nós e número de elementos para cada componente analisado.

Tabela 46 - Caracterização da malha 2

Componente	Tamanho do segmento médio	Número de nós	Número de elementos
Chapa horizontal	5mm	23525	95126
Chapa de acoplamento	2mm	25258	108856
Chapa vertical acoplada à anterior	5mm	32841	137165
Chapas laterais	5mm	14707	61585
Chapa de fixação	5mm	29699	123127
Parafusos M8	1mm	1400	5719
Parafusos M6	1mm	1100	4123

A malha gerada pelo programa de simulação é apresentada na Figura 69.

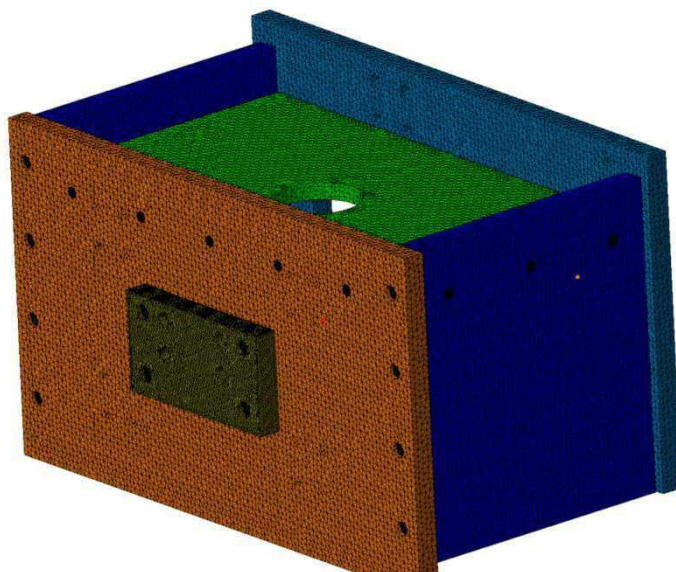


Figura 69 - Constituição da malha 2

De seguida procede-se à caracterização das condições de fronteira consideradas no caso de estudo (Figura 70).

Por forma a replicar o maior esforço que a estrutura suporta resolve-se encastrar a superfície exterior na chapa de acoplamento representado pelo símbolo azul da Figura 70. As forças que incidem sobre a estrutura são as forças de ligação roscada dos patins, tanto na chapa de suporte vertical como na chapa de fixação, a força gerada pelo cilindro pneumático que atua na chapa horizontal pelas furações do acoplamento cilindro-chapa e a força gerada pelo fuso de esferas na chapa de acoplamento.

A chapa de suporte vertical é acoplada nos patins do movimento vertical e a chapa de fixação é acoplada aos patins do sistema dinâmico linear 2. De modo a estipular o valor das forças a aplicar nas furações dos parafusos dos patins, verifica-se nos capítulos 5.1.3 e 6.2 a fase do ciclo dinâmico onde a média das cargas dinâmicas efetivas é mais elevada. No caso do movimento horizontal a fase onde a média das cargas é mais elevada, verifica-se na fase 4 e no caso do movimento vertical a fase 9. Por questões de coincidência, as fases encontram-se sincronizadas e é apenas necessário uma simulação, caso contrário, seria necessário utilizar uma combinação de fases do ciclo dinâmico compatíveis para não correr o risco de usar fases em que as reações num sistema de patins compensem as reações do outro sistema de patins. Para tal seria necessário realizar 2 simulações e contabilizar a que obteve piores resultados.

Como as fases estão sincronizadas pelo facto de em relação ao movimento horizontal, a fase 4 representar a fase do ciclo dinâmico em que o manipulador está parado na posição mais avançada. Na fase 9 do ciclo dinâmico do movimento vertical o manipulador encontra-se a descer, também na posição mais avançada. Logo as forças aplicadas ao modelo de análise são as reações dos patins respetivas à fase 4 do movimento horizontal e fase 9 do movimento vertical. Por sua vez, os vectores força introduzidos, distribuídos pela furação dos parafusos dos patins, estão representados na seguinte Tabela 47.

Tabela 47 - Reações adotadas no caso em análise

Patim i	Movimento horizontal		Movimento vertical	
	Fase 4		Fase 9	
	F_{z4i} (N)	F_{y4i} (N)	F_{z9i} (N)	F_{y9i} (N)
1	240,34	356,57	-466,80	365,67
2	240,34	-111,34	466,80	-365,67
3	-240,34	356,57	-466,80	365,67
4	-240,34	-111,34	466,80	-365,67

A força aplicada na furação da chapa horizontal proveniente da atuação do cilindro corresponde à força gravítica que, neste caso, uma vez que se está a lidar com uma massa de 90kg a força correspondente é de 883N (na simulação é aplicado 900N).

A força aplicada na chapa de acoplamento é proveniente da atuação do fuso de esferas, logo a força aplicada corresponde à força de aceleração ($a=5,1m.s^{-2}$), perfazendo uma força de 460N (na simulação é aplicado 500N). A força de aceleração não é visível na Figura 70, por estar aplicada na furação da ligação entre a chapa de acoplamento e a chapa adjacente com orientação vertical.

Frise-se que as condições de contacto que fazem a distribuição dos esforços pelos restantes componentes, são atribuídas pelas condições de contacto por “colagem” (designação do *software*) entre o roscado dos parafusos e sua furação no componente adjacente e a secção de encosto entre a cabeça do parafuso e a chapa onde a cabeça do parafuso encosta.

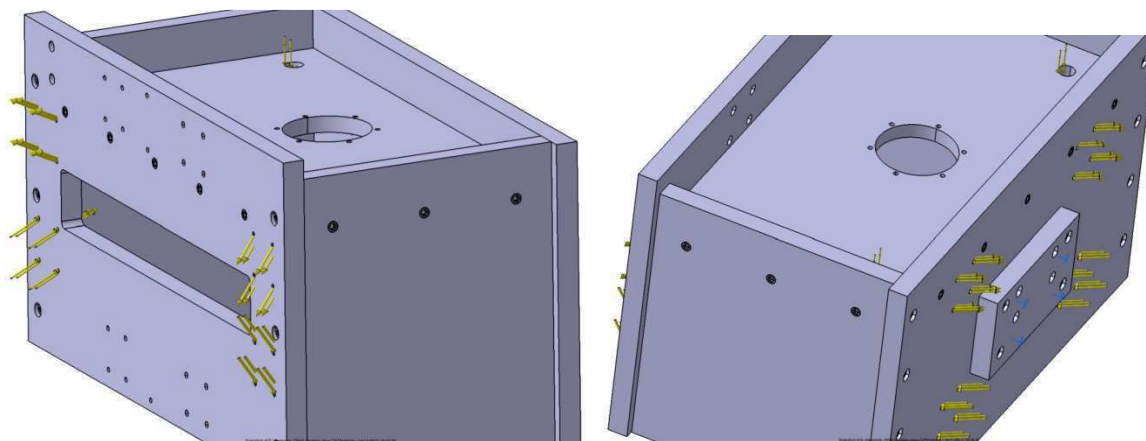


Figura 70 - Condições de fronteira 2

A atribuição do material segue a ideologia do caso de estudo anterior, ou seja, chapas de alumínio e parafusos de aço, cujas propriedades mecânicas podem ser observadas na Tabela 45.

8.2.2. RESULTADOS

Neste ponto vão ser apresentados os resultados obtidos da simulação numérica, tendo como parâmetros analisados a tensão de *Von Mises* e o deslocamento. Também a apresentação dos dados vai ser dividida em duas categorias, devido à atribuição de dois materiais diferentes. A apresentação dos resultados é feita de acordo com a metodologia apresentada no caso de estudo anterior.

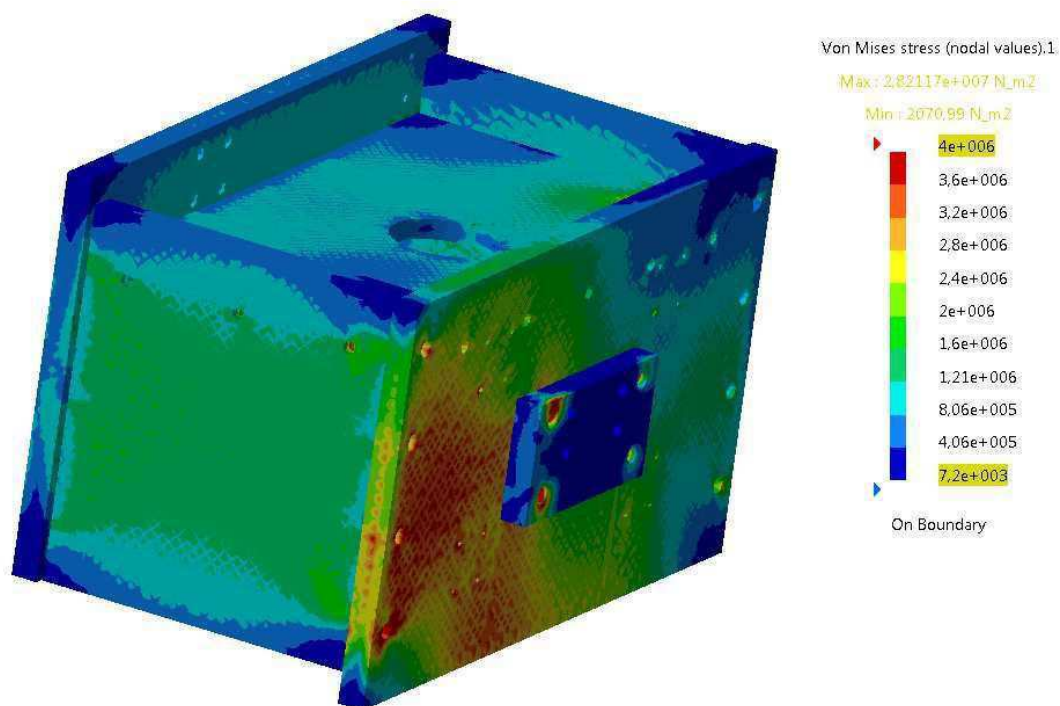


Figura 71 - Tensão de Von Mises associada aos componentes de alumínio

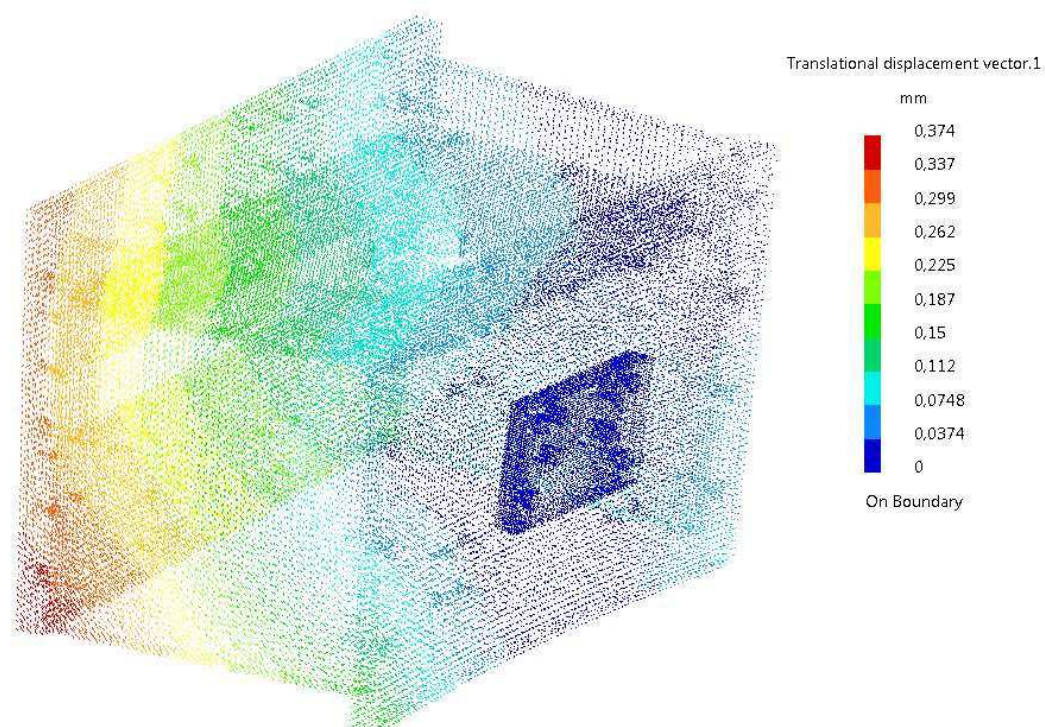


Figura 72 - Deslocamento associado aos componentes de alumínio

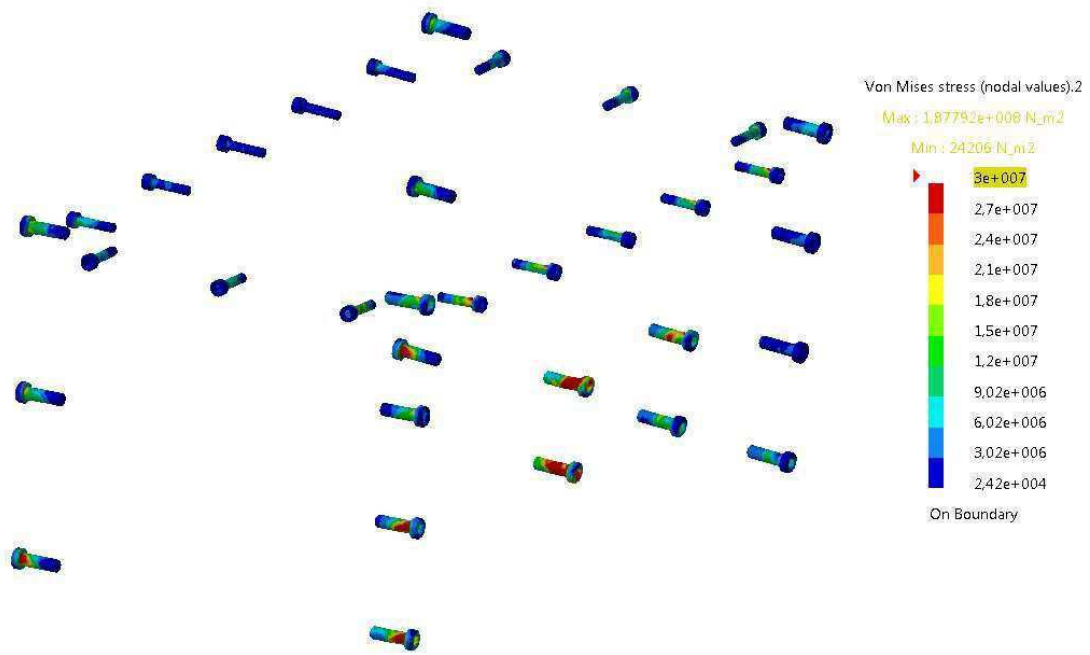


Figura 73 - Tensão de Von Mises associada aos componentes de aço

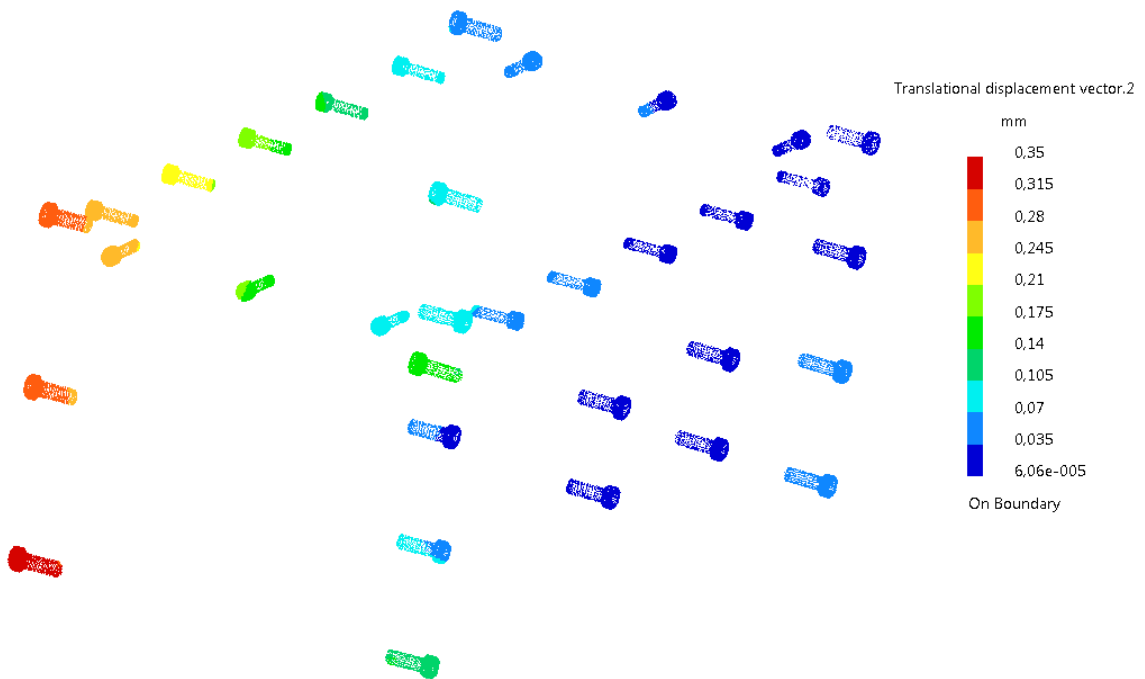


Figura 74 - Deslocamento associado aos componentes de aço

Na Figura 71 pode observar-se a distribuição de tensões ao longo dos componentes, cujo material atribuído é o alumínio. As tensões mais elevadas estão representadas com tom de cor vermelha, atingindo um pico de 28MPa na furação sobre o lado esquerdo da chapa de acoplamento, propagando-se não tão elevadas para o lado esquerdo da chapa vertical de acoplamento adjacente à chapa de acoplamento, tanto na furação como na própria chapa.

Na Figura 72 está representado o deslocamento originado pela aplicação das forças estaticamente, podendo observar-se deslocamento máximo no canto inferior esquerdo da caixa de 0,37mm.

Na Figura 73, verifica-se a distribuição de tensões nos componentes de aço (parafusos). Atingem um pico de 190Mpa no parafuso esquerdo superior que faz a ligação roscada da chapa de acoplamento com a chapa de acoplamento vertical adjacente à anterior. Também se verificam tensões mais elevadas nos parafusos de fixação da chapa lateral esquerda.

Por fim, na Figura 74 é representado o deslocamento nodal das ligações aparafusadas, o pico é localizado no parafuso inferior esquerdo que realiza a fixação da chapa lateral esquerda, verificando-se um deslocamento máximo de 0,35mm.

9. ANÁLISE DE RESULTADOS

Neste capítulo vai proceder-se à análise dos resultados obtidos nas verificações efetuadas aos componentes selecionados para o sistema de manipulação em geral. Como tal começa-se por analisar os resultados relacionados com o sistema de vácuo.

Os resultados obtidos para o sistema de vácuo, em primeiro lugar é o diâmetro da ventosa com um diâmetro de 30mm, cujo acompanhado da verificação da aceleração limite para o escorregamento das ventosas sobre a chapa, de $19,9\text{m.s}^{-2}$. Visto que aceleração máxima imposta pelo manipulador é de $8,75\text{m.s}^{-2}$, o escorregamento não se verifica e o transporte da chapa é assegurado.

De seguida procede-se a análise aos resultados dos componentes selecionados constituintes do sistema relacionados com o movimento horizontal.

A primeira verificação realizada é a descrita no capítulo 5.1.2, que retrata o dimensionamento do sistema dinâmico linear composto por guias e patins 1, onde como resultados pertinentes a analisar constam, a análise de deformação dos rolamentos dos patins representados com o coeficiente de segurança estático S_0 e a análise à fadiga determinada na vida nominal do sistema, representada pelas variáveis L_1 e L_{h1} . Como resultado para a análise estática obtém-se $S_0=19$, significa que de acordo com a maior carga efetiva que atua durante a fase 3 no patim 1 proveniente das cargas exteriores que atuam no sistema, o rolamento do patim tem a capacidade de suportar 19 vezes essa carga sem se verificar a deformação plástica nos constituintes do patim. Com o resultado da análise à fadiga do sistema verifica-se que o sistema tem uma vida de operação de $L_1=4,28 \times 10^8\text{m}$, ou seja, com uma probabilidade de 90% de que os patins consigam suportar as adversidades impostas pelo ciclo dinâmico associado ao movimento do sistema de guias e patins, percorrendo essa distância obtida sobre as guias, durante 31 anos ($L_{h1}=2,76 \times 10^5\text{h}$). Comentando este resultado poder-se-ia optar por selecionar o sistema de guias e patins de menor gama de capacidade, pois este sistema está sobredimensionado, mas suporta os esforços requeridos.

Na análise do sistema dinâmico linear de guias e patins 2 verificado em 5.1.3, os resultados obtidos são $S_0=20$, ou seja a maior carga eficaz é verificada durante a fase 4 no patim 1 e o patim suporta 20 vezes essa carga. Relativamente ao ciclo de vida do sistema, os valores de capacidade de deslocamento sobre as guias obtido é $L_3=4,81 \times 10^8\text{m}$ durante 50 anos ($L_{h3}=4,43 \times 10^5\text{h}$), tratando-se de mais um caso de sobredimensionamento. De notar que, em relação aos resultados obtidos no sistema dinâmico linear 1, a carga a suportar pelo

sistema 2 é superior, mas para compensar esse aumento de carga, a distância entre patins também aumenta de 150mm para 434mm. Esse aumento de distância entre patins revela-se como agente atenuador de cargas localizadas em cada patim, devendo-se a esses fatores o aumento do coeficiente de segurança e o aumento de horas de operação do sistema 2 em relação ao sistema 1.

Comentando a seleção das correias abordado em 5.2, após seleção da correia AT10 de largura de 50mm, esta está sujeita a uma força máxima F_U de 3323N no sistema quando atuado o binário de emergência do redutor e tem capacidade para suportar praticamente o dobro da força F_{zul} de 7500N. Comentando este resultado trata-se de um coeficiente de segurança de 2,25, pode afirmar-se que é uma boa seleção ao caso em análise.

Analisando agora os resultados da verificação feita ao sistema de veio nervurado: Realce-se que neste capítulo 5.3, são realizadas duas verificações ao veio, rigidez e velocidade crítica, duas ao rolamento interno, deformação e fadiga e outras duas ao rolamento externo também de deformação e fadiga. Considerando que o sistema é composto por dois rolamentos, um interno, que atua diretamente sobre o veio nervurado que apenas atua sobre este uma carga de torção e um rolamento externo, sobre o qual atuam cargas radiais. Em relação ao veio obtém-se como resultado à análise da rigidez um ângulo de $0,018^\circ$ inferior à regra imposta pelo fabricante, que não deve ser superior a um quarto de grau ($0,25^\circ$). Como resultado à velocidade crítica, o valor obtido é $1,95 \times 10^4$ rpm. Este valor representa a velocidade de rotação do veio, quando excitado à primeira frequência natural, isto é, sofre o fenómeno de ressonância. O fenómeno de ressonância é algo que se tem evitar, visto que é o ponto em que a vibração do veio atinge a maior amplitude, podendo até mesmo provocar o colapso do sistema. A velocidade de rotação máxima atingida pelo sistema é de apenas 257rpm, muito distante da velocidade crítica.

Como resultados à verificação do rolamento interior obtém-se, como coeficiente de segurança S_o igual a 1, visto que atua um binário de torção máximo momentâneo de 180Nm proveniente do acionamento do mecanismo de emergência do redutor. Este resultado é passível de ser comentado como razoável visto que o rolamento tem a capacidade de suportar o momento exigido. Agora comentando o resultado à análise de ciclo de vida desse mesmo rolamento obtiveram-se como resultados uma vida nominal de $6,04 \times 10^6$ Km e número de horas de operação de $6,29 \times 10^6$ h. Estes valores são elevados devido ao facto do diâmetro do veio ser estipulado para suportar o caso mais extremo, ou seja considerando o valor do binário de emergência do redutor. Depois a análise ao ciclo de vida do rolamento é efetuado com base no ciclo dinâmico do sistema, ou seja, de acordo com as condições normais de funcionamento do manipulador. A diferença nota-se na discrepância de valores

ao comparar o valor de binário de emergência do redutor que corresponde a 180Nm com o binário máximo necessário para acionar o mecanismo condutor que corresponde a 2,6Nm.

Comentando agora a verificação ao rolamento externo de suporte de cargas radiais obtém-se como coeficiente de segurança e sua analogia como análise à deformação um f_s de 4,53, ou seja, este valor indica a capacidade de suporte do pior caso de força que incide sobre este rolamento. Como resultados à fadiga do rolamento obtém-se uma vida nominal numa ordem de grandeza de milhões de ciclos de $3,05 \times 10^{13}$ revoluções e número de horas de operação de $1,98 \times 10^{15}$ h. Estes valores também se consideram elevados com explicação semelhante à abordagem revelada para o rolamento interno como justificação de resultados.

De seguida procede-se à explicação ao resultado obtido pela análise à flecha apresentada pelo perfil de alumínio quando sujeito às cargas referidas no ponto 5.4. O resultado obtido para flecha é de 0,5mm, significa que a variação de deslocamento vertical proferido pela incidência das cargas, caso fossem todas aplicadas na extremidade do perfil de alumínio apenas se reflete num deslocamento de ordem de grandeza das décimas de milímetro. Revela-se um resultado perfeitamente aceitável para a capacidade de carga do perfil de alumínio.

Em relação à seleção do redutor, visto que a sua verificação se reflete apenas de acordo com o diagrama representado em Figura 43, todos esses aspetos estão referidos no próprio capítulo de verificação 5.5.

Comentando os resultados obtidos na verificação do servomotor selecionado: O que se pode referir de acordo com os resultados apresentados na Tabela 26, estes resultados estão de acordo com as regras enunciadas no capítulo de verificação 5.6 e pode-se afirmar que pelos valores obtidos de disparidade de inércias IM ao se situarem num intervalo compreendido entre 3,8 e 4,7, trata-se de uma seleção dedicada à velocidade do sistema. Deve ser dada especial atenção aos resultados associados à razão entre o binário de pico exigido e binário máximo do motor e também à razão entre o binário efetivo exigido e o binário nominal do motor, serem resultados inferiores a 1.

Após concluída a análise de resultados relacionados com o movimento horizontal do sistema de manipulação, procede-se à análise de resultados associados à movimentação vertical do sistema.

Os resultados de maior importância a referir sobre a verificação realizada ao sistema de fuso de esferas são: a vida nominal e número de horas de operação, a velocidade crítica e a análise de encurvadura do fuso.

A vida nominal obtida é $4,07 \times 10^9$ revoluções, associado a $1,32 \times 10^5$ h de horas de operação, que se reflete em 15 anos de funcionamento. Em comentário a este resultado já não se reflete um número de horas de operação tão elevado como o valor determinado para as guias lineares do movimento horizontal, mas também relativamente elevado. Um coeficiente de segurança igual 27, ou seja, o rolamento da porca de esferas possui a capacidade de suportar 27 vezes a força que a carga axial efetiva máxima registada. Possivelmente na seleção para o diâmetro do fuso, a medida padrão anterior seria uma opção mais realista, de acordo com os esforços envolvidos. Relativamente à velocidade crítica obtém-se $1,64 \times 10^4$ rpm, onde a velocidade de rotação máxima que o fuso atinge é de apenas 2142rpm, logo não existe a possibilidade de ocorrência do fenómeno de ressonância. Por fim ao analisar o resultado associado à força em que ocorre encurvadura do fuso, o valor calculado da força limite é $2,75 \times 10^5$ N, logo como a maior força eficaz que incide sobre o veio é apenas de 1245,9N, este valor revela-se muito inferior, logo não há perigo de encurvadura do veio. De referir que o resultado teórico ao calculo do binário necessário para acionar o sistema de fuso de esferas determinado (1,66Nm), revela-se inferior ao binário máximo obtido na rotina de caracterização do acionamento do movimento vertical (2Nm), mas também semelhantes, revelando a coerência entre os resultados obtidos teoricamente e os resultados obtidos da rotina.

De notar que de base de verificação não são consideradas as cargas associadas ao peso dos componentes, pois a introdução posterior do cilindro pneumático ao sistema com a função de equilibrar essas mesmas cargas, revela-se como agente responsável para o possível sobredimensionamento do sistema de fuso de esferas.

De seguida procede-se com a análise dos resultados obtidos para o sistema dinâmico linear de guias e patins de suporte ao movimento vertical que possuem como função suportar as forças radiais que iriam incidir sobre o fuso de esferas. o valor obtido como coeficiente de segurança para o sistema é de 15, retrata-se como um valor bastante elevado, assim como o valor da vida nominal de $1,51 \times 10^8$ m e um número de horas de operação de $2,44 \times 10^5$ h (27 anos). Como sugestão, aponta-se a seleção de um sistema com menor capacidade pois este sistema encontra-se sobredimensionado. Este sobredimensionamento também é influenciado pela presença dos cilindros compensadores de peso, pois a carga relacionada com o peso do material não é considerada para dimensionamento.

Por fim em comentário à seleção do servomotor para atuação no fuso de esferas de acordo com os resultados apresentados na Tabela 43, pode afirmar-se de acordo com a discrepância de inércias obtida de 0,924 que a seleção do servomotor é feita com base na

precisão e estabilidade do sistema. São também de realçar os resultados obtidos nos rácios de binários de 0,314 e 0,617 o facto de ser inferior a um, não apresenta uma adversidade de esforço requerido ao servomotor.

De seguida passa-se a realizar a análise de resultados obtidos nas simulações numéricas. Em comentário à simulação numérica representativa do caso de estudo 1, relativamente à estrutura em forma de L, pode afirmar-se que a estrutura de alumínio suporta sem problemas os esforços requeridos, pois o pico de tensão verificado é de 17MPa que em comparação com a tensão de cedência do alumínio que é 95MPa (Tabela 45), o pico verificado é muito inferior (coeficiente de segurança associado de 5). Isto significa que a estrutura em alumínio analisada apresenta deformações apenas em regime elástico. Agora em análise aos deslocamentos obtidos é registado um máximo de 0,06mm, este valor demonstra-se válido para bom desempenho cinemático.

Em análise, ainda o caso de estudo 1 os componentes em aço (parafusos), estes apresentam pelo material atribuído da biblioteca de materiais do programa de simulação uma tensão de cedência na ordem dos 250MPa. O pico de tensão obtido é de 62MPa, também muito inferior à tensão de cedência (coeficiente de segurança de 4). De referir que os parafusos atribuídos por seleção de catálogo pertencem à classe de material 8.8, isto significa que os parafusos implementados possuem uma tensão de cedência na ordem dos 600MPa, revelando-se parafusos ainda mais resistentes que os considerados na simulação. Quanto ao deslocamento nodal, obteve-se um valor máximo 0,056mm. Este refere-se ao deslocamento da estrutura, pois os parafusos estão inseridos nela, não se refere à deformação do próprio parafuso. Visto que pelas tensões verificadas, nos situamos dentro do regime elástico, com o conhecimento do módulo de elasticidade (E) e tensão de pico verificada na análise, está-se em condições de retirar o valor da deformação do parafuso, sendo tal valor de $3,1 \times 10^{-4}$, muito reduzido.

Também se pode referir que, de acordo com a seleção dos componentes, a introdução dos reforços laterais é uma mais-valia para a estabilidade estrutural, visto que as tensões mais elevadas centram-se ou na furação da chapa vertical ou até mesmo no próprio parafuso que é roscado no reforço. Também é de referir que a estrutura se revela sobredimensionada para os esforços exigidos, possivelmente a redução de espessura em 5mm das chapas e seleção de parafusos de M8 para M6, seria uma opção mais adequada e económica como solução ideal para o projeto da estrutura.

Por fim em análise aos resultados obtidos no caso de estudo 2, em relação à caixa que faz o suporte, tanto do movimento horizontal como vertical: Começando por analisar a estrutura composta pelas chapas de alumínio, o pico de tensão registado é de 28MPa, que se

revela muito inferior à tensão de cedência do material alumínio (95MPa), logo é seguro afirmar que a estrutura selecionada suporta os esforços requeridos (coeficiente de segurança 3), visto que não ultrapassa o limite tensão elástico, ou seja qualquer deformação que ocorre até ao limite da tensão de cedência do material, este tem retorno elástico, volta a adquirir a forma inicial. Relativamente ao deslocamento que a estrutura apresenta, o valor máximo é de 0,37mm, revelando-se um valor aceitável que não compromete o desempenho cinemático do sistema.

Em comentário aos componentes de aço (parafusos), estes registam como pico de tensão com o valor de 190MPa, ainda dentro do limite de 250MPa de tensão de cedência (coeficiente de segurança 1,3). Este pico de tensão é compreensível visto que sobre os quatros parafusos que fazem a fixação da chapa de acoplamento, estes suportam cargas mais elevadas, que se devem à movimentação vertical. De frisar também a distância entre os parafusos ser reduzida, logo ser um local propício a acumulações de tensões, geradas por cargas cujo braço de atuação é maior. Em relação ao deslocamento máximo registado, este é de 0,35mm, idêntico ao das chapas derivado da deslocação conjunta daquelas. Analisar este parâmetro para os parafusos, possivelmente era desnecessário. Em síntese esta estrutura resiste bem aos esforços exigidos.

10. CONCLUSÕES

De acordo com a análise aos sistemas de alimentação de chapa metálica fina em prensas disponíveis no mercado, pode concluir-se que existem dois grandes tipos de manipuladores: robôs cartesianos e robôs articulados. Em caso de necessidade de efetuar trajetórias retilíneas no transporte de chapa metálica, a seleção de um robô cartesiano torna-se a solução mais viável, visto que com apenas um perfil de alumínio, um sistema de atuação e um sistema de patins e guias, é o conjunto básico para a construção de um manipulador cartesiano de baixo custo, comparativamente com os manipuladores articulados. Os manipuladores articulados possuem vantagens sobre os cartesianos, pois permitem mais graus de liberdade de movimento, mas necessitam de estruturas de suporte reforçadas e são-lhes associados processos de fabrico de componentes mais caros.

Em relação à função que o manipulador vai executar, este vai realizar a alimentação de chapa metálica diretamente dentro da zona útil de trabalho da prensa, a atribuição de um sistema do tipo de duplo estágio (multiplicador de movimento) à movimentação horizontal do manipulador, revela-se uma escolha chave, visto que o manipulador ocupa a zona de trabalho da prensa, apenas quando a vai alimentar, movimento de avanço, descida, deposição da chapa na prensa, subida e recuo em vazio. A prensa necessita de estar parada durante cerca de 75% do tempo de funcionamento do manipulador (1,76s sem contabilizar o tempo de desativação das ventosas).

De acordo com a seleção de componentes para o sistema, pode concluir-se que a inclusão de dois sistemas ao manipulador se revela muito importante, apesar da pouca relevância de função que executam, sendo eles o sistema de veio nervurado e os cilindros pneumáticos. O sistema de veio nervurado, porque caso não exista dentro do mecanismo de manipulação, a transmissão do movimento horizontal poderia ser feita com o acoplamento direto à saída do redutor, só que nesta situação as massas tanto do redutor como do servomotor teriam de ser contabilizadas como cargas no dimensionamento do movimento vertical, pois estes, também teriam de ser movimentados. Logo com a introdução do sistema de veio nervurado, a transmissão é assegurada e a contabilização das cargas associadas à massa do redutor e servomotor são desprezadas no dimensionamento do acionamento do movimento vertical, fazendo agora parte da estrutura fixa. O acionamento e o suporte das cargas associadas ao movimento vertical seria na mesma suportado pelo fuso de esferas e pelo sistema dinâmico linear de suporte ao movimento vertical. Com a introdução dos cilindros pneumáticos proporciona-se a não contabilização das cargas

associadas à massa de todos os componentes móveis do sistema de manipulação a quando de dimensionamento tanto do fuso de esferas como do sistema de patins e guias do movimento vertical. Vantagem associada ao melhor desempenho do fuso e esferas que tem assim reduzido os atritos das forças gravíticas.

A utilização das rotinas de caracterização do acionamento do movimento horizontal e vertical, revelam-se ferramentas indispensáveis em projetos deste nível, possessores de diferentes tipos de acionamento, embora o seu comando seja feito por servomotores. Estas permitem efetuar a verificação da escolha do servomotor indicado para a diferente aplicação, através de balanceamentos de inércias entre os componentes móveis (transmissão por correias, guias, patins e massas) e os componentes de acionamento (servomotores e redutores). As rotinas permitem a validação dos servomotores de modo automático e rápido, algo que demoraria muito tempo em validação realizada através de cálculo manual, devido à presença de muitos componentes na constituição do sistema.

Em conclusão à análise estrutural estática com recurso a elementos finitos, verifica-se que as estruturas analisadas suportam os esforços exigidos, tanto para o caso de estudo 1, como em 2, sendo passíveis alterações estruturais de redução de espessuras de chapas e opção de diâmetros de parafusos inferiores, por motivos de discrepância elevada entre o esforço exigido e a capacidade de esforço suportando dos componentes selecionados.

Em suma, o mecanismo apresentado na globalidade tem capacidade de realizar a tarefa destinada. A grande maioria dos componentes, pelo menos os mais relevantes, foram verificados, apresentando sempre coeficientes de segurança iguais ou superiores a 1, validando as verificações à deformação e número de horas de operação elevadas tal, que permitem o funcionamento do mecanismo selecionado durante um mínimo de 10 anos, tendo em consideração que o manipulador opera durante 24 horas por dia e 7 dias por semana. Os requisitos iniciais estão cumpridos para o curso vertical 100mm, curso horizontal de 1000mm (realiza 1050mm), velocidade de deslocação da chapa $1\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ (velocidade média considerada em dimensionamento $1,1\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ para o movimento horizontal).

Como trabalhos futuros sugere-se, como complemento ao trabalho efetuado, a realização de desenho em perspetiva explodida, desenho de definição das peças em anexo, cujo não são catalogadas de fabricantes. O desenvolvimento da programação associada ao acionamento dos servomotores, realização de esquemas elétricos de alimentação dos servomotores e electroválvulas, assim como a realização de esquemas pneumáticos associados aos cilindros e à unidade de geração de vácuo das ventosas. Em caso de fabrico

do sistema sugere-se a realização de um teste de funcional à escala, recorrendo a métodos de fabrico por prototipagem rápida, de modo a avaliar o comportamento da estrutura.

REFERÊNCIAS

1. MECÂNICA EXACTA, www.mecanicaexacta.com, consultado em 26-03-2012;
2. SCHULER, The entire world of sheet metal forming , catálogo promocional;
3. SCHULER, “*Metalforming Handbook*”, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1998;
4. Direct Industry, www.directindustry.es, consultado em 1-04-2012;
5. SCMSCJ Automação, www.scmcsj.com.br, consultado em 1-04-2012;
6. F. Beer e P. Johnston; “*Vector Mechanics for Engineers*”; McGraw-Hill 2nd Ed, 1996;
7. FIPA, Material in Motion, www.fipa.com, Vacuum Cups Catalogue, consultado em 03-04-2012;
8. G.J. MONKMAN, S.HESSE, R. STEINMANN, H.SCHUNK, “*Robot Grippers*” , Willey-VCH Verlag GmbH&Co. KGaA., 2007;
9. SMC, Large Size Vacuum Module: Ejector System/Vacuum Pump System, Series ZR, Catálogo;
10. SMC Corporation of America, www.smc-pneumatics.com/ZR120S1.html, consultado em 10-09-2012;
11. Catia V5 R19, Biblioteca de materiais;
12. ABB, Catálogo de componentes de Tooling;
13. BOSCH REXROTH, Linear Motion Technology Handbook, R310EN 2017 (2006.07);
14. BOSCH REXROTH Corp., Linear Motion and Assembly Technologies, Miniature BRS, R310A 2210 (2008.07), Catálogo de mini guias de esferas;
15. BOSCH REXROTH AG, Ball Rail Systems, R310EN 2202 (2009.06), Catálogo de guias de esferas;
16. BRECOFLEX CO., L.L.C., High Precision Drive Components, Polyurethane Timing Belts, B212;
17. BRECOFLEX CO., L.L.C., High Precision Drive Components, Driving Positioning Conveying, Power torque and Peripheral force calculations, B 204 B;
18. BONFIGLIOLI Tecnoingranaggi, TR series, Low-backlash, Catálogo de redutores;

19. THK, Ball Spline, Flowchart for Selecting a Ball Spline;
20. THK, Rotary Ball Spline, With Support Bearing Type Models LTR and LTR-A, Catálogo de sistemas de veio nervurado;
21. FAG Rolling Bearings, Fundamentals, Types, Desings, TI No. WL 43-1190 EA
22. MK Thechnology Group, MK Profile Technology, www.mk-group.com, consultado em 25-08-2012, Catálogo de perfis de alumínio on-line;
23. MAEDLER, One-piece clamp coupling MAS, www.maedler.de, consultado, 1-09-2012, Catálogo de união de veios on-line,;
24. OMRON, Serie Sigma II, Catalago de servomotores;
25. SERVOsoft v3, Menu de ajuda;
26. BOSCH REXROTH Corporation, Precision Ball Screw Assemblies, R310A 3301 (2008.05), Catálogo de sistemas de fuso de esferas;
27. NORGREN, RA/8000, RA/8000/M, Pneumatic Cylinders ISO 15552, Catálogo de Cilindros Peneumáticos;

Anexos

Patentes

(19) **United States**

(12) **Patent Application Publication**
Cho et al.

(10) **Pub. No.: US 2012/0239184 A1**
 (43) **Pub. Date: Sep. 20, 2012**

(54) **TRANSPORT UNIT**

Publication Classification

(76) Inventors: **Yong-Hak Cho**, Emersacker (DE);
Thomas Holecek, Nordlingen
 (DE); **Matthias Gastl**, Augsburg
 (DE); **Sebastian Mocker**, Augsburg
 (DE); **Thomas Henneke**, Peiting
 (DE)

(51) **Int. Cl.**
B21D 43/10 (2006.01)
B25J 9/10 (2006.01)
B25J 18/02 (2006.01)

(52) **U.S. Cl.** **700/228**

(21) Appl. No.: **13/512,996**

(22) PCT Filed: **Nov. 30, 2010**

(86) PCT No.: **PCT/EP10/68555**

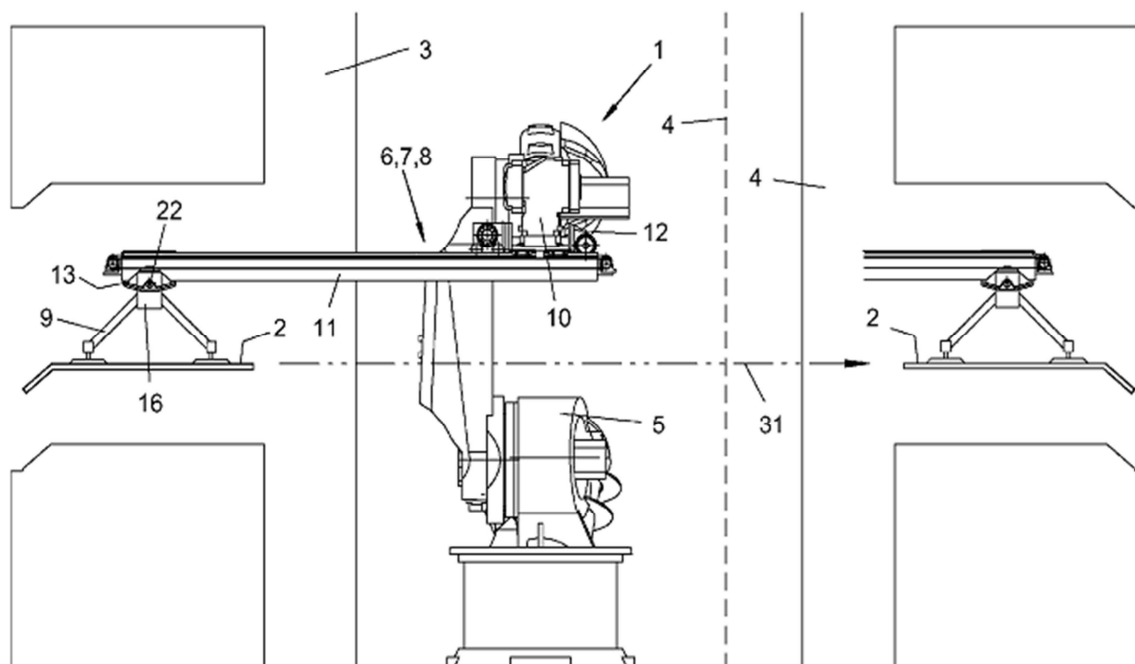
§ 371 (c)(1),
 (2), (4) Date: **May 31, 2012**

(30) **Foreign Application Priority Data**

Dec. 1, 2009 (DE) 20 2009 015 682.6

(57) **ABSTRACT**

A transport unit (1) is provided for workpieces (2), in particular sheet metal parts, between neighboring placement areas or machining devices (3, 4), in particular presses. The transport unit (1) includes a multi-axis robot (5) having a gripper tool (9). A controllable transfer unit (6) is also provided that is guided by the robot (5). The unit includes an advancement unit (7) and a pivot unit (8) for the gripper tool (9).



(19) **United States**

(12) **Patent Application Publication**
Richardson

(10) **Pub. No.: US 2012/0152050 A1**
(43) **Pub. Date: Jun. 21, 2012**

(54) **THREE-AXIS ROBOTIC SYSTEM WITH LINEAR BEARING SUPPORTS**

(52) **U.S. Cl. 74/490.02; 74/490.03**

(75) **Inventor: Bruce Richardson, Los Gatos, CA (US)**

(57) **ABSTRACT**

(73) **Assignee: ACCEL BIOTECH, INC., Campbell, CA (US)**

A three-axis robotic system. On the first and second axes, respective linear bearings have movable carriages, and backbone-free linear bases acting as exclusive support or linear bearing supports. A first motor is mounted to the first linear bearing support and coupled to the first carriage. The second linear bearing support is attached at one end to the first linear bearing support. A second motor is mounted to the second linear bearing support and coupled to the second carriage. A third axis member is attached to the second carriage. The third axis member may be orthogonal to the first and second linear bearing supports. A third carriage is slidable on the third axis member. A third motor is mounted to the third axis member and coupled to the third carriage. Each respective motor and carriage may be coupled by a belt or leadscrew.

(21) **Appl. No.: 13/324,640**

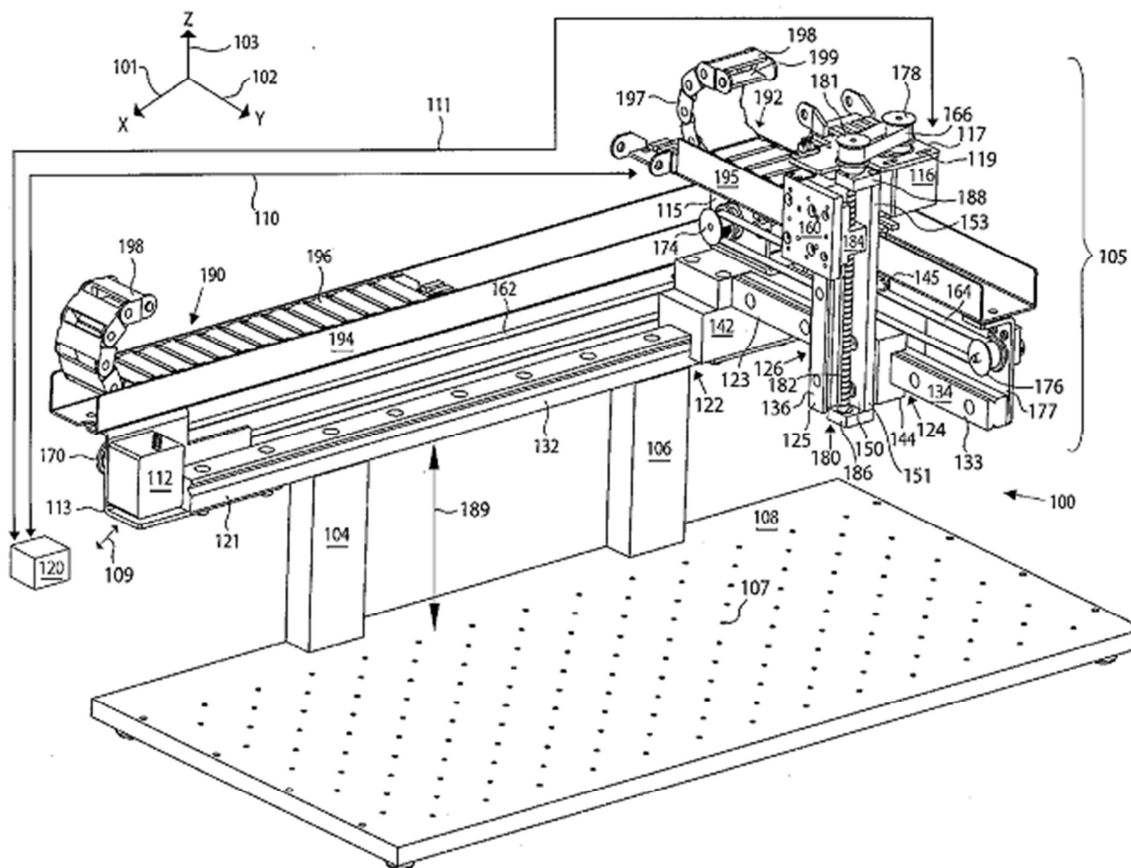
(22) **Filed: Dec. 13, 2011**

Related U.S. Application Data

(60) **Provisional application No. 61/424,641, filed on Dec. 18, 2010.**

Publication Classification

(51) **Int. Cl. B25J 18/00 (2006.01)**



(19) **United States**

(12) **Patent Application Publication**
CHEN et al.

(10) **Pub. No.: US 2011/0132125 A1**
(43) Pub. Date: Jun. 9, 2011

(54) **CARTESIAN COORDINATE ROBOT**

Publication Classification

(75) **Inventors:** **WEN-SHENG CHEN**, Shenzhen City (CN); **DA-WEI LIU**, Shenzhen City (CN)

(51) **Int. Cl.** **G05G 5/04** (2006.01)
 (52) **U.S. Cl.** **74/473.21**

(73) **Assignees:** **HONG FU JIN PRECISION INDUSTRY (ShenZhen) CO., LTD.**, Shenzhen City (CN); **HON HAI PRECISION INDUSTRY CO., LTD.**, Tu-Cheng (TW)

(57) **ABSTRACT**

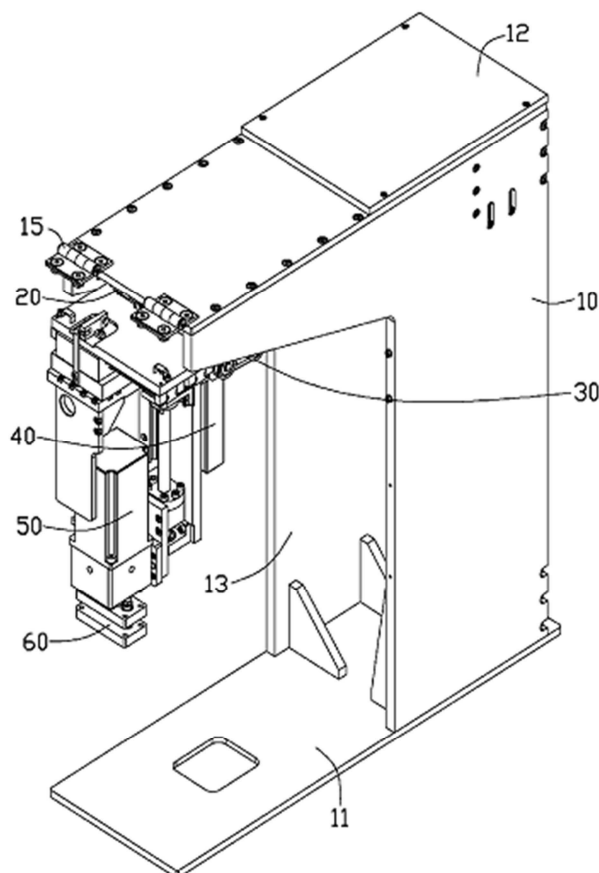
A Cartesian coordinate robot includes a first transmission mechanism slidably connected to a second transmission mechanism, a third transmission mechanism slidably connected to the second transmission mechanism. The first transmission mechanism includes a first guide rail, a first slider slidably connected to the first guide rail, and a first driving module driving the first slider. The second transmission mechanism includes a second guide rail perpendicular to the first guide rail, a second slider slidably connected to the second guide rail, and a second driving module driving the second slider. The third transmission mechanism includes a third guide rail perpendicular to the first guide rail and the second rail, a third slider slidably connected to the third guide rail, and a third driving module driving the third slider.

(21) **Appl. No.:** **12/694,604**

(22) **Filed:** **Jan. 27, 2010**

(30) **Foreign Application Priority Data**

Dec. 3, 2009 (CN) 200910310815.9



(19) **United States**

(12) **Patent Application Publication**
Casanelles et al.

(10) **Pub. No.: US 2010/0036525 A1**

(43) **Pub. Date: Feb. 11, 2010**

(54) **PARTS HANDLING DEVICE, SYSTEM AND METHOD**

(75) Inventors: **Ramon Casanelles**, Barcelona (ES); **Francisco Cortes Grau**, Barcelona (ES)

Correspondence Address:
VENABLE LLP
P.O. BOX 34385
WASHINGTON, DC 20043-9998 (US)

(73) Assignee: **ABB RESEARCH LTD.**, Zurich (CH)

(21) Appl. No.: **12/519,815**

(22) PCT Filed: **Dec. 19, 2007**

(86) PCT No.: **PCT/EP2007/064232**

§ 371 (c)(1), (2), (4) Date: **Jun. 18, 2009**

Related U.S. Application Data

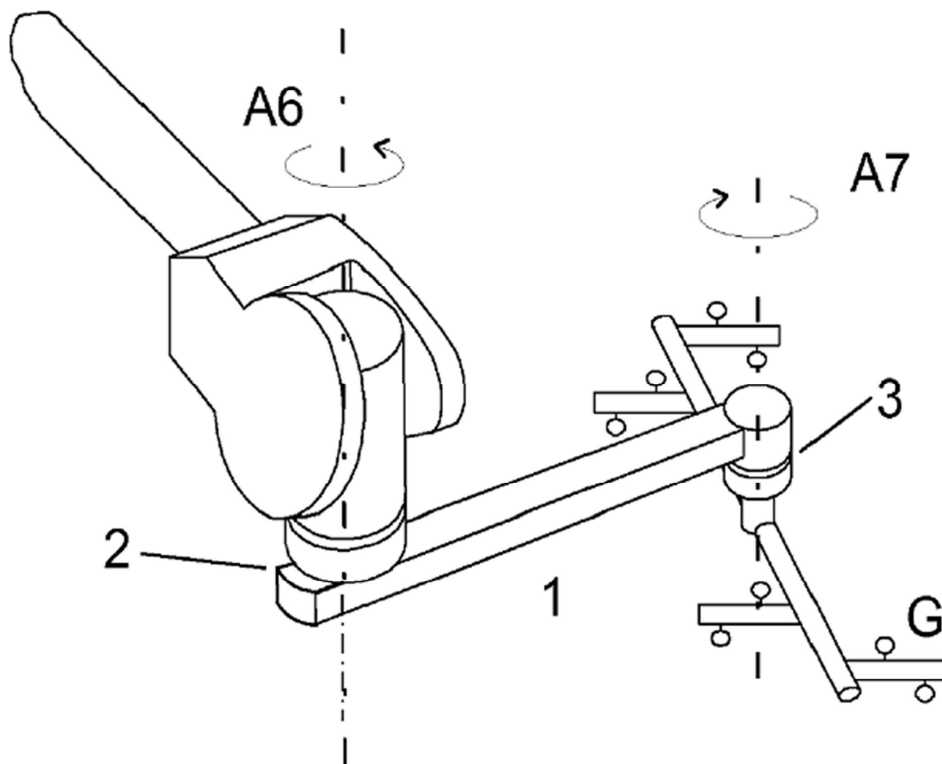
(60) Provisional application No. 60/875,545, filed on Dec. 19, 2006.

Publication Classification

(51) **Int. Cl.**
B25J 9/04 (2006.01)
B25J 9/16 (2006.01)
(52) **U.S. Cl.** **700/248; 901/2; 901/15; 901/30; 901/18; 901/46; 901/9; 901/16**

(57) **ABSTRACT**

A method for operating a system including at least two robots for handling parts and a robot control unit arranged for control of said at least two robots. Each of the robots is arranged with a parts handler device including a rigid arm with one end connected to the end element of an arm of the robot by a first swivel arranged for radial movement of the rigid arm in relation to the end element. Each of the robots is also arranged with a gripper connected to the rigid arm by a second swivel arranged for free, passive rotation of the gripper in relation to the rigid arm. The method includes generating instructions for the at least two robots to pick and/or move and/or place a part and sending the instructions to each robot simultaneously.



United States Patent [19]

Brusasco

[11] **Patent Number:** **5,111,708**

[45] **Date of Patent:** **May 12, 1992**

[54] **ELECTROMECHANICAL LINEAR ACTUATOR**

[75] **Inventor:** Enzo Brusasco, Turin, Italy

[73] **Assignee:** R.G.B. S.p.A., Turin, Italy

[21] **Appl. No.:** 491,109

[22] **Filed:** Mar. 9, 1990

[30] **Foreign Application Priority Data**

Mar. 9, 1989 [IT] Italy 67162 A/89

[51] **Int. Cl.⁵** F16H 29/20; H02K 7/06

[52] **U.S. Cl.** 74/89.15; 74/89.22; 310/83

[58] **Field of Search** 74/89.15, 89.22, 606 R; 310/89, 51, 83

[56] **References Cited**

U.S. PATENT DOCUMENTS

2,874,008	2/1959	Orte et al.	310/51 X
3,256,828	6/1966	Rule	310/51 X
3,270,222	8/1966	Shaffer	310/51
4,137,784	2/1979	Griffin	74/89.15
4,679,451	7/1987	Nakamura	74/606 R

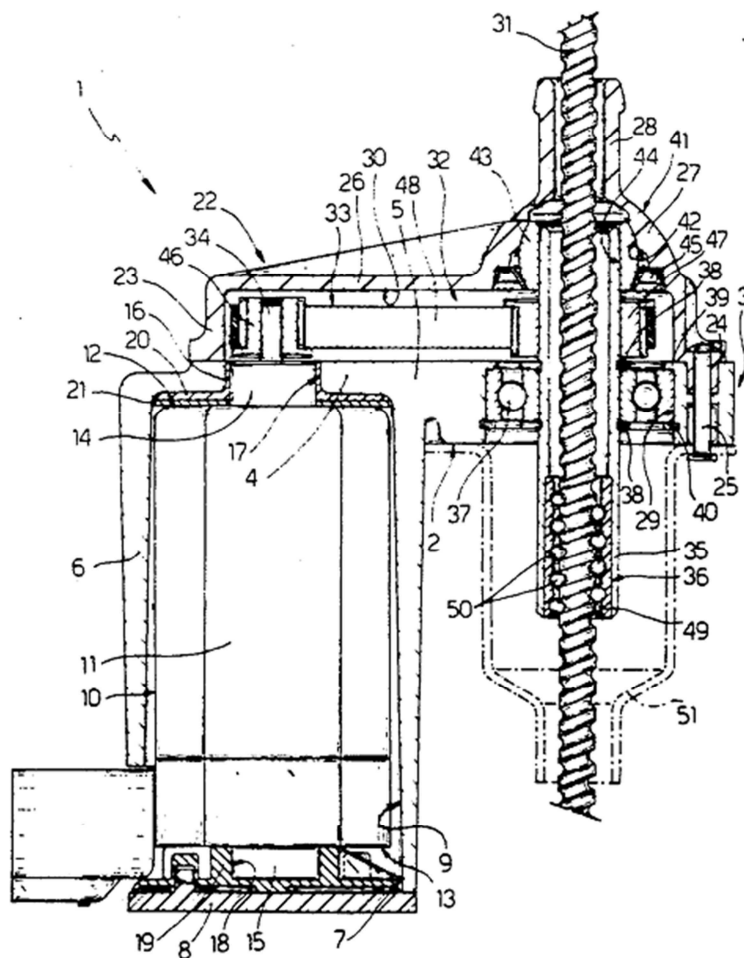
4,747,319	5/1988	Sakuta	74/89.15
4,787,260	11/1988	Bailey	74/89.15
4,790,201	12/1988	Gheddo	74/89.15
4,858,481	8/1989	Abraham	74/89.15
4,903,535	2/1990	Kikuta et al.	74/89.15 X

Primary Examiner—Allan D. Herrmann
Assistant Examiner—Julie Krolikowski
Attorney, Agent, or Firm—Klauber & Jackson

[57] **ABSTRACT**

A linear actuator wherein a load-bearing body or structure made of relatively heavy metal provides for flexibly supporting an electric motor, the output shaft of which is connected, via a belt drive, to a tubular shaft parallel to the output shaft of the motor, and connected in rotary manner, at a first point, to the load-bearing structure and, at a second point, to a plastic element integral with the load-bearing structure; the output member of the actuator consisting of a screw coaxial with the tubular shaft and connected to the same via a recirculating-ball screw-nut-screw coupling.

5 Claims, 1 Drawing Sheet



United States Patent [19]

[11] **4,289,441**

Inaba et al.

[45] **Sep. 15, 1981**

[54] **INDUSTRIAL ROBOT**

[56] **References Cited**

[75] Inventors: **Hajimu Inaba, Hino; Shigemi Inagaki, Musashino, both of Japan**

FOREIGN PATENT DOCUMENTS

2903185 8/1979 Fed. Rep. of Germany 414/590

[73] Assignee: **Fijutsu Fanuc Limited, Tokyo, Japan**

Primary Examiner—Jeffrey V. Nase
Attorney, Agent, or Firm—Armstrong, Nikaido, Marmelstein & Kubovcik

[21] Appl. No.: **76,616**

[57] **ABSTRACT**

[22] Filed: **Sep. 18, 1979**

An industrial robot, having a robot hand mounted on a vertically movable body which is vertically moved by a vertical feed motor being provided with a load reducing means which includes a cylinder means for applying a constant upward force to the vertically movable body during the vertical movement of the body. The upward force contributes to reducing a load applied to the vertical feed motor.

[30] **Foreign Application Priority Data**

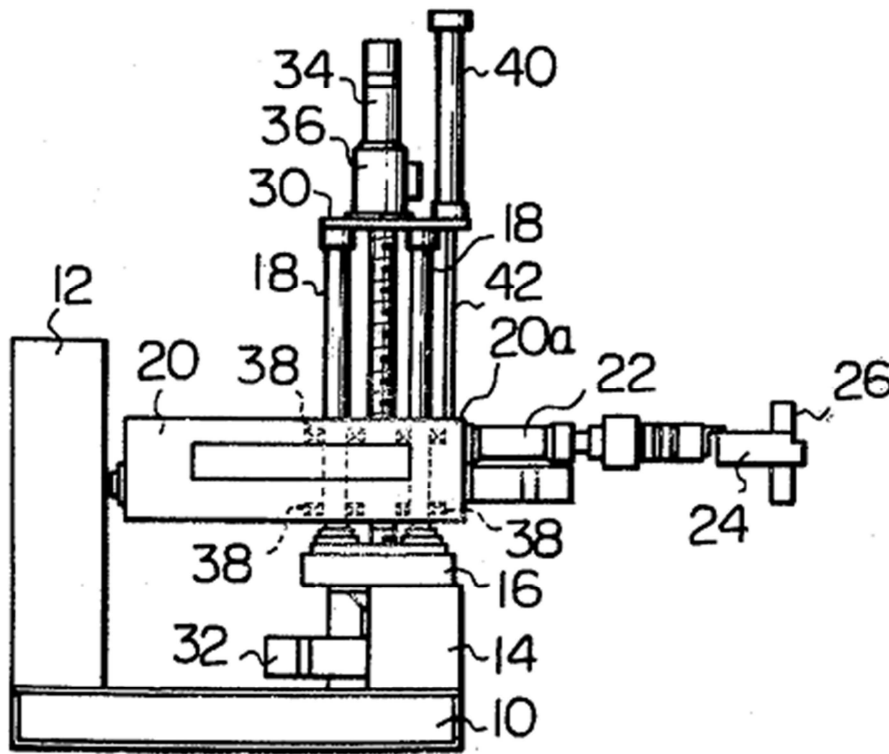
Sep. 29, 1978 [JP] Japan 53-119155

[51] Int. Cl.³ **B25J 19/00**

[52] U.S. Cl. **414/589; 414/673**

[58] Field of Search 414/4, 589, 590, 591, 414/619, 620, 621, 673, 744 A; 187/94

4 Claims, 3 Drawing Figures



Vácuo acessórios

Gripper and vacuum technology → Vacuum accessories

Spring-loaded plunger, Series PSL

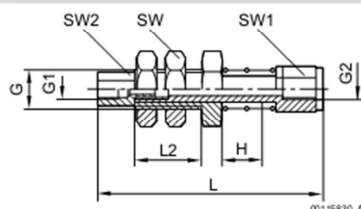


00112442

Version	not non-rotating
Ambient temperature min./max.	0 °C / 80 °C
Materials:	
Housing	Steel, galvanized
Guide bushing	Brass
Spring	spring steel
Nut	Steel, galvanized

Spring rate	Spring pre-tensioning	Max. vertical load (static)	Max. horizontal load (static)	Bending moment	Weight	Fig.	Part No.
[N/mm]	[N]	[N]	[N]	[Nm]	[kg]		
0.596	1.49	550	47	0.7	0.009	Fig. 1	0821305171
0.323	2.75	1500	97	2.2	0.019	Fig. 1	0821305172
0.221	3.53	3700	385	13.9	0.08	Fig. 2	0821305173
0.143	3.57	3700	283	13.9	0.09	Fig. 2	0821305174
0.097	2.92	3700	173	13.9	0.11	Fig. 2	0821305175
0.711	6.47	2400	747	36.6	0.145	Fig. 2	0821305176
0.452	1.4	2400	466	36.6	0.175	Fig. 2	0821305177
0.262	5.38	2400	340	36.6	0.19	Fig. 2	0821305178
3.829	25.64	4900	1870	99.1	0.4	Fig. 2	0821305179
1.072	37.2	4900	800	99.1	0.53	Fig. 2	0821305180

Fig. 1

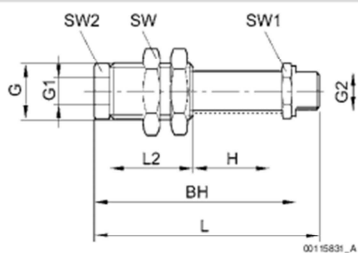


00115830_A

H = stroke

Part No.	G	G1	G2	H	L	L2	SW	SW1	SW2			
0821305171	M6x0,75	M3	M3	5	33.5	10	10	7	4.5			
0821305172	G 1/8	M5	M5	10	47.2	15	14	7	7			

Fig. 2



H = stroke

Part No.	G	G1	G2	H	L	L2	SW	SW1	SW2	BH		
0821305173	M16x1	G 1/8	G 1/8	15	80	30	22	14	12	73.5		
0821305174	M16x1	G 1/8	G 1/8	25	93	30	22	14	12	86.5		
0821305175	M16x1	G 1/8	G 1/8	50	124	30	22	14	12	117.5		
0821305176	M20x1,5	G 1/8	G 1/4	25	94.5	40	24	17	17	86		
0821305177	M20x1,5	G 1/8	G 1/4	50	124	40	24	17	17	115.5		
0821305178	M20x1,5	G 1/8	G 1/4	75	153.5	40	24	17	17	145		
0821305179	M30x1,5	G 3/8	G 1/2	25	116	55	36	24	24	105.3		
0821305180	M30x1,5	G 3/8	G 1/2	75	187	55	36	24	24	176.5		

Gripper and vacuum technology → Vacuum suction grippers

Series FSG

► F = 8.5 - 350 N ► external diameter: 14.5 - 95 mm ► internal thread ► low-wear



00108460_2

Ambient temperature min./max. -40 °C / +80 °C
 Min./max. temporary ambient temperature (<30 s) -40 °C / +100 °C
 Hardness according to standard ISO 7619-1:2010 72 ± 5 Shore A
 Abrasion value according to DIN 53516 ISO 4649:2002 10-12 mm³

Materials:
 Connector Aluminum
 Vacuum Polyurethane

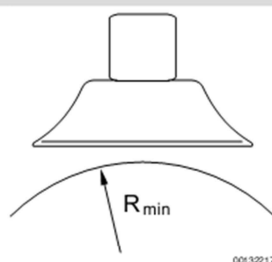
Technical Remarks

- To be used on even and smooth to slightly rough surfaces.

	Com-pressed air connection	external diameter	Holding force*)	Volume	Max. curving on object Rmin	Weight	Delivery unit	Part No.
		[mm]	[N]	[cm ³]	[mm]	[kg]	[Piece(s)]	
	G 1/8	14.5	8.5	0.5	15	0.0077	1	1820415153
	G 1/8	30	32	1.7	25	0.008		1820415154
	G 1/4	50	95	6	75	0.0142		1820415155
	G 1/4	60	130	15	75	0.0204		1820415172
	G 1/4	80	260	30	100	0.0521		1820415156
	G 1/4	95	350	42	140	0.0777		1820415157

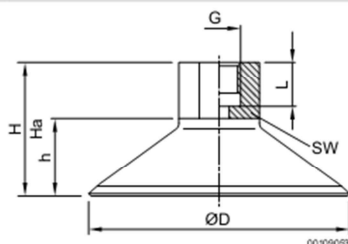
*) Theoretical value at 60% vacuum level, without safety factor

Max. curving on object Rmin



00132217

Dimensions



00109033

Part No.	ØD	G	H	Ha*)	h	L	SW					
1820415153	14.5	G 1/8	25.5	24	9.5	9	14					
1820415154	30	G 1/8	29	26	13	9	14					
1820415155	50	G 1/4	32	27.5	17	12	17					
1820415172	60	G 1/4	33.5	27.5	18.5	12	17					
1820415156	80	G 1/4	40	34	25	12	22					
1820415157	95	G 1/4	40	34	25	12	22					

*) Height for vacuum operation

Pneumatic connection technologies → Supplementary products

Series NU2

► Elbow fitting ► external thread ► G 1/8 - G 1/4 ► plug-in with tube nut ► Ø 4 - Ø 8 ► NU2-S-RVT



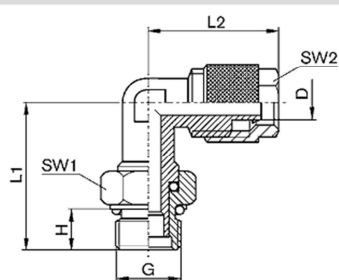
Ambient temperature min./max. -10°C / +70°C
 Working pressure min./max. -0.95 bar / 15 bar

Materials:
 Housing Brass, nickel-plated

Technical Remarks

■ For further information about assembling and tolerances of adaptable tubing, see the section "Technical information".

Dimensions



00125169

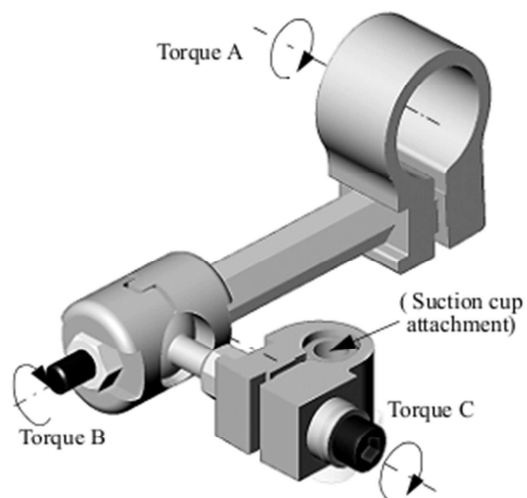
Part No.	Port G	Port D	H	L1	L2	SW1	SW2	Delivery quantity [Piece]	Weight [kg]			
1823391774	G 1/8	Ø 4	6	22	20.6	14	10	10	0.012			
1823391776	G 1/8	Ø 6	6	22	21.6	14	12	10	0.026			
1823391775	G 1/4	Ø 4	8	27	24	17	10	5	0.024			
1823391777	G 1/4	Ø 6	8	26.5	23.1	16	12	5	0.027			
1823391778	G 1/4	Ø 8	8	27.5	24	16	14	5	0.032			

Connection D = inside diameter of the tubing to be used

Sistemas tooling acessórios

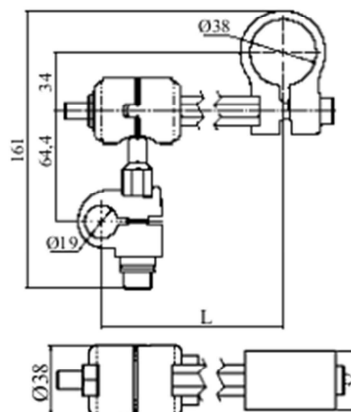
6.15 Swivel Arm

Length & Weight See Part No.
 Material Aluminum
 Tightening Torque for M10 47 Nm
 Maximum Torque A for Ø38 tube 352 Nm
 Maximum Torque B 40 Nm
 Maximum Torque C for Ø19 tube 40 Nm



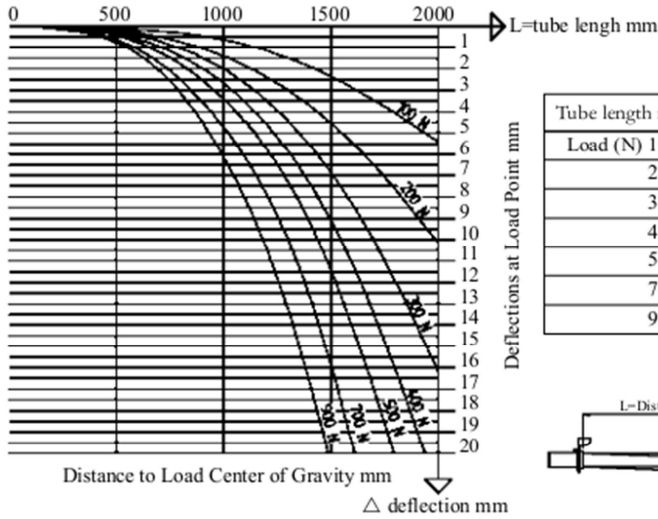
Swivel Arm

Part No.	L=Length	Weight
91110800	85 mm	557 g
91110801	125 mm	598 g
91110802	165 mm	639 g
91110803	205 mm	680 g



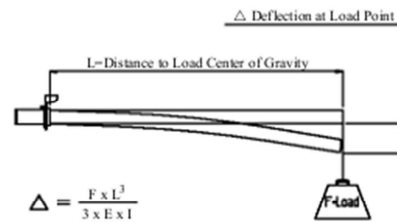
6.7 Deflection charts Ø76 tube

Aluminum Tube Outer diameter D = 76 mm
Inner diameter d = 66 mm



Deflection in mm

Tube length mm	500	1000	1500	2000
Load (N) 100 N	-	1	2	5
200 N	-	1	5	11
300 N	-	2	7	16
400 N	-	3	9	22
500 N	-	3	11	27
700 N	1	5	16	38
900 N	1	6	21	49

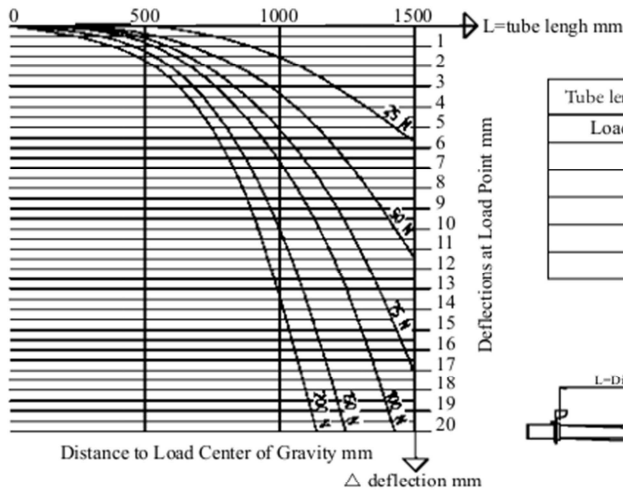


$$\Delta = \frac{F \times L^3}{3 \times E \times I}$$

- F = Load (N)
- L = Length mm
- E = Modulus of elasticity $6,9 \times 10^3 \text{ N/mm}^2$
- I = Moments of inertia $\frac{\pi (D^4 - d^4)}{64} \text{ mm}^4$

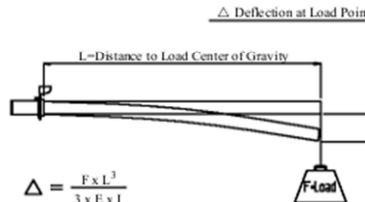
6.8 Deflection charts Ø38 tube

Aluminum Tube Outer diameter D = 38 mm
Inner diameter d = 28 mm



Deflection in mm

Tube length mm	500	1000	1500
Load (N) 25 N	-	2	6
50 N	-	3	11
75 N	-	5	17
100 N	1	7	22
150 N	1	10	34
200 N	2	13	45



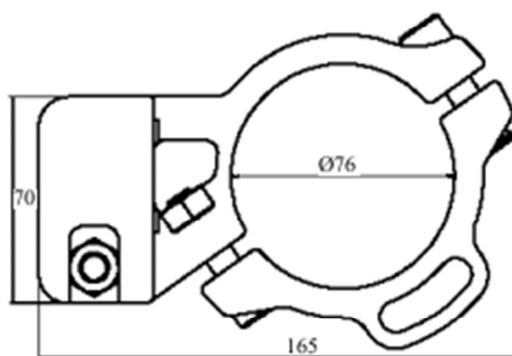
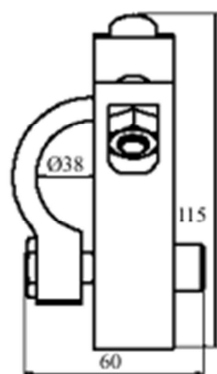
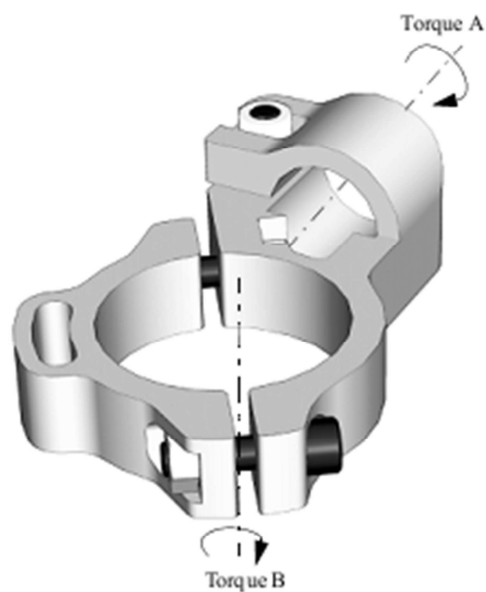
$$\Delta = \frac{F \times L^3}{3 \times E \times I}$$

- F = Load (N)
- L = Length mm
- E = Modulus of elasticity $6,9 \times 10^3 \text{ N/mm}^2$
- I = Moments of inertia $\frac{\pi (D^4 - d^4)}{64} \text{ mm}^4$

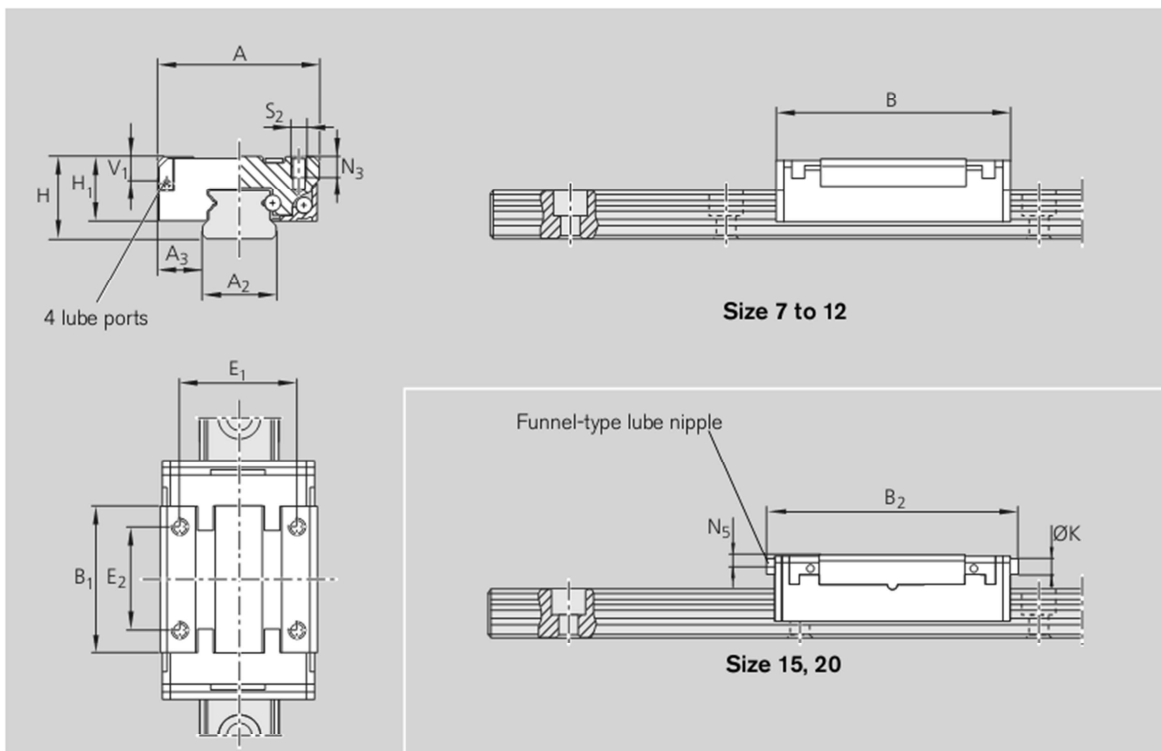
6.13 Wrist Extension Ø76 mm split

Part No. 91110322

Weight..... 606 g
Material..... Aluminum
Tightening Torque for M10..... 47 Nm
Maximum Torque A for Ø38 Tube..... 400 Nm
Maximum Torque B for Ø76 Tube..... 400 Nm



Mini patins de esferas



Size	Dimensions [mm]															
	A	A ₂	A ₃	B	B ₁	B ₂	H	H ₁ ¹⁾	H ₁ ²⁾	V ₁	E ₁	E ₂	K	N ₃	N ₅	S ₂
7	17	7	5.0	24.0	14.9	-	8	6.5	-	2.0	12	8	-	2.5	-	M2
9/M3	20	9	5.5	31.0	20.7	-	10	8.0	-	2.8	15	10	-	3.0	-	M3
12	27	12	7.5	34.8	21.6	-	13	10.0	-	3.3	20	15	-	3.5	-	M3
15	32	15	8.5	43.0	27.2	46	16	12.0	12.65	4.7	25	20	4	4.0	2.1	M3
20	46	20	13.0	66.0	45.1	69	25	17.5	18.15	7.0	38	38	4	6.0	3.1	M4

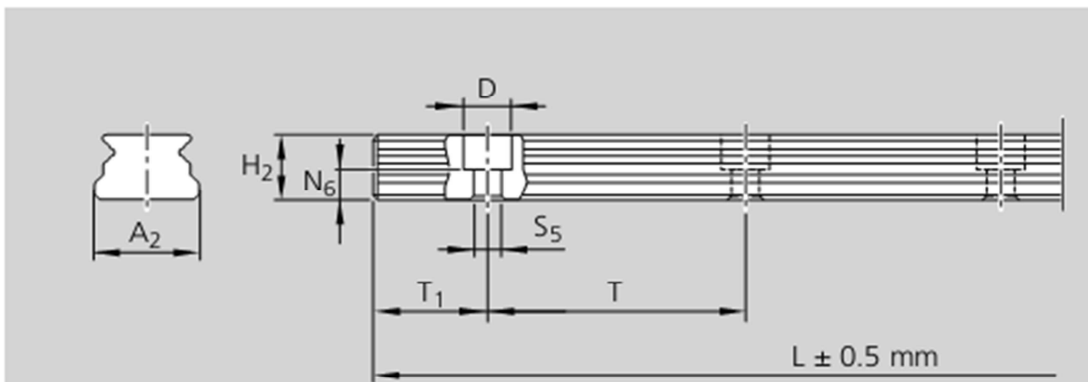
1) without longitudinal seal

2) with longitudinal seal

Size	Weight Runner blocks [g]	Load capacities [N]		Moments [Nm]			
		C ¹⁾ dyn.	C ₀ ¹⁾ stat.	M _t ²⁾		M _l ²⁾	
				dyn.	stat.	dyn.	stat.
7	9	860	1400	3.1	5.1	1.9	3.2
9/M3	16	1180	2100	5.4	9.6	3.6	6.4
12	33	2310	3470	13.7	20.6	7.9	11.8
15	47	4200	6260	31.2	46.3	18.3	27.0
20	177	7900	12230	81.4	126.0	51.7	80.0

1) Calculated values conforming to DIN 636 Part 2

2) Calculated values (based on C, C₀)



Guide rail:

Position tolerance of the mounting holes for

- rail length up to 500 mm $\oplus \text{ } \varnothing 0.3$

- rail length up to 1000 mm $\oplus \text{ } \varnothing$ up to 0.6 increasing in linear proportion

Size	Dimensions [mm]									Weight g/100 mm
	A_2	$H_2^{1)}$	N_6	D	S_5	$T_{1\text{min}}$	$T_{1\text{max}}$	T	$L_{\text{max}}^{2)3)}$	
7	7	4.7	2.2	4.3	2.5	5.0	11.5	15	1000	22
9/M3	9	5.5	2.2	6.0	3.5	6.0	15.5	20	1000	33
12	12	7.8	3.0	6.0	3.5	6.0	20.5	25	1000	61
15	15	9.5	4.7	6.0	3.5	6.0	35.5	40	1000	97
20	20	15.0	6.5	9.5	6.0	6.5	53.5	60	1000	211

1) Dimensions without cover strip

2) For rail lengths longer than L_{max} factory-made mating sections are joined end-to-end.

3) For special cases one-piece guide rails up to 2000 mm length possible (please check with factory).

Patins de esferas FNS

Ball Runner Blocks FNS

a) For O-ring
 Size 15: $\varnothing 4 \cdot 1.0$ (mm)
 Size 20 - 45: $\varnothing 5 \cdot 1.0$ (mm)
 Open lube bore as required ($\varnothing \geq 258$).

b) Recommended position for pin holes (dimensions $E_4 \varnothing 235$).
 Due to manufacturing reasons, there may be rough-drilled holes at the recommended positions. These may be bored open to accommodate the locating pins.

c) Lube nipple, size 15 - 20:
 Funnel-type lube nipple DIN 3405-A M3x5, $B_2 = 1.6$ mm
 If another lube nipple is used: observe the screw-in depth of 5 mm!
 Lube nipple, size 25 - 45:
 Hydraulic-type lube nipple DIN 71412-B M6x8, $B_2 = 9.5$ mm
 If another lube nipple is used: observe the screw-in depth of 8 mm!
 Lube nipples are provided (unmounted). Connection possible at all sides.

d) For manufacturing reasons, there may be plugs at these positions.
 These must be removed before mounting.

Size	Dimensions (mm)																		
	A	A ₁	A ₂	A ₃	B	B ₁	E ₁	E ₂	E ₃	E ₈	E ₉	H	H ₁	H ₂ ¹⁾	H ₂ ²⁾	K ₁	K ₂	K ₃	K ₄
15	47	23.5	15	16.0	58.2	39.2	38	30	26	24.55	6.70	24	19.90	16.30	16.20	8.00	9.6	3.20	3.20
20	63	31.5	20	21.5	75.0	49.6	53	40	35	32.50	7.30	30	25.35	20.75	20.55	11.80	11.8	3.35	3.35
25	70	35.0	23	23.5	86.2	57.8	57	45	40	38.30	11.50	36	29.90	24.45	24.25	12.45	13.6	5.50	5.50
30	90	45.0	28	31.0	97.7	67.4	72	52	44	48.40	14.60	42	35.35	28.55	28.35	14.00	15.7	6.05	6.05
35	100	50.0	34	33.0	110.5	77.0	82	62	52	58.00	17.35	48	40.40	32.15	31.85	14.50	16.0	6.90	6.90
45	120	60.0	45	37.5	137.6	97.0	100	80	60	69.80	20.90	60	50.30	40.15	39.85	17.30	19.3	8.20	8.20

Size	Dimensions (mm)											Weight (kg)	Load capacities ³⁾ (N)		Load moments ³⁾ (Nm)			
	N ₁	N ₂	N ₆ ^{±0.5}	S ₁	S ₂	S ₅	S ₉	T	V ₁	C	C ₀		M _t	M ₁₀	M _L	M _{L0}		
15	5.2	4.40	10.3	4.3	M5	4.4	M2.5x3.5	60	5.0	0.20	7 800	13 500	74	130	40	71		
20	7.7	5.20	13.2	5.3	M6	6.0	M3x5	60	6.0	0.45	18 800	24 400	240	310	130	165		
25	9.3	7.00	15.2	6.7	M8	7.0	M3x5	60	7.5	0.65	22 800	30 400	320	430	180	240		
30	11.0	7.90	17.0	8.5	M10	9.0	M3x5	80	7.0	1.10	31 700	41 300	540	720	290	380		
35	12.0	10.15	20.5	8.5	M10	9.0	M3x5	80	8.0	1.60	41 900	54 000	890	1 160	440	565		
45	15.0	12.40	23.5	10.4	M12	14.0	M4x7	105	10.0	3.00	68 100	85 700	1 830	2 310	890	1 130		

Standard Ball Guide Rails made of steel

SNS with Plastic Mounting Hole Plugs

R1605 .0. ... / R1605 .C. ...

For mounting from above,
with plastic mounting hole plugs

Note on installation

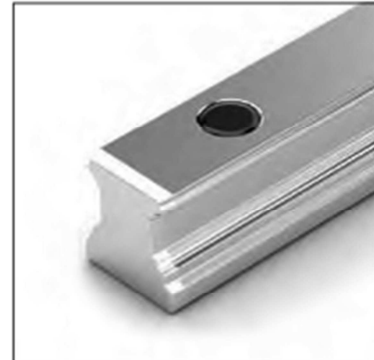
- Plastic mounting hole plugs included in scope of supply.
- Follow the mounting instructions!
- Send for the publication "Mounting Instructions for Ball Rail Systems."
- Composite guide rails also available.

Further Ball Guide Rails SNS and accessories

- Corrosion-resistant Ball Guide Rails Resist NR ☞ 133 Resist CR ☞ 135
- Plastic Mounting Hole Plugs ☞ 179

Ball guide rail R1605 .B. ... with flat underside for mounting on components made of cast mineral materials

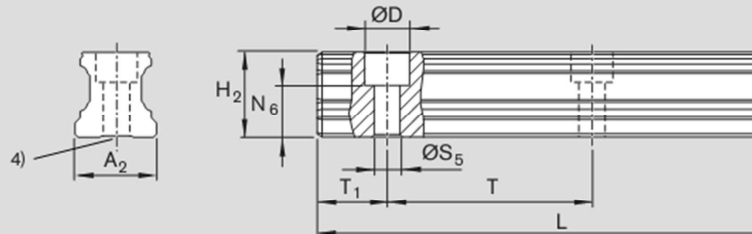
- In size 25 - 45 and accuracy class P and SP available on request.



Options and part numbers

Size	Ball guide rail with size	Accuracy class					Number of sections, Rail length L (mm), ...		Hole spacing T (mm)	Recommended rail length according to formula $L = n_B \cdot T - 4 \text{ mm}$	
		N	H	P	SP	UP	One-piece	Composite		Maximum number of holes n_B	
15	R1605 10	4	3	2	1	9	31, ...	3, ...	60	64	
20	R1605 80	4	3	2	1	9	31, ...	3, ...	60	64	
25	R1605 20	4	3	2	1	9	31, ...	3, ...	60	64	
30	R1605 70	4	3	2	1	9	31, ...	3, ...	80	48	
35	R1605 30	4	3	2	1	9	31, ...	3, ...	80	48	
45	R1605 40	4	3	2	1	9	31, ...	3, ...	105	36	
55	R1605 50	4	3	2	1	9	31, ...	3, ...	120	32	
65	R1605 60	4	3	2	1	9	31, ...	3, ...	150	25	
e.g.	R1605 70	3			31, 1676						

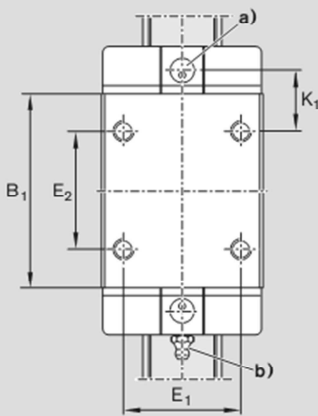
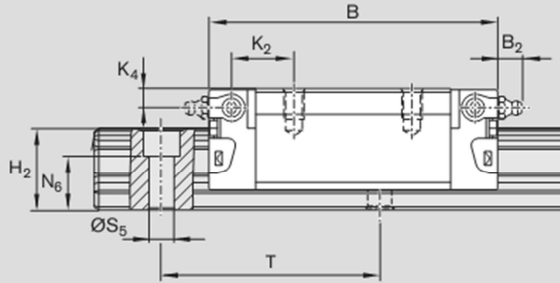
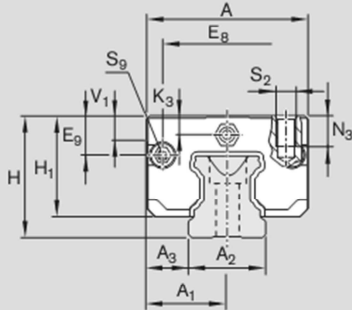
Ball Guide Rails SNS



Size	Dimensions (mm)										Weight (kg/m)
	A ₂	D	H ₂ ¹⁾	L _{max} ²⁾	N ₆ ^{±0.5}	S ₅	T	T _{1 min}	T _{1S} ³⁾	T _{1 max}	
15	15	7.4	16.20	3 836	10.3	4.4	60	10	28.0	50	1.4
20	20	9.4	20.55	3 836	13.2	6.0	60	10	28.0	50	2.4
25	23	11.0	24.25	3 836	15.2	7.0	60	10	28.0	50	3.2
30	28	15.0	28.35	3 836	17.0	9.0	80	12	38.0	68	5.0
35	34	15.0	31.85	3 836	20.5	9.0	80	12	38.0	68	6.8
45	45	20.0	39.85	3 776	23.5	14.0	105	16	50.5	89	10.5
55	53	24.0	47.85	3 836	29.0	16.0	120	18	58.0	102	16.2
65	63	26.0	59.85	3 746	38.5	18.0	150	20	73.0	130	22.4

Patins de esferas SNS

Ball Runner Blocks SNS



- a) For O-ring
 Size 15: Ø 4 · 1.0 (mm)
 Size 20 - 45: Ø 5 · 1.0 (mm)
 Open lube bore as required (☞ 258).
- b) Lube nipple, size 15 - 20:
 Funnel-type lube nipple DIN 3405-A M3x5, B₂ = 1.6 mm
 If another lube nipple is used: observe the screw-in depth of 5 mm!
 Lube nipple, size 25 - 45:
 Hydraulic-type lube nipple DIN 71412-B M6x8, B₂ = 9.5 mm
 If another lube nipple is used: observe the screw-in depth of 8 mm!
 Lube nipples are provided (unmounted).
 Connection possible at all sides.

Size	Dimensions (mm)																	
	A	A ₁	A ₂	A ₃	B	B ₁	E ₁	E ₂	E ₈	E ₉	H	H ₁	H ₂ ¹⁾	H ₂ ²⁾	K ₁	K ₂	K ₃	K ₄
15	34	17	15	9.5	58.2	39.2	26	26	24.55	6.70	24	19.90	16.30	16.20	10.00	11.60	3.20	3.20
20	44	22	20	12.0	75.0	49.6	32	36	32.50	7.30	30	25.35	20.75	20.55	13.80	13.80	3.35	3.35
25	48	24	23	12.5	86.2	57.8	35	35	38.30	11.50	36	29.90	24.45	24.25	17.45	18.60	5.50	5.50
30	60	30	28	16.0	97.7	67.4	40	40	48.40	14.60	42	35.35	28.55	28.35	20.00	21.70	6.05	6.05
35	70	35	34	18.0	110.5	77.0	50	50	58.00	17.35	48	40.40	32.15	31.85	20.50	22.00	6.90	6.90
45	86	43	45	20.5	137.6	97.0	60	60	69.80	20.90	60	50.30	40.15	39.85	27.30	29.30	8.20	8.20

Size	Dimensions (mm)								Weight (kg)	Load capacities ³⁾ (N)		Load moments ³⁾ (Nm)			
	N ₃	N ₆ ^{±0.5}	S ₂	S ₅	S ₉	T	V ₁	C		C ₀	M _t	M ₁₀	M _L	M _{L0}	
15	6.0	10.3	M4	4.4	M2.5x3.5	60	5.0	0.15	7 800	13 500	74	130	40	71	
20	7.5	13.2	M5	6.0	M3x5	60	6.0	0.35	18 800	24 400	240	310	130	165	
25	9.0	15.2	M6	7.0	M3x5	60	7.5	0.50	22 800	30 400	320	430	180	240	
30	12.0	17.0	M8	9.0	M3x5	80	7.0	0.85	31 700	41 300	540	720	290	380	
35	13.0	20.5	M8	9.0	M3x5	80	8.0	1.25	41 900	54 000	890	1 160	440	565	
45	18.0	23.5	M10	14.0	M4x7	105	10.0	2.40	68 100	85 700	1 830	2 310	890	1 130	

- 1) Dimension H₂ with cover strip
- 2) Dimension H₂ without cover strip
- 3) Load capacities and moments for Ball Runner Block **without** ball chain. Load capacities and moments for Ball Runner Block **with** ball chain ☞ 8. Determination of the dynamic load capacities and moments is based on a travel life of 100,000 m per ISO 14728-1. Often only 50,000 m are actually stipulated. For comparison: Multiply values C, M_t and M_L from the table by 1.26.

Polias e correias

STOCK PULLEYS

The BRECO/lex CO., L.L.C. pulley stocking program includes the pulley configurations listed below. Stock pulley material is aluminum with zinc plated steel flanges. Select the standard pilot bore or incorporate custom modifications, some of which are listed at the bottom and shown on the opposite page. Modified stock pulleys, in small quantities, are usually delivered in one week.

Pitch	teeth range (not all # of teeth available)		stock pulleys available for belt widths (mm)	Pitch	teeth range (not all # of teeth available)		stock pulleys available for belt widths (mm)
	from	to			from	to	
T2.5	10	60	6,10	XL	10	40	12.7, 25.4
T5	10	60	10, 16, 25	L	10	25	25.4, 50.8
T10	12	60	16, 25, 32, 50	H	14	40	25.4, 38.1, 50.8, 76.2
AT3	15	72	6, 10, 16	TK5 K6	25	48	50
AT5	15	72	10, 16, 25, 32	TK10 K13	20	48	50, 100
AT10	15	60	25, 32, 50	ATK10 K6	20	60	50, 100
ATN10	25	60	25, 50	ATK10 K13	20	60	50, 100
ATN12.7	20	32	25, 50, 75, 100	HK13	20	36	50.8, 101.6
ATL5	25	72	10, 16, 25, 32	BAT10	20	60	32, 50
ATL10	25	60	25, 32, 50				

AT10 T10

1. Tooth Shear Strength

Specific tooth shear strength tables

Rpm. n $\left[\frac{\text{min}^{-1}}{\text{cm}} \right]$	AT 10			T 10			Rpm. n $\left[\frac{\text{min}^{-1}}{\text{cm}} \right]$	AT 10			T 10		
	$F_{U\text{ spez}}$ $\left[\frac{\text{N}}{\text{cm}} \right]$	$M_{\text{ spez}}$ $\left[\frac{\text{Ncm}}{\text{cm}} \right]$	$P_{\text{ spez}}$ $\left[\frac{\text{W}}{\text{cm}} \right]$	$F_{U\text{ spez}}$ $\left[\frac{\text{N}}{\text{cm}} \right]$	$M_{\text{ spez}}$ $\left[\frac{\text{Ncm}}{\text{cm}} \right]$	$P_{\text{ spez}}$ $\left[\frac{\text{W}}{\text{cm}} \right]$		$F_{U\text{ spez}}$ $\left[\frac{\text{N}}{\text{cm}} \right]$	$M_{\text{ spez}}$ $\left[\frac{\text{Ncm}}{\text{cm}} \right]$	$P_{\text{ spez}}$ $\left[\frac{\text{W}}{\text{cm}} \right]$	$F_{U\text{ spez}}$ $\left[\frac{\text{N}}{\text{cm}} \right]$	$M_{\text{ spez}}$ $\left[\frac{\text{Ncm}}{\text{cm}} \right]$	$P_{\text{ spez}}$ $\left[\frac{\text{W}}{\text{cm}} \right]$
0	73.5	11.70	0	50.5	8.04	0	2200	39.0	6.20	14.30	24.6	3.92	9.03
20	72.4	11.53	0.241	49.0	7.80	0.163	2400	37.8	6.01	15.10	23.9	3.81	9.58
40	71.4	11.37	0.476	47.7	7.60	0.318	2600	36.6	5.83	15.86	23.3	3.71	10.10
60	70.5	11.21	0.705	46.6	7.42	0.466	2800	35.5	5.66	16.58	22.7	3.62	10.60
80	69.6	11.07	0.928	45.7	7.27	0.609	3000	34.5	5.50	17.27	22.2	3.53	11.08
100	68.7	10.94	1.145	44.8	7.13	0.746	3200	33.6	5.35	17.92	21.7	3.45	11.55
200	65.0	10.35	2.17	41.4	6.60	1.381	3400	32.7	5.20	18.53	21.2	3.36	11.99
300	62.1	9.88	3.10	39.1	6.22	1.953	3600	31.9	5.07	19.11	20.7	3.30	12.42
400	59.5	9.48	3.97	37.2	5.92	2.48	3800	31.1	4.94	19.67	20.3	3.23	12.84
500	57.4	9.13	4.78	35.7	5.68	2.98	4000	30.3	4.82	20.2	19.86	3.16	13.24
600	55.5	8.83	5.55	34.4	5.48	3.44	4500	28.5	4.54	21.4	18.91	3.01	14.18
700	53.7	8.55	6.27	33.3	5.31	3.89	5000	26.9	4.29	22.5	18.06	2.87	15.05
800	52.2	8.31	6.96	32.4	5.15	4.32	5500	25.5	4.06	23.4	17.28	2.75	15.84
900	50.8	8.08	7.62	31.5	5.01	4.73	6000	24.2	3.85	24.2	16.58	2.64	16.58
1000	49.5	7.88	8.25	30.7	4.89	5.12	6500	23.0	3.65	24.9	15.93	2.54	17.26
1100	48.3	7.69	8.86	30.0	4.77	5.50	7000	21.8	3.47	25.5	15.33	2.44	17.88
1200	47.2	7.51	9.44	29.3	4.67	5.87	7500	20.8	3.30	26.0	14.76	2.35	18.46
1300	46.2	7.35	10.00	28.7	4.57	6.22	8000	19.77	3.15	26.4	14.24	2.27	18.99
1400	45.2	7.19	10.54	28.2	4.48	6.57	8500	18.84	3.00	26.7	13.74	2.18	19.47
1500	44.3	7.04	11.07	27.6	4.40	6.91	9000	17.95	2.86	26.9	13.28	2.11	19.92
1600	43.4	6.91	11.57	27.1	4.32	7.23	9500	17.12	2.72	27.1	12.84	2.04	20.30
1700	42.6	6.78	12.06	26.7	4.24	7.55	10000	16.32	2.60	27.2	12.42	1.98	20.70
1800	41.8	6.65	12.54	26.2	4.17	7.86							
1900	41.0	6.53	13.00	25.8	4.10	8.16							
2000	40.3	6.42	13.44	25.4	4.04	8.46							

2. Tensile Strength of Tension Member

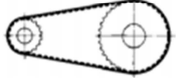

Allowable tensile load on belt cross section, F_{zul} in N

Belt width in mm	16	25	32	50	75	100	150
AT 10	BRECO M		3750	5000	7500	12000	22000
	BRECO V		1875	2500	3750	6000	11000
	BRECOFLEX		3500	4750	7750	12000	24500
T 10	BRECO M	1300	2400	2600	4200	4900	6800
	BRECO V	650	1200	1300	2100	2450	3400
	BRECOFLEX	1100	1800	2300	3800	5800	7800

BRECO M = Open length belting BRECO V = Joined belts BRECOFLEX = Truly endless belts

3. Flexibility

Minimum no. of teeth on the pulley, minimum diameter

Type of drive		AT 10	T 10	
without contraflexure		Minimum no. of teeth on pulley	15	12
		Minimum diam. of flat tension pulley running on belt teeth	50 mm	60 mm
with contraflexure		Minimum no. of teeth on pulleys for belt type AT10 / T10 - DL	40	20
		Minimum diam. of flat tension pulley running on belt back	120 mm	60 mm

Calculation

Peripheral Force

$$F_U = F_{U\text{spez}} \cdot z_e \cdot b$$

Torque

$$M = \frac{M_{\text{spez}} \cdot z_1 \cdot z_e \cdot b}{100}$$

Power

$$P = \frac{P_{\text{spez}} \cdot z_1 \cdot z_e \cdot b}{1000}$$

$F_{U\text{spez}}$ Specific peripheral force in $\frac{N}{cm}$

M_{spez} Specific torque in $\frac{Ncm}{cm}$

P_{spez} Specific power in $\frac{W}{cm}$

z_1 No. of teeth on the small pulley

z_e No. of teeth in mesh
 $z_{e\text{max}} = 12$ for BRECOFLEX and BRECO open length belting

$z_{e\text{max}} = 6$ for BRECO Joined belts

b Belt width in cm

To calculate belt load ratings, enter the values from the tables and graphs into the above equations.

To calculate no. of teeth in mesh

$$z_e = \frac{z_1}{180} \cdot \arccos \frac{(z_2 - z_1) \cdot t}{2 \cdot c}$$

z_1 No. of teeth on the small pulley

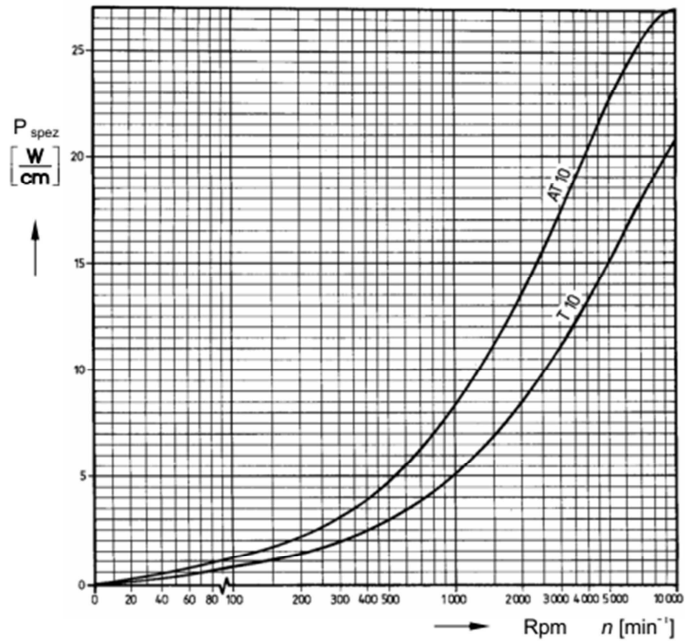
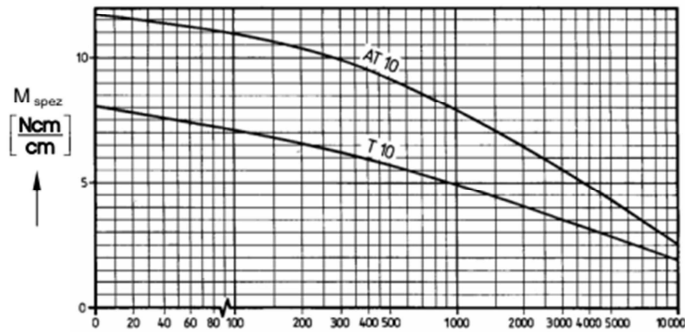
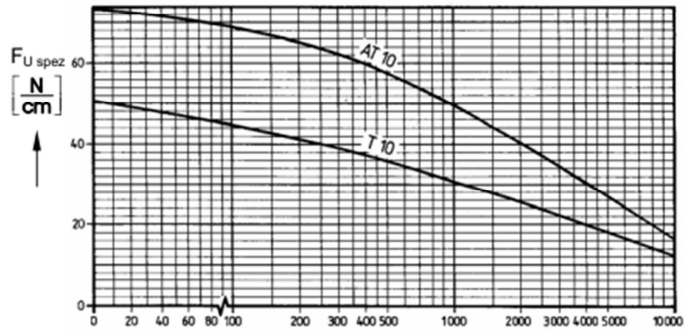
z_2 No. of teeth on the large pulley

t pitch in mm

c center distance in mm

Refer also to calculation example on page 25.

Specific tooth shear strength graphs



NOTE:
Additional information and
calculation examples see:
FAQ at www.brecoflex.com

		Pitch (mm)	Code	Ultimate Tensile Strength (per 10 mm belt width) (N/10mm)	Maximum Allowable Tensile Strength (per 10 mm belt width) (N/10mm)	Specific Belt Stiffness Steel reinforced (N/10mm belt width)	Specific Belt Stiffness Kevlar reinforced (N/10mm belt width)	Specific Belt Mass (per 10 mm belt width, steel reinforced) (kg/m)
T-Series	T2	2	M	360	90	—	1.34 x 10 ⁴	0.012
			V	—	—	—	—	
			BFX	500	125	3.13 x 10 ⁴	1.87 x 10 ⁴	
	T2.5	2.5	M	392	98	2.45 x 10 ⁴	—	0.017
			V	—	49	—	—	
			BFX	500	125	3.13 x 10 ⁴	1.87 x 10 ⁴	
	T5	5	M	1344	336	8.40 x 10 ⁴	5.01 x 10 ⁴	0.021
			V	—	168	—	—	
			BFX	1572	393	9.83 x 10 ⁴	5.87 x 10 ⁴	
	T10	10	M	3520	880	2.20 x 10 ⁵	1.31 x 10 ⁵	0.045
			V	—	440	—	—	
			BFX	3120	780	1.95 x 10 ⁵	1.16 x 10 ⁵	
T20	20	M	5600	1400	3.50 x 10 ⁵	2.09 x 10 ⁵	0.074	
		V	—	700	—	—		
		BFX	6400	1600	4.00 x 10 ⁵	2.39 x 10 ⁵		
AT-Series	AT3	3	M	1600	400	1.00 x 10 ⁵	—	0.022
			V	—	200	—	—	
			BFX	1760	440	1.10 x 10 ⁵	6.57 x 10 ⁴	
	AT5	5	M	2800	700	1.75 x 10 ⁵	1.04 x 10 ⁵	0.033
			V	—	318	—	—	
			BFX	3444	861	2.15 x 10 ⁵	1.29 x 10 ⁵	
	AT10	10	M	6800	1700	4.25 x 10 ⁵	2.54 x 10 ⁵	0.058
			V	—	850	—	—	
			BFX	6400	1600	4.00 x 10 ⁵	2.39 x 10 ⁵	
	AT20	20	M	8960	2240	5.60 x 10 ⁵	3.34 x 10 ⁵	0.096
			V	—	1066	—	—	
			BFX	8640	2160	5.40 x 10 ⁵	—	
REFLEX	AT3 REDFLEX GEN III	3	M	—	—	—	—	0.026
			V	—	—	—	—	
			BFX	2600	650	1.63 x 10 ⁵	—	

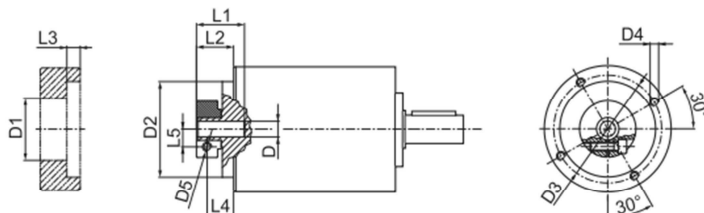
	Overall Thickness (mm)	Tooth Height (mm)	Belt Width Tolerance (mm)	Minimum # of Teeth on Pulley (no Back Bending)	Minimum # of Teeth on Pulley with Back Bending	Minimum ϕ of Flat Pulley Running on Tooth Side (mm)	Minimum ϕ of Flat Pulley Running on Belt Back (mm)	
	1.1	0.5	± 0.5	10	18	15	15	T-Series
	1.3	0.7	± 0.5	15	18	15	18	
	2.2	1.2	± 0.5	10	15	30	30	
	4.5	2.5	± 0.5	12	20	60	60	
	8.0	5.0	± 1.0	15	25	120	120	
	1.9	1.1	± 0.5	15	25	30	30	AT-Series
	2.7	1.2	± 0.5	15	20	25	60	
	4.5	2.5	± 0.5	15	25	50	120	
	8.0	5.0	± 1.0	18	25	120	180	
	1.9	1.1	± 0.5	15	20	20	20	REDFLEX

Redutor

TR 080



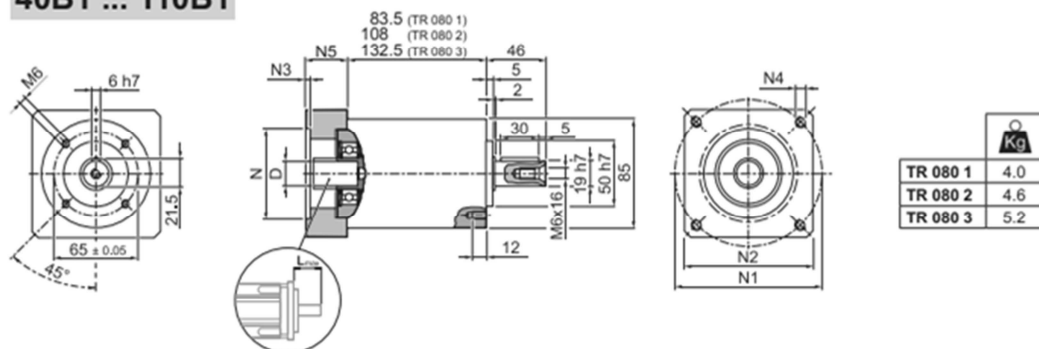
FM



D			D1	D2	D3	D4	D5	L1	L2	L3	L4	L5
8	9	9.52	38	68	76.5	M6x12	M6	32.2	26.3	9.5	19.3	10.5
11	12	12.7	43	68	76.5	M6x12	M6	32.2	26.3	9.5	19.3	12.5
14	15.875	16	48	68	76.5	M6x12	M6	32.2	26.3	9.5	19.3	14.5
19	19.05		51	68	76.5	M6x12	M6	32.2	26.3	9.5	19.3	16.5

i	M _{n 2}	M _{a 2}	M _{p 2}	n _{1 max}	φ _s	φ _R	C _t	R _{1 max}	R _{2 max}	A _{2 max}	η	J _G [kgcm ²]	
	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[min ⁻¹]	[arcmin]	[Nm / arcmin]	[N]	[N]	[N]	%	8 ... 12.7	14 ... 19.05	
TR 080 1_3	40	80	180	3500	5'	3'	8.0	400	2500	3000	97	0.50	0.59
TR 080 1_4	50	80	200	4500	5'	3'	8.0	400	2500	3000	97	0.34	0.43
TR 080 1_5	50	80	200	4500	5'	3'	8.0	400	2500	3000	97	0.28	0.37
TR 080 1_6	50	80	200	4500	5'	3'	8.0	400	2500	3000	97	0.21	0.30
TR 080 1_7	50	80	200	6000	5'	3'	8.0	400	2500	3000	97	0.23	0.32
TR 080 1_10	40	80	180	6000	5'	3'	8.0	400	2500	3000	97	0.20	0.29
TR 080 2_9	40	80	180	3500	5'	3'	6.5	400	2500	3000	94	0.49	0.58
TR 080 2_12	70	100	250	3500	5'	3'	6.5	400	2500	3000	94	0.47	0.56

40B1 ... 110B1



												N	N1	N2	N3	N4	N5	L _{max}
40B1	8	9	9.52	11	12	12.7	14	-	-	-	-	40	63	80	4	M4x12	34	40
45A	8	9	9.52	11	12	12.7	-	-	-	-	-	45	63	80	4	M4x12	34	40
50B1	8	9	9.52	11	12	12.7	14	-	-	-	-	50	65	80	4	M5x16	34	40
50BH1	8	9	9.52	11	12	12.7	14	-	-	-	-	50	65	80	4	5.5	34	40
50C1	8	9	9.52	11	12	12.7	14	-	-	-	-	50	70	80	4	M4x10	34	40
50D	8	9	9.52	11	12	12.7	14	-	-	-	-	50	95	80	4	M6x20	34	40
55A	8	9	9.52	11	12	12.7	14	15.875	16	17	19	55.5	125.7	105	4	M6x20	34	40
60A2	8	9	9.52	11	12	12.7	14	-	-	-	-	60	75	80	4	M5x16	34	40
60AH2	8	9	9.52	11	12	12.7	14	-	-	-	-	60	75	90	4	6.5	34	40
60B1	8	9	9.52	11	12	12.7	14	15.875	16	-	-	60	85	80	4	M5x16	34	40
60C1	8	9	9.52	11	12	12.7	14	15.875	16	-	-	60	90	80	4	M5x16	34	40
70A1	8	9	9.52	11	12	12.7	14	15.875	16	17	19	70	85	80	4	M6x20	34	40
70AH1	8	9	9.52	11	12	12.7	14	15.875	16	17	19	70	85	90	4	6.5	34	40
70B1	8	9	9.52	11	12	12.7	14	15.875	16	17	19	70	90	80	4	M5x16	34	40
73A1	8	9	9.52	11	12	12.7	14	-	-	-	-	73	98.4	85	4	M5x16	34	40
80A1	8	9	9.52	11	12	12.7	14	15.875	16	17	19	80	100	90	4	M6x16	34	40
95A	8	9	9.52	11	12	12.7	14	15.875	16	17	19	95	115	100	4	M8x20	34	40
95B	8	9	9.52	11	12	12.7	14	15.875	16	17	19	95	130	115	4	M8x20	34	40
110A	8	9	9.52	11	12	12.7	14	15.875	16	17	19	110	130	115	4	M8x20	34	40
110B	8	9	9.52	11	12	12.7	14	15.875	16	17	19	110	145	120	6.5	M8x20	44	50
110B1	8	9	9.52	11	12	12.7	14	15.875	16	17	19	110	145	120	6.5	M8x20	54	60

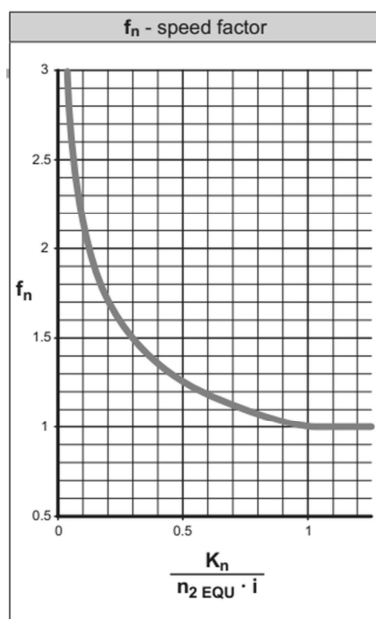


Ilustração 1 - Fator de velocidade f_n

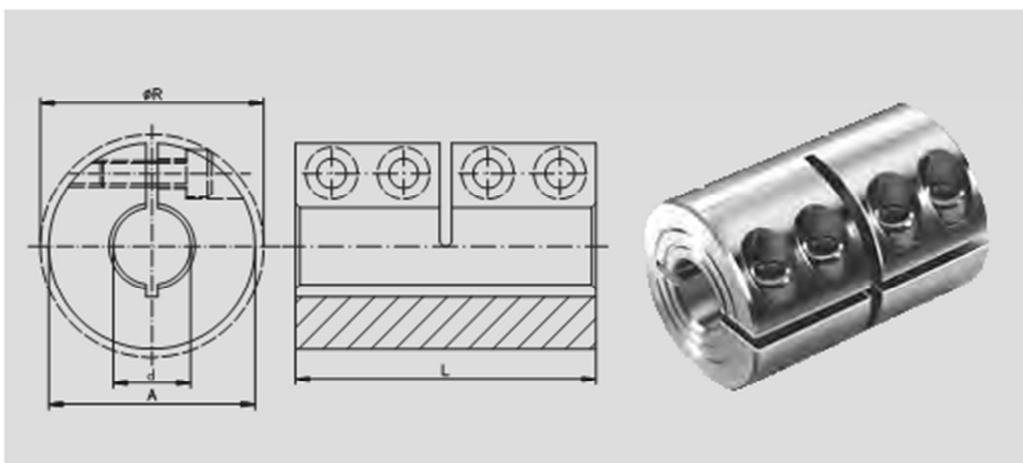
Tabela anexa 1 – Constante de velocidade K_n

K _n - speed constant															
i	TR 053	TR 060	TR 080	TR 105	TR 130	TR 160	TR 190	i	TR 053	TR 060	TR 080	TR 105	TR 130	TR 160	TR 190
3	1392	1392	2675	2500	1696	540	1500	100	4000	4000	4000	3500	3200	3000	2900
4	1980	1584	1513	1615*	504*	326*	1158	112	3500						
5	2320	2047	1726	1843*	574*	372*	1321	120		4000	4000	3500	3200	2143	2900
6	2297	2523	2522	1032*	153*	132*	1125*	125	4000	3500	3200	3000	2900	1819	2300
7	3790	3032	2117	1353	423	319*	1619	140	4000	4000	4000	3500	3200	2037	2900
9	4000	3300	2900	2500	2100	1620	1500	144	4000						
10		4000	4000	3500	3200	1172	2900	150		4000	4000	3500	3200	2183	2900
12	3300	3300	1478	1522	516	319*	1058	160		4000	4000	3500	3200	2551	2900
15	3300	3300	1687	1737	588	364*	1207	175	4000	4000	4000	3500	3200	2547	2900
16	3500	3500	1971	2030	688	425*	1410	180	4000						
20	3500	3500	2464	2537	860	319	1763	200		4000	4000	3500	3200	2911	2900

Tabela anexa 2 – Fator de ciclo f_z

Z	f_z
$Z \leq 1000$	1.00
$1000 < Z \leq 1500$	1.25
$1500 < Z \leq 2500$	1.50
$2500 < Z \leq 4000$	1.75
$4000 < Z \leq 6000$	2.00
$Z > 6000$	contact us

União de veios

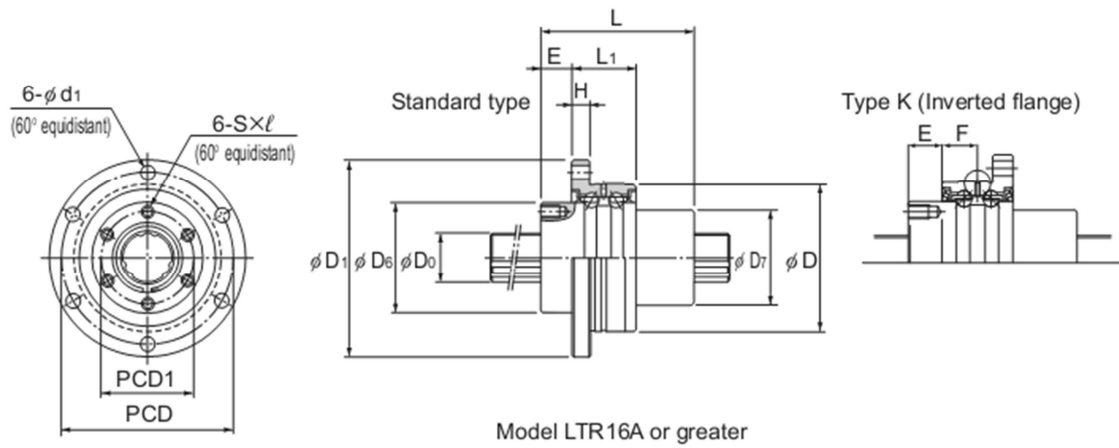


Product No. without keyway Steel	Product No. without keyway Stainless Steel	Product No. with keyway* Steel	Product No. with keyway* Stainless Steel	Torque** Steel max. Nm	Torque** Stainless max. Nm	d	A	R	L	Screws DIN 912 12.9/A2-70	Weight g
600 603 00	600 996 03	-	-	14	11	3	14	18	30	M 3 x 8	35
600 604 00	600 996 04	-	-	19	16	4	16	19.3	30	M 3 x 8	45
600 605 00	600 996 05	-	-	21	18	5	18	21.2	30	M 3 x 8	47
600 606 00	600 996 06	600 706 00	600 997 06	30	25	6	18	21.2	30	M 3 x 8	47
600 608 00	600 996 08	600 708 00	600 997 08	50	40	8	24	26.8	35	M 3 x 10	102
600 610 00	600 996 10	600 710 00	600 997 10	100	90	10	29	32.7	45	M 4 x 12	185
600 612 00	600 996 12	600 712 00	600 997 12	100	90	12	29	32.7	45	M 4 x 12	180
600 614 00	600 996 14	600 714 00	600 997 14	190	160	14	34	39.1	50	M 5 x 16	272
600 615 00	600 996 15	600 715 00	600 997 15	190	160	15	34	39.1	50	M 5 x 16	266
600 616 00	600 996 16	600 716 00	600 997 16	190	160	16	34	39.1	50	M 5 x 16	261
600 619 00	600 996 19	600 719 00	600 997 19	300	260	19	42	48.2	65	M 6 x 16	520
600 620 00	600 996 20	600 720 00	600 997 20	350	300	20	42	48.2	65	M 6 x 16	518
600 625 00	600 996 25	600 725 00	600 997 25	390	325	25	45	50.8	75	M 6 x 16	623
600 630 00	600 996 30	600 730 00	600 997 30	475	400	30	53	58.1	83	M 6 x 18	920
600 635 00	600 996 35	600 735 00	600 997 35	1100	925	35	67	74.1	95	M 8 x 25	1880
600 640 00	600 996 40	600 740 00	600 997 40	1325	1100	40	77	83.4	108	M 8 x 25	2710
600 650 00	600 996 50	600 750 00	600 997 50	2250	1875	50	85	93.2	124	M10 x 25	3520

Sistema de veio nervurado

Tabela anexa 3 – Características de secção dos veios

Nominal shaft diameter		I: Geometrical moment of inertia mm ⁴	Z: Modulus section mm ³	I _p : Polar moment of inertia mm ⁴	Z _p : Section modulus mm ³	
4	Solid shaft	11.39	5.84	22.78	11.68	
5	Solid shaft	27.88	11.43	55.76	22.85	
6	Solid shaft	57.80	19.7	1.19 × 10 ²	40.50	
	Hollow shaft Type K	55.87	18.9	1.16 × 10 ²	39.20	
8	Solid shaft	1.86 × 10 ²	47.4	3.81 × 10 ²	96.60	
	Hollow shaft Type K	1.81 × 10 ²	46.0	3.74 × 10 ²	94.60	
10	Solid shaft	4.54 × 10 ²	92.6	9.32 × 10 ²	1.89 × 10 ²	
	Hollow shaft Type K	4.41 × 10 ²	89.5	9.09 × 10 ²	1.84 × 10 ²	
13	Solid shaft	1.32 × 10 ³	2.09 × 10 ²	2.70 × 10 ³	4.19 × 10 ²	
	Hollow shaft Type K	1.29 × 10 ³	2.00 × 10 ²	2.63 × 10 ³	4.09 × 10 ²	
16	Solid shaft	3.09 × 10 ³	3.90 × 10 ²	6.18 × 10 ³	7.80 × 10 ²	
	Hollow shaft	Type K	2.97 × 10 ³	3.75 × 10 ²	5.95 × 10 ³	7.51 × 10 ²
		Type N	2.37 × 10 ³	2.99 × 10 ²	4.74 × 10 ³	5.99 × 10 ²
20	Solid shaft	7.61 × 10 ³	7.67 × 10 ²	1.52 × 10 ⁴	1.53 × 10 ³	
	Hollow shaft	Type K	7.12 × 10 ³	7.18 × 10 ²	1.42 × 10 ⁴	1.43 × 10 ³
		Type N	5.72 × 10 ³	5.77 × 10 ²	1.14 × 10 ⁴	1.15 × 10 ³
25	Solid shaft	1.86 × 10 ⁴	1.50 × 10 ³	3.71 × 10 ⁴	2.99 × 10 ³	
	Hollow shaft	Type K	1.75 × 10 ⁴	1.41 × 10 ³	3.51 × 10 ⁴	2.83 × 10 ³
		Type N	1.34 × 10 ⁴	1.08 × 10 ³	2.68 × 10 ⁴	2.16 × 10 ³
30	Solid shaft	3.86 × 10 ⁴	2.59 × 10 ³	7.71 × 10 ⁴	5.18 × 10 ³	
	Hollow shaft	Type K	3.53 × 10 ⁴	2.37 × 10 ³	7.07 × 10 ⁴	4.74 × 10 ³
		Type N	2.90 × 10 ⁴	1.95 × 10 ³	5.80 × 10 ⁴	3.89 × 10 ³



Model No.	Spline nut dimensions															
	Outer diameter		Length L	Flange diameter		D ₆ h7	D ₇	H	L ₁	Standard type E	Type K E	Oil hole position		PCD	PCD1	S × ℓ
	D	Tolerance		D ₁	D ₀							F	E ₁			
LTR 8A	32	-0.009 -0.025	25	44	24	16	3	10.5	6	8.5	4	3	38	19	M2.6 × 3	
LTR 10A	36		33	48	28	21	3	10.5	9	11.5	4	—	42	23	M3 × 4	
LTR 16A	48		50	64	36	31	6	21	10	10	10.5	—	56	30	M4 × 6	
LTR 20A	56	-0.010 -0.029	63	72	43.5	35	6	21	12	12	10.5	—	64	36	M5 × 8	
LTR 25A	66		71	86	52	42	7	25	13	13	12.5	—	75	44	M5 × 8	
LTR 32A	78		80	103	63	52	8	25	17	17	12.5	—	89	54	M6 × 10	
LTR 40A	100		-0.012 -0.034	100	130	79.5	64	10	33	20	20	16.5	—	113	68	M6 × 10

d ₁	Spline shaft diameter		Basic torque rating		Basic load rating		Static permissible moment M _A ** N-m	Support bearing basic load rating		Mass	
	D ₀ h7	Rows of balls	C _T N-m	C _{OT} N-m	C KN	C ₀ KN		C kN	C ₀ kN	Spline Nut kg	Spline shaft kg/m
3.4	8	4	1.96	2.94	1.47	2.55	5.9	0.69	0.24	0.08	0.4
3.4	10	4	3.92	7.84	2.84	4.9	15.7	0.77	0.3	0.13	0.62
4.5	16	6	31.3	34.3	7.06	12.6	67.6	6.7	6.4	0.35	1.6
4.5	20	6	56.8	55.8	10.2	17.8	118	7.4	7.8	0.51	2.5
5.5	25	6	105	103	15.2	25.8	210	9.7	10.6	0.79	3.9
6.6	32	6	180	157	20.5	34	290	10.5	12.5	1.25	5.6
9	40	6	418	377	37.8	60.4	687	16.5	20.7	2.51	9.9

Tabela anexa 4 - Dimensões dos veios

Nominal shaft diameter	4	5	6	8	10	13	16	20	25	30	32	40	50	60	80	100
Minor diameter ϕd	3.5	4.5	5	7	8.5	11.5	14.5	18.5	23	28	30	37.5	46.5	56.5	75.5	95
Outer diameter ϕD_o	4	5	6	8	10	13	16	20	25	30	32	40	50	60	80	100
Ball center-to-center diameter ϕdp	4.6	5.7	7	9.3	11.5	14.8	17.8	22.1	27.6	33.2	35.2	44.2	55.2	66.3	87.9	109.5
Outer diameter tolerance	0 -0.012		0 -0.015		0 -0.018		0 -0.021		0 -0.025		0 -0.03		0 -0.035			

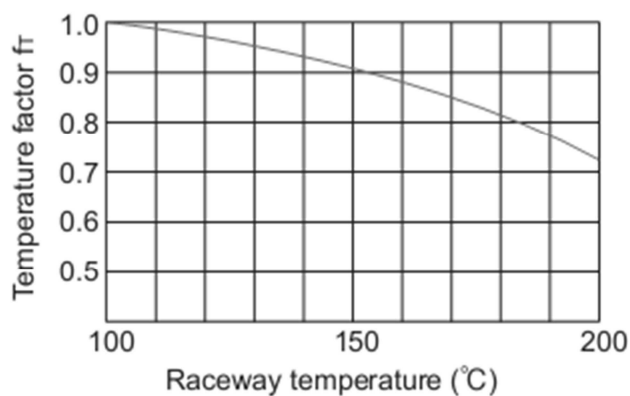
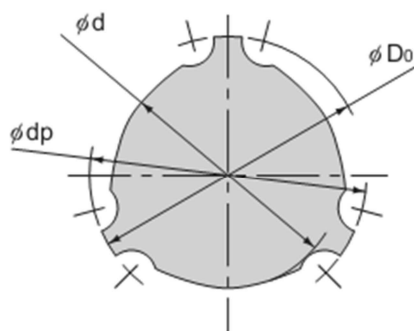


Ilustração 2 - Fator de temperatura

Tabela anexa 5 - Fator de contato

Number of spline nuts in close contact with each other	Contact factor f_c
2	0.81
3	0.72
4	0.66
5	0.61
Normal use	1

Tabela anexa 6 - Fator de velocidade

Vibrations/ impact	Speed (V)	f_w
Faint	Very low $V \leq 0.25 \text{m/s}$	1 to 1.2
Weak	Slow $0.25 < V \leq 1 \text{m/s}$	1.2 to 1.5
Medium	Medium $1 < V \leq 2 \text{m/s}$	1.5 to 2
Strong	High $V > 2 \text{m/s}$	2 to 3.5

Perfil de alumínio



Profile	Profile Symbol	Surface area	Mass per length	Moment of inertia		Section modulus		Page
		A [mm ²]		Ix [cm ⁴]	Iy [cm ⁴]	Wx [cm ³]	Wy [cm ³]	
<i>Profile Series 50</i>								
mk 2001		542	1.49	14.26	2.67	5.70	1.82	45
mk 2000		1080	2.85	29.90	29.90	11.96	11.96	45
mk 2002		693	1.75	19.56	19.56	7.83	7.83	45
mk 2004		1810	4.87	199.96	55.38	39.99	22.15	45
mk 2005		2650	7.00	334.81	334.81	66.96	66.96	46
mk 2011		3670	9.70	383.36	383.36	76.67	76.67	46
mk 2006		2600	7.00	597.00	80.50	79.70	32.10	46
mk 2008		3370	9.09	1302.47	106.83	130.24	42.73	46
mk 2072		1710	4.62	151.77	151.77	28.75	28.75	46
mk 2003		762	2.00	14.01	14.01	6.49	6.49	46
mk 2017		1120	3.03	30.60	31.30	12.10	12.50	47
mk 2033		554	1.50	5.22	27.72	4.94	9.24	48
mk 2031		1120	2.85	79.17	55.59	23.18	18.53	48

mk Profile Technology 247

Servomotor

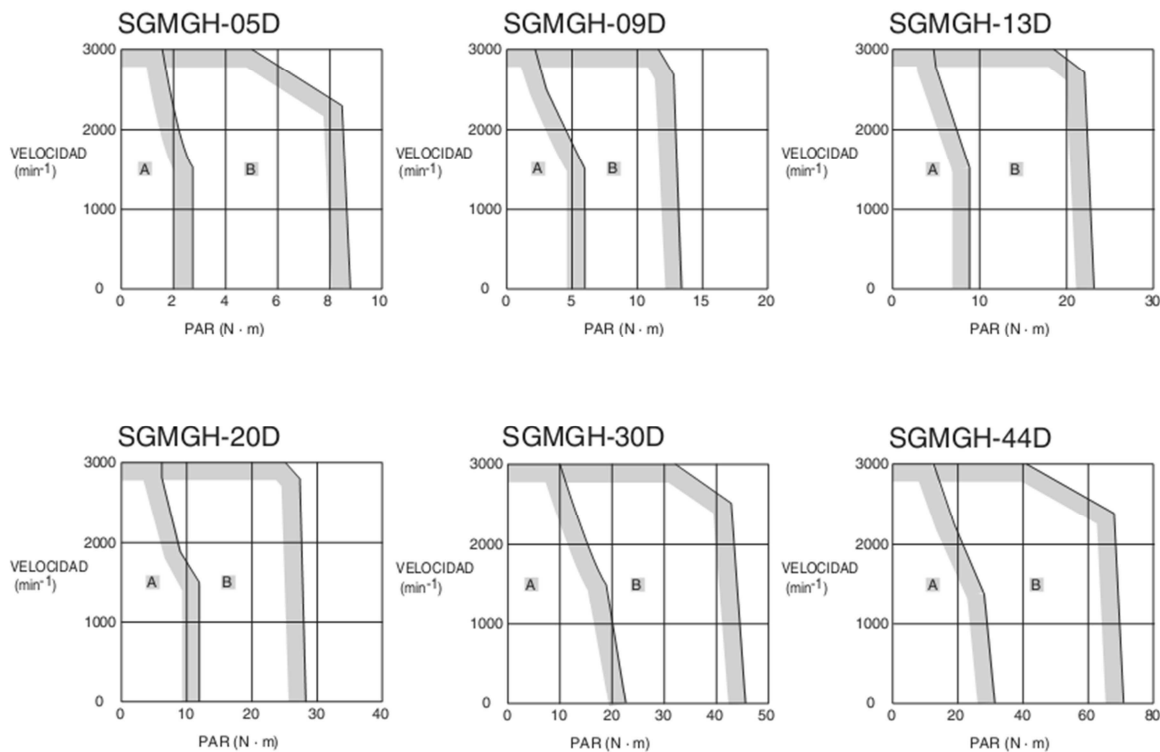
Tipo SGMGH, 400 V

Valores nominales y especificaciones

Tensión aplicada		400 V									
Modelo de servomotor SGMGH-□		05D□	09D□	13D□	20D□	30D□	44D□	55D□	75D□	1AD□	1ED□
Salida nominal	kW	0.45	0.85	1.3	1.8	2.9	4.4	5.5	7.5	11	15
Par nominal	N·m	2.84	5.39	8.34	11.5	18.6	28.4	35.0	48.0	70.0	95.4
Par máximo instantáneo	N·m	8.92	13.8	23.3	28.7	45.1	71.1	90.7	123	175	221
Corriente nominal	A (eficaces)	1.9	3.5	5.4	8.4	11.9	16.5	20.8	25.4	28.1	37.2
Corriente máx. instantánea	A (eficaces)	5.5	8.5	14	20	28	40.5	55	65	70	85
Velocidad nominal	min ⁻¹	1500									
Velocidad máx.	min ⁻¹	3000					2000				
Constante de par	N·m/A (eficaces)	1.64	1.65	1.68	1.46	1.66	1.82	1.74	2.0	2.56	2.64
Momento de inercia del rotor (JM)	kg·m ² ·x10 ⁻⁴	7.24	13.9	20.5	31.7	46.0	67.5	89.0	125	281	315
Momento de inercia de la carga admisible (JL)	Múltiplo de (JM)	5									
Índice de potencia nominal	kW/s	11.2	20.9	33.8	41.5	75.3	120	137	184	174	289
Aceleración angular nominal	rad/s ²	3930	3880	4060	3620	4050	4210	3930	3850	2490	3030
Encoder aplicable	Estándar	Encoder incremental (17 bits: 16384P/R)									
	Opcional	Encoder absoluto (17 bits: 16384P/R)									
Momento de inercia del freno de retención J	kg·m ² ·x10 ⁻⁴	2.10				8.50				18.8	37.5
Especificaciones básicas	Tiempo de funcionamiento	Continuo									
	Categoría de aislamiento	Categoría F									
	Temperatura ambiente	0 a +40 °C									
	Humedad ambiente	20 a 80% (sin condensación)									
	Categoría de vibración	15 µm o inferior									
	Envolvente	Totalmente cerrado, autoventilado IP67 (excluida la sección del eje)									
	Resistencia a vibraciones	Aceleración de vibración 24,5 m/s ²									
Montaje	Montaje de brida										

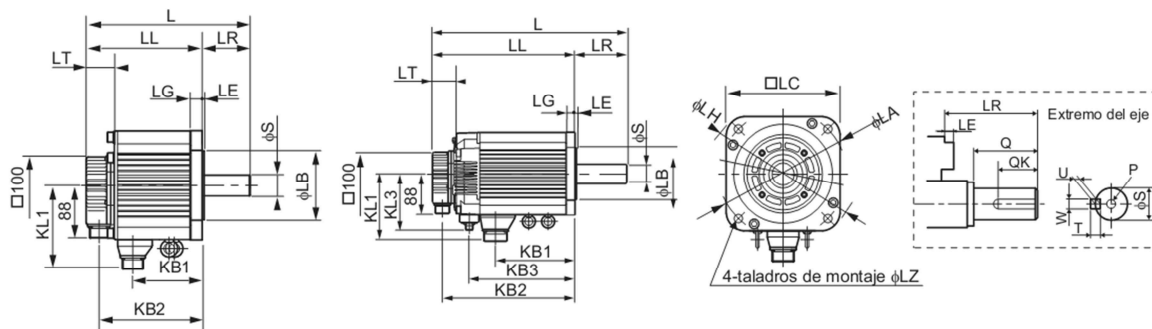
Características de par-velocidad

(**A** : Zona de trabajo continuo **B** : Zona de trabajo intermitente)

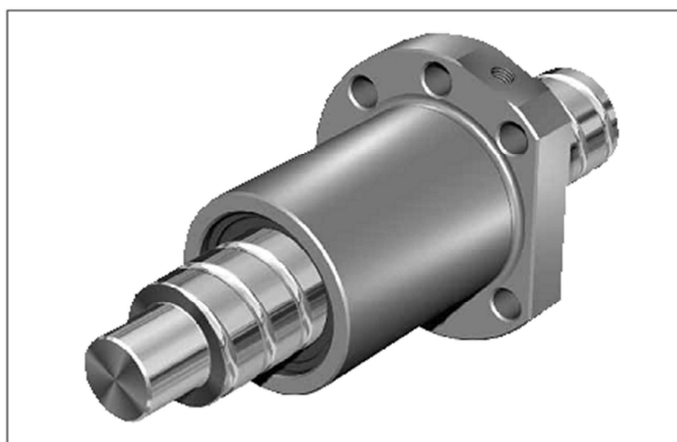


Tipo SGMGH (400 V)

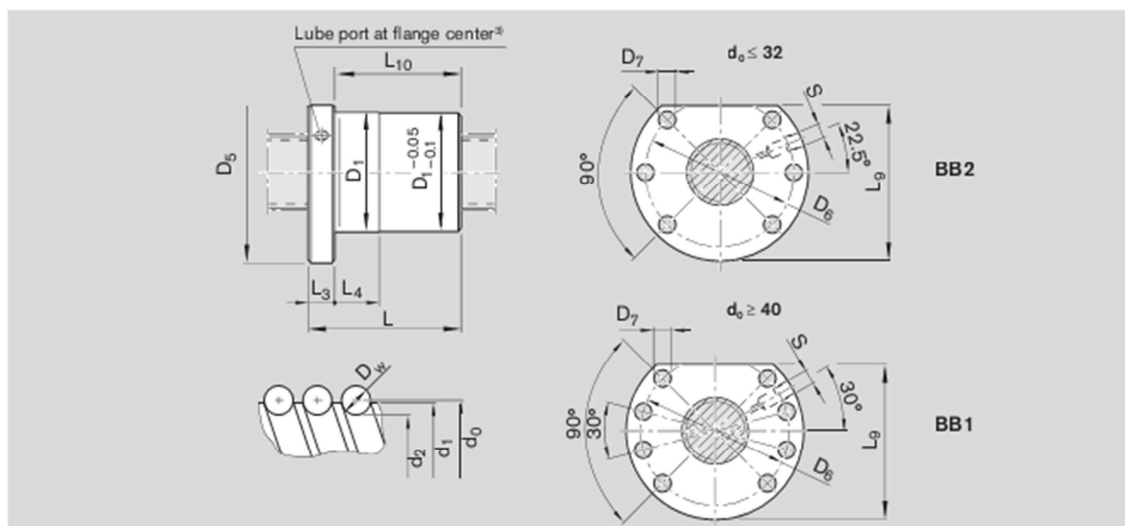
Dimensiones (mm)	Sin freno			Con freno			LR	LT	KB1	KL1	Superficie de brida							Extremo del eje									
	L	LL	KB2	L	LL	KB2					KB3	KL3	LA	LB	LC	LE	LG	LH	LZ	S	Q	QK	W	T	U	P	
SGMGH-05D A6 OY	196	138	117	234	176	154	109	98	58	46	65	109	145	110	130	6	12	165	9	19	40	25	5	5	3	M5x12L	
SGMGH-09D A6 OY	219	161	140	257	199	177	132				88																
SGMGH-13D A6 OY	243	185	164	281	223	201	156				112																
SGMGH-20D A6 OY	245	166	144	296	217	195	137	123	79	47	89	140	200	114.3	180	3.2	18	230	13.5	35	76	60	10	8	5	M12x25L	
SGMGH-30D A6 OY	271	192	170	322	243	221	163				115																
SGMGH-44D A6 OY	305	226	204	356	277	255	197				149																
SGMGH-55D A6 OY	373	260	238	424	311	289	231		113		174	150															
SGMGH-75D A6 OY	447	334	312	498	385	363	305				248																
SGMGH-1AD A6 OY	454	338	316	499	383	362	315	142	116	47	251	168	235	200	220	4	18	270	13.5	42	110	90	12	8	5	M16x32L	
SGMGH-1ED A6 OY	573	457	435	635	519	497	415				48	343															



Fuso de esferas



Category	Size d ₂ x P x D _w - i	Part number	Load ratings		Speed ¹⁾ v _{max} (m/min)
			dyn. C (N)	stat. C ₀ (N)	
A	16 x 5R x 3 - 4	R1502 010 65	12300	16100	30
A	16 x 10R x 3 - 3	R1502 040 85	9600	12300	60
A	16 x 16R x 3 - 3	R1502 060 65	9300	12000	96
A	20 x 5R x 3 - 4	R1502 110 85	14300	21500	30
A	20 x 20R x 3.5 - 3	R1502 170 65	13300	18800	120
A	25 x 5R x 3 - 4	R1502 210 85	15900	27200	30
A	25 x 10R x 3 - 4	R1502 240 85	15700	27000	60
A	25 x 25R x 3.5 - 3	R1502 280 65	14700	23300	150
A	32 x 5R x 3.5 - 4	R1502 310 85	21600	40000	23
A	32 x 10R x 3.969 - 5	R1502 340 86	31700	58300	47
A	32 x 20R x 3.969 - 3	R1502 370 65	19700	33700	94
A	32 x 32R x 3.969 - 3	R1502 390 65	19500	34000	150



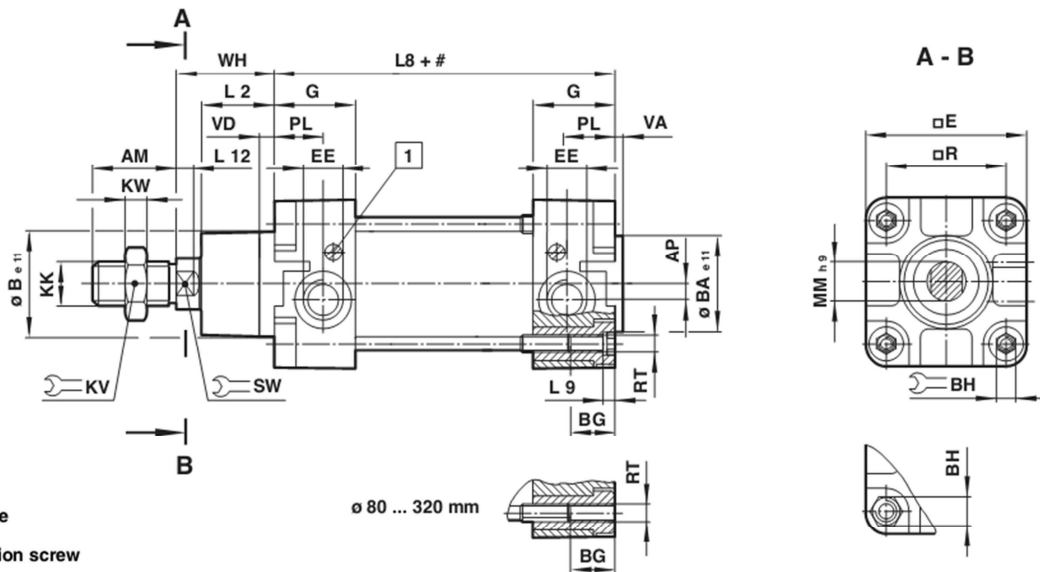
Size $d_o \times P \times D_w - i$	Dimensions (mm)													Weight m (kg)
	d_1	d_2	D_1 g6	D_5	Hole pattern	D_1	D_7	L	L_3	L_4	L_5	L_{10}	S ²⁾	
16 x 5R x 3 - 4	15.0	12.9	28	48	BB2	38	5.5	38	12	10	44.0	26	M6	0.19
16 x 10R x 3 - 3	15.0	12.9	28	48	BB2	38	5.5	45	12	16	44.0	33	M6	0.21
16 x 16R x 3 - 3	15.0	12.9	28	48	BB2	38	5.5	61	12	20	44.0	49	M6	0.26
20 x 5R x 3 - 4	19.0	16.9	36	58	BB2	47	6.6	40	12	10	51.0	28	M6	0.31
20 x 20R x 3.5 - 3	19.3	16.7	36	58	BB2	47	6.6	77	12	25	51.0	65	M6	0.49
25 x 5R x 3 - 4	24.0	21.9	40	62	BB2	51	6.6	45	12	10	55.0	33	M6	0.36
25 x 10R x 3 - 4	24.0	21.9	40	62	BB2	51	6.6	64	12	16	55.0	52	M6	0.47
25 x 25R x 3.5 - 3	24.0	21.4	40	62	BB2	51	6.6	95	12	30	55.0	83	M6	0.63
32 x 5R x 3.5 - 4	31.0	28.4	50	80	BB2	65	9.0	48	13	10	71.0	35	M6	0.62

Cilindro

Theoretical forces, cushioning, air consumption

Type	Cylinder Ø	Theoretical forces (N) at 6 bar		Cushion length (mm)	Initial cushion volume (cm ³)	Air consumption (l/cm stroke) at 6 bar	
		outstroke	instroke			outstroke	instroke
RA/8032/.	32	482	414	19	12,3	0,056	0,048
RA/8040/.	40	754	633	22	20,7	0,088	0,074
RA/8050/.	50	1178	990	24	36	0,137	0,114
RA/8063/.	63	1870	1680	24	64	0,218	0,195
RA/8080/.	80	3016	2722	27	116	0,35	0,32
RA/8100/.	100	4710	4416	34	242	0,55	0,51
RA/8125/.	125	7363	6882	41	451	0,86	0,79
RA/8160/.	160	12064	11310	45	816	1,41	1,32
RA/8200/.	200	18840	18090	45	1324	2,20	2,10
RA/8250/.	250	29436	28236	60	2900	3,44	3,30
RA/8320/.	320	48228	47292	65	5200	5,63	5,41

Basic dimensions
RA/8000, RA/8000/M – Standard cylinder



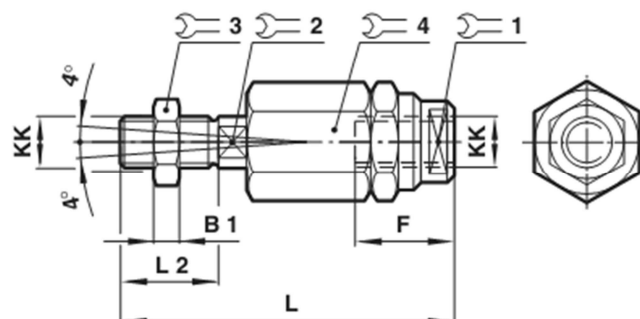
stroke
 1 cushion screw

Type	Ø	AM	AP	Ø Be11	Ø BAe11	BG	BH	E	EE	G	KK	KV	KW	L2
RA/8032/.	32	22	3,5	30	30	18	6	47	G 1/8	27,5	M10x1,25	17	5	20
RA/8040/.	40	24	4,5	35	35	18	6	53	G 1/4	32	M12x1,25	19	6	22
RA/8050/.	50	32	6	40	40	18	8	65	G 1/4	31	M16x1,5	24	8	27
RA/8063/.	63	32	10	45	45	17,5	8	75	G 3/8	33	M16x1,5	24	8	29
RA/8080/.	80	40	8,5	45	45	21,5	19	95	G 3/8	33	M20x1,5	30	10	33
RA/8100/.	100	40	9	55	55	21,5	19	115	G 1/2	37	M20x1,5	30	10	36
RA/8125/.	125	54	10	60	60	30	24	140	G 1/2	46	M27x2	41	13,5	45
RA/8160/.	160	72	18	65	65	28,5	32	183,5	G 3/4	50	M36x2	55	18	58
RA/8200/.	200	72	18	75	75	28,5	32	224	G 3/4	50	M36x2	55	18	67
RA/8250/.	250	84	22,5	90	90	35	36	280	G 1	58	M42x2	65	21	80
RA/8320/.	320	96	22,5	110	110	30	46	350	G 1	60	M48x2	75	24	90
Type	Ø	L8	L9	L12	Ø MMh9	PL	R	RT	SW	VA	VD	WH	at 0 mm	per 25 mm
RA/8032/.	32	94	4	6	12	13	32,5	M 6	10	3	6	26	0,51 kg	0,06 kg
RA/8040/.	40	105	4	6,5	16	15	38	M 6	13	3,5	6	30	0,80 kg	0,08 kg
RA/8050/.	50	106	5	8	20	18,5	46,5	M 8	17	3,5	6	37	1,33 kg	0,12 kg
RA/8063/.	63	121	5	8	20	19	56,5	M 8	17	4	6	37	1,80 kg	0,13 kg
RA/8080/.	80	128	-	10	25	19	72	M 10	22	4	6	46	3,25 kg	0,20 kg
RA/8100/.	100	138	-	10	25	18	89	M 10	22	4	6	51	4,81 kg	0,23 kg
RA/8125/.	125	160	-	13	32	22,5	110	M 12	27	6	15,5	65	8,00 kg	0,33 kg
RA/8160/.	160	180	-	16	40	21	140	M 16	36	4	15	80	14,9 kg	0,55 kg
RA/8200/.	200	180	-	16	40	21	175	M 16	36	5	15	95	21,7 kg	0,60 kg
RA/8250/.	250	200	-	20	50	29	220	M 20	41	7	13	105	32,6 kg	0,92 kg
RA/8320/.	320	220	-	24	63	30	270	M 24	55	7	13	120	59,8 kg	1,46 kg

Standard strokes

Cylinder Ø	Strokes (mm)										
	25	50	80	100	125	160	200	250	320	400	500
32	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
40	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
50	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
63	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
80	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
100	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
125	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
160	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
200	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
250	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
320	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•

Piston rod swivel AK



Typ (AK)	Ø	KK	B1	F	L	L2	1	2	3	4	kg
QM/8025/38	32	M10x1,25	5	26	73	20	19	12	17	30	0,20
QM/8040/38	40	M12x1,25	6	26	77	24	19	12	19	30	0,20
QM/8050/38	50/63	M16x1,5	8	34	106	32	30	19	24	42	0,65
QM/8080/38	80/100	M20x1,5	10	42	122	40	30	19	30	42	0,72
QM/8125/38	125	M27x2	13,5	40	147	54	40	24	41	55	1,70
QM/8160/38	160/200	M36x2	18	78	251	72	50	36	55	75	5,40

Descrição do movimento triangular vertical do sistema

Título : Parâmetros do movimento segundo perfil triangular/trapezoidal/uniforme

Projecto nº : 0023-2010

Nota de cálculo nº : 0001

Data : 2012/03/12

Calculado : HSM

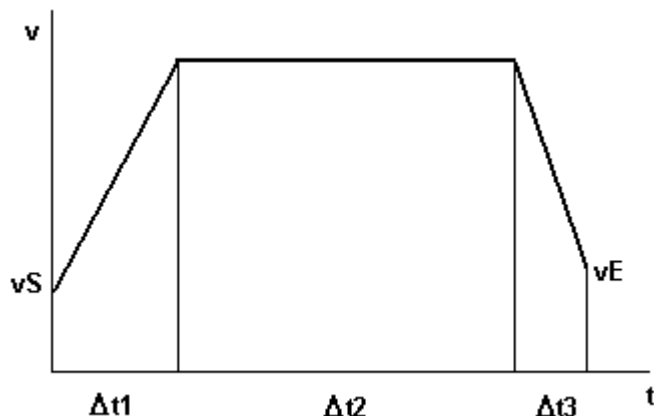
Assunto : Curso 100 mm/movimento vertical

Data : 2012/03/12

Verificado : HSM

Notação, gráficos, tabelas e unidades :

Os elementos necessários são apresentados em documento anexo.



Parâmetros dados :

Espaço a deslocar:

$$s_{\text{Total}} := 100 \cdot \text{mm}$$

Intervalo de deslocação em aceleração:

$$\Delta t_1 := 0.14 \cdot \text{s}$$

Intervalo de deslocação em velocidade constante:

$$\Delta t_2 := 0 \cdot \text{s}$$

Intervalo de deslocação em desaceleração:

$$\Delta t_3 := 0.14 \cdot \text{s}$$

Velocidade inicial:

$$v_S := 0 \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Velocidade final:

$$v_E := 0 \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Tempo para o ponto em estudo:

$$t_e := 0.14 \cdot \text{s}$$

1. Parâmetros do movimento

Cálculo dos espaços e velocidade atingida:

$$s_1 := 0.05 \cdot \text{m} \quad s_2 := 0 \cdot \text{m} \quad s_3 := 0.05 \cdot \text{m} \quad v_2 := 0.714 \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Given

$$s_1 = \frac{(v_S + v_2)}{2} \cdot \Delta t_1$$

$$s_2 = v_2 \cdot \Delta t_2$$

$$s_3 = \frac{(v_E + v_2)}{2} \cdot \Delta t_3$$

$$s_{\text{Total}} = s_1 + s_2 + s_3$$

$$\text{Sol} := \text{Find} \left[\frac{s_1}{\text{m}}, \frac{s_2}{\text{m}}, \frac{v_2}{(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})}, \frac{s_3}{\text{m}} \right]$$

Deslocamento na secção 1:

$$\overset{\text{mm}}{s_1} := \text{Sol}_1 \cdot \text{m}$$

$$s_1 = 50 \cdot \text{mm}$$

Deslocamento na secção 2:

$$\overset{\text{mm}}{s_2} := \text{Sol}_2 \cdot \text{m}$$

$$s_2 = 0 \cdot \text{mm}$$

Velocidade na secção 2:

$$\overset{\text{m} \cdot \text{s}^{-1}}{v_2} := \text{Sol}_3 \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$v_2 = 0.714 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Deslocamento da secção 3:

$$\overset{\text{mm}}{s_3} := \text{Sol}_4 \cdot \text{m}$$

$$s_3 = 50 \cdot \text{mm}$$

Aceleração na secção 1:

$$a_1 := \frac{v_2 - v_S}{\Delta t_1}$$

$$a_1 = 5.102 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Aceleração na secção 3:

$$a_3 := \frac{v_E - v_2}{\Delta t_3}$$

$$a_3 = -5.102 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

2. Definição das funções do movimento

Tempo de deslocação:

$$t_{\text{Total}} := \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3$$

$$t_{\text{Total}} = 0.28 \text{ s}$$

Variável tempo:

$$t := 0 \cdot \text{s}, 0.001 \cdot \text{s} \dots t_{\text{Total}}$$

Função deslocamento:

$$x(t) := \begin{cases} v_S \cdot t + \frac{1}{2} \cdot a_1 \cdot t^2 & \text{if } t \leq \Delta t_1 \\ v_S \cdot \Delta t_1 + \frac{1}{2} \cdot a_1 \cdot \Delta t_1^2 + v_2 \cdot (t - \Delta t_1) & \text{if } t > \Delta t_1 \wedge t < \Delta t_2 + \Delta t_1 \\ v_S \cdot \Delta t_1 + \frac{1}{2} \cdot a_1 \cdot \Delta t_1^2 + v_2 \cdot \Delta t_2 + v_2 \cdot (t - \Delta t_2 - \Delta t_1) + \frac{1}{2} \cdot a_3 \cdot (t - \Delta t_2 - \Delta t_1)^2 & \text{otherwise} \end{cases}$$

Função velocidade:

$$v(t) := \begin{cases} v_1 + a_1 \cdot t & \text{if } t \leq \Delta t_1 \\ v_2 & \text{if } t > \Delta t_1 \wedge t < \Delta t_2 + \Delta t_1 \\ v_2 + a_3 \cdot (t - \Delta t_2 - \Delta t_1) & \text{otherwise} \end{cases}$$

Função aceleração/desaceleração:

$$a(t) := \begin{cases} a_1 & \text{if } t \leq \Delta t_1 \\ 0 & \text{if } t > \Delta t_1 \wedge t < \Delta t_2 + \Delta t_1 \\ a_3 & \text{otherwise} \end{cases}$$

Gráfico do deslocamento e da velocidade:

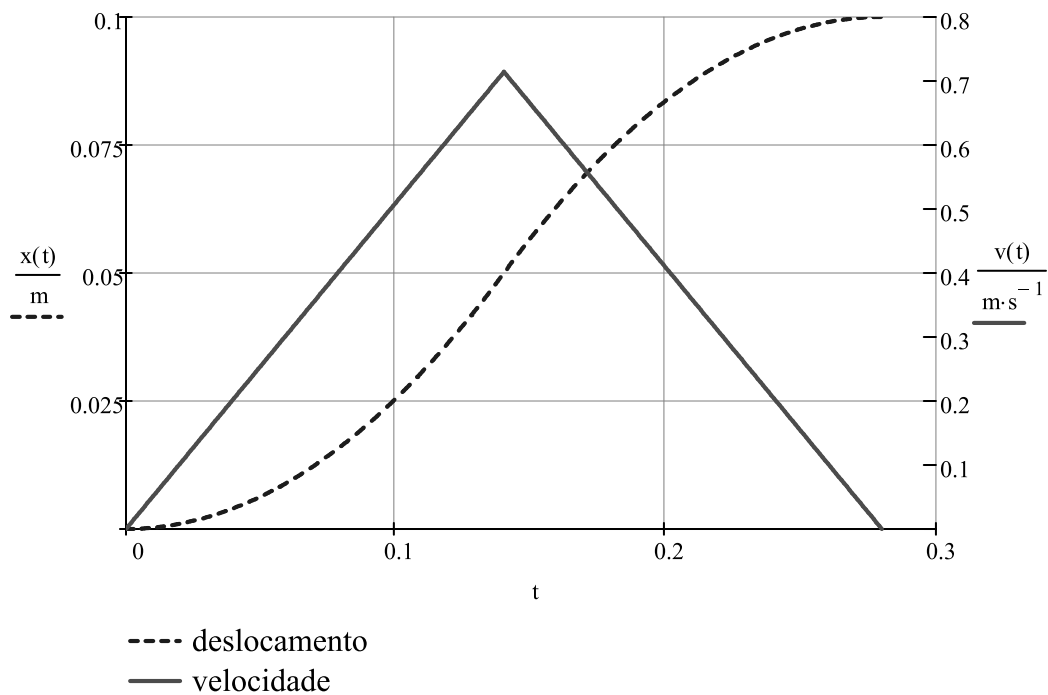
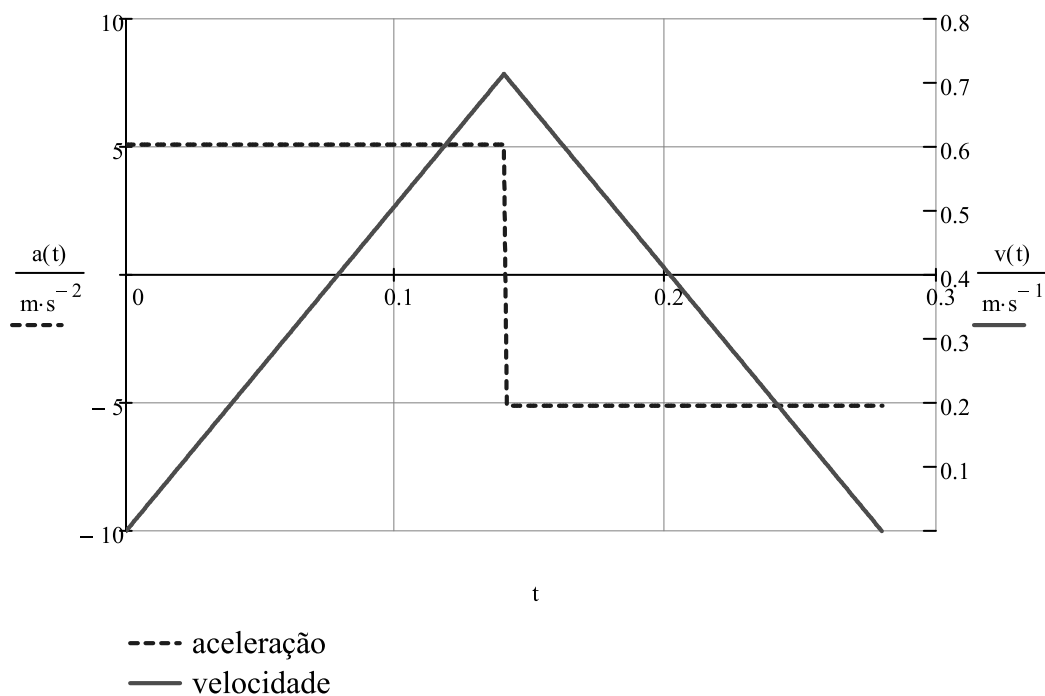


Gráfico da aceleração e da velocidade:



Velocidade média:

$$v_{\text{med}} := \frac{1}{t_{\text{Total}}} \cdot \int_0^{t_{\text{Total}}} v(t) dt$$

$$v_{\text{med}} = 0.357 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$$

Deslocamento, velocidade e aceleração para o ponto em estudo:

$$x(t_e) = 50 \cdot \text{mm}$$

$$v(t_e) = 0.714 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$$

$$a(t_e) = 5.102 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$$

**Descrição do movimento
trapezoidal horizontal da chapa**

Título : Parâmetros do movimento segundo perfil triangular/trapezoidal/uniforme

Projecto nº : 0023-2010

Nota de cálculo nº : 0001

Data : 2012/03/12

Calculado : HSM

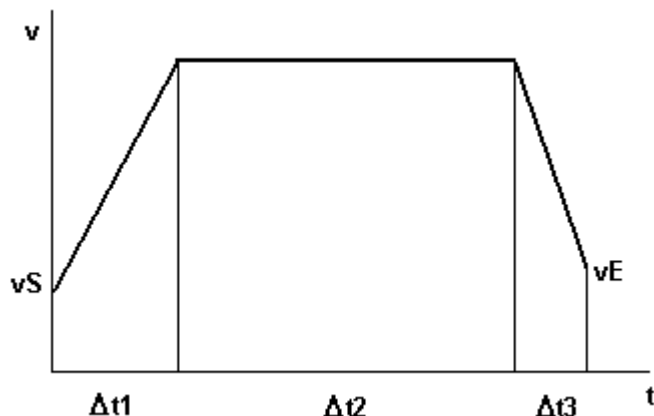
Assunto : Curso 700 mm/movimento horizontal chapa

Data : 2012/03/12

Verificado : HSM

Notação, gráficos, tabelas e unidades :

Os elementos necessários são apresentados em documento anexo.



Parâmetros dados :

Espaço a deslocar:

$$s_{\text{Total}} := 700 \cdot \text{mm}$$

Intervalo de deslocação em aceleração:

$$\Delta t_1 := 0.2 \cdot \text{s}$$

Intervalo de deslocação em velocidade constante:

$$\Delta t_2 := 0.2 \cdot \text{s}$$

Intervalo de deslocação em desaceleração:

$$\Delta t_3 := 0.2 \cdot \text{s}$$

Velocidade inicial:

$$v_S := 0 \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Velocidade final:

$$v_E := 0 \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Tempo para o ponto em estudo:

$$t_e := 0.2 \cdot \text{s}$$

1. Parâmetros do movimento

Cálculo dos espaços e velocidade atingida:

$$s_1 := 0.175 \cdot \text{m} \quad s_2 := 0.350 \cdot \text{m} \quad s_3 := 0.175 \cdot \text{m} \quad v_2 := 1.75 \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Given

$$s_1 = \frac{(v_S + v_2)}{2} \cdot \Delta t_1$$

$$s_2 = v_2 \cdot \Delta t_2$$

$$s_3 = \frac{(v_E + v_2)}{2} \cdot \Delta t_3$$

$$s_{\text{Total}} = s_1 + s_2 + s_3$$

$$\text{Sol} := \text{Find} \left[\frac{s_1}{\text{m}}, \frac{s_2}{\text{m}}, \frac{v_2}{(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})}, \frac{s_3}{\text{m}} \right]$$

Deslocamento na secção 1:

$$\overset{\text{mm}}{s_1} := \text{Sol}_1 \cdot \text{m}$$

$$s_1 = 175 \cdot \text{mm}$$

Deslocamento na secção 2:

$$\overset{\text{mm}}{s_2} := \text{Sol}_2 \cdot \text{m}$$

$$s_2 = 350 \cdot \text{mm}$$

Velocidade na secção 2:

$$\overset{\text{m} \cdot \text{s}^{-1}}{v_2} := \text{Sol}_3 \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$v_2 = 1.75 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Deslocamento da secção 3:

$$\overset{\text{mm}}{s_3} := \text{Sol}_4 \cdot \text{m}$$

$$s_3 = 175 \cdot \text{mm}$$

Aceleração na secção 1:

$$a_1 := \frac{v_2 - v_S}{\Delta t_1}$$

$$a_1 = 8.75 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Aceleração na secção 3:

$$a_3 := \frac{v_E - v_2}{\Delta t_3}$$

$$a_3 = -8.75 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

2. Definição das funções do movimento

Tempo de deslocação:

$$t_{\text{Total}} := \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3$$

$$t_{\text{Total}} = 0.6 \text{ s}$$

Variável tempo:

$$t := 0 \cdot \text{s}, 0.001 \cdot \text{s} \dots t_{\text{Total}}$$

Função deslocamento:

$$x(t) := \begin{cases} v_S \cdot t + \frac{1}{2} \cdot a_1 \cdot t^2 & \text{if } t \leq \Delta t_1 \\ v_S \cdot \Delta t_1 + \frac{1}{2} \cdot a_1 \cdot \Delta t_1^2 + v_2 \cdot (t - \Delta t_1) & \text{if } t > \Delta t_1 \wedge t < \Delta t_2 + \Delta t_1 \\ v_S \cdot \Delta t_1 + \frac{1}{2} \cdot a_1 \cdot \Delta t_1^2 + v_2 \cdot \Delta t_2 + v_2 \cdot (t - \Delta t_2 - \Delta t_1) + \frac{1}{2} \cdot a_3 \cdot (t - \Delta t_2 - \Delta t_1)^2 & \text{otherwise} \end{cases}$$

Função velocidade:

$$v(t) := \begin{cases} v_S + a_1 \cdot t & \text{if } t \leq \Delta t_1 \\ v_2 & \text{if } t > \Delta t_1 \wedge t < \Delta t_2 + \Delta t_1 \\ v_2 + a_3 \cdot (t - \Delta t_2 - \Delta t_1) & \text{otherwise} \end{cases}$$

Função aceleração/desaceleração:

$$a(t) := \begin{cases} a_1 & \text{if } t \leq \Delta t_1 \\ 0 & \text{if } t > \Delta t_1 \wedge t < \Delta t_2 + \Delta t_1 \\ a_3 & \text{otherwise} \end{cases}$$

Gráfico do deslocamento e da velocidade:

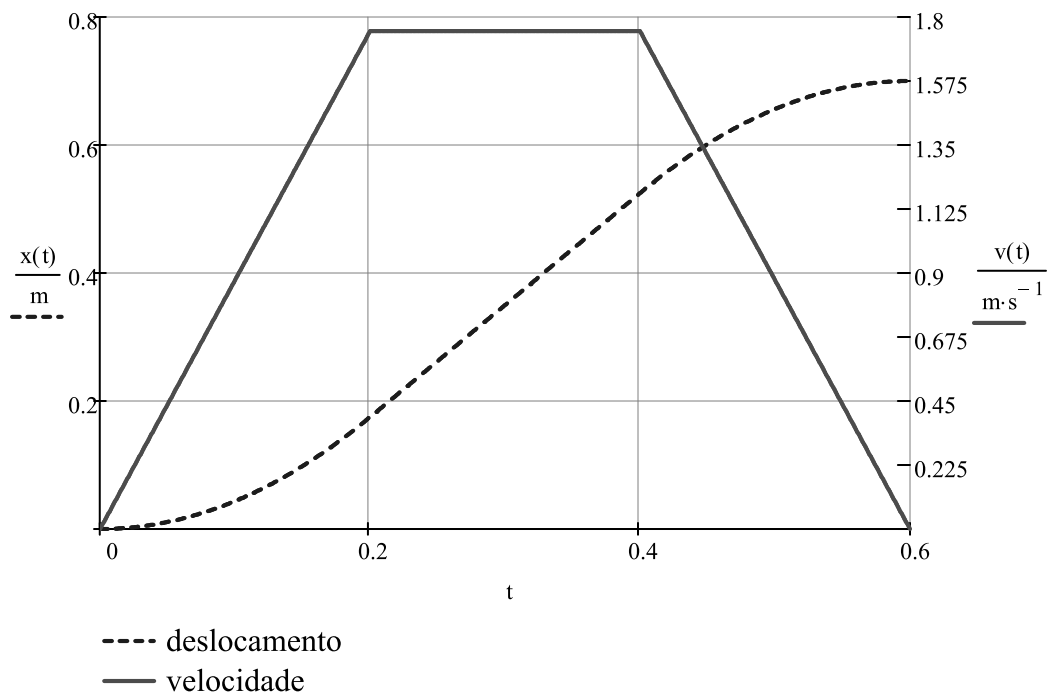
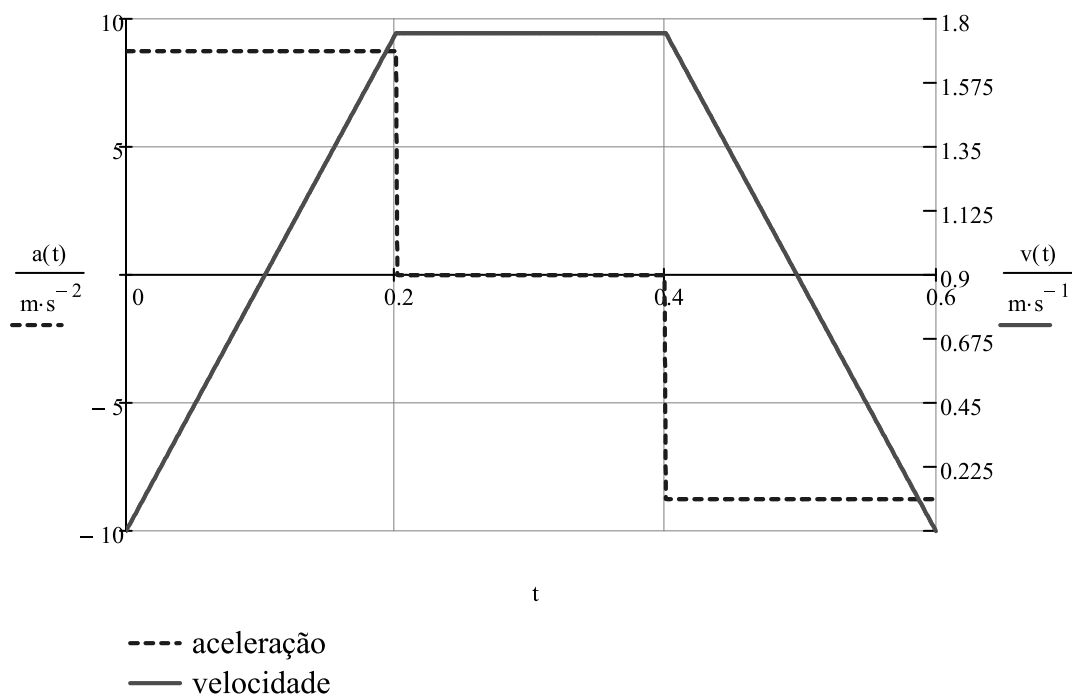


Gráfico da aceleração e da velocidade:



Velocidade média:

$$v_{\text{med}} := \frac{1}{t_{\text{Total}}} \cdot \int_0^{t_{\text{Total}}} v(t) dt$$

$$v_{\text{med}} = 1.167 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$$

Deslocamento, velocidade e aceleração para o ponto em estudo:

$$x(t_e) = 175 \cdot \text{mm}$$

$$v(t_e) = 1.75 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$$

$$a(t_e) = 8.75 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$$

**Descrição do movimento
trapezoidal horizontal do perfil**

Título : Parâmetros do movimento segundo perfil triangular/trapezoidal/uniforme

Projecto nº : 0023-2010

Nota de cálculo nº : 0001

Data : 2012/03/12

Calculado : HSM

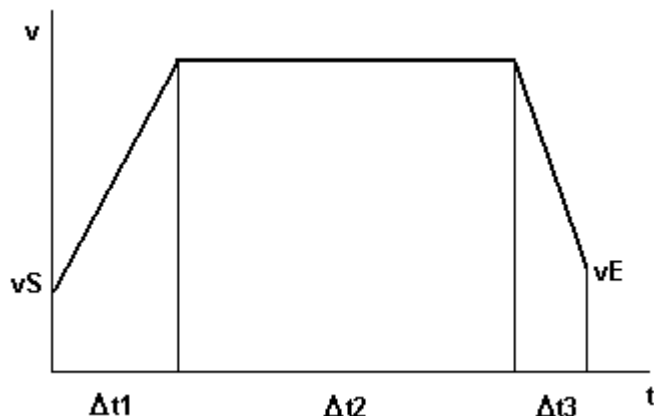
Assunto : Curso 350 mm/movimento horizontal perfil

Data : 2012/03/12

Verificado : HSM

Notação, gráficos, tabelas e unidades :

Os elementos necessários são apresentados em documento anexo.



Parâmetros dados :

Espaço a deslocar:

$$s_{\text{Total}} := 350 \cdot \text{mm}$$

Intervalo de deslocação em aceleração:

$$\Delta t_1 := 0.2 \cdot \text{s}$$

Intervalo de deslocação em velocidade constante:

$$\Delta t_2 := 0.2 \cdot \text{s}$$

Intervalo de deslocação em desaceleração:

$$\Delta t_3 := 0.2 \cdot \text{s}$$

Velocidade inicial:

$$v_S := 0 \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Velocidade final:

$$v_E := 0 \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Tempo para o ponto em estudo:

$$t_e := 0.2 \cdot \text{s}$$

1. Parâmetros do movimento

Cálculo dos espaços e velocidade atingida:

$$s_1 := \frac{0.175}{2} \cdot \text{m} \quad s_2 := \frac{0.350}{2} \cdot \text{m} \quad s_3 := \frac{0.175}{2} \cdot \text{m} \quad v_2 := \frac{1.75}{2} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Given

$$s_1 = \frac{(v_S + v_2)}{2} \cdot \Delta t_1$$

$$s_2 = v_2 \cdot \Delta t_2$$

$$s_3 = \frac{(v_E + v_2)}{2} \cdot \Delta t_3$$

$$s_{\text{Total}} = s_1 + s_2 + s_3$$

$$\text{Sol} := \text{Find} \left[\frac{s_1}{\text{m}}, \frac{s_2}{\text{m}}, \frac{v_2}{(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})}, \frac{s_3}{\text{m}} \right]$$

Deslocamento na secção 1:

$$\overset{\text{mm}}{s_1} := \text{Sol}_1 \cdot \text{m}$$

$$s_1 = 87.5 \cdot \text{mm}$$

Deslocamento na secção 2:

$$\overset{\text{mm}}{s_2} := \text{Sol}_2 \cdot \text{m}$$

$$s_2 = 175 \cdot \text{mm}$$

Velocidade na secção 2:

$$\overset{\text{m} \cdot \text{s}^{-1}}{v_2} := \text{Sol}_3 \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$v_2 = 0.875 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Deslocamento da secção 3:

$$\overset{\text{mm}}{s_3} := \text{Sol}_4 \cdot \text{m}$$

$$s_3 = 87.5 \cdot \text{mm}$$

Aceleração na secção 1:

$$a_1 := \frac{v_2 - v_S}{\Delta t_1}$$

$$a_1 = 4.375 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Aceleração na secção 3:

$$a_3 := \frac{v_E - v_2}{\Delta t_3}$$

$$a_3 = -4.375 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

2. Definição das funções do movimento

Tempo de deslocação:

$$t_{\text{Total}} := \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3$$

$$t_{\text{Total}} = 0.6 \text{ s}$$

Variável tempo:

$$t := 0 \cdot \text{s}, 0.001 \cdot \text{s} \dots t_{\text{Total}}$$

Função deslocamento:

$$x(t) := \begin{cases} v_S \cdot t + \frac{1}{2} \cdot a_1 \cdot t^2 & \text{if } t \leq \Delta t_1 \\ v_S \cdot \Delta t_1 + \frac{1}{2} \cdot a_1 \cdot \Delta t_1^2 + v_2 \cdot (t - \Delta t_1) & \text{if } t > \Delta t_1 \wedge t < \Delta t_2 + \Delta t_1 \\ v_S \cdot \Delta t_1 + \frac{1}{2} \cdot a_1 \cdot \Delta t_1^2 + v_2 \cdot \Delta t_2 + v_2 \cdot (t - \Delta t_2 - \Delta t_1) + \frac{1}{2} \cdot a_3 \cdot (t - \Delta t_2 - \Delta t_1)^2 & \text{otherwise} \end{cases}$$

Função velocidade:

$$v(t) := \begin{cases} v_S + a_1 \cdot t & \text{if } t \leq \Delta t_1 \\ v_2 & \text{if } t > \Delta t_1 \wedge t < \Delta t_2 + \Delta t_1 \\ v_2 + a_3 \cdot (t - \Delta t_2 - \Delta t_1) & \text{otherwise} \end{cases}$$

Função aceleração/desaceleração:

$$a(t) := \begin{cases} a_1 & \text{if } t \leq \Delta t_1 \\ 0 & \text{if } t > \Delta t_1 \wedge t < \Delta t_2 + \Delta t_1 \\ a_3 & \text{otherwise} \end{cases}$$

Gráfico do deslocamento e da velocidade:

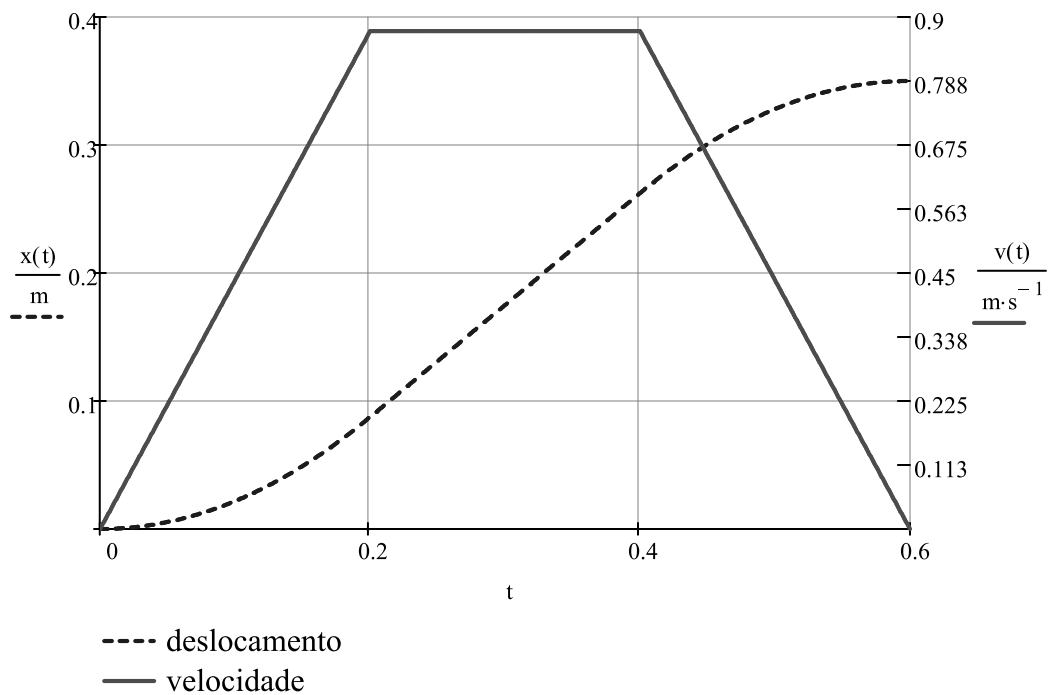
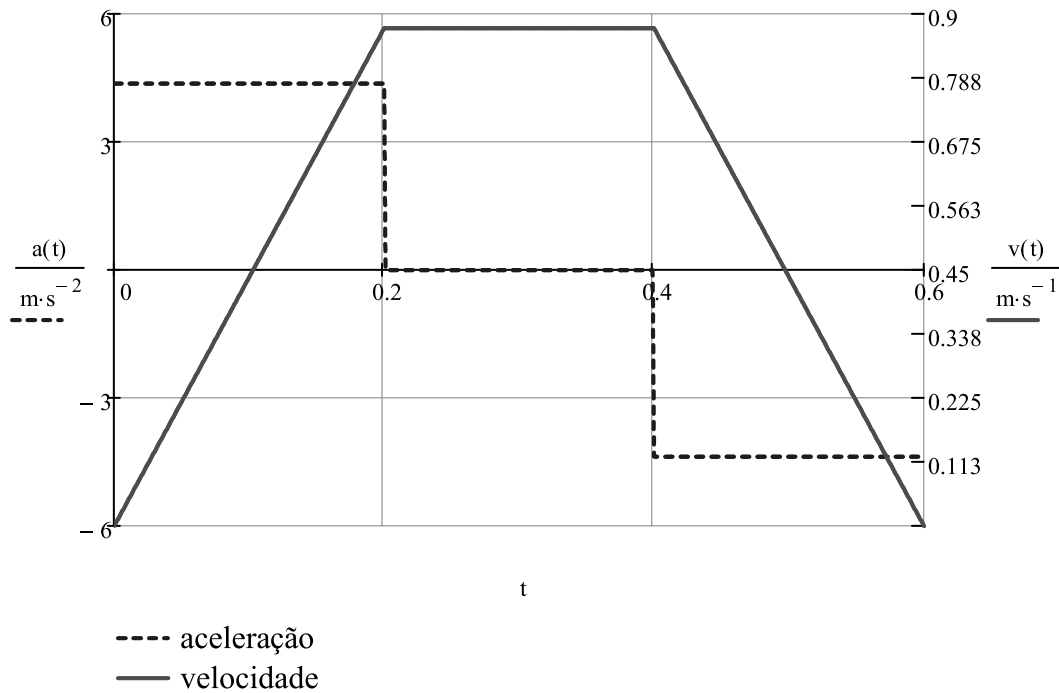


Gráfico da aceleração e da velocidade:



Velocidade média:

$$v_{\text{med}} := \frac{1}{t_{\text{Total}}} \cdot \int_0^{t_{\text{Total}}} v(t) dt$$

$$v_{\text{med}} = 0.583 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$$

Deslocamento, velocidade e aceleração para o ponto em estudo:

$$x(t_e) = 87.5 \cdot \text{mm}$$

$$v(t_e) = 0.875 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$$

$$a(t_e) = 4.375 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$$

Rotina de caracterização do acionamento do movimento vertical

Título : Parâmetros de um accionamento de fuso com correia accionado por servomotor

Projecto nº : 0037-2010

Nota de cálculo nº : 0000

Data : 06.10.2012

Calculado : HSM

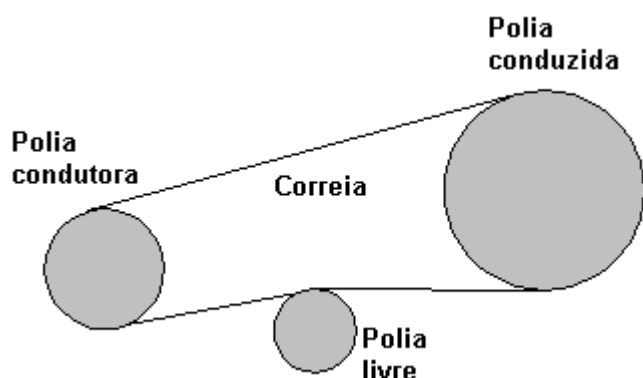
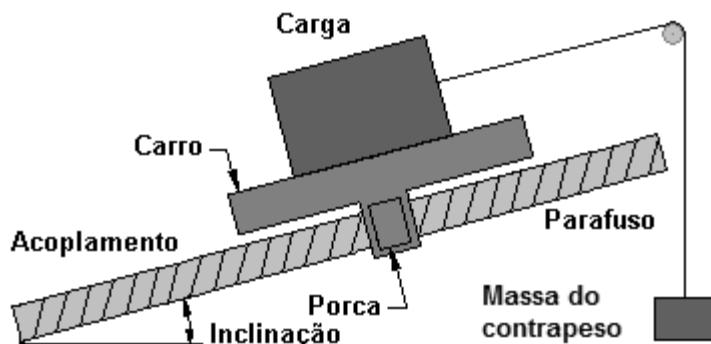
Assunto :

Data : 06.10.2012

Verificado : HSM

Notação, gráficos, tabelas e unidades :

Os elementos necessários são apresentados em documento anexo.



Parâmetros dados :

Ângulo de inclinação do mecanismo de transmissão:

$$\theta := 0 \cdot \text{deg}$$

Rendimento do mecanismo de transmissão:

$$\eta := 0.99$$

Massa da carga:

$$m_{\text{Load}} := 5.14 \cdot \text{kg}$$

Massa do carro:

$$m_{\text{Slide}} := 84.86 \cdot \text{kg}$$

Coeficiente de atrito do carro:

$$\mu := 0.003$$

Massa do contrapeso:

$$m_{\text{CB}} := 0 \cdot \text{kg}$$

Passo do fuso:

$$p := 20 \cdot \text{mm}$$

Inércia do fuso:

$$J_{\text{Screw}} := 3.73 \cdot \text{kg cm}^2$$

Data : 06.10.2012

Data : 06.10.2012

Data : 06.10.2012

Elaborado : HSM

Revisto : HSM

Aprovado : HSM

Raio da polia condutora:	$r_{DP} := 100 \cdot \text{mm}$
Inércia da polia condutora:	$J_{DP} := 0 \cdot \text{kg} \cdot \text{cm}^2$
Raio da polia conduzida:	$r_{DnP} := 100 \cdot \text{mm}$
Inércia da polia conduzida:	$J_{DnP} := 0 \cdot \text{kg} \cdot \text{cm}^2$
Raio da polia livre:	$r_{IP} := 100 \cdot \text{mm}$
Inércia da polia livre:	$J_{IP} := 0 \cdot \text{kg} \cdot \text{cm}^2$
Massa da correia:	$m_{Belt} := 0 \cdot \text{kg}$
Rendimento da transmissão por correia:	$\eta_{BD} := 1$
Frequência de rotação nominal do motor:	$n_{Mnom} := 1500 \cdot \text{rpm}$
Binário nominal do motor:	$T_{Mnom} := 4.8 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$
Binário de pico do motor:	$T_{Mpeak} := 13.8 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$
Constante de binário do motor:	$K_{Mtor} := 1.65 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{A}^{-1}$
Momento de inércia do motor:	$J_M := 13.9 \cdot 10^{-4} \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$
Momento de inércia do travão:	$J_{Br} := 2.1 \cdot 10^{-4} \cdot \text{kg} \cdot \text{cm}^2$
Tempo para o ponto em estudo:	$t := 0.139 \cdot \text{s}$
Parâmetros do movimento :	data := .../Fuso_manipulador_HM.txt

1. Atribuição dos parâmetros das fases do movimento a variáveis de cálculo

Número de fases do movimento :	$n := \text{rows}(\text{data})$
Índice da fase :	$i := 1 .. n$
Tempo inicial da fase i :	$t_{s_i} := \text{data}_{i,1} \cdot \text{s}$
Tempo final da fase i :	$t_{e_i} := \text{data}_{i,2} \cdot \text{s}$
Velocidade inicial do carro na fase i :	$v_{s_i} := \text{data}_{i,3} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
Velocidade final do carro na fase i :	$v_{e_i} := \text{data}_{i,4} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
Aceleração inicial do carro na fase i :	$a_{s_i} := \text{data}_{i,5} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-2}$
Aceleração final do carro na fase i :	$a_{e_i} := \text{data}_{i,6} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-2}$
Força oposta ao movimento do carro na fase i:	$F_{Thrust_i} := \text{data}_{i,7} \cdot \text{N}$

Razão da transmissão por correia:

$$i_{BD} := \frac{r_{DnP}}{r_{DP}}$$

Velocidade angular inicial do mecanismo (fuso) na fase i:

$$\omega_{DMs_i} := \frac{2 \cdot \pi \cdot v_{s_i}}{p}$$

Velocidade angular final do mecanismo (fuso) na fase i:

$$\omega_{DMe_i} := \frac{2 \cdot \pi \cdot v_{e_i}}{p}$$

Aceleração angular inicial do mecanismo (fuso) na fase i:

$$\alpha_{DMs_i} := \frac{2 \cdot \pi \cdot a_{s_i}}{p}$$

Aceleração angular final do mecanismo (fuso) na fase i:

$$\alpha_{DMe_i} := \frac{2 \cdot \pi \cdot a_{e_i}}{p}$$

Velocidade angular inicial do motor na fase i:

$$\omega_{Ms_i} := i_{BD} \cdot \omega_{DMs_i}$$

Velocidade angular final do motor na fase i:

$$\omega_{Me_i} := i_{BD} \cdot \omega_{DMe_i}$$

Aceleração angular inicial do fuso na fase i:

$$\alpha_{Ms_i} := i_{BD} \cdot \alpha_{DMs_i}$$

Aceleração angular final do mecanismo (fuso) na fase i:

$$\alpha_{Me_i} := i_{BD} \cdot \alpha_{DMe_i}$$

Tempo de ciclo:

$$t_{Cycle} := \sum_{i=1}^n (t_{e_i} - t_{s_i})$$

$$t_{Cycle} = 2.32 \text{ s}$$

Variável tempo:

$$t := 0 \cdot s, 0.001 \cdot s .. t_{Cycle}$$

Função para identificação da fase:

$$\text{Phase}(t) := \begin{cases} j \leftarrow 0 \\ \text{for } i \in 1..n \\ \quad j \leftarrow i \text{ if } t \geq t_{s_i} \wedge t \leq t_{e_i} \\ j \end{cases}$$

2. Momentos de inércia

Massas em movimento:

$$m_1 := m_{Load} + m_{Slide}$$

$$m_1 = 90 \text{ kg}$$

Momento de inércia parcial relativa ao mecanismo de transmissão (massas em movimento linear):

$$J_1 := (m_1 + m_{CB}) \cdot \left(\frac{p}{2 \cdot \pi} \right)^2$$

$$J_1 = 9.119 \cdot \text{kg} \cdot \text{cm}^2$$

Momento de inércia parcial relativa ao mecanismo de transmissão (massas em rotação):

$$J_2 := J_{\text{Screw}} \qquad J_2 = 3.73 \cdot \text{kg} \cdot \text{cm}^2$$

Momento de inércia total relativa ao mecanismo de transmissão:

$$J_{\text{DM}} := J_1 + J_2 \qquad J_{\text{DM}} = 12.8 \cdot \text{kg} \cdot \text{cm}^2$$

Momento de inércia relativo à transmissão por correia reduzida ao veio da polia condutora:

$$J_{\text{BD}} := m_{\text{Belt}} \cdot r_{\text{DP}}^2 + J_{\text{IP}} \cdot \left(\frac{r_{\text{DP}}}{r_{\text{IP}}} \right)^2 + J_{\text{DnP}} \cdot \left(\frac{r_{\text{DP}}}{r_{\text{DnP}}} \right)^2$$

3. Velocidade e aceleração linear do carro

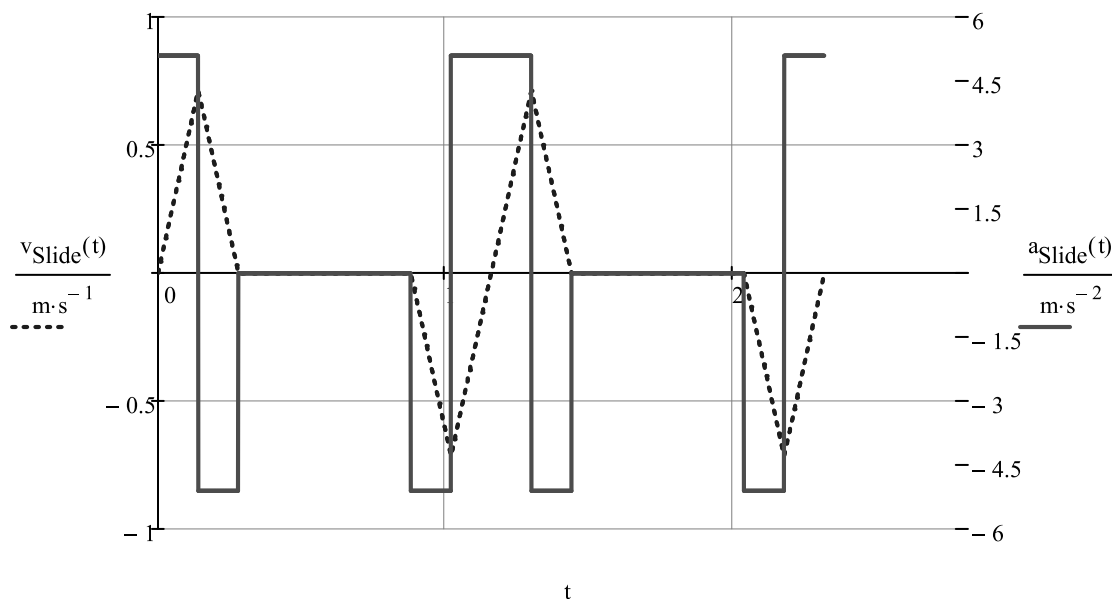
Função velocidade linear do carro:

$$v_{\text{Slide}}(t) := \begin{cases} i \leftarrow \text{Phase}(t) \\ v \leftarrow \frac{v_{e_i} - v_{s_i}}{t_{e_i} - t_{s_i}} \cdot (t - t_{s_i}) + v_{s_i} \end{cases}$$

Função aceleração linear do carro:

$$a_{\text{Slide}}(t) := \begin{cases} i \leftarrow \text{Phase}(t) \\ a \leftarrow \frac{a_{e_i} - a_{s_i}}{t_{e_i} - t_{s_i}} \cdot (t - t_{s_i}) + a_{s_i} \end{cases}$$

Gráfico da velocidade e da aceleração do carro:



4. Velocidade, aceleração angular e binário do mecanismo (fuso)

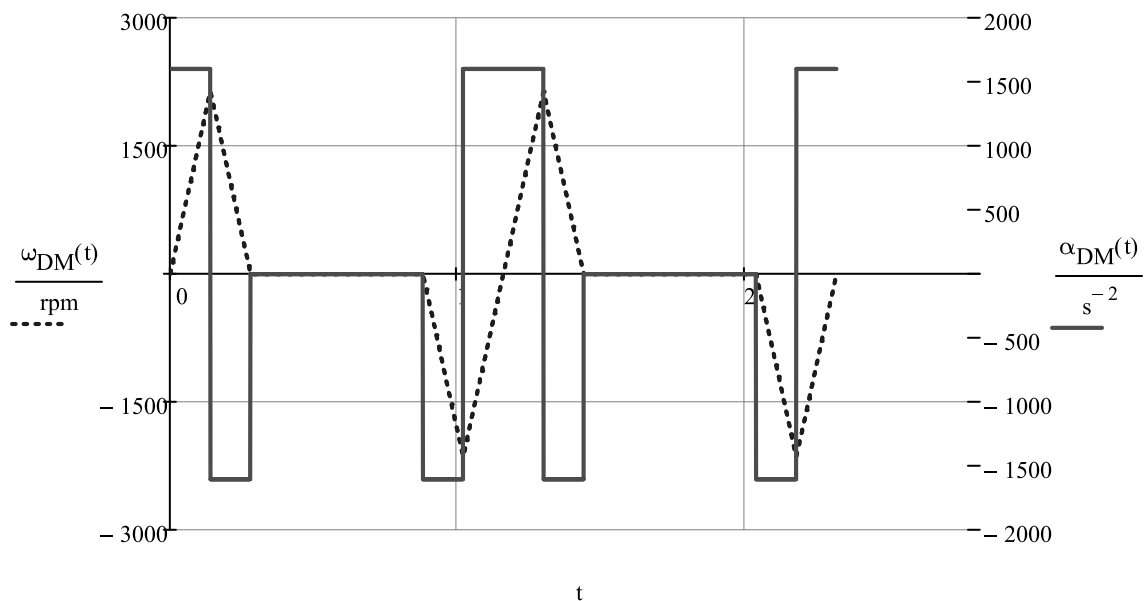
Função velocidade angular do mecanismo (fuso):

$$\omega_{DM}(t) := \begin{cases} i \leftarrow \text{Phase}(t) \\ \omega \leftarrow \frac{\omega_{DMe_i} - \omega_{DMs_i}}{t_{e_i} - t_{s_i}} \cdot (t - t_{s_i}) + \omega_{DMs_i} \end{cases}$$

Função aceleração angular do mecanismo (fuso):

$$\alpha_{DM}(t) := \begin{cases} i \leftarrow \text{Phase}(t) \\ \alpha \leftarrow \frac{\alpha_{DMe_i} - \alpha_{DMs_i}}{t_{e_i} - t_{s_i}} \cdot (t - t_{s_i}) + \alpha_{DMs_i} \end{cases}$$

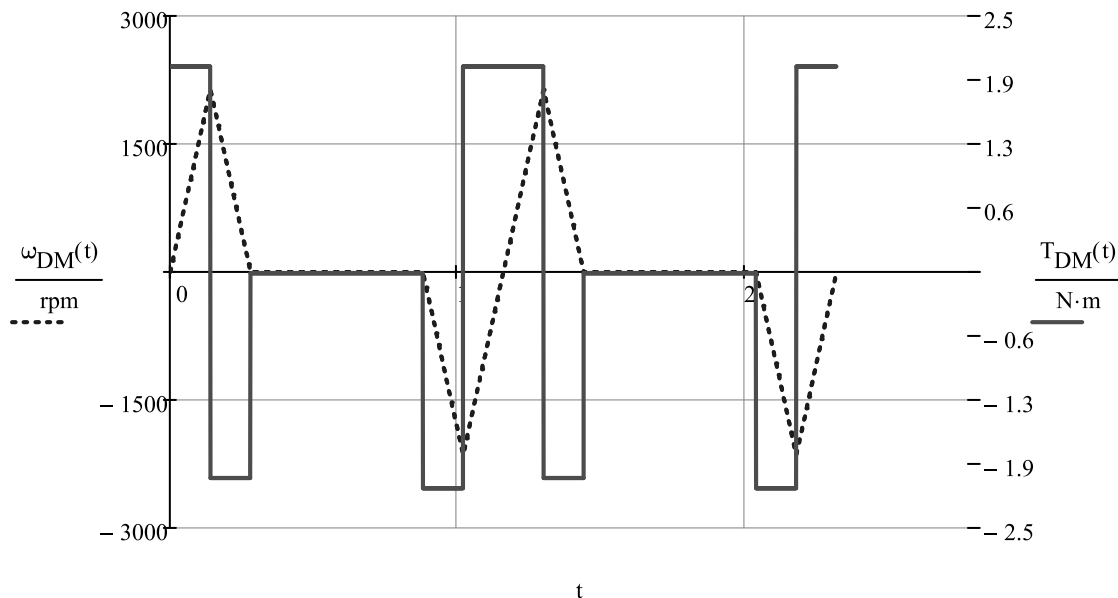
Gráfico da velocidade e da aceleração angular do mecanismo (fuso):



Função binário de accionamento do mecanismo (fuso):

$$T_{DM}(t) := \begin{cases} i \leftarrow \text{Phase}(t) \\ A \leftarrow J_2 \cdot \alpha_{DM}(t) + \frac{1}{\eta} \cdot \left[J_1 \cdot \alpha_{DM}(t) + \left[(m_1 \cdot \sin(\theta) - m_{CB}) \cdot g + (F_{Thrust_i} + \mu \cdot m_1 \cdot g \cdot \cos(\theta)) \right] \cdot \frac{p}{2 \cdot \pi} \right] \\ B \leftarrow J_2 \cdot \alpha_{DM}(t) + \eta \cdot \left[J_1 \cdot \alpha_{DM}(t) + \left[(m_1 \cdot \sin(\theta) - m_{CB}) \cdot g + (F_{Thrust_i} + \mu \cdot m_1 \cdot g \cdot \cos(\theta)) \right] \cdot \frac{p}{2 \cdot \pi} \right] \\ C \leftarrow J_2 \cdot \alpha_{DM}(t) + \frac{1}{\eta} \cdot \left[J_1 \cdot \alpha_{DM}(t) + \left[(m_1 \cdot \sin(\theta) - m_{CB}) \cdot g - (F_{Thrust_i} + \mu \cdot m_1 \cdot g \cdot \cos(\theta)) \right] \cdot \frac{p}{2 \cdot \pi} \right] \\ D \leftarrow J_2 \cdot \alpha_{DM}(t) + \eta \cdot \left[J_1 \cdot \alpha_{DM}(t) + \left[(m_1 \cdot \sin(\theta) - m_{CB}) \cdot g - (F_{Thrust_i} + \mu \cdot m_1 \cdot g \cdot \cos(\theta)) \right] \cdot \frac{p}{2 \cdot \pi} \right] \\ A \text{ if } \omega_{DMs_i} \geq 0 \wedge A \geq 0 \\ B \text{ if } \omega_{DMs_i} \geq 0 \wedge B \leq 0 \\ C \text{ if } \omega_{DMs_i} \leq 0 \wedge C \leq 0 \\ D \text{ if } \omega_{DMs_i} \leq 0 \wedge D \geq 0 \end{cases}$$

Gráfico da velocidade angular e do binário do mecanismo (fuso):



5. Velocidade, aceleração angular e binário do motor

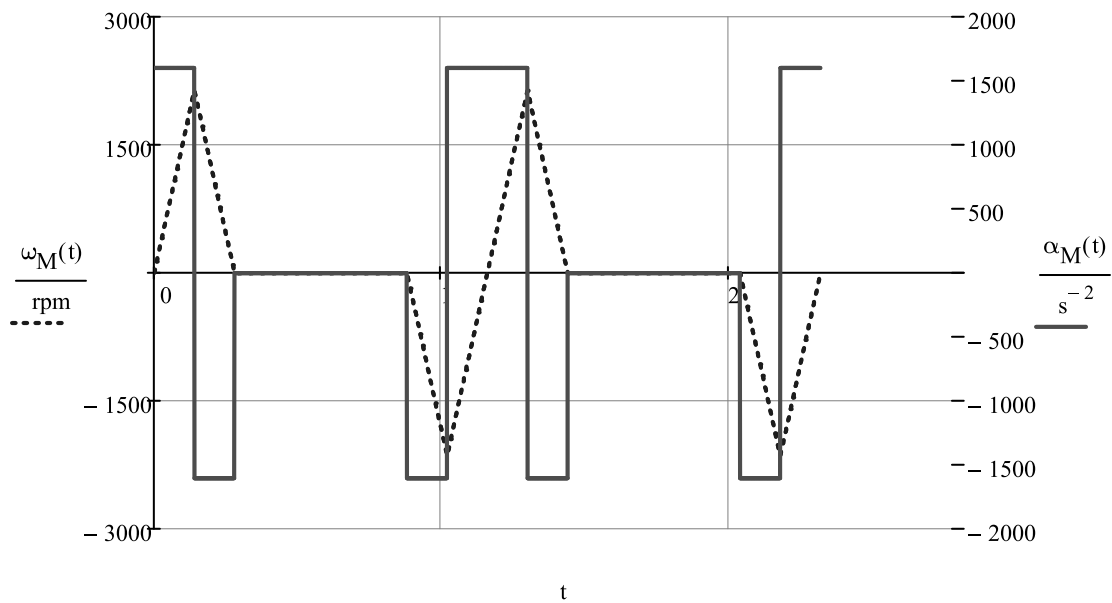
Função velocidade angular do motor:

$$\omega_M(t) := \begin{cases} i \leftarrow \text{Phase}(t) \\ \omega \leftarrow \frac{\omega_{Me_i} - \omega_{Ms_i}}{t_{e_i} - t_{s_i}} \cdot (t - t_{s_i}) + \omega_{Ms_i} \end{cases}$$

Função aceleração angular do motor:

$$\alpha_M(t) := \begin{cases} i \leftarrow \text{Phase}(t) \\ \alpha \leftarrow \frac{\alpha_{Me_i} - \alpha_{Ms_i}}{t_{e_i} - t_{s_i}} \cdot (t - t_{s_i}) + \alpha_{Ms_i} \end{cases}$$

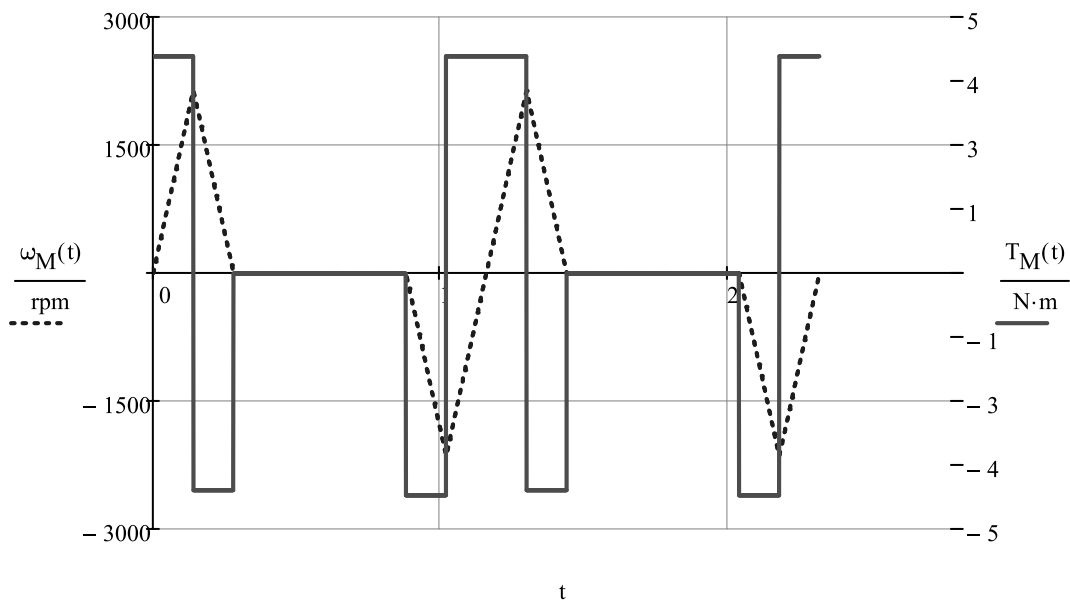
Gráfico da velocidade e da aceleração angular do motor:



Função binário de accionamento do motor:

$$T_M(t) := \begin{cases} i \leftarrow \text{Phase}(t) \\ J \leftarrow J_M + J_{Br} + J_{BD} \\ A \leftarrow \frac{1}{\eta_{BD}} \left(J \cdot \alpha_M(t) + \frac{T_{DM}(t)}{i_{BD}} \right) \\ B \leftarrow \eta_{BD} \cdot \left(J \cdot \alpha_M(t) + \frac{T_{DM}(t)}{i_{BD}} \right) \\ C \leftarrow \frac{1}{\eta_{BD}} \left(J \cdot \alpha_M(t) + \frac{T_{DM}(t)}{i_{BD}} \right) \\ D \leftarrow \eta_{BD} \cdot \left(J \cdot \alpha_M(t) + \frac{T_{DM}(t)}{i_{BD}} \right) \\ A \text{ if } \omega_{Ms_i} \geq 0 \wedge A \geq 0 \\ B \text{ if } \omega_{Ms_i} \geq 0 \wedge B \leq 0 \\ C \text{ if } \omega_{Ms_i} \leq 0 \wedge C \leq 0 \\ D \text{ if } \omega_{Ms_i} \leq 0 \wedge D \geq 0 \end{cases}$$

Gráfico da velocidade angular e do binário do motor:



Velocidade angular máxima necessária no motor:

$$\omega_{Mmax} := \begin{cases} \omega_{max} \leftarrow 0 \cdot \text{rpm} \\ \text{for } t \in 0 \cdot \text{s}, 0.001 \cdot \text{s} .. t_{\text{Cycle}} \\ \left| \begin{array}{l} \omega_{max} \text{ if } |\omega_M(t)| \leq \omega_{max} \\ \omega_{max} \leftarrow |\omega_M(t)| \text{ otherwise} \end{array} \right. \\ \omega_{max} \end{cases} \quad \omega_{Mmax} = 2142 \cdot \text{rpm}$$

Binário máximo necessário no motor:

$$T_{Mmax} := \begin{cases} T_{max} \leftarrow 0 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \\ \text{for } t \in 0 \cdot \text{s}, 0.001 \cdot \text{s} .. t_{\text{Cycle}} \\ \left| \begin{array}{l} T_{max} \text{ if } |T_M(t)| \leq T_{max} \\ T_{max} \leftarrow |T_M(t)| \text{ otherwise} \end{array} \right. \\ T_{max} \end{cases} \quad T_{Mmax} = 4.3 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Binário efectivo necessário no motor:

$$T_{Mrms} := \sqrt{\frac{1}{t_{\text{Cycle}}} \int_{0 \cdot \text{s}}^{t_{\text{Cycle}}} T_M(t)^2 dt} \quad T_{Mrms} = 2.96 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

6. Validação do motor seleccionado

Momento de inércia do mecanismo reduzido ao veio motor:

$$J_{red_1} := \frac{J_{DM}}{i_{BD}^2} \quad J_{red_1} = 12.849 \cdot \text{kg} \cdot \text{cm}^2$$

Momentos de inércia da transmissão da correia reduzido ao veio motor:

$$J_{red_2} := J_{BD} \quad J_{red_2} = 0 \cdot \text{kg} \cdot \text{cm}^2$$

Momentos de inércia do travão do motor reduzido ao veio motor:

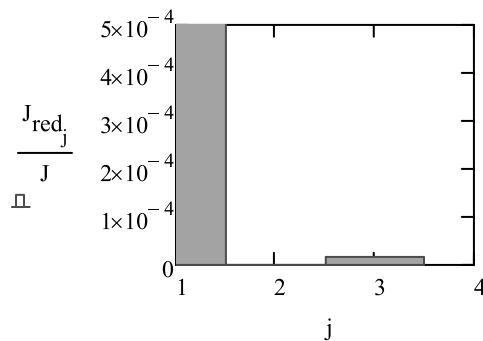
$$J_{red_3} := J_{Br} \quad J_{red_3} = 2.1 \times 10^{-4} \cdot \text{kg} \cdot \text{cm}^2$$

Momento de inércia do sistema reduzido ao veio motor:

$$J := J_{red_1} + J_{red_2} + J_{red_3}$$

$$J = 12.849 \cdot \text{kg} \cdot \text{cm}^2$$

Peso relativo das inércias:



Disparidade entre as inércias do sistema e do motor (o travão faz parte da inércia do sistema):

$$IM_{Typ1} := \frac{\frac{J_{DM}}{i_{BD}^2} + J_{BD} + J_{Br}}{J_M}$$

$$IM_{Typ1} = 0.924$$

Disparidade entre as inércias do sistema e do motor (o travão faz parte da inércia do motor):

$$IM_{Typ2} := \frac{\frac{J_{DM}}{i_{BD}^2} + J_{BD}}{J_M + J_{Br}}$$

$$IM_{Typ2} = 0.924$$

Disparidade entre as inércias do sistema e do motor (o travão e a transmissão por correia fazem parte da inércia do motor):

$$IM_{Typ3} := \frac{\frac{J_{DM}}{i_{BD}^2}}{J_M + J_{Br} + J_{BD}}$$

$$IM_{Typ3} = 0.924$$

Razão entre o binário de pico exigido e o binário máximo do motor:

$$R_{Tmax} := \frac{T_{Mmax}}{T_{Mpeak}}$$

$$R_{Tmax} = 0.314$$

Razão entre o binário efectivo exigido e o binário nominal do motor:

$$R_{Trms} := \frac{T_{Mrms}}{T_{Mnom}}$$

$$R_{Trms} = 0.617$$

Razão entre a velocidade angular máxima exigida e a velocidade angular nominal do motor:

$$R_{\omega,\max} := \frac{\omega_{M\max}}{n_{M\text{nom}}}$$

$$R_{\omega,\max} = 1.428$$

7. Valores para o ponto em estudo

$$v_{\text{Slide}}(t) = 1 \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\omega_{\text{DM}}(t) = 2.127 \times 10^3 \cdot \text{rpm}$$

$$\omega_{\text{M}}(t) = 2127 \cdot \text{rpm}$$

$$a_{\text{Slide}}(t) = 5 \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$\alpha_{\text{DM}}(t) = 91800 \cdot \text{deg} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$\alpha_{\text{M}}(t) = 91800 \cdot \text{deg} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$T_{\text{DM}}(t) = 2 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$T_{\text{M}}(t) = 4.2 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Rotina de caracterização do acionamento do movimento horizontal

Título : Parâmetros de um accionamento de duplo estágio com correia

Projecto nº : 0000-AAAA

Nota de cálculo nº : 0000

Data : DD.MM.AA

Calculado : HSM

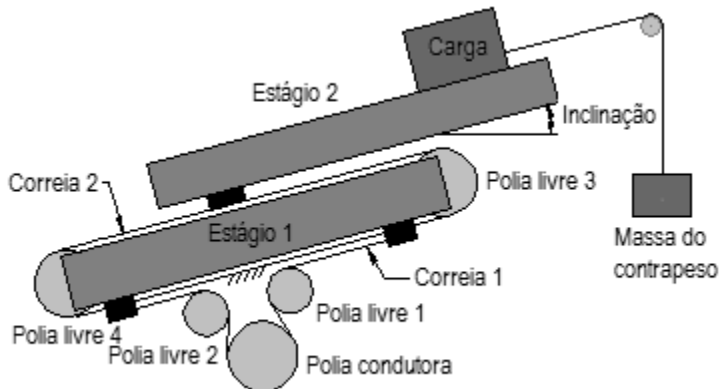
Assunto : Descrição

Data : DD.MM.AA

Verificado : HSM

Notação, gráficos, tabelas e unidades :

Os elementos necessários são apresentados em documento anexo.



Parâmetros dados :

Ângulo de inclinação do mecanismo de transmissão:

$$\theta := 0 \cdot \text{deg}$$

Massa da carga:

$$m_{\text{Load}} := 5.14 \cdot \text{kg}$$

Massa do contrapeso:

$$m_{\text{CB}} := 0 \cdot \text{kg}$$

Massa do estágio 2:

$$m_{\text{Stage2}} := 25 \cdot \text{kg}$$

Coeficiente de atrito das guias do estágio 2:

$$\mu_2 := 0.03$$

Rendimento do estágio 1 do mecanismo de transmissão:

$$\eta_2 := 0.8$$

Massa do estágio 1 (sem as polias 3 e 4):

$$m_{\text{Stage1}} := 20 \cdot \text{kg}$$

Coeficiente de atrito das guias do estágio 1:

$$\mu_1 := 0.03$$

Rendimento do estágio 1 do mecanismo de transmissão:

$$\eta_1 := 0.8$$

Identificação da correia 2:

$$ID_{\text{Belt2}} := "2xAT10_25_2,5m"$$

Massa da correia 2:

$$m_{\text{Belt2}} := 0.87 \cdot \text{kg}$$

Identificação da correia 1:	$ID_{Belt1} := "AT10_1.5m_50"$
Massa da correia 1:	$m_{Belt1} := 0.44 \cdot kg$
Raio da polia livre 3:	$r_{IP3} := 25 \cdot mm$
Inércia da polia livre 3:	$J_{IP3} := 1.66 \cdot kg \cdot cm^2$
Massa da polia 3:	$m_{IP3} := 0.532 \cdot kg$
Raio da polia livre 4:	$r_{IP4} := 25 \cdot mm$
Inércia da polia livre 4:	$J_{IP4} := 1.66 \cdot kg \cdot cm^2$
Massa da polia 4:	$m_{IP4} := 0.532 \cdot kg$
Raio da polia livre 1:	$r_{IP1} := 60 \cdot mm$
Inércia da polia livre 1:	$J_{IP1} := 10.17 \cdot kg \cdot cm^2$
Raio da polia livre 2:	$r_{IP2} := 60 \cdot mm$
Inércia da polia livre 2:	$J_{IP2} := 10.17 \cdot kg \cdot cm^2$
Raio da polia condutora:	$r_{DP} := 65 \cdot mm$
Inércia da polia condutora:	$J_{DP} := 14.02 \cdot kg \cdot cm^2$
*Identificação do acoplamento redutor/mecanismo	$ID_{GBC} := "veio_nervurado"$
Inércia do acoplamento redutor/mecanismo:	$J_{GBC} := 0.91 \cdot kg \cdot cm^2$
Identificação do acoplamento motor/redutor:	$ID_{MC} := "NA"$
Inércia do acoplamento motor/redutor:	$J_{MC} := 0 \cdot kg \cdot cm^2$
Identificação do redutor:	$ID_{GB} := "TR 080_1_10"$
Inércia do redutor referida ao veio de entrada:	$J_{GB} := 0.29 \cdot kg \cdot cm^2$
Razão de transmissão do redutor:	$i_{GB} := 10$
Rendimento do redutor:	$\eta_{GB} := 0.97$

Identificação do motor:	$ID_M := ""$
Frequência de rotação nominal do motor:	$n_{Mnom} := 1500 \cdot \text{rpm}$
Binário nominal do motor:	$T_{Mnom} := 3 \cdot N \cdot m$
Binário de pico do motor:	$T_{Mpeak} := 13.8 \cdot N \cdot m$
Constante de binário do motor:	$K_{Mtor} := 1.65 \cdot N \cdot m \cdot A^{-1}$
Momento de inércia do motor:	$J_M := 13.9 \cdot 10^{-4} \cdot \text{kg} \cdot m^2$
Momento de inércia do travão:	$J_{Br} := 2.10 \cdot 10^{-4} \cdot \text{kg} \cdot m^2$
Tempo para o ponto em estudo:	$t := 0.1999 \cdot s$
Parâmetros do movimento :	data := <small>...Mov_horizontal_HM_bt.txt</small>

1. Atribuição dos parâmetros das fases do movimento a variáveis de cálculo

Número de fases do movimento :	$n := \text{rows}(\text{data})$
Índice da fase :	$i := 1..n$
Tempo inicial da fase i :	$t_{s_i} := \text{data}_{i,1} \cdot s$
Tempo final da fase i :	$t_{e_i} := \text{data}_{i,2} \cdot s$
Velocidade inicial do carro na fase i :	$v_{s_i} := \text{data}_{i,3} \cdot m \cdot s^{-1}$
Velocidade final do carro na fase i :	$v_{e_i} := \text{data}_{i,4} \cdot m \cdot s^{-1}$
Aceleração inicial do carro na fase i :	$a_{s_i} := \text{data}_{i,5} \cdot m \cdot s^{-2}$
Aceleração final do carro na fase i :	$a_{e_i} := \text{data}_{i,6} \cdot m \cdot s^{-2}$
Força externa ao movimento do carro na fase i:	$F_{Thrust_i} := \text{data}_{i,7} \cdot N$
Velocidade angular inicial do mecanismo (polia condutora) na fase i:	$\omega_{DMS_i} := \frac{v_{s_i}}{r_{DP}}$
Velocidade angular final do mecanismo (polia condutora) na fase i:	$\omega_{DMe_i} := \frac{v_{e_i}}{r_{DP}}$
Aceleração angular inicial do mecanismo (polia condutora) na fase i:	$\alpha_{DMS_i} := \frac{a_{s_i}}{r_{DP}}$

<p>Aceleração angular final do mecanismo (polia condutora) na fase i:</p>	$\alpha_{DMe_i} := \frac{a_{e_i}}{r_{DP}}$
<p>Velocidade angular inicial do motor na fase i:</p>	$\omega_{MS_i} := i_{GB} \cdot \omega_{DMS_i}$
<p>Velocidade angular final do motor na fase i:</p>	$\omega_{Me_i} := i_{GB} \cdot \omega_{DMe_i}$
<p>Aceleração angular inicial do motor na fase i:</p>	$\alpha_{MS_i} := i_{GB} \cdot \alpha_{DMS_i}$
<p>Aceleração angular final do motor na fase i:</p>	$\alpha_{Me_i} := i_{GB} \cdot \alpha_{DMe_i}$

Tempo de ciclo:

$$t_{Cycle} := \sum_{i=1}^n (t_{e_i} - t_{s_i}) \qquad t_{Cycle} = 2.32 \text{ s}$$

Variável tempo:

$$t := 0 \cdot s, 0.001 \cdot s .. t_{Cycle}$$

Função para identificação da fase:

$$\text{Phase}(t) := \begin{cases} j \leftarrow 0 \\ \text{for } i \in 1..n \\ \quad j \leftarrow i \text{ if } t \geq t_{s_i} \wedge t \leq t_{e_i} \\ j \end{cases}$$

2. Massa e momentos de inércia

Massa parcial relativa ao mecanismo de transmissão (massas em movimento linear associadas ao estágio 2):

$$m_2 := m_{Load} + m_{Stage2} + m_{Belt2} \qquad m_2 = 31.01 \text{ kg}$$

Massa parcial relativa ao mecanismo de transmissão (massas em movimento linear associadas ao estágio 1):

$$m_1 := m_{Stage1} + m_{Belt1} + m_{IP3} + m_{IP3} \qquad m_1 = 21.504 \text{ kg}$$

Momento de inércia total relativa ao mecanismo de transmissão:

$$J_{DM} := J_{DP} + [m_1 + 4 \cdot (m_2 + m_{CB})] \cdot r_{DP}^2 + J_{IP1} \cdot \frac{r_{DP}^2}{r_{IP1}^2} + J_{IP2} \cdot \frac{r_{DP}^2}{r_{IP2}^2} + 4 \cdot J_{IP3} \cdot \frac{r_{DP}^2}{r_{IP3}^2} + 4 \cdot J_{IP4} \cdot \frac{r_{DP}^2}{r_{IP4}^2}$$

$$J_{DM} = 6.3 \times 10^3 \cdot \text{kg} \cdot \text{cm}^2$$

3. Velocidade e aceleração linear do carro

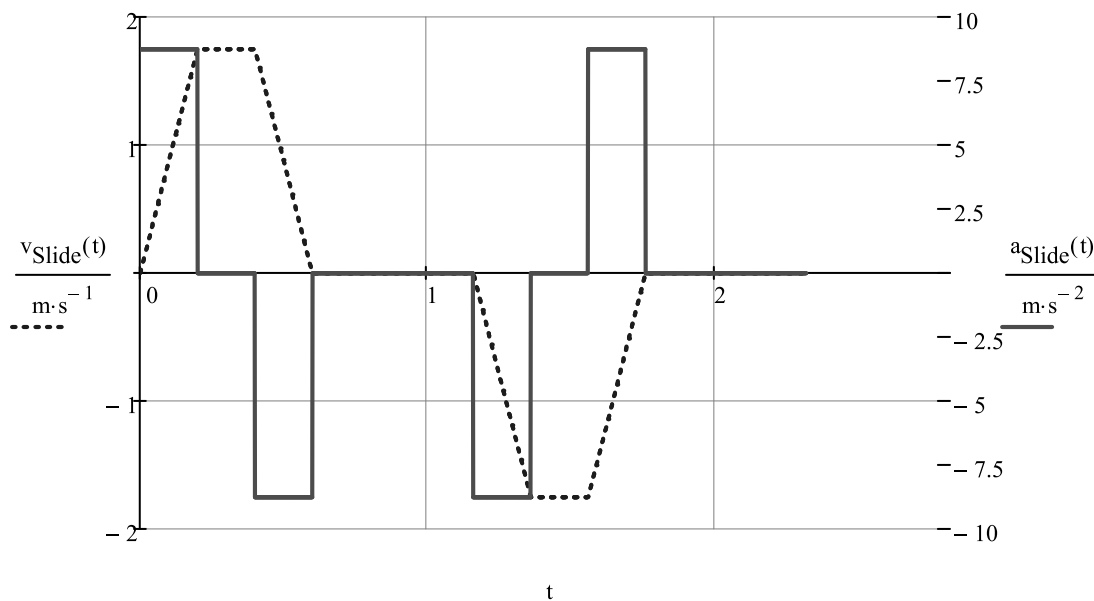
Função velocidade linear do carro:

$$v_{\text{Slide}}(t) := \begin{cases} i \leftarrow \text{Phase}(t) \\ v \leftarrow \frac{v_{e_i} - v_{s_i}}{t_{e_i} - t_{s_i}} \cdot (t - t_{s_i}) + v_{s_i} \end{cases}$$

Função aceleração linear do carro:

$$a_{\text{Slide}}(t) := \begin{cases} i \leftarrow \text{Phase}(t) \\ a \leftarrow \frac{a_{e_i} - a_{s_i}}{t_{e_i} - t_{s_i}} \cdot (t - t_{s_i}) + a_{s_i} \end{cases}$$

Gráfico da velocidade e da aceleração do carro:

**4. Velocidade, aceleração angular e binário do mecanismo (polia condutora)**

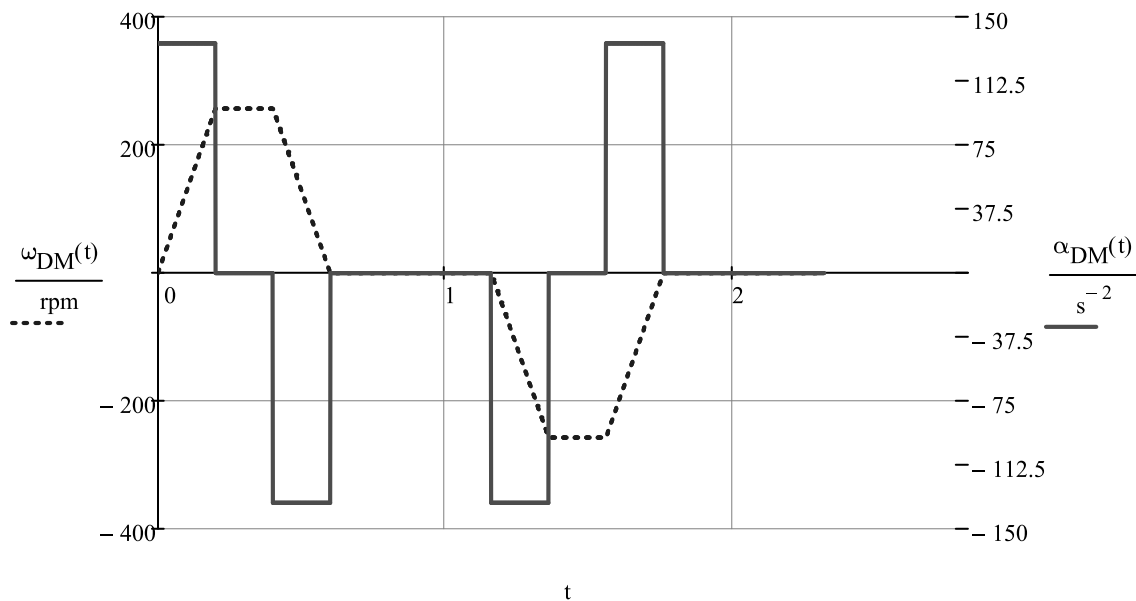
Função velocidade angular do mecanismo (polia condutora):

$$\omega_{\text{DM}}(t) := \begin{cases} i \leftarrow \text{Phase}(t) \\ \omega \leftarrow \frac{\omega_{\text{DM}e_i} - \omega_{\text{DM}s_i}}{t_{e_i} - t_{s_i}} \cdot (t - t_{s_i}) + \omega_{\text{DM}s_i} \end{cases}$$

Função aceleração angular do mecanismo (polia condutora):

$$\alpha_{DM}(t) := \begin{cases} i \leftarrow \text{Phase}(t) \\ \alpha \leftarrow \frac{\alpha_{DMe_i} - \alpha_{DMs_i}}{t_{e_i} - t_{s_i}} \cdot (t - t_{s_i}) + \alpha_{DMs_i} \end{cases}$$

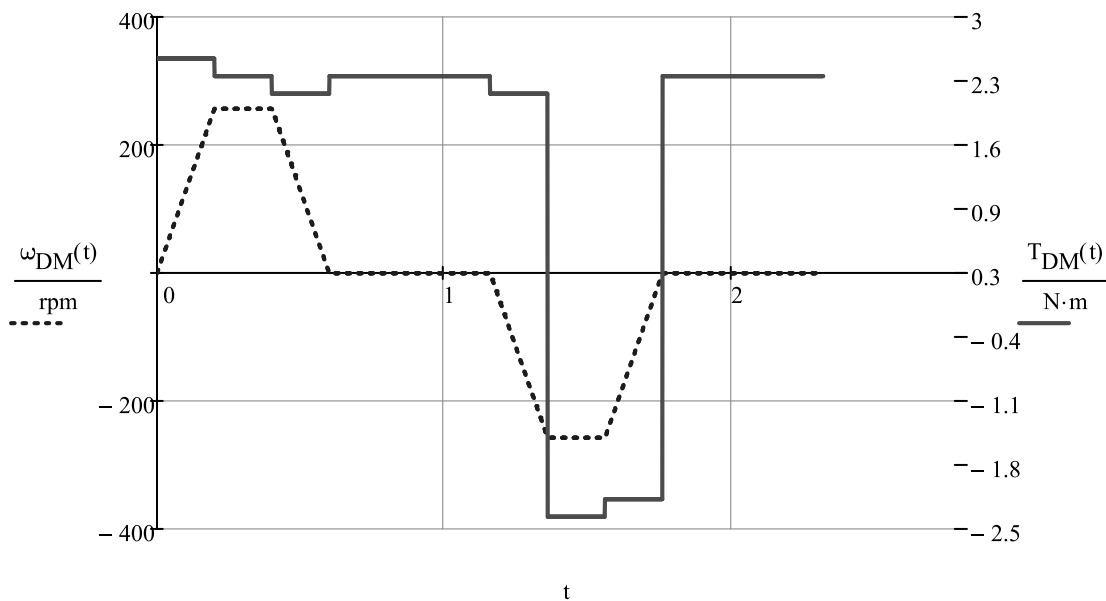
Gráfico da velocidade e da aceleração angular do mecanismo (polia condutora):



Função binário de accionamento do mecanismo (polia condutora):

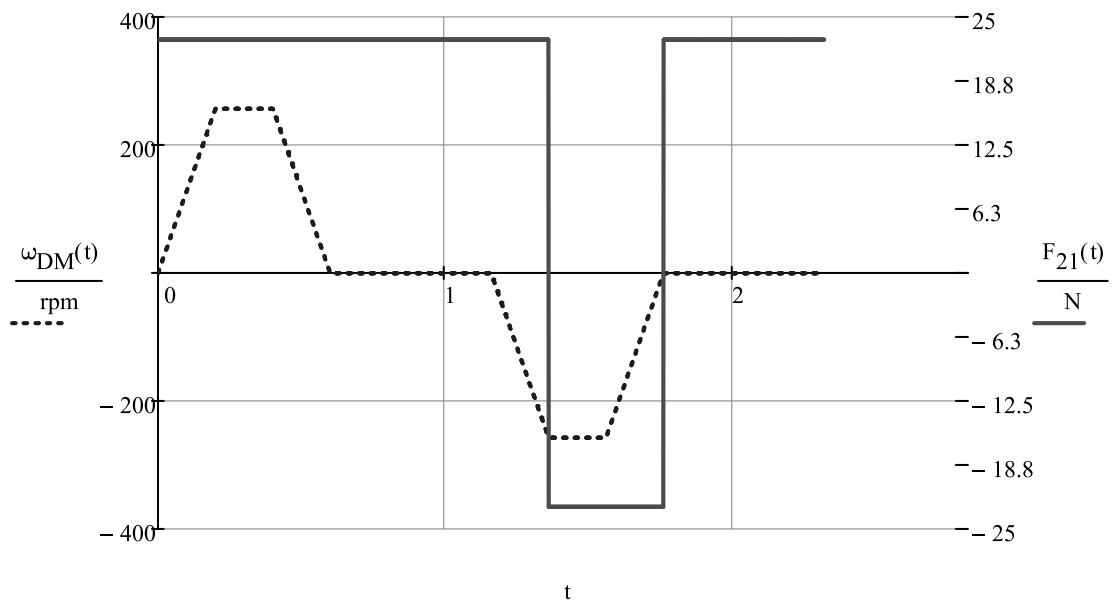
$$T_{DM}(t) := \begin{cases} i \leftarrow \text{Phase}(t) \\ A \leftarrow J_{DP} \cdot \alpha_{DM}(t) + \frac{1}{\eta_1} \cdot \left[m_1 \cdot g \cdot \sin(\theta) + \mu_1 \cdot m_1 \cdot g \cdot \cos(\theta) \dots \right. \\ \quad \left. + \frac{2}{\eta_2} \cdot \left[g \cdot (m_2 \cdot \sin(\theta) - m_{CB}) + (F_{Thrust_i} + \mu_2 \cdot m_2 \cdot g \cdot \cos(\theta)) \right] \right] \cdot r_{DP} \\ B \leftarrow J_{DP} \cdot \alpha_{DM}(t) + \eta_1 \cdot \left[m_1 \cdot g \cdot \sin(\theta) + \mu_1 \cdot m_1 \cdot g \cdot \cos(\theta) \dots \right. \\ \quad \left. + 2\eta_2 \cdot \left[g \cdot (m_2 \cdot \sin(\theta) - m_{CB}) + (F_{Thrust_i} + \mu_2 \cdot m_2 \cdot g \cdot \cos(\theta)) \right] \right] \cdot r_{DP} \\ C \leftarrow J_{DP} \cdot \alpha_{DM}(t) + \frac{1}{\eta_1} \cdot \left[m_1 \cdot g \cdot \sin(\theta) - \mu_1 \cdot m_1 \cdot g \cdot \cos(\theta) \dots \right. \\ \quad \left. + \frac{2}{\eta_2} \cdot \left[g \cdot (m_2 \cdot \sin(\theta) - m_{CB}) - (F_{Thrust_i} + \mu_2 \cdot m_2 \cdot g \cdot \cos(\theta)) \right] \right] \cdot r_{DP} \\ D \leftarrow J_{DP} \cdot \alpha_{DM}(t) + \eta_1 \cdot \left[m_1 \cdot g \cdot \sin(\theta) - \mu_1 \cdot m_1 \cdot g \cdot \cos(\theta) \dots \right. \\ \quad \left. + 2\eta_2 \cdot \left[g \cdot (m_2 \cdot \sin(\theta) - m_{CB}) - (F_{Thrust_i} + \mu_2 \cdot m_2 \cdot g \cdot \cos(\theta)) \right] \right] \cdot r_{DP} \\ \text{return } A \text{ if } \omega_{DMs_i} \geq 0 \wedge A \geq 0 \\ \text{return } B \text{ if } \omega_{DMs_i} \geq 0 \wedge B \leq 0 \\ \text{return } C \text{ if } \omega_{DMs_i} \leq 0 \wedge C \leq 0 \\ \text{return } D \text{ if } \omega_{DMs_i} \leq 0 \wedge D \geq 0 \end{cases}$$

Gráfico da velocidade angular e do binário do mecanismo (polia condutora):



Função força do estágio 2 sobre o estágio 1:

$$F_{21}(t) := \begin{cases} i \leftarrow \text{Phase}(t) \\ A \leftarrow \frac{2}{\eta_2} \cdot \left[g \cdot (m_2 \cdot \sin(\theta) - m_{CB}) + (F_{\text{Thrust}_i} + \mu_2 \cdot m_2 \cdot g \cdot \cos(\theta)) \right] \\ B \leftarrow 2\eta_2 \cdot \left[g \cdot (m_2 \cdot \sin(\theta) - m_{CB}) + (F_{\text{Thrust}_i} + \mu_2 \cdot m_2 \cdot g \cdot \cos(\theta)) \right] \\ C \leftarrow \frac{2}{\eta_2} \cdot \left[g \cdot (m_2 \cdot \sin(\theta) - m_{CB}) - (F_{\text{Thrust}_i} + \mu_2 \cdot m_2 \cdot g \cdot \cos(\theta)) \right] \\ D \leftarrow 2\eta_2 \cdot \left[g \cdot (m_2 \cdot \sin(\theta) - m_{CB}) - (F_{\text{Thrust}_i} + \mu_2 \cdot m_2 \cdot g \cdot \cos(\theta)) \right] \\ \text{return } A \text{ if } \omega_{DMs_i} \geq 0 \wedge T_{DM}(t) \geq 0 \\ \text{return } B \text{ if } \omega_{DMs_i} \geq 0 \wedge T_{DM}(t) \leq 0 \\ \text{return } C \text{ if } \omega_{DMs_i} \leq 0 \wedge T_{DM}(t) \leq 0 \\ \text{return } D \text{ if } \omega_{DMs_i} \leq 0 \wedge T_{DM}(t) \geq 0 \end{cases}$$



5. Velocidade, aceleração angular e binário do motor

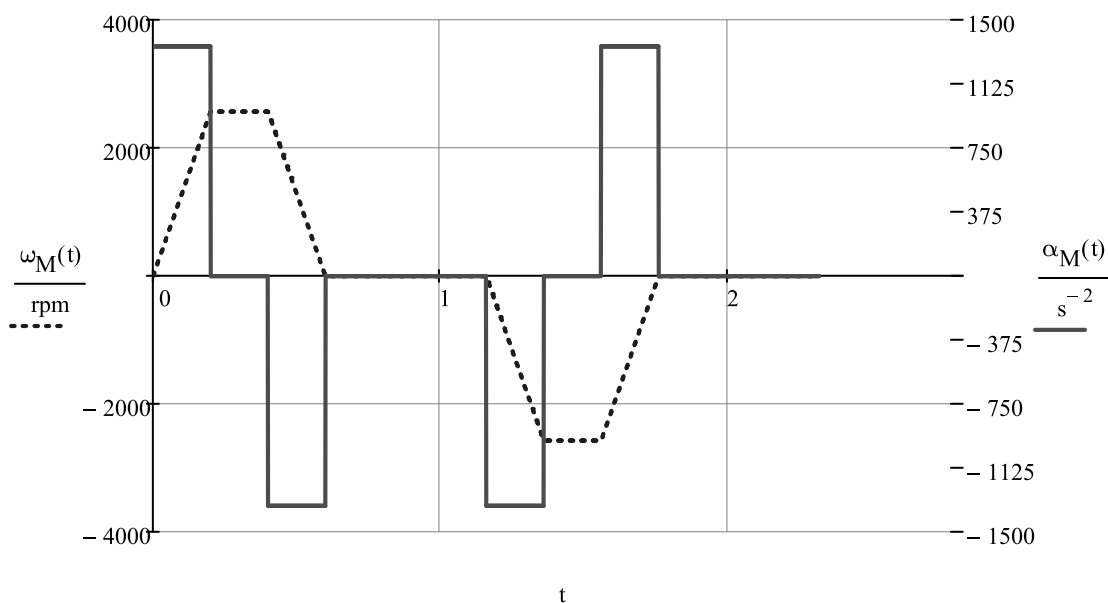
Função velocidade angular do motor:

$$\omega_M(t) := \begin{cases} i \leftarrow \text{Phase}(t) \\ \omega \leftarrow \frac{\omega_{Me_i} - \omega_{Ms_i}}{t_{e_i} - t_{s_i}} \cdot (t - t_{s_i}) + \omega_{Ms_i} \end{cases}$$

Função aceleração angular do motor:

$$\alpha_M(t) := \begin{cases} i \leftarrow \text{Phase}(t) \\ \alpha \leftarrow \frac{\alpha_{Me_i} - \alpha_{Ms_i}}{t_{e_i} - t_{s_i}} \cdot (t - t_{s_i}) + \alpha_{Ms_i} \end{cases}$$

Gráfico da velocidade e da aceleração angular do motor:

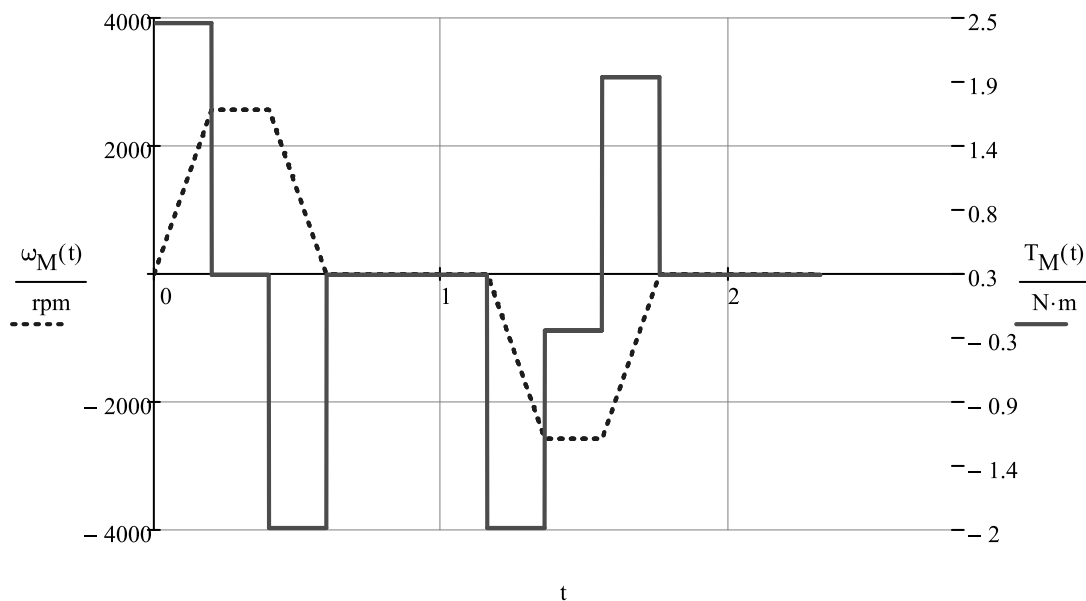


Função binário de accionamento do motor:

```

TM(t) :=
  i ← Phase(t)
  J2 ← JGB +  $\frac{J_{GBC}}{i_{GB}^2}$ 
  J1 ← JM + JBr + JMC
  A ← J1 · αM(t) +  $\frac{1}{\eta_{GB}} \left( J_2 \cdot \alpha_M(t) + \frac{T_{DM}(t)}{i_{GB}} \right)$ 
  B ← J1 · αM(t) + ηGB ·  $\left( J_2 \cdot \alpha_M(t) + \frac{T_{DM}(t)}{i_{GB}} \right)$ 
  C ← J1 · αM(t) +  $\frac{1}{\eta_{GB}} \left( J_2 \cdot \alpha_M(t) + \frac{T_{DM}(t)}{i_{GB}} \right)$ 
  D ← J1 · αM(t) + ηGB ·  $\left( J_2 \cdot \alpha_M(t) + \frac{T_{DM}(t)}{i_{GB}} \right)$ 
  return A if ωMsi ≥ 0 ∧ A ≥ 0
  return B if ωMsi ≥ 0 ∧ B ≤ 0
  return C if ωMsi ≤ 0 ∧ C ≤ 0
  return D if ωMsi ≤ 0 ∧ D ≥ 0
  
```

Gráfico da velocidade angular e do binário do motor:



Velocidade angular máxima necessária no motor:

$$\omega_{Mmax} := \begin{cases} \omega_{max} \leftarrow 0 \cdot \text{rpm} \\ \text{for } t \in 0 \cdot \text{s}, 0.001 \cdot \text{s} .. t_{\text{Cycle}} \\ \left| \begin{array}{l} \omega_{max} \text{ if } |\omega_M(t)| \leq \omega_{max} \\ \omega_{max} \leftarrow |\omega_M(t)| \text{ otherwise} \end{array} \right. \\ \omega_{max} \end{cases}$$

$$\omega_{Mmax} = 2571 \cdot \text{rpm}$$

Binário máximo necessário no motor:

$$T_{Mmax} := \begin{cases} T_{max} \leftarrow 0 \cdot \text{N}\cdot\text{m} \\ \text{for } t \in 0 \cdot \text{s}, 0.001 \cdot \text{s} .. t_{\text{Cycle}} \\ \left| \begin{array}{l} T_{max} \text{ if } |T_M(t)| \leq T_{max} \\ T_{max} \leftarrow |T_M(t)| \text{ otherwise} \end{array} \right. \\ T_{max} \end{cases}$$

$$T_{Mmax} = 2.459 \cdot \text{N}\cdot\text{m}$$

Binário efectivo necessário no motor:

$$T_{Mrms} := \sqrt{\frac{1}{t_{\text{Cycle}}} \int_{0 \cdot \text{s}}^{t_{\text{Cycle}}} T_M(t)^2 dt}$$

$$T_{Mrms} = 1.255 \cdot \text{N}\cdot\text{m}$$

6. Validação do motor seleccionado

Momento de inércia do mecanismo reduzido ao veio motor:

$$J_{red_1} := \frac{J_{DM}}{i_{GB}^2}$$

$$J_{red_1} = 62.769 \cdot \text{kg}\cdot\text{cm}^2$$

Momentos de inércia do redutor reduzido ao veio motor:

$$J_{red_2} := J_{GB}$$

$$J_{red_2} = 0.29 \cdot \text{kg}\cdot\text{cm}^2$$

Momentos de inércia do travão do motor reduzido ao veio motor:

$$J_{red_3} := J_{Br}$$

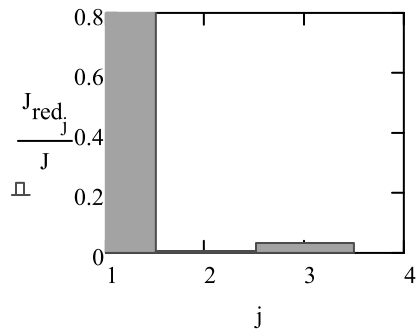
$$J_{red_3} = 2.1 \cdot \text{kg}\cdot\text{cm}^2$$

Momento de inércia do sistema reduzido ao veio motor:

$$J := J_{\text{red}_1} + J_{\text{red}_2} + J_{\text{red}_3}$$

$$J = 65.159 \cdot \text{kg} \cdot \text{cm}^2$$

Peso relativo das inércias:



Disparidade entre as inércias do sistema e do motor:

$$IM_{\text{Typ1}} := \frac{\frac{J_{\text{DM}}}{i_{\text{GB}}^2} + J_{\text{GB}} + J_{\text{Br}}}{J_{\text{M}}}$$

$$IM_{\text{Typ1}} = 4.688$$

Disparidade entre as inércias do sistema e do motor (o travão faz parte da inércia do motor):

$$IM_{\text{Typ2}} := \frac{\frac{J_{\text{DM}}}{i_{\text{GB}}^2} + J_{\text{GB}}}{J_{\text{M}} + J_{\text{Br}}}$$

$$IM_{\text{Typ2}} = 3.941$$

Disparidade entre as inércias do sistema e do motor (o travão e o redutor fazem parte da inércia do motor):

$$IM_{\text{Typ3}} := \frac{\frac{J_{\text{DM}}}{i_{\text{GB}}^2}}{J_{\text{M}} + J_{\text{Br}} + J_{\text{GB}}}$$

$$IM_{\text{Typ3}} = 3.853$$

Razão entre o binário de pico exigido e o binário máximo do motor:

$$R_{\text{Tmax}} := \frac{T_{\text{Mmax}}}{T_{\text{Mpeak}}}$$

$$R_{\text{Tmax}} = 0.178$$

Razão entre o binário efectivo exigido e o binário nominal do motor:

$$R_{\text{Trms}} := \frac{T_{\text{Mrms}}}{T_{\text{Mnom}}}$$

$$R_{\text{Trms}} = 0.418$$

Razão entre a velocidade angular máxima exigida e a velocidade angular nominal do motor:

$$R_{\omega.\max} := \frac{\omega_{M\max}}{n_{M\text{nom}}}$$

$$R_{\omega.\max} = 1.714$$

7. Valores para o ponto em estudo

$$v_{\text{Slide}}(t) = 1.75 \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\omega_{\text{DM}}(t) = 256.968 \cdot \text{rpm}$$

$$\omega_{\text{M}}(t) = 2570 \cdot \text{rpm}$$

$$a_{\text{Slide}}(t) = 8.75 \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-2}$$

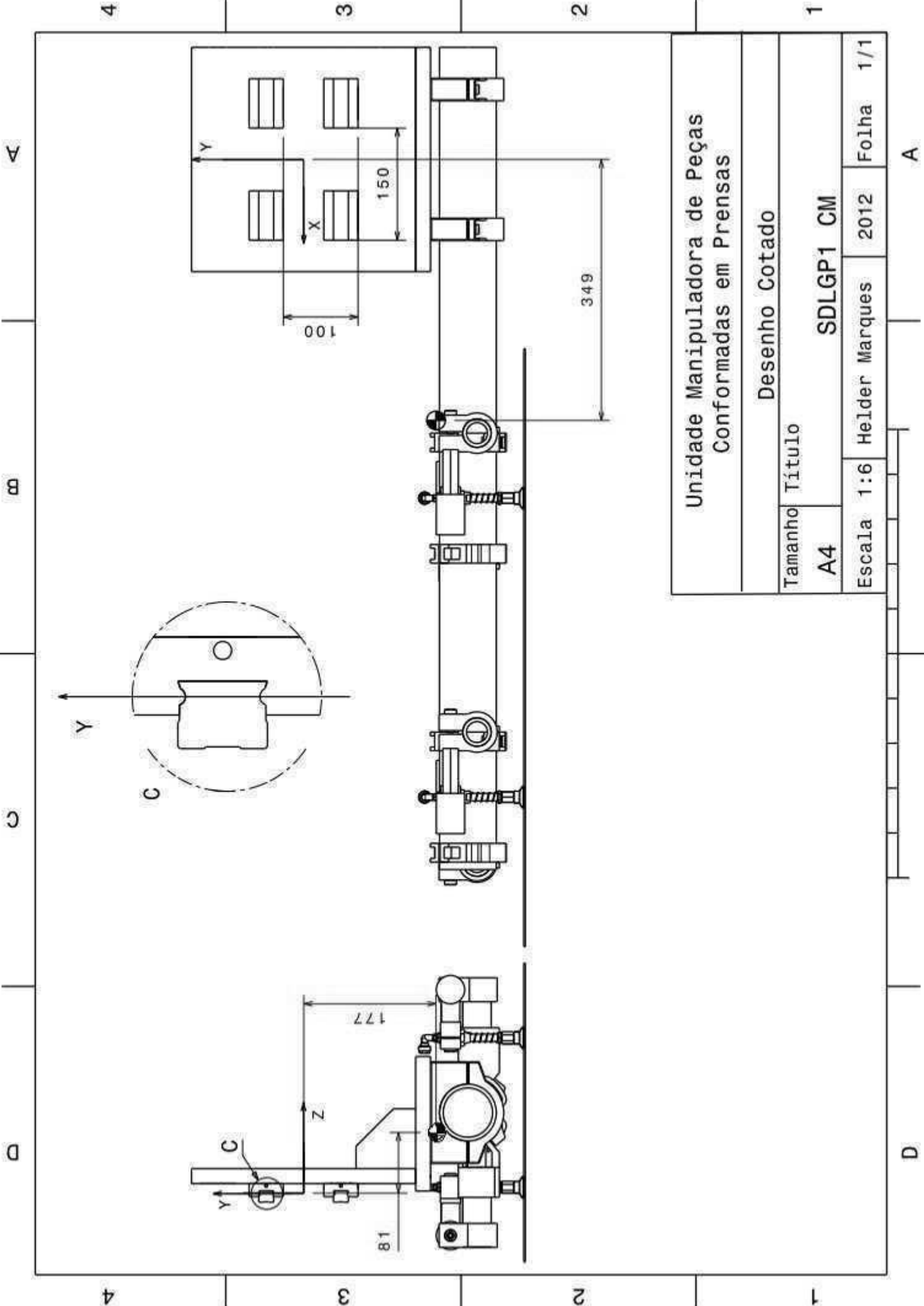
$$\alpha_{\text{DM}}(t) = 134.62 \cdot \text{rad} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$\alpha_{\text{M}}(t) = 77128.93 \cdot \text{deg} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$T_{\text{DM}}(t) = 2.6 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$T_{\text{M}}(t) = 2.5 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Desenhos com as coordenadas do centro de massa do sistema



Unidade Manipuladora de Peças Conformadas em Pressas			
Desenho Cotado			
Tamanho		Título	
A4	SDLGP1 CM		
Escala	1:6	Holder Marques	2012
		Folha	1/1

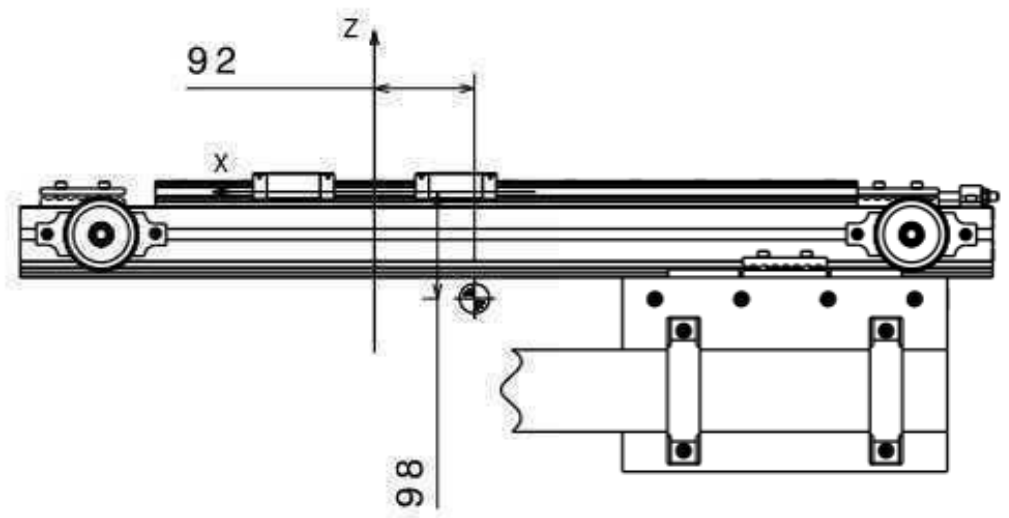
A

D

D C B A

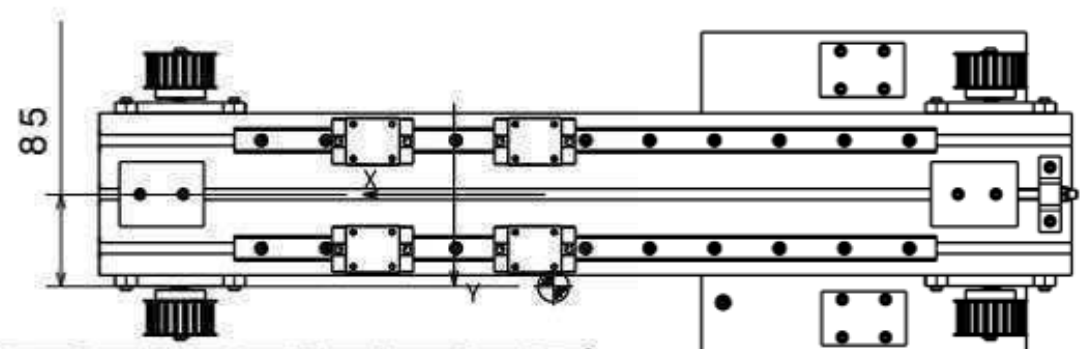
4

4



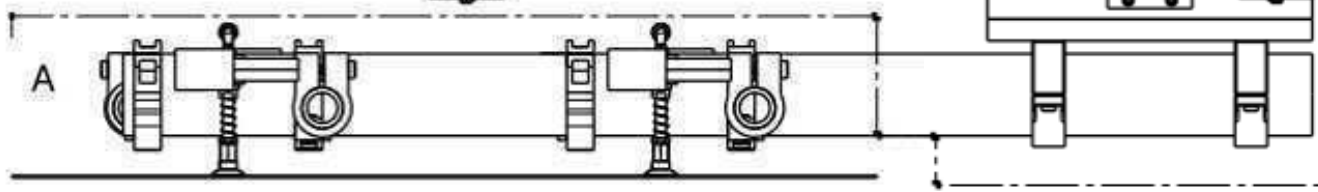
3

3



2

2



A

1

1

Unidade Manipuladora de
Peças Conformadas em Prensas

Desenho cotas centro de
massa SDLGP2 fase1

Tamanho	Título		
A4	Guias e Patins 2		
Escala 1:7	Helder Marques	2012	Folha 1/1

D

A

A

m

C

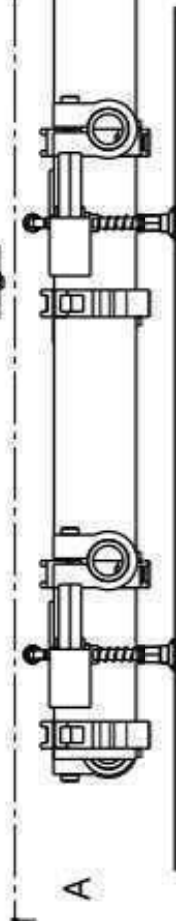
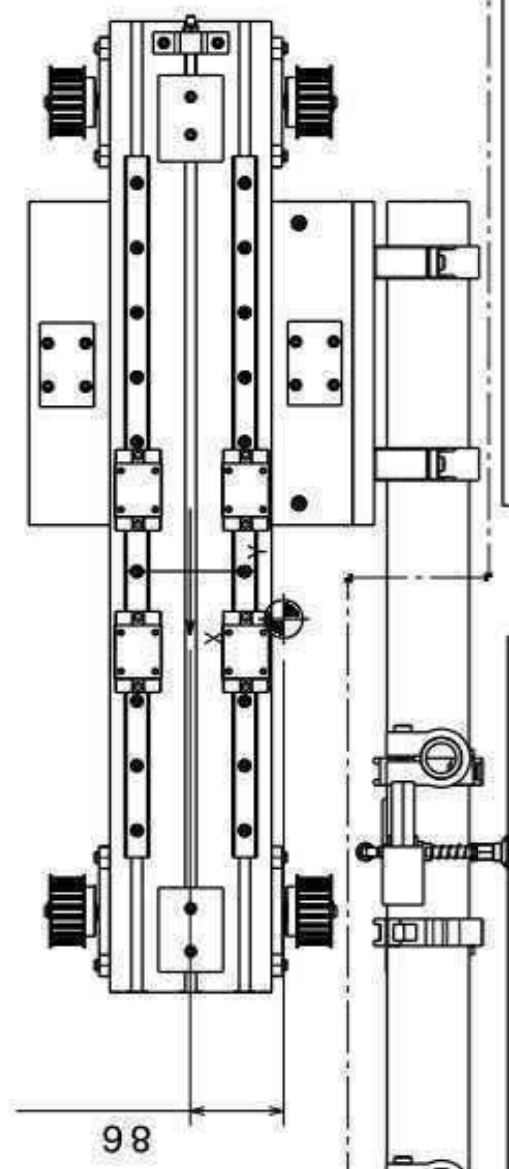
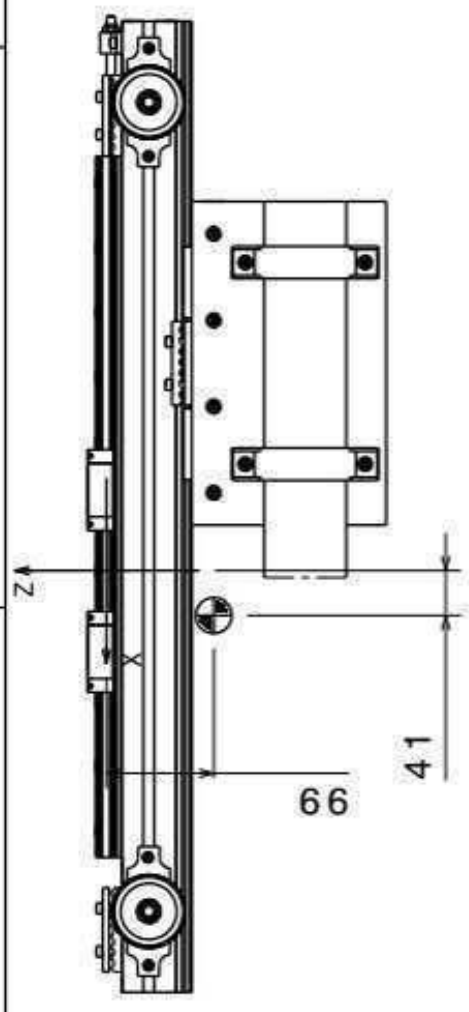
D

4

3

2

1



Unidade Manipuladora de Peças
Conformadas em Pressas

Desenho Cotas do centro de massa
do SDLGP2 fase2

Tamanho Titulo

A4

Guias e Patins 2

Escala 1:7

Helder Marques

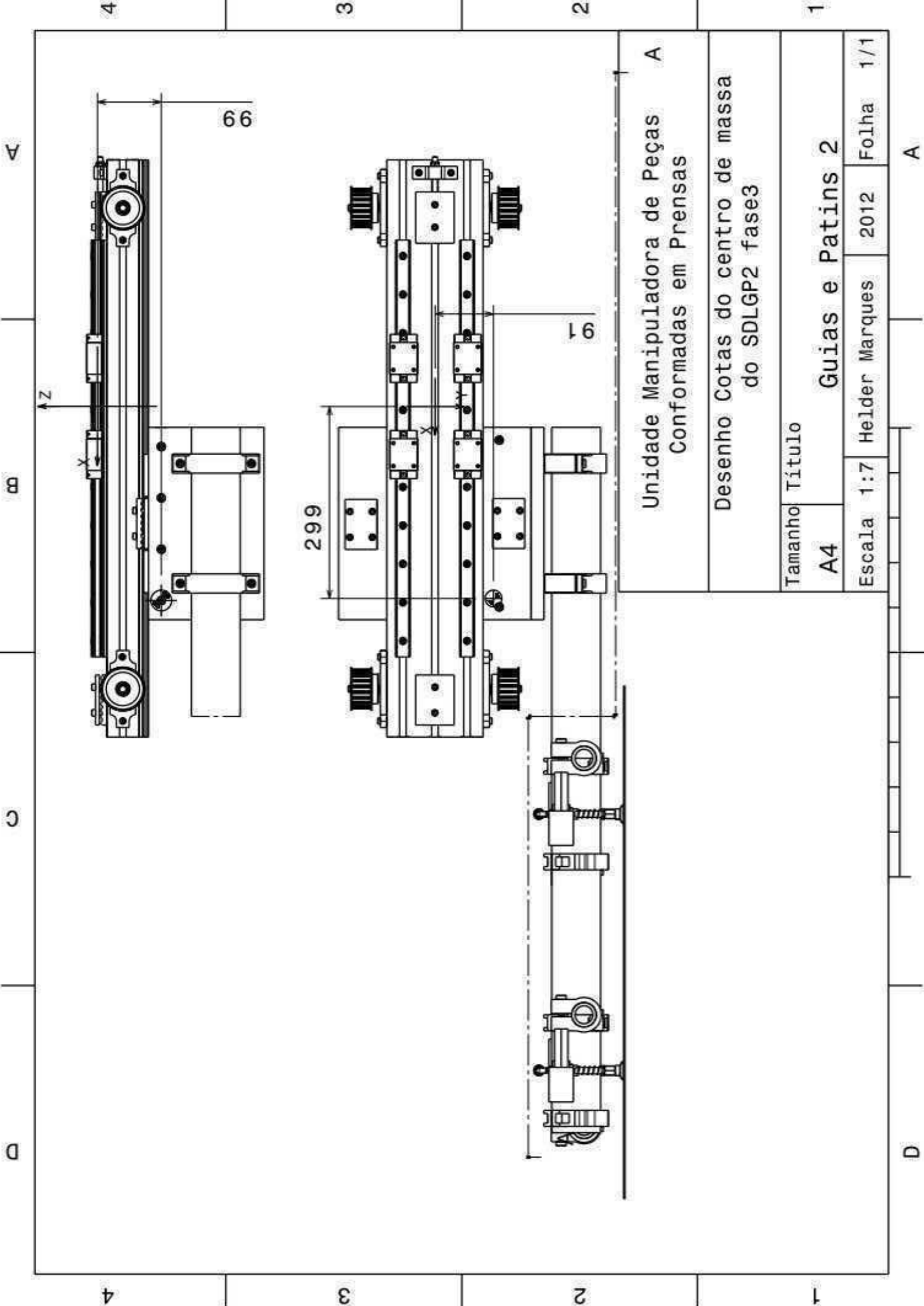
2012

Folha

1/1

D

A



Unidade Manipuladora de Peças
Conformadas em Pressas

Desenho Cotas do centro de massa
do SDLGP2 fase3

Tamanho Título

A4

Guias e Patins 2

Escala 1:7

Helder Marques

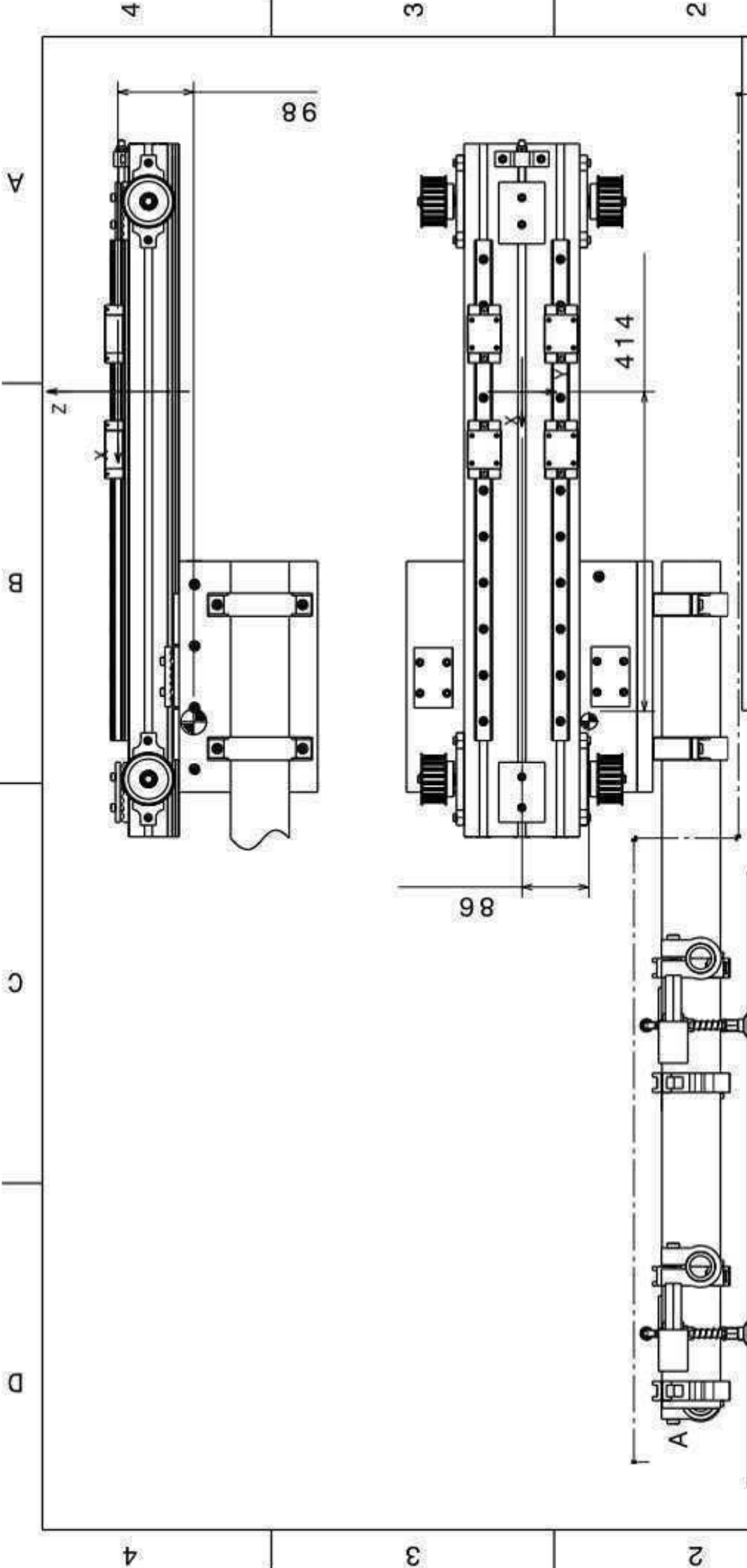
2012

Folha

1/1

A

D



Unidade Manipuladora de Peças
Conformadas em Pressas

Desenho Cotas do centro de massa
do SDLGP2 fase5

Tamanho Título

A4 Guias e Patins 2

Escala 1:7

Helder Marques

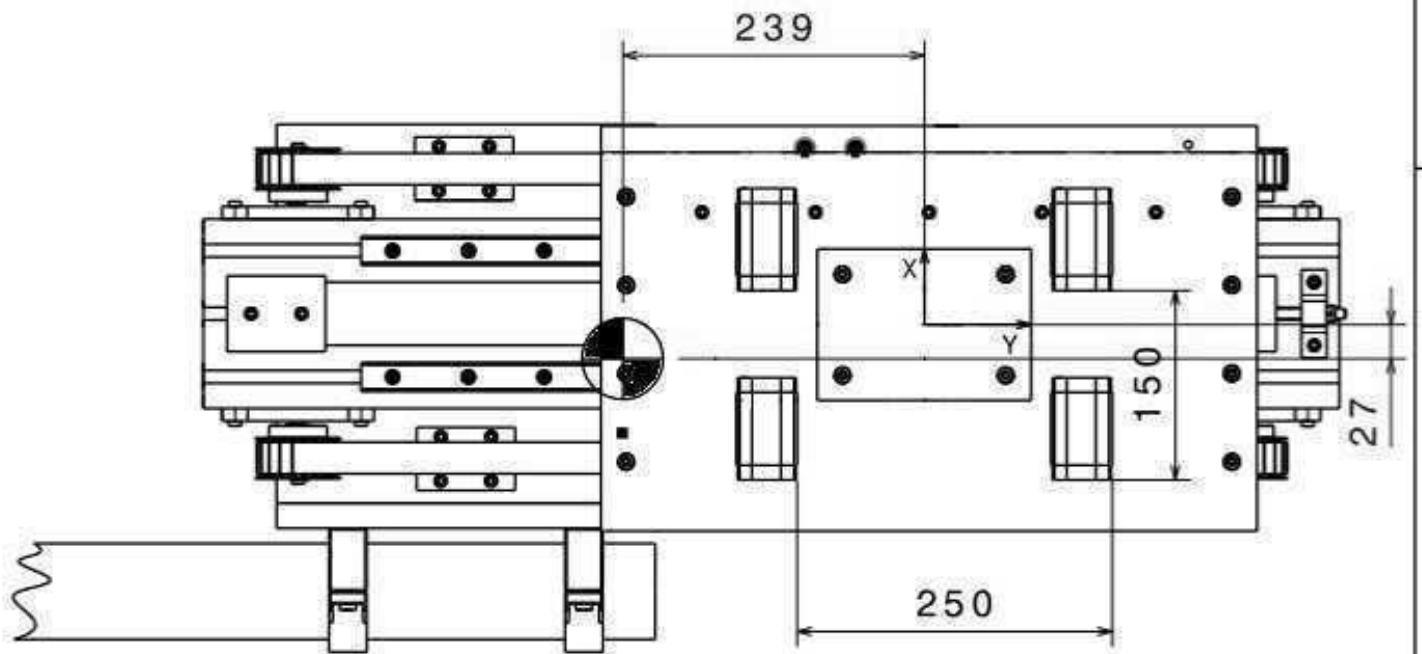
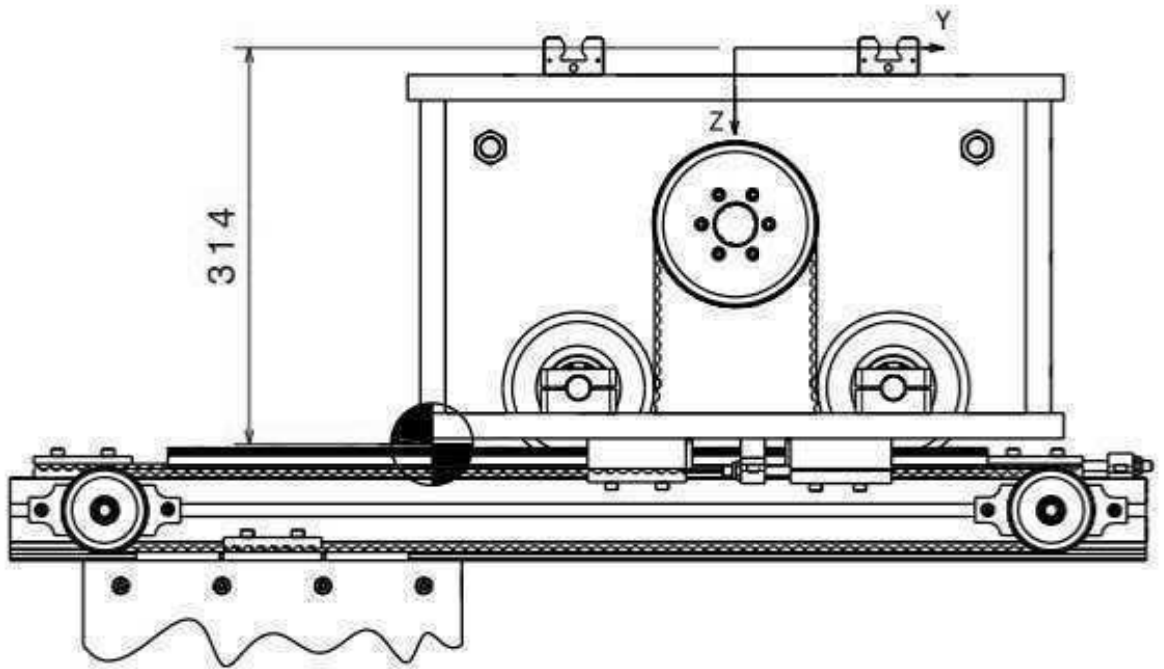
2012

Folha

1/1

A

D



Unidade Manipuladora de
Peças Conformadas em Pressas

Desenho cotado centro de massa
SDLPG3 avançado

Tamanho Título

A4

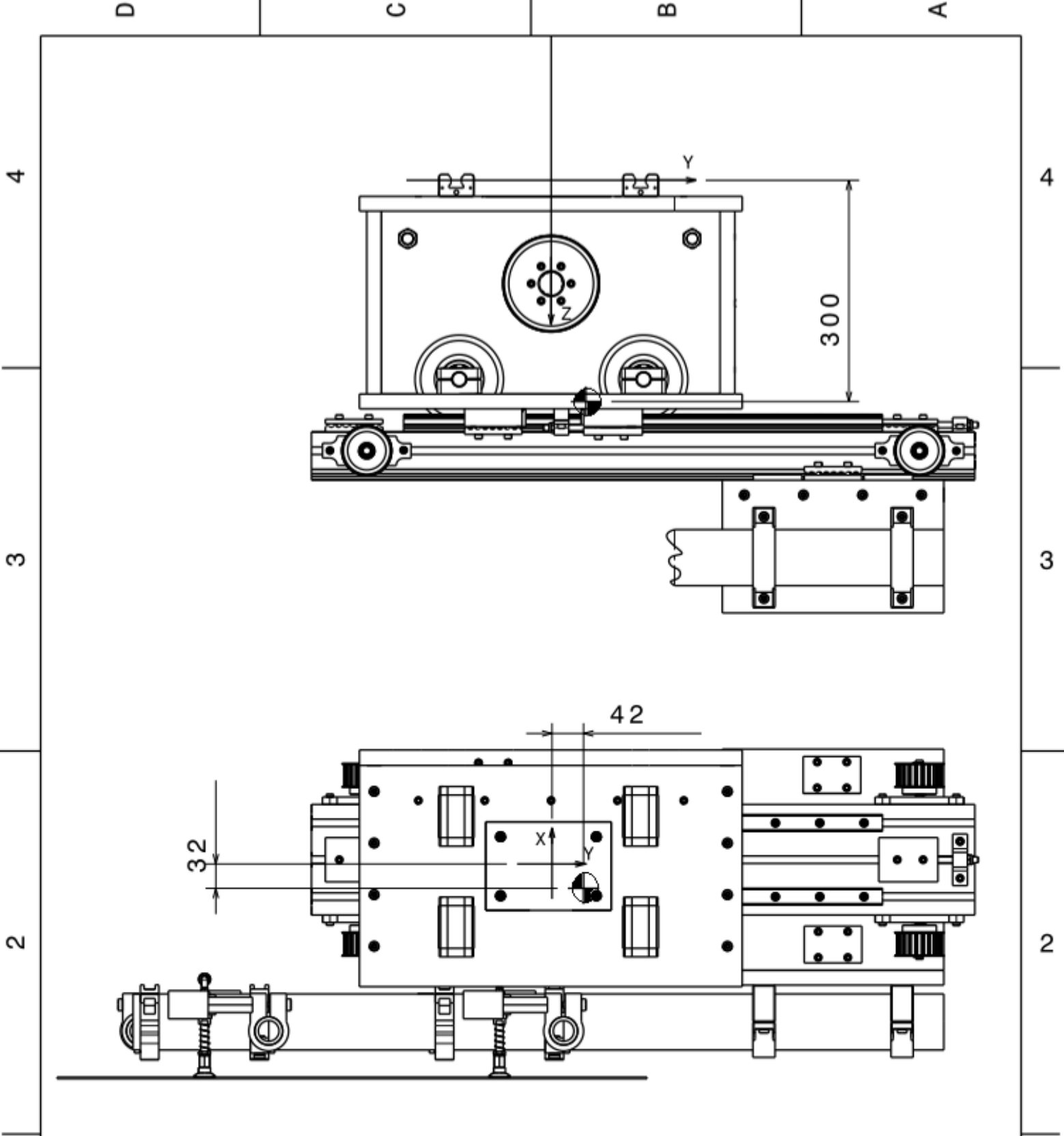
Guias e patins 3

Escala 1:6

Helder Marques

2012

Folha 1/1



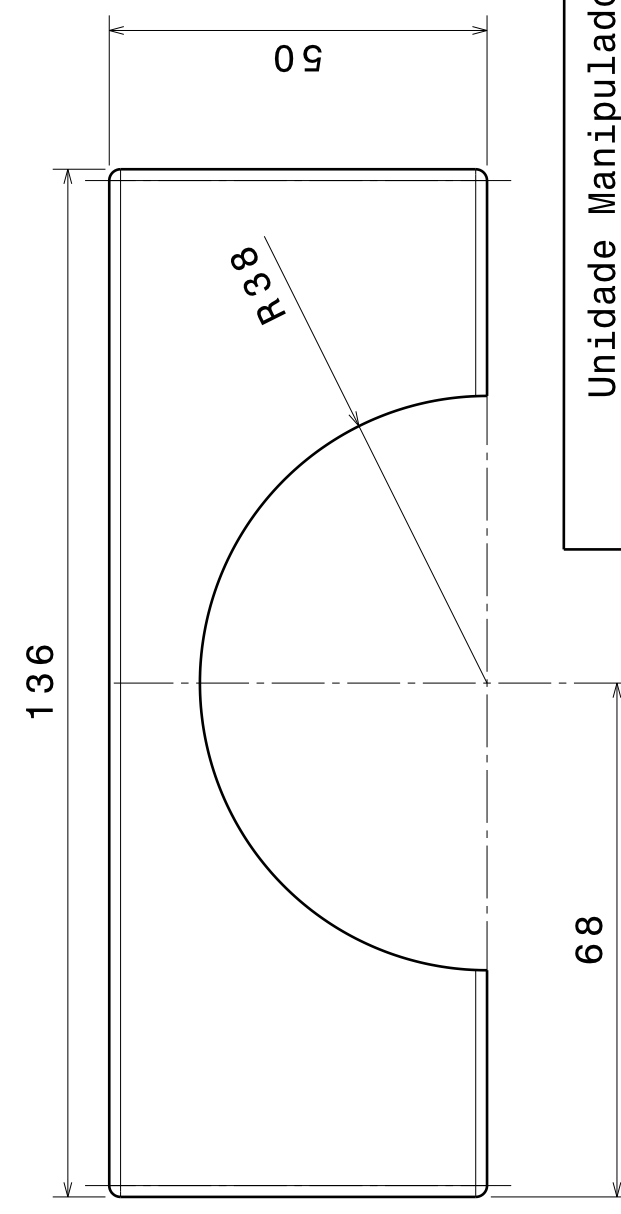
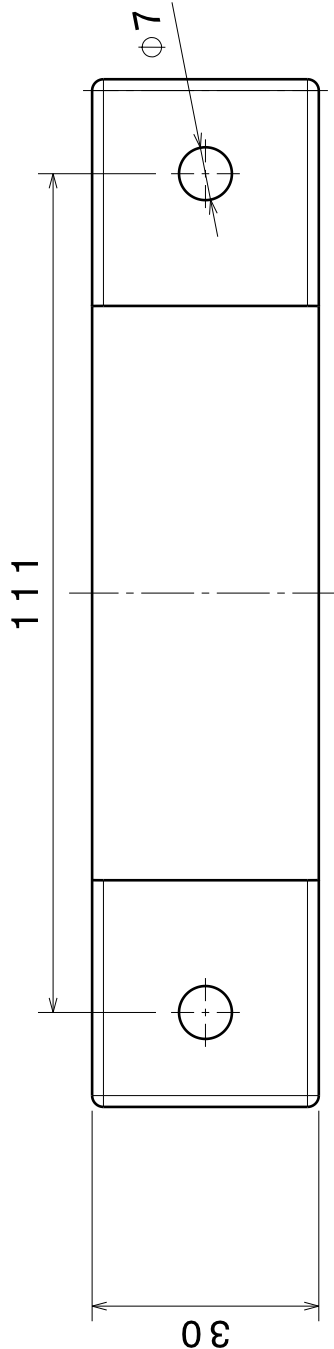
Unidade Manipuladora de
Peças Conformadas em Pressas

Desenho cotado centro de massa
SDLGP3 recuado

Tamanho	Título		
A4	Guias e patins 3		
Escala 1:7	Helder Marques	2012	Folha 1/1

Desenhos 2D cotados 0001-00XX

A 4 3 2 1 A D C B D



Unidade Manipuladora de Peças Conformadas em Pressas			
Desenho 2D Cotado			
Tamanho	Título		
A4	0001-0001		
Escala	1:1	Heider Marques	2012
Folha			1/27

D A

4

B

C

D

4

3

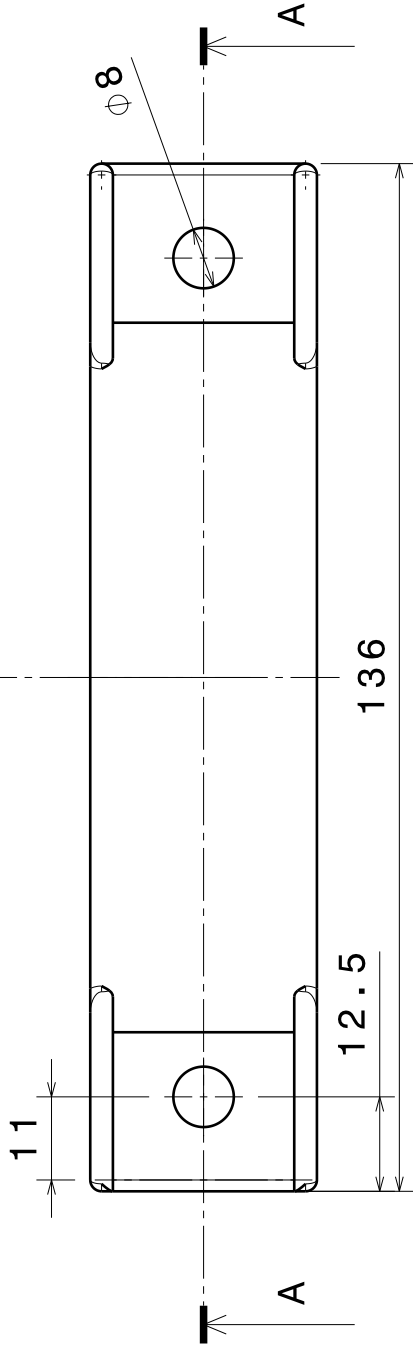
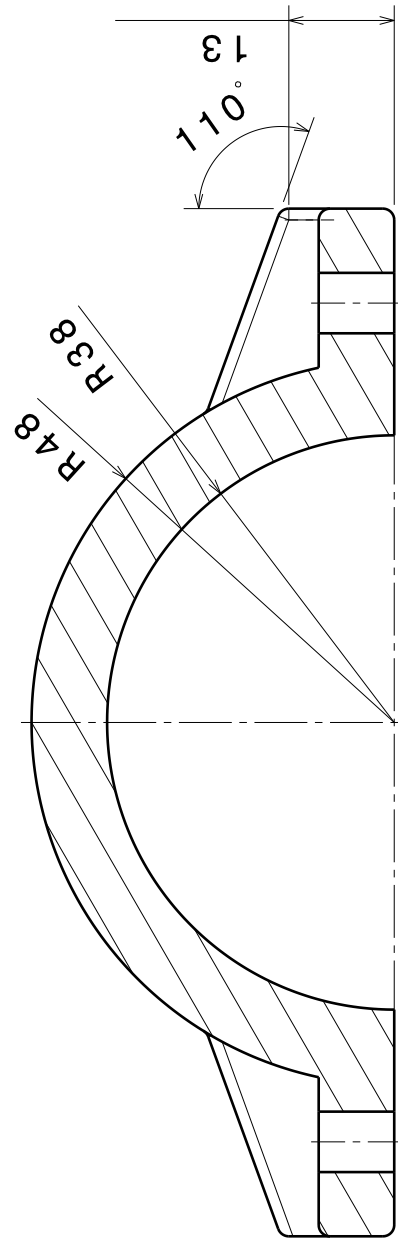
3

2

2

1

1

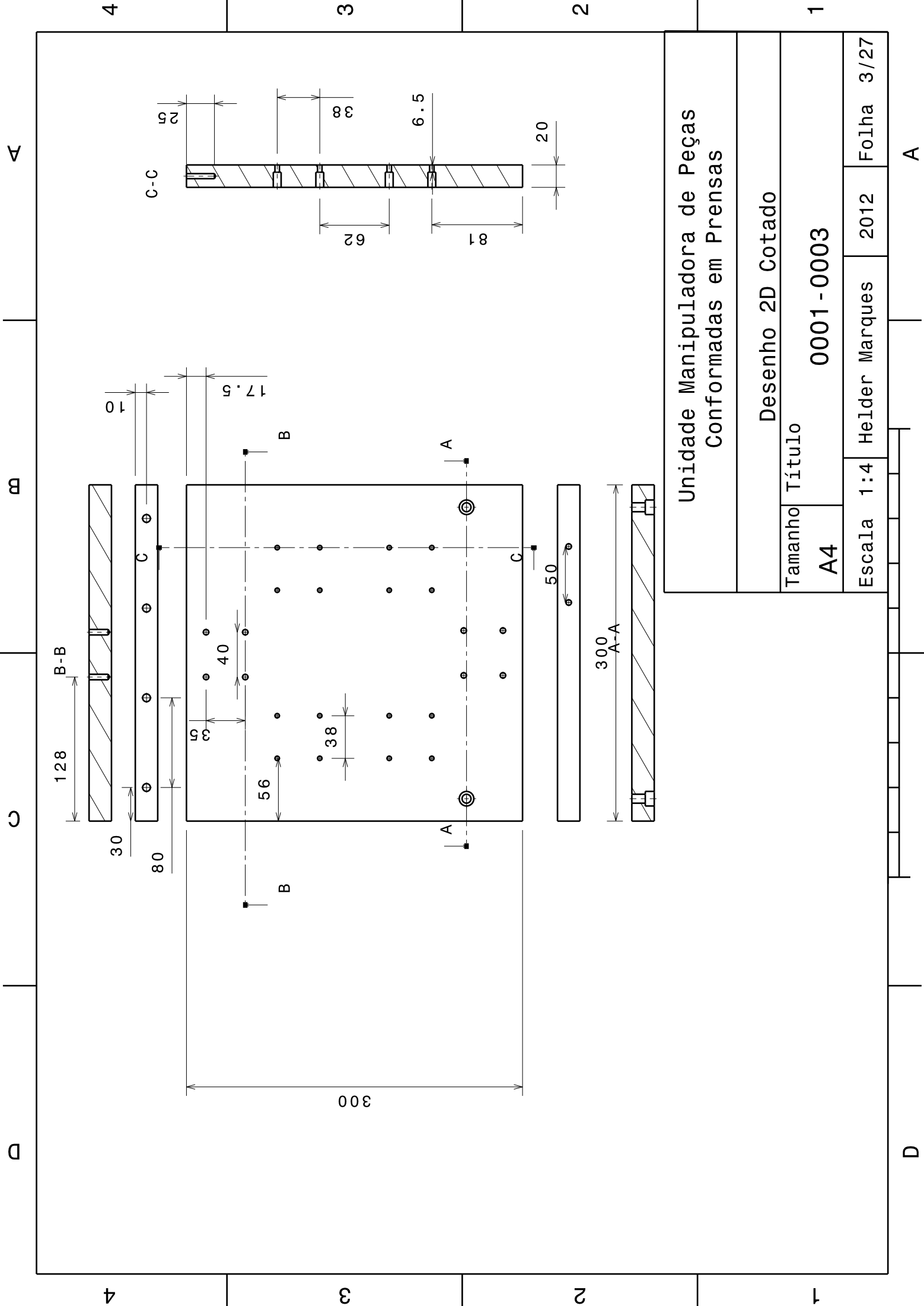


Unidade Manipuladora de Peças Conformadas em Pressas			
Desenho 2D Cotado			
Tamanho	Título		
A4	0001-0002		
Escala	1:1	Heider Marques	2012
		Folha	2/27

A

D

A



Unidade Manipuladora de Peças Conformadas em Pressas			
Desenho 2D Cotado			
Tamanho	Título		
A4	0001-0003		
Escala 1:4	Heider Marques	2012	Folha 3/27

4

3

2

1

B

C

D

A

4

3

2

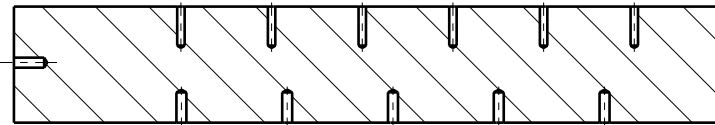
1

A

D

A-A

$\phi 6.65$



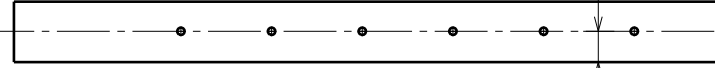
$\phi 6.65$

71

466

20

A

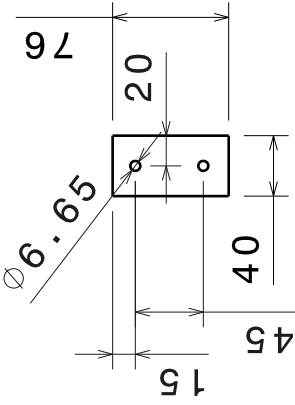


A

$\phi 4.92$

53

60



$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

15

45

76

$\phi 6.65$

20

40

A

B

C

D

4

3

2

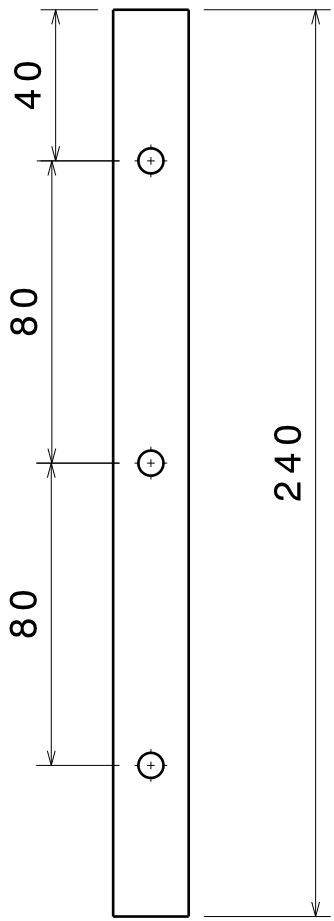
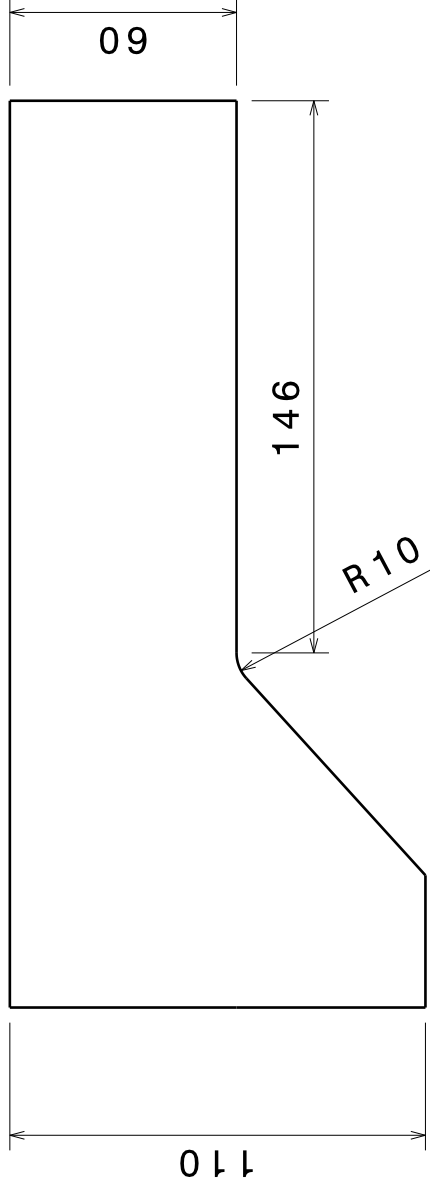
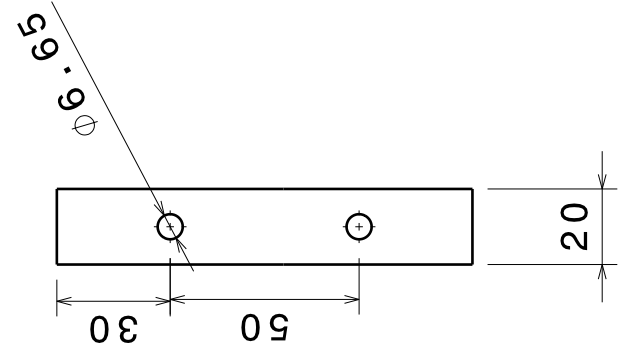
1

4

3

2

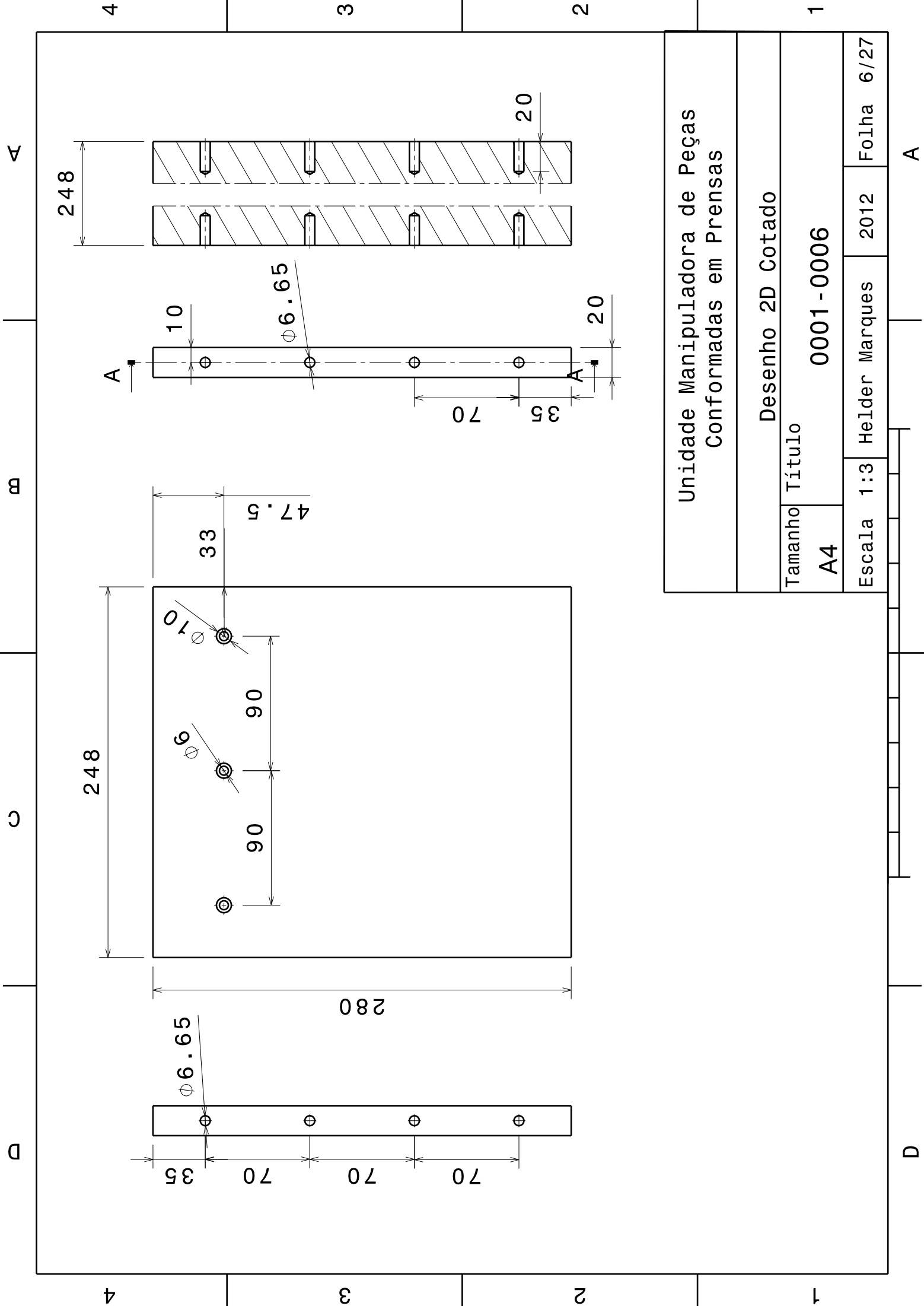
1



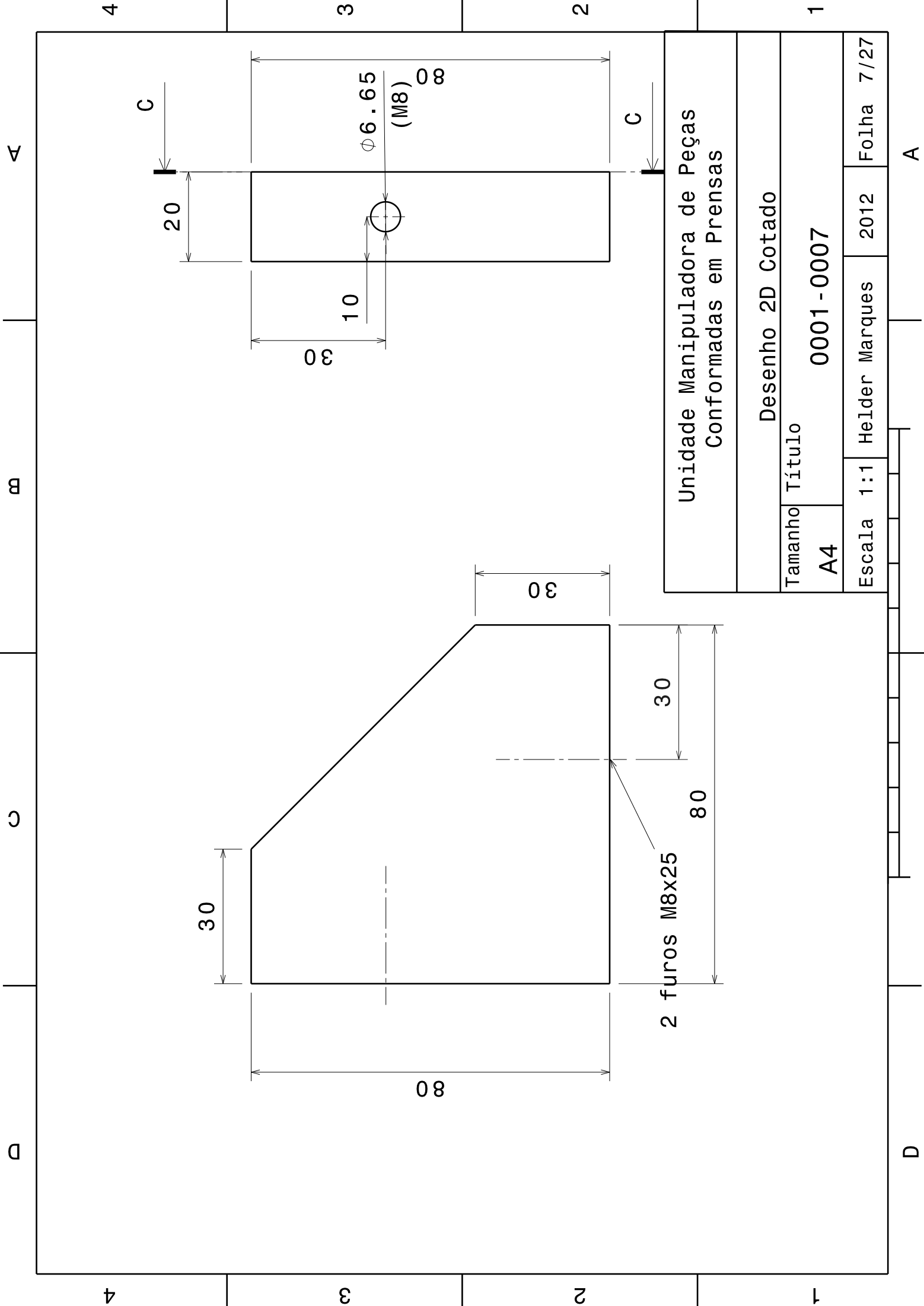
Unidade Manipuladora de Peças Conformadas em Pressas			
Desenho 2D Cotado			
Tamanho	Título		
A4	0001-0005		
Escala 1:2	Heider Marques	2012	Folha 5/27

A

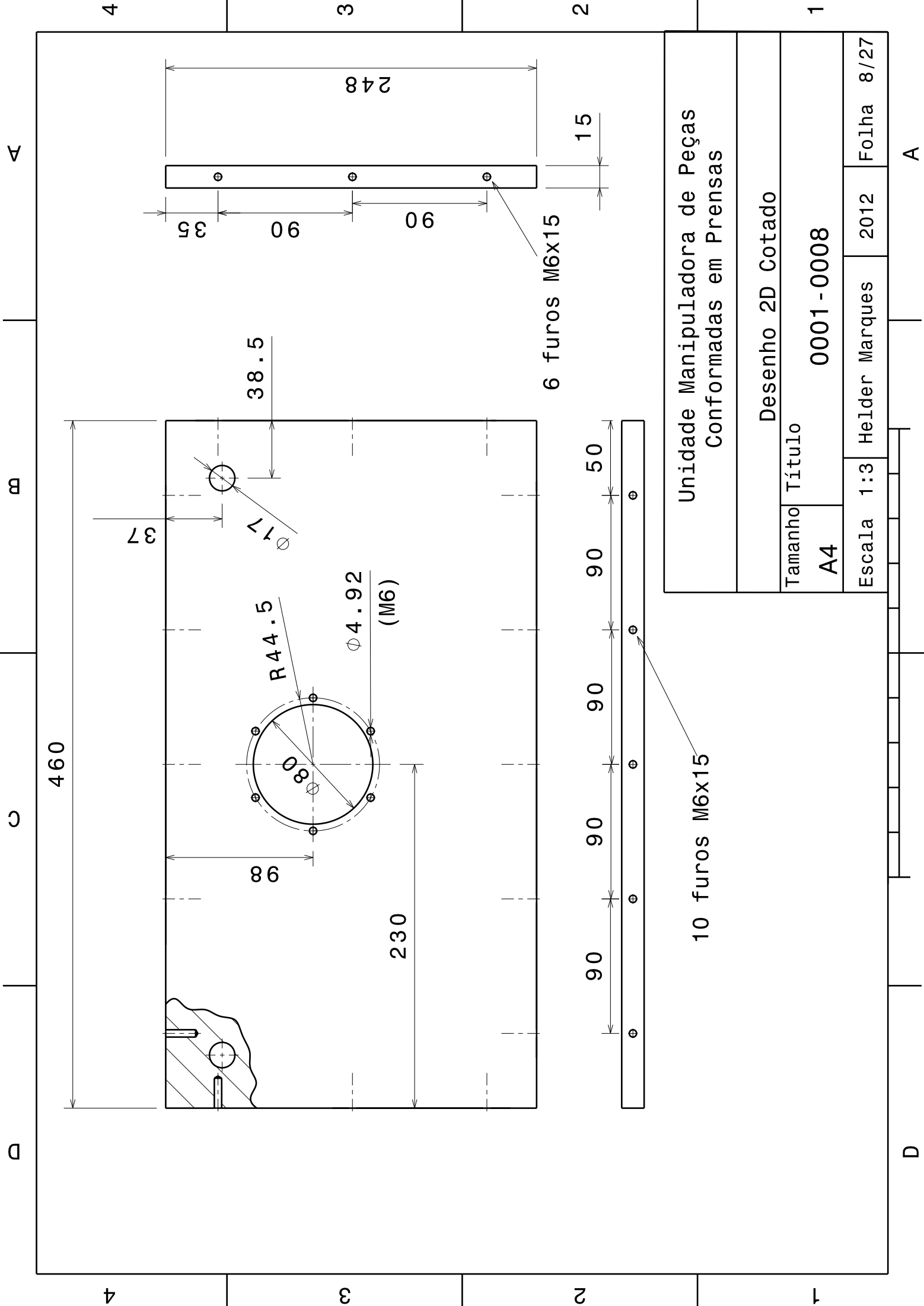
D



Unidade Manipuladora de Peças Conformadas em Pressas			
Desenho 2D Cotado			
Tamanho	Título		
A4	0001-0006		
Escala 1:3	Heider Marques	2012	Folha 6/27



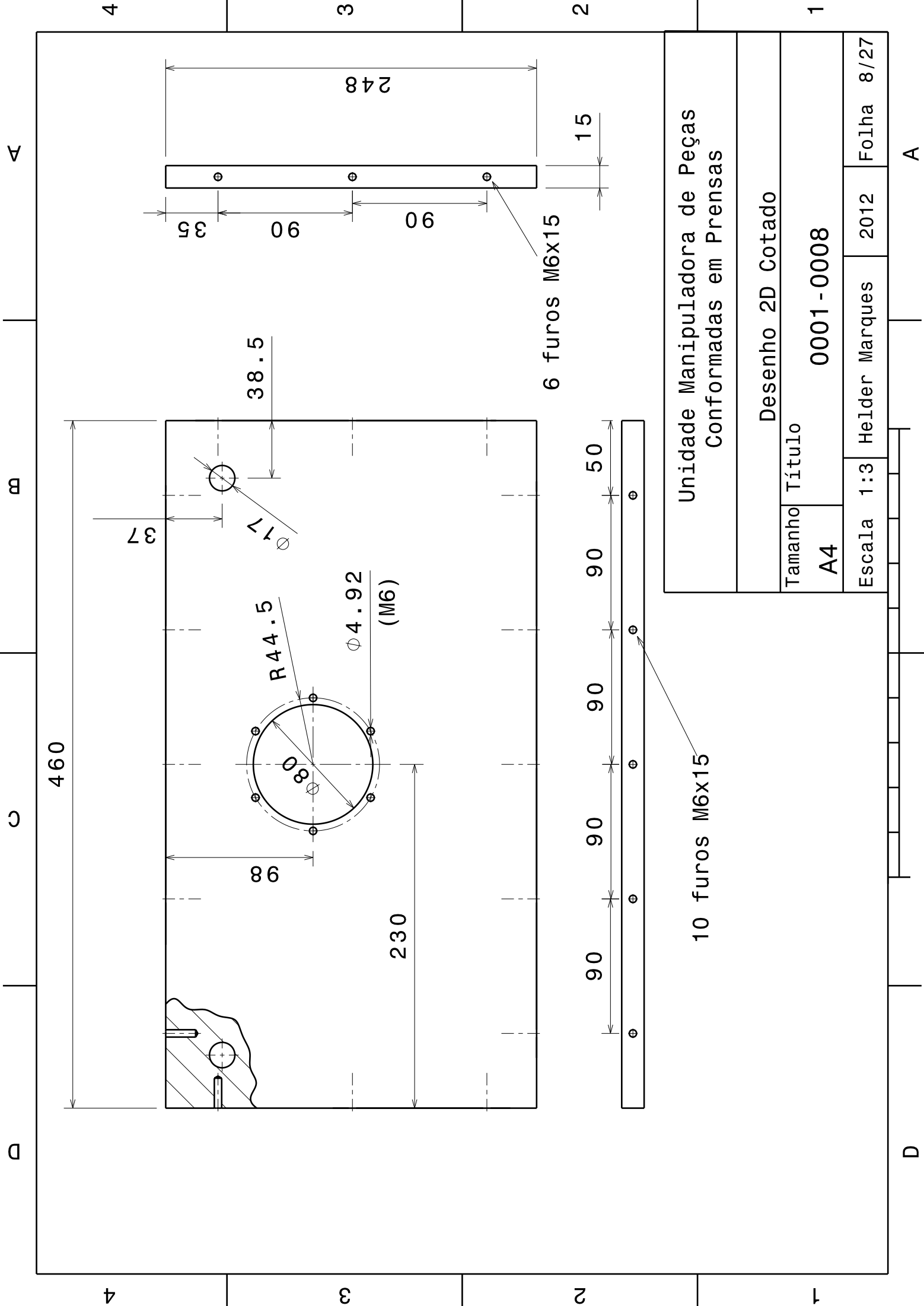
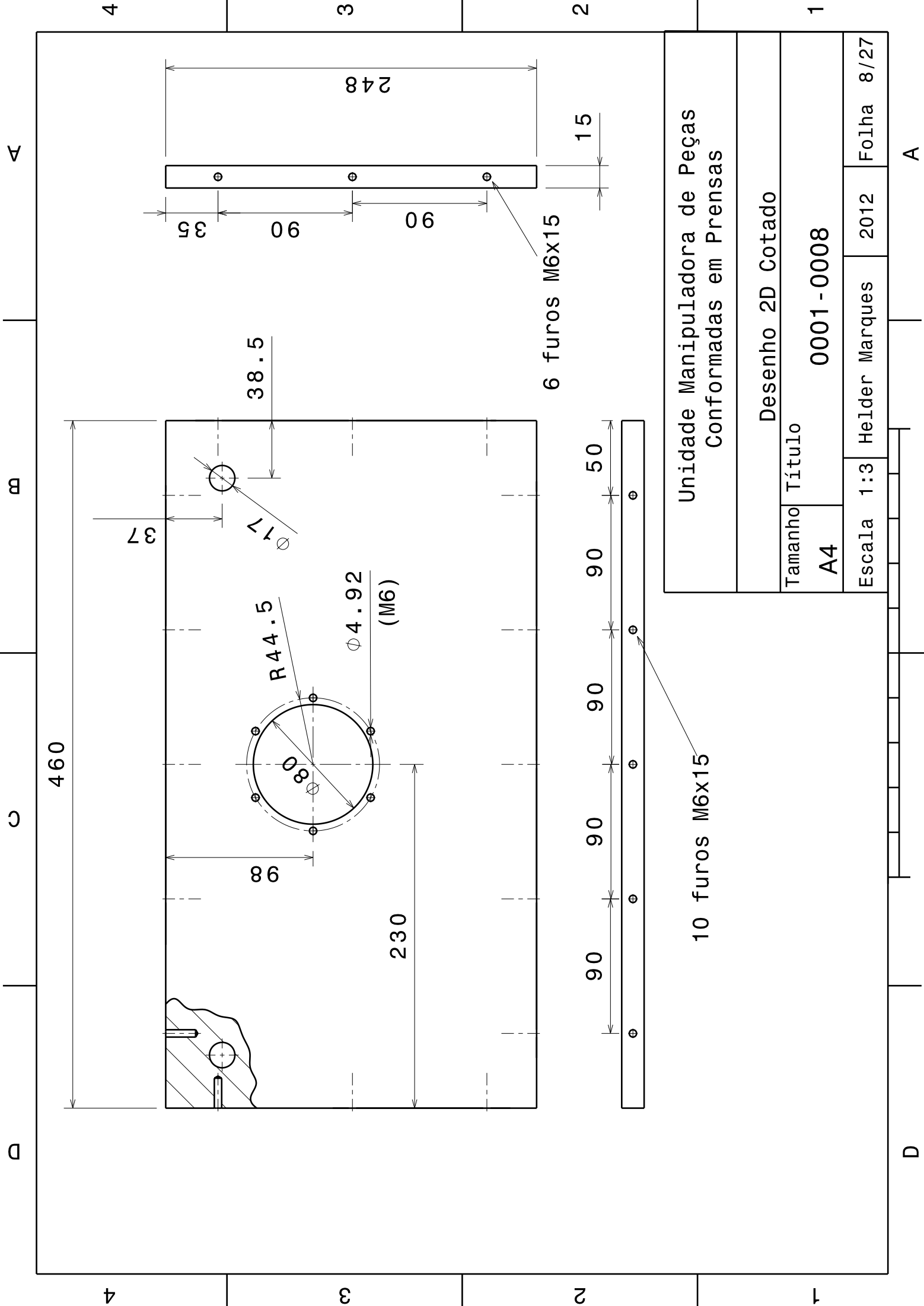
Unidade Manipuladora de Peças Conformadas em Pressas			
Desenho 2D Cotado			
Tamanho	Título		
A4	0001-0007		
Escala	1:1	Heider Marques	2012
			Folha 7/27



Unidade Manipuladora de Peças Conformadas em Pressas			
Desenho 2D Cotado			
Tamanho	Título		
A4	0001-0008		
Escala 1:3	Heider Marques	2012	Folha 8/27

10 furos M6x15

6 furos M6x15



4

3

2

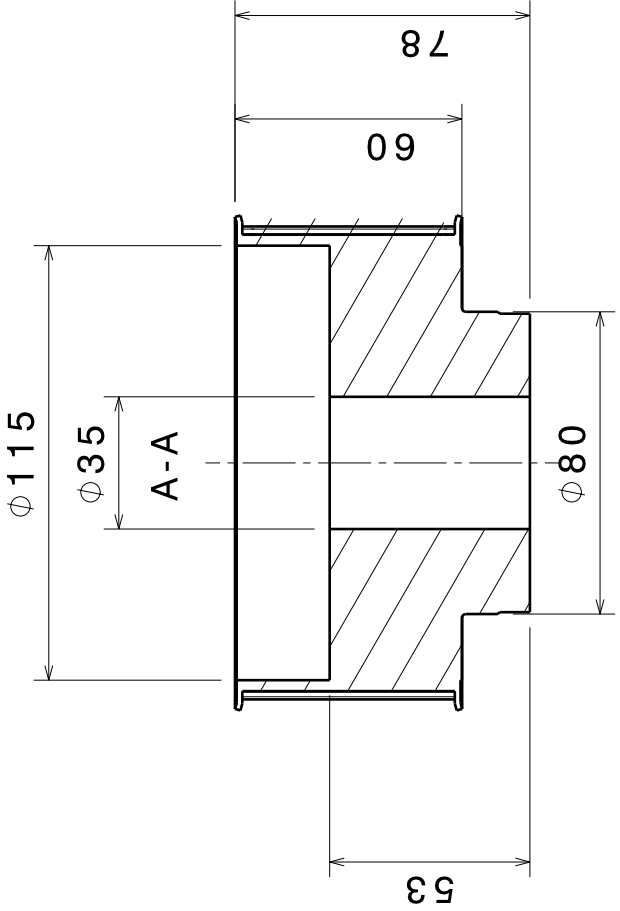
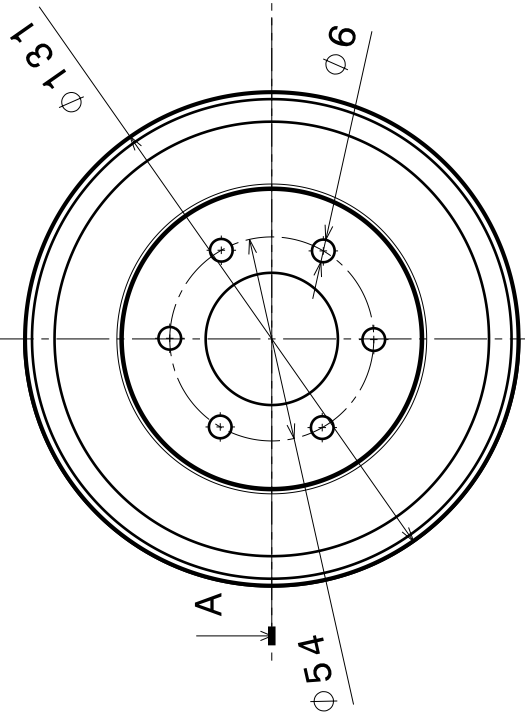
1

B

C

A

A



Unidade Manipuladora de Peças Conformadas em Pressas			
Desenho 2D Cotado			
Tamanho	Título		
A4	0001-0009		
Escala 1:2	Heider Marques	2012	Folha 9/27

D

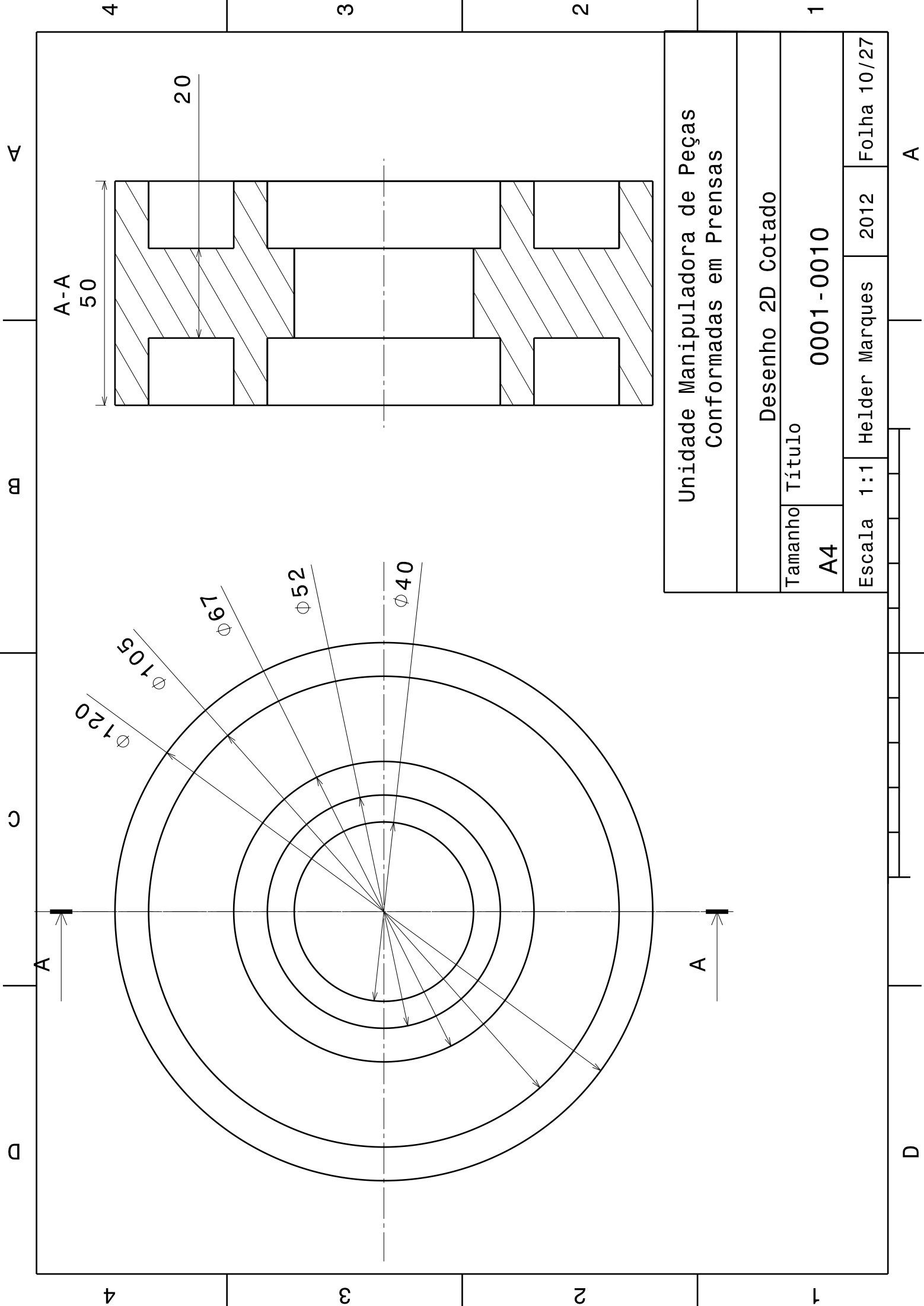
A

4

3

2

1



Unidade Manipuladora de Peças Conformadas em Pressas			
Desenho 2D Cotado			
Tamanho	Título		
A4	0001-0010		
Escala	1:1	Heider Marques	2012
			Folha 10/27

A

D

A

m

C

D

4

3

2

1

4

3

2

1

20

A-A
50

$\phi 120$

$\phi 105$

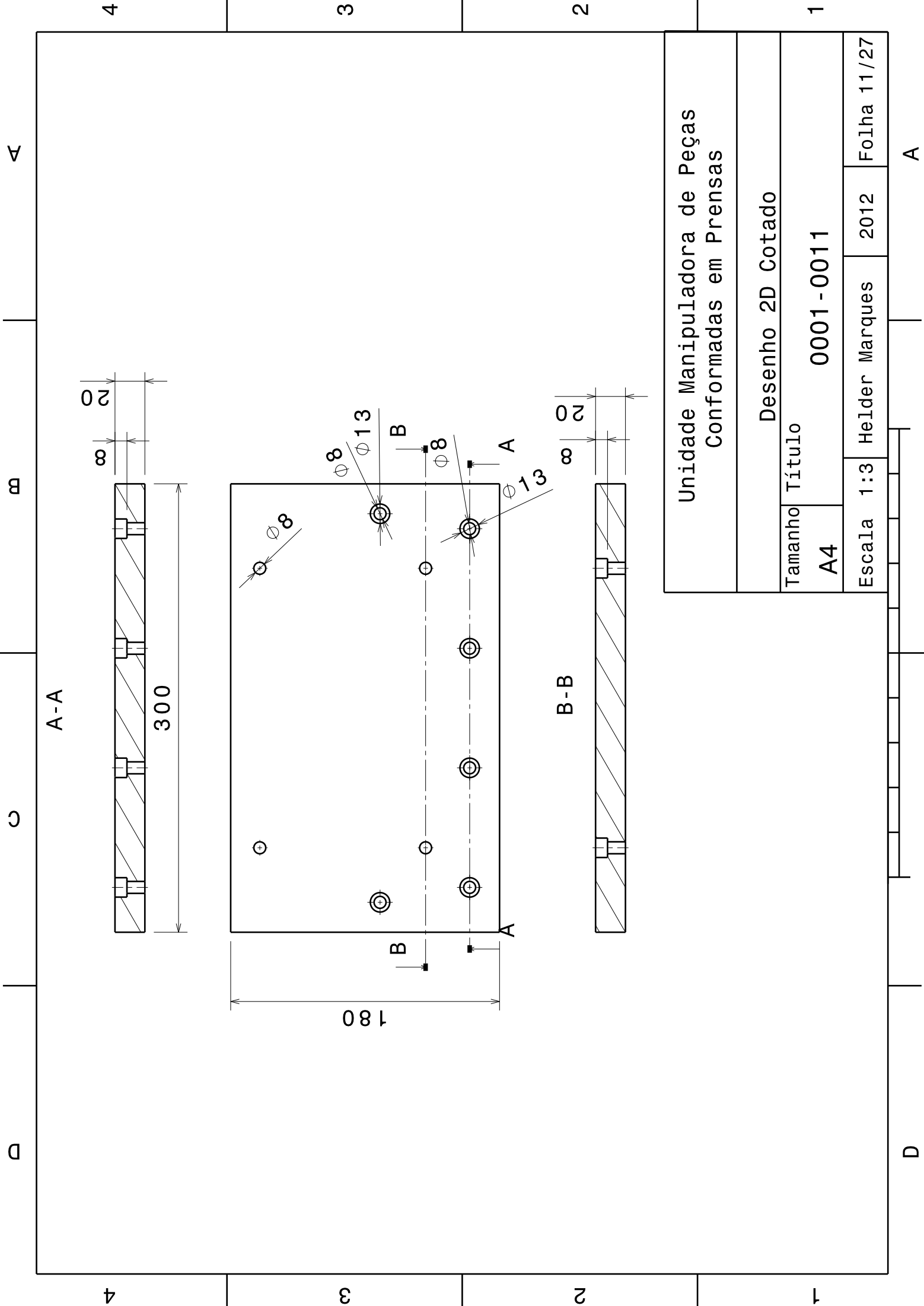
$\phi 97$

$\phi 52$

$\phi 40$

A

A



Unidade Manipuladora de Peças Conformadas em Pressas			
Desenho 2D Cotado			
Tamanho	Título		
A4	0001-0011		
Escala 1:3	Heider Marques	2012	Folha 11/27

A

D

A

D

m

c

D

4

3

2

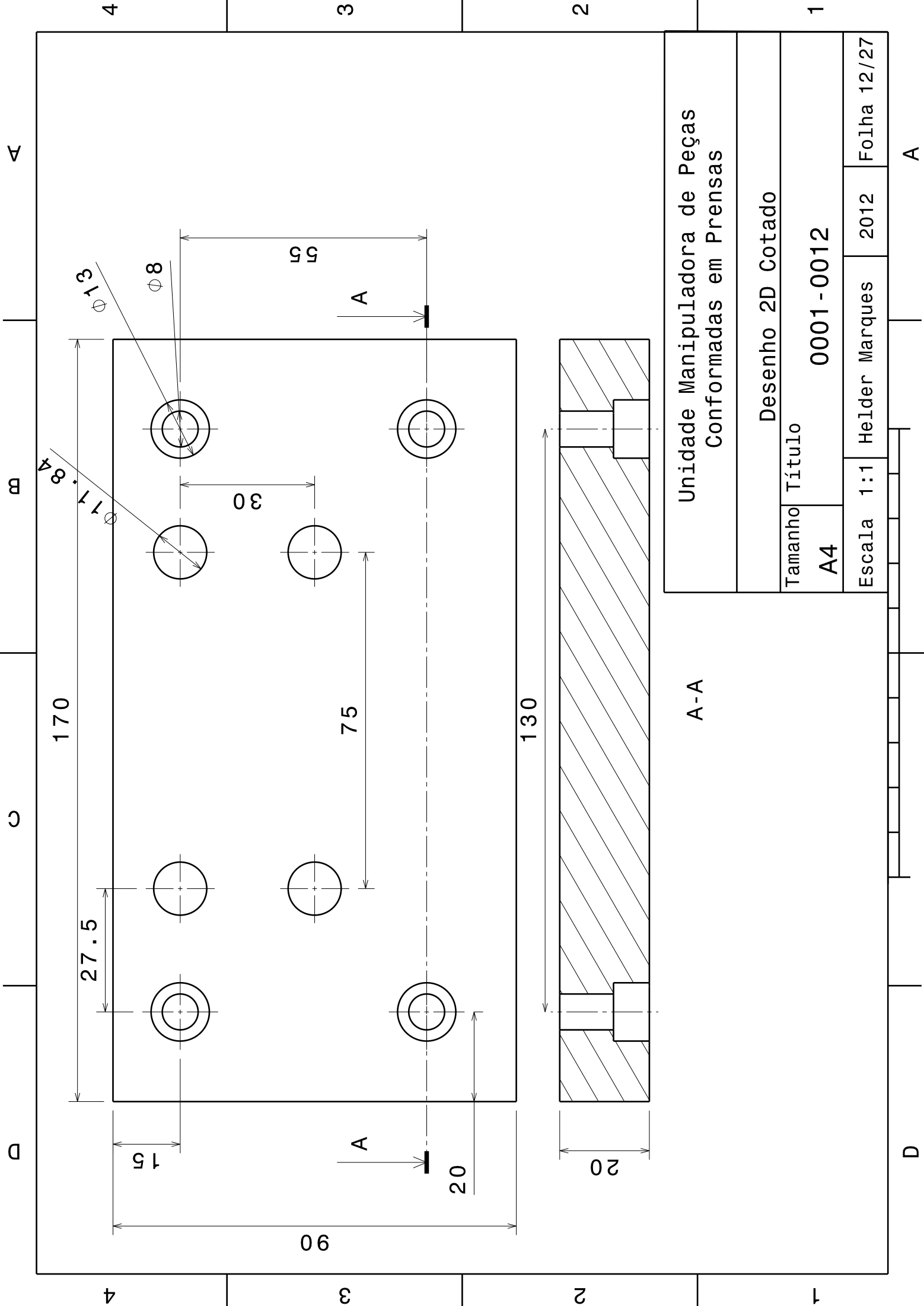
1

4

3

2

1



Unidade Manipuladora de Peças Conformadas em Pressas			
Desenho 2D Cotado			
Tamanho	Título		
A4	0001-0012		
Escala 1:1	Heider Marques	2012	Folha 12/27

A-A

A

D

A

B

C

D

4

4

3

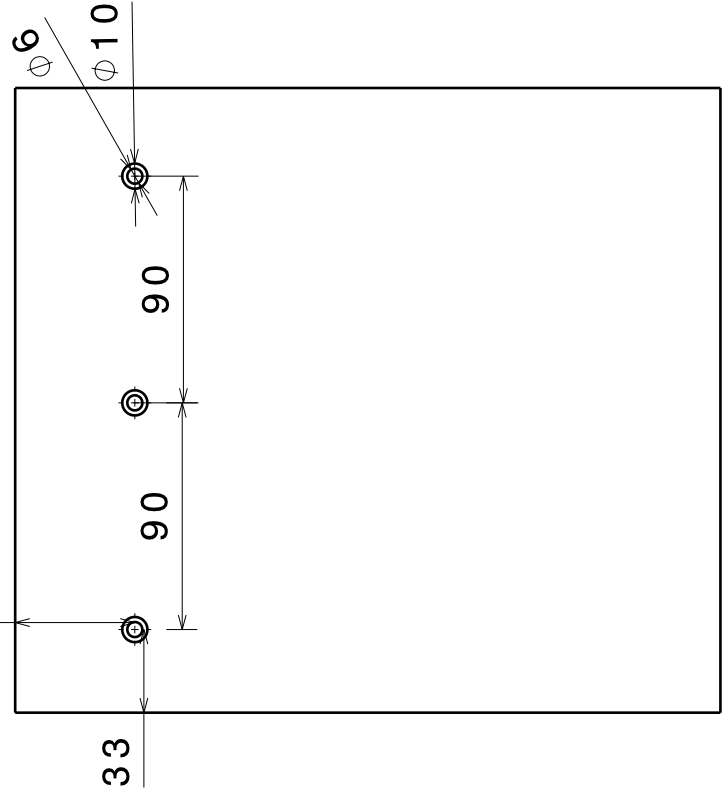
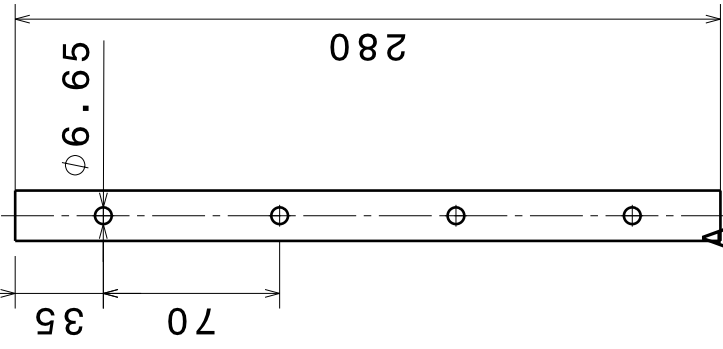
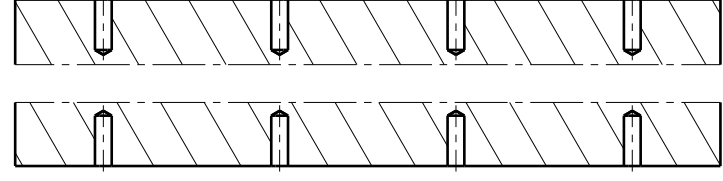
2

1

A-A

A

A



Unidade Manipuladora de Peças Conformadas em Pressas			
Desenho 2D Cotado			
Tamanho	Título		
A4	0001-0014		
Escala 1:3	Heider Marques	2012	Folha 14/27

A

D

4

3

2

1

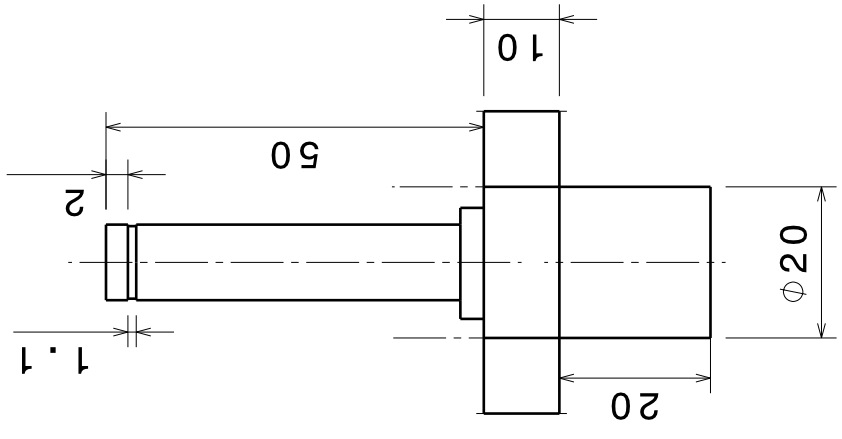
4 3 2 1

A

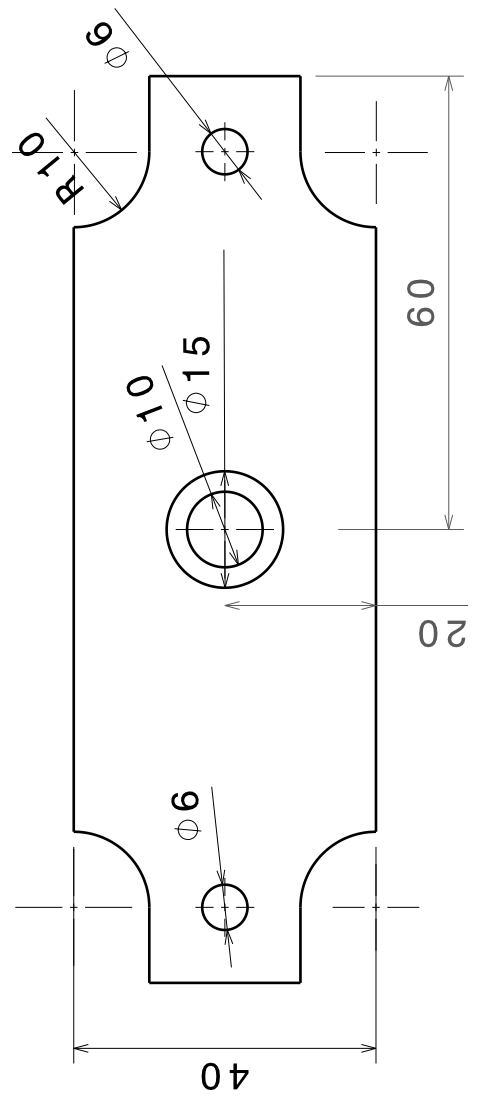
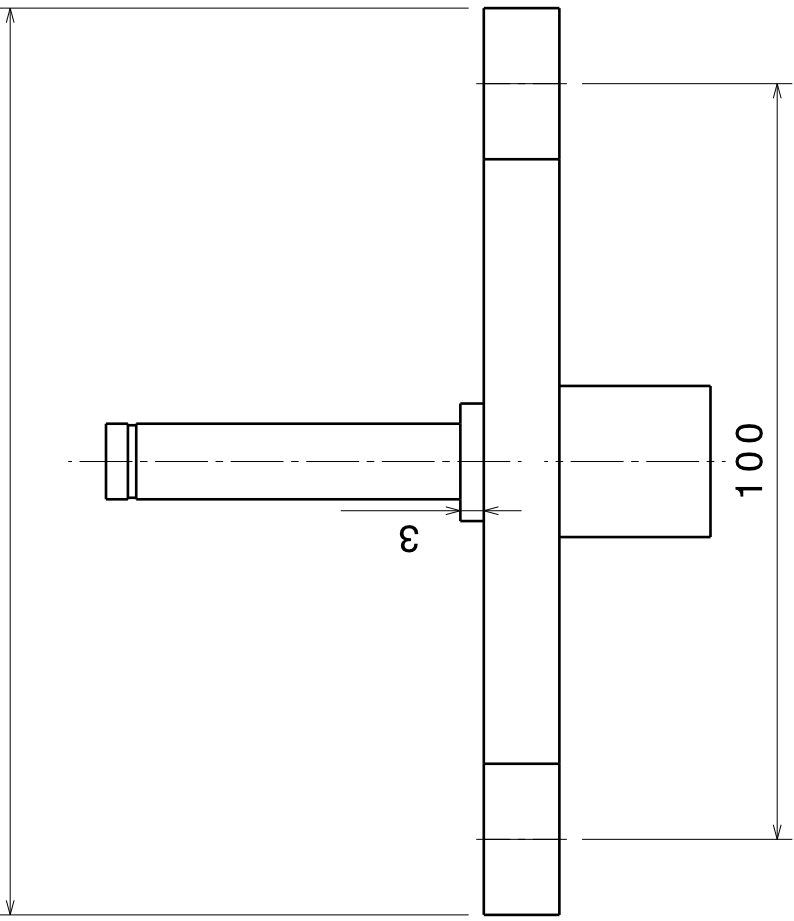
B

C

D



Unidade Manipuladora de Peças Conformadas em Pressas			
Desenho 2D Cotado			
Tamanho	Título		
A4	0001-0015		
Escala	1:1	Heider Marques	2012
			Folha 15/27



4 3 2 1

A

D

A

B

C

D

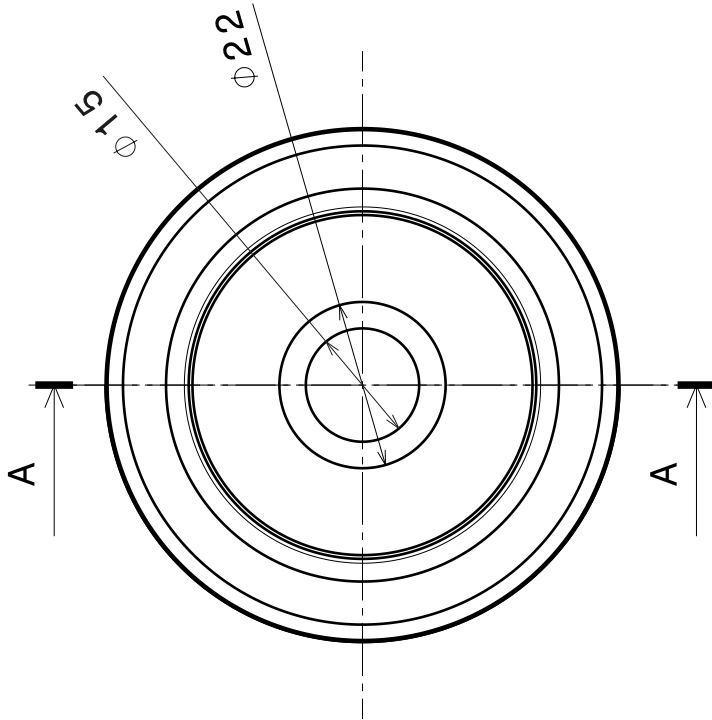
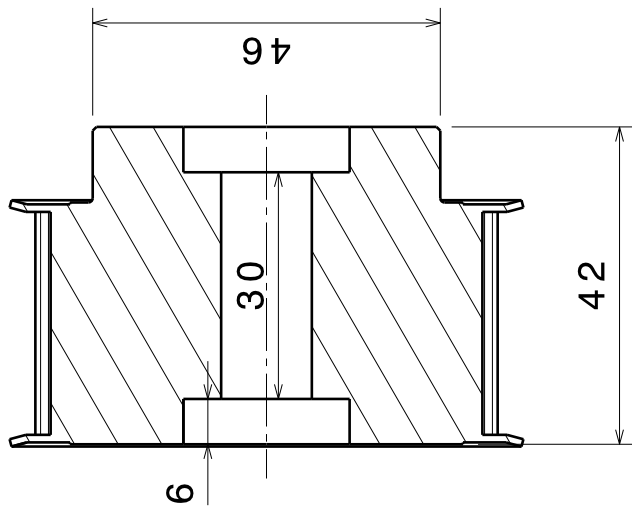
4

3

2

1

A-A



Unidade Manipuladora de Peças
Conformadas em Pressas

Desenho 2D Cotado

Tamanho Título

A4 0001-0016

Escala 1:1

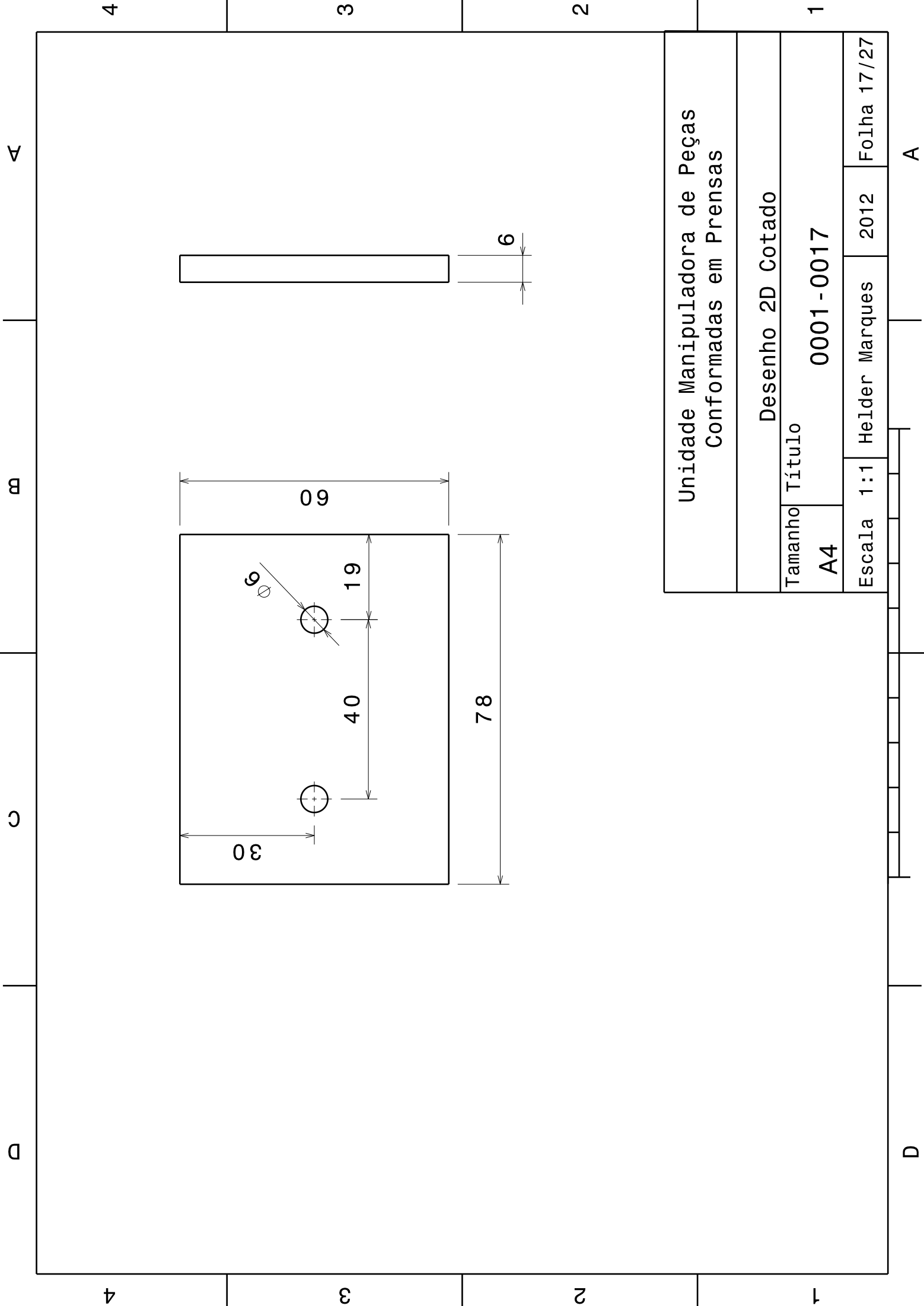
Heider Marques

2012

Folha 16/27

A

D



A

B

C

D

4

3

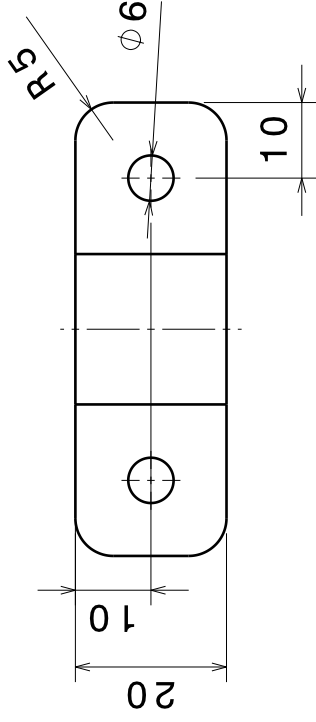
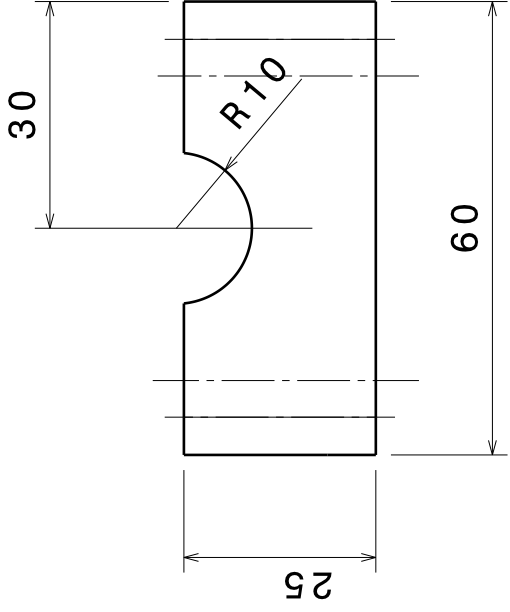
2

1

Unidade Manipuladora de Peças Conformadas em Pressas			
Desenho 2D Cotado			
Tamanho	Título		
A4	0001-0017		
Escala	1:1	Heider Marques	2012
			Folha 17/27

D

A



Unidade Manipuladora de Peças
Conformadas em Pressas

Desenho 2D Cotado

Tamanho Título

A4 0001-0018

Escala 1:1

Heider Marques

2012

Folha 18/27

D

C

B

A

4

D

C

B

A

3

D

C

B

A

2

D

C

B

A

1

D

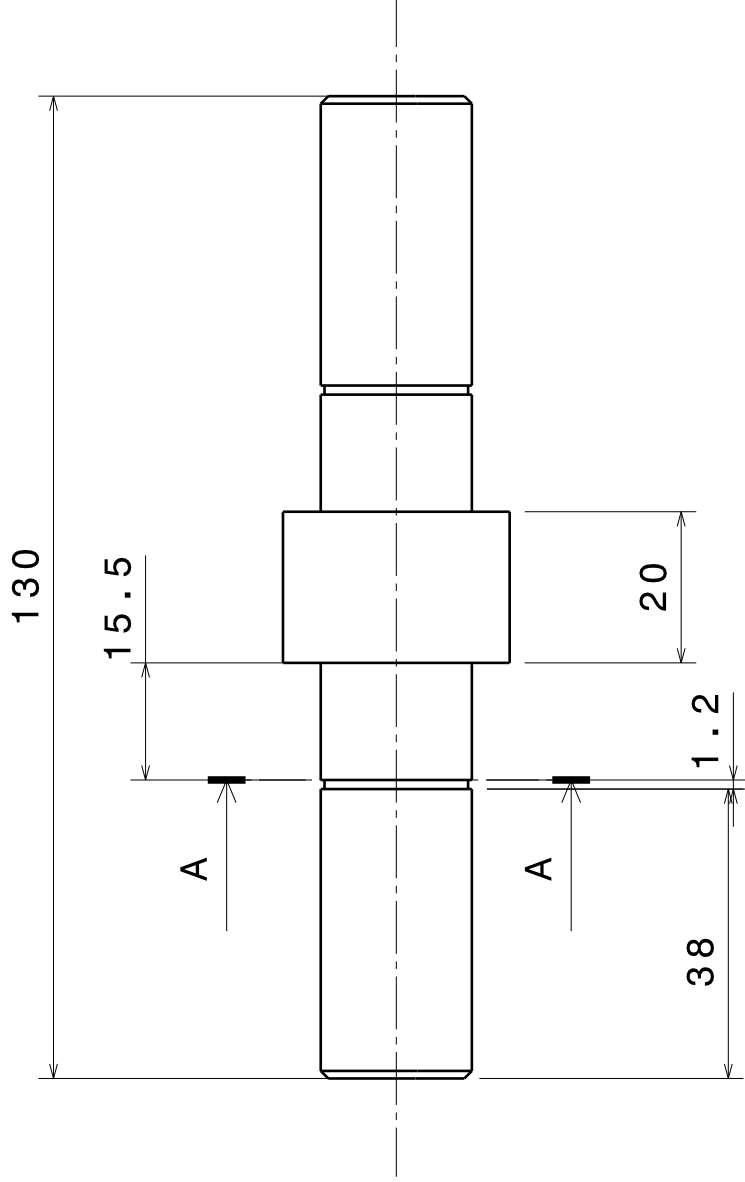
C

B

A

4

4 3 2 1 A



Unidade Manipuladora de Peças Conformadas em Pressas			
Desenho 2D Cotado			
Tamanho	Título		
A4	0001-0019		
Escala	1:1	Heider Marques	2012
			Folha 19/27

A D

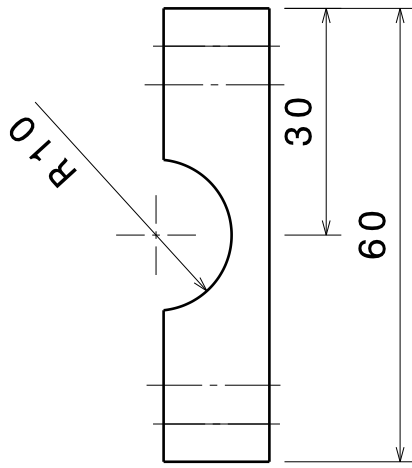
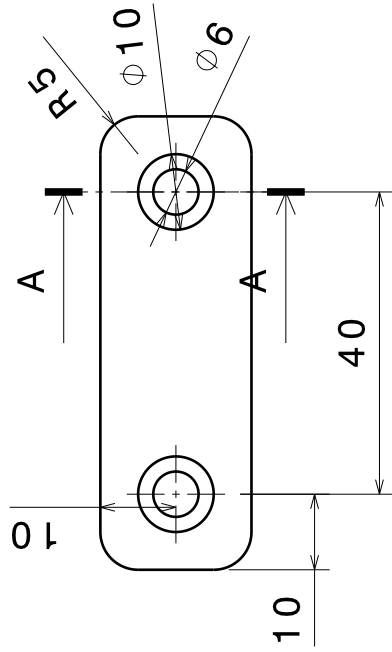
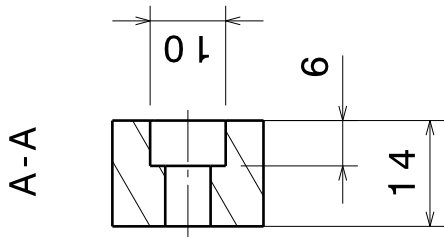
4 3 2 1

A

B

C

D

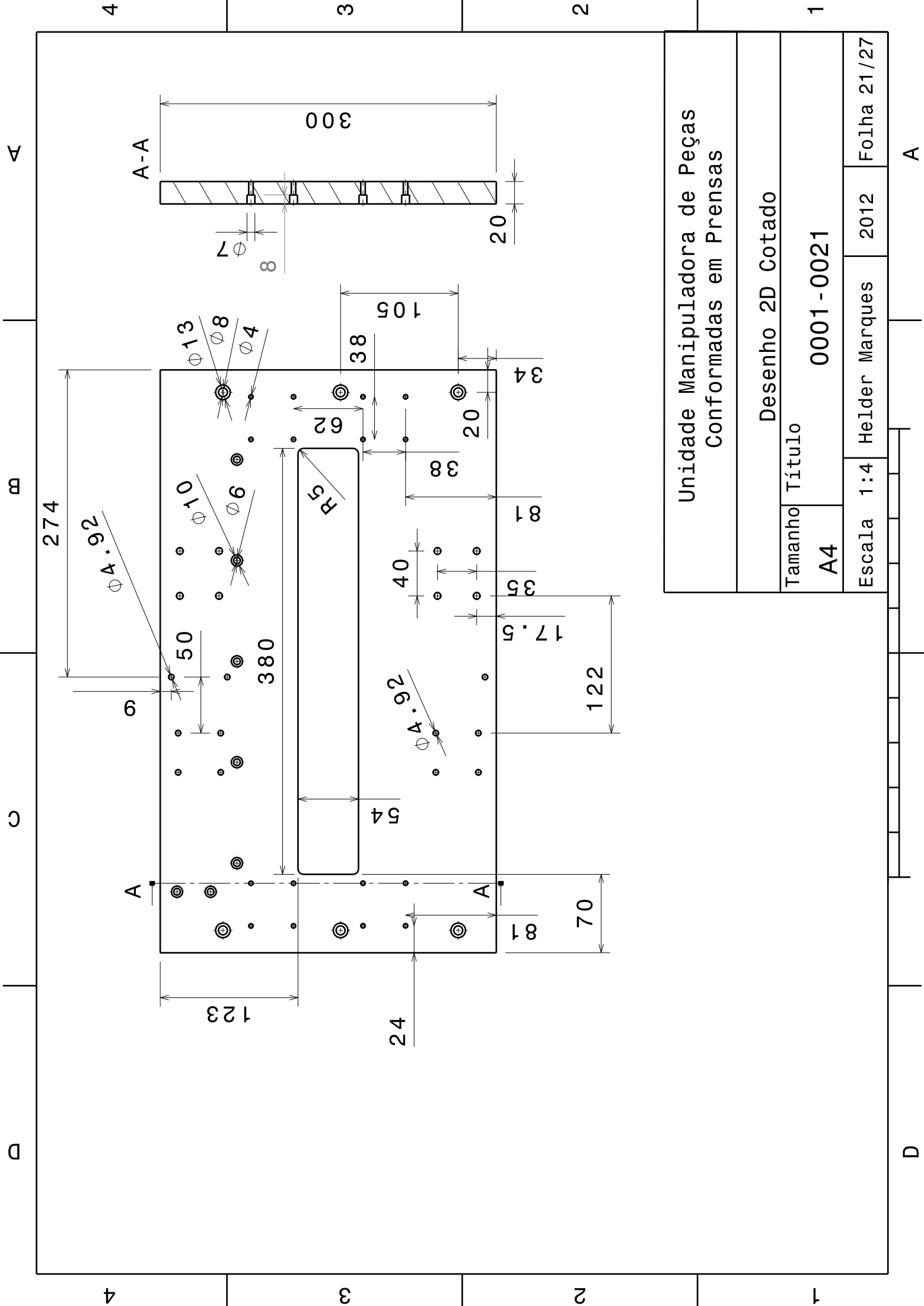


Unidade Manipuladora de Peças Conformadas em Pressas			
Desenho 2D Cotado			
Tamanho	Título		
A4	0001-0020		
Escala	1:1	Heider Marques	2012
			Folha 20/27

4 3 2 1

A

D

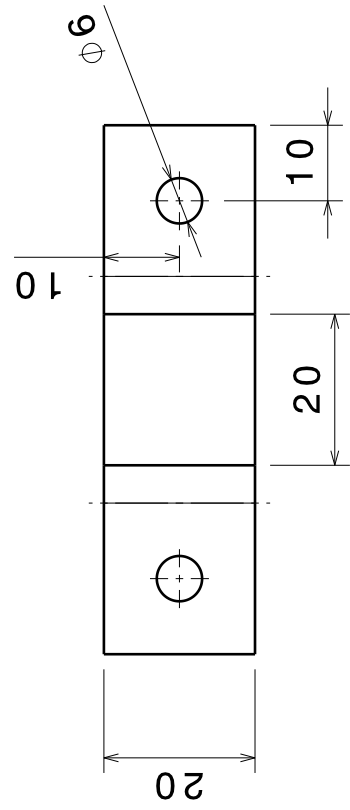
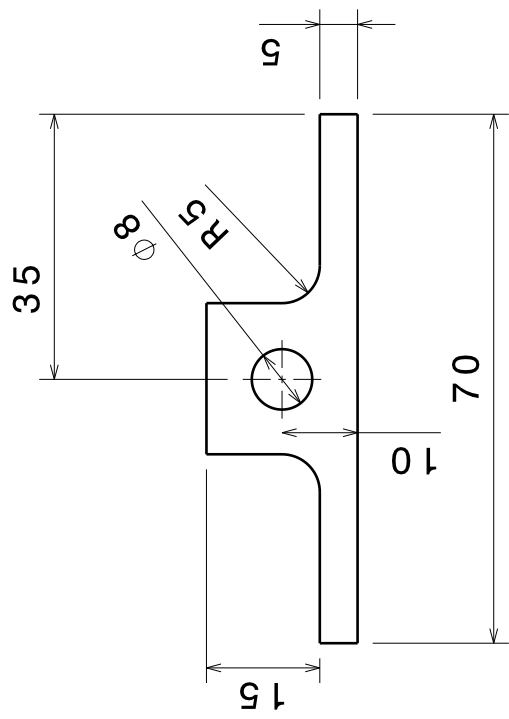


Unidade Manipuladora de Peças Conformadas em Pressas			
Desenho 2D Cotado			
Tamanho	Título		
A4	0001-0021		
Escala 1:4	Heider Marques	2012	Folha 21/27

A

D

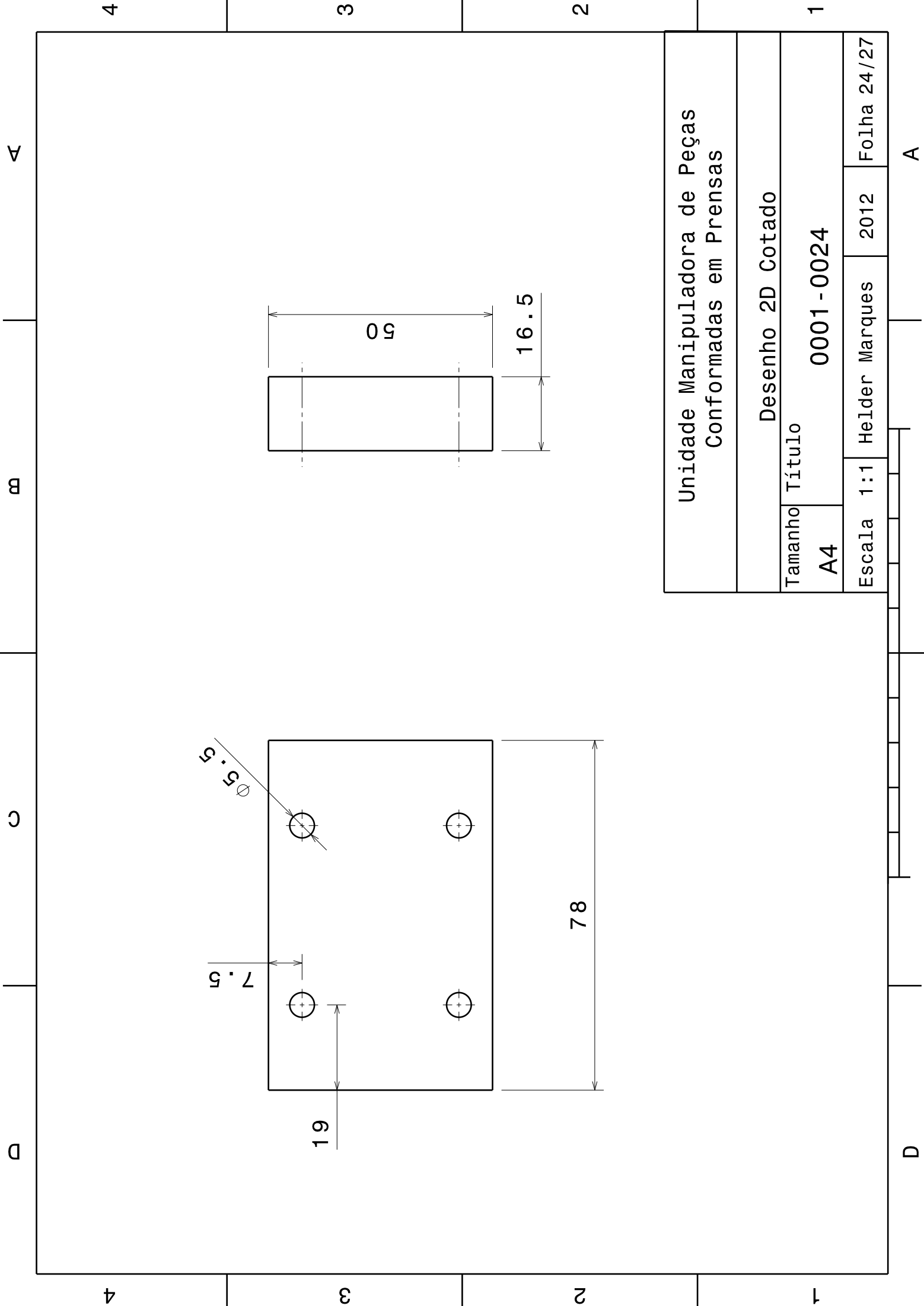
A B C D



4 3 2 1

Unidade Manipuladora de Peças Conformadas em Pressas			
Desenho 2D Cotado			
Tamanho	Título		
A4	0001-0023		
Escala 1:1	Heider Marques	2012	Folha 23/27

A B C D



Unidade Manipuladora de Peças Conformadas em Pressas			
Desenho 2D Cotado			
Tamanho	Título		
A4	0001-0024		
Escala	1:1	Heider Marques	2012
			Folha 24/27

A

A

B

B

C

C

D

D

4

3

2

1

4

3

2

1

$\phi 5.5$

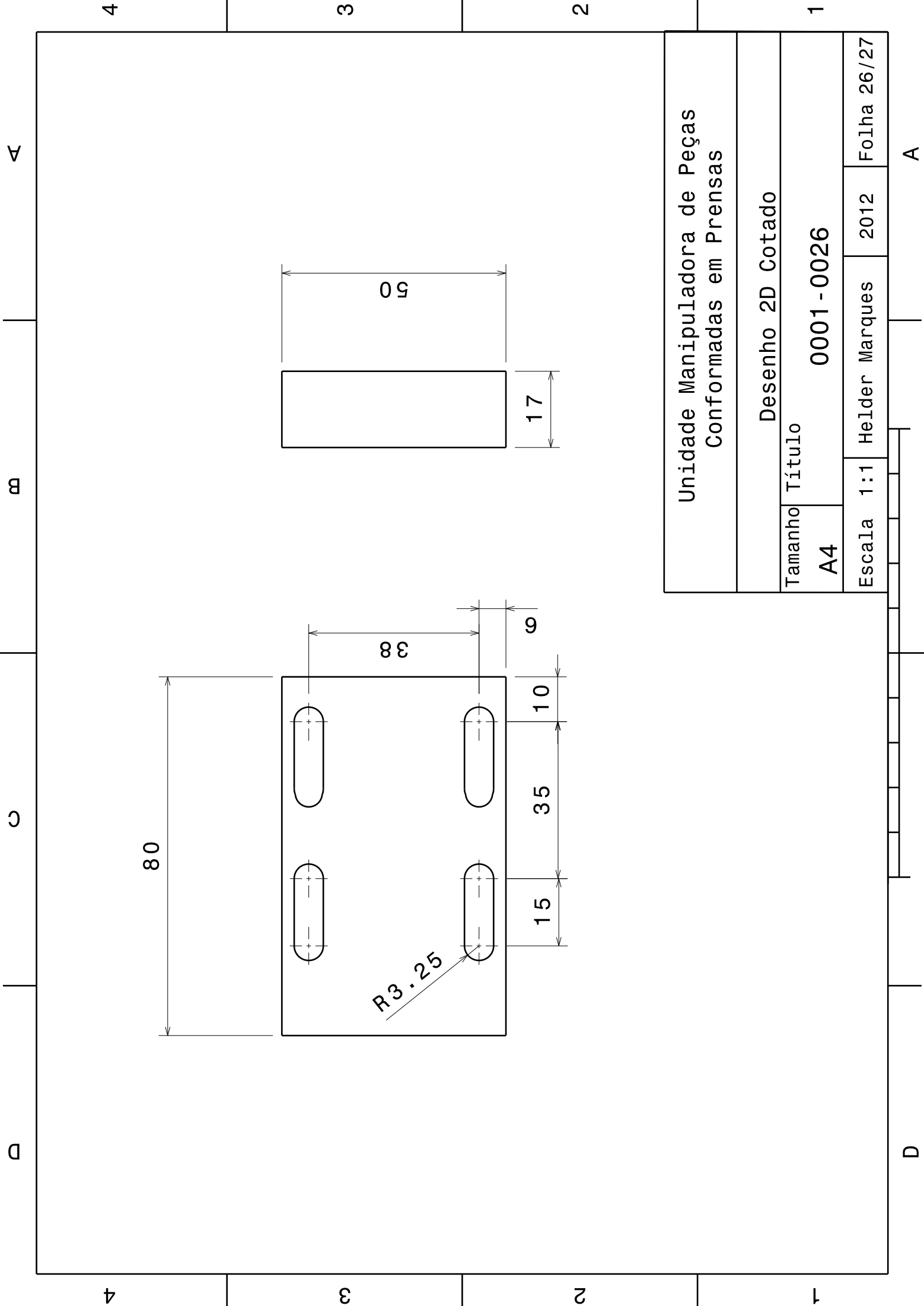
7.5

19

78

5.5

16.5



Unidade Manipuladora de Peças Conformadas em Pressas			
Desenho 2D Cotado			
Tamanho	Título		
A4	0001-0026		
Escala	1:1	Heider Marques	2012
			Folha 26/27

A

D

A

D

B

C

4

4

3

3

2

2

1

1

4

3

2

1

∞

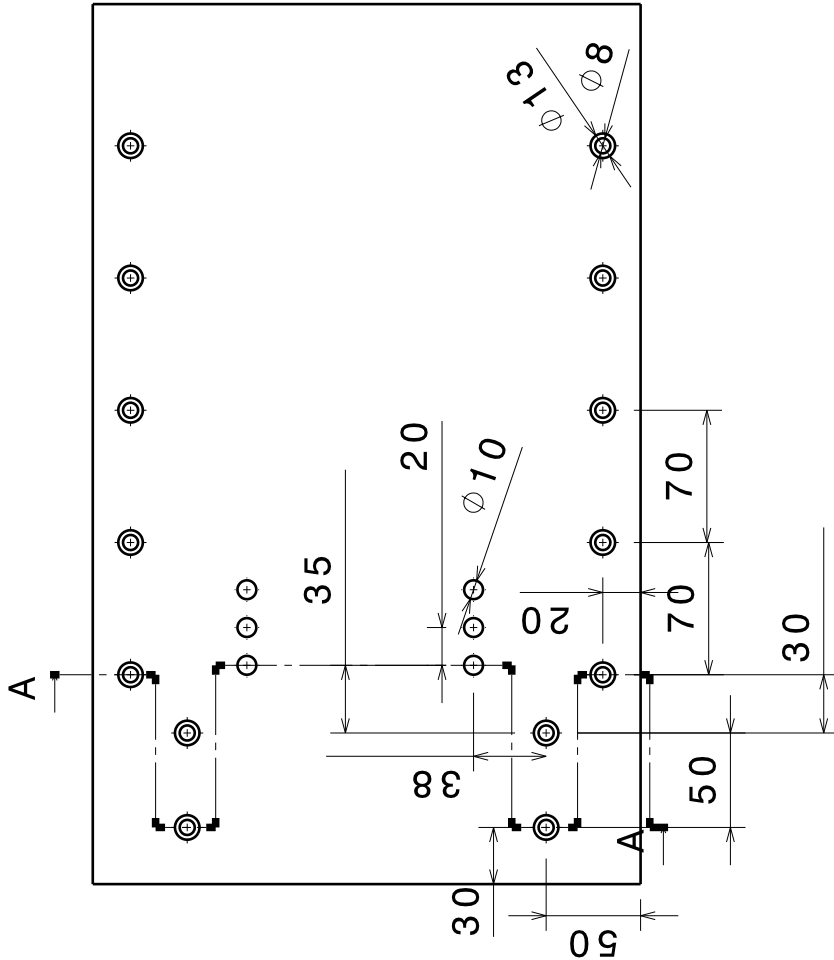
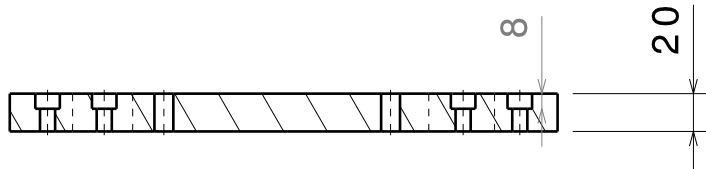
∞

∞

A

D

A-A



Unidade Manipuladora de Peças Conformadas em Pressas			
Desenho 2D Cotado			
Tamanho	Título		
A4	0001-0027		
Escala	1:4	Heider Marques	2012
			Folha 27/27

A

D

RIA – Repositório Institucional da Universidade de Aveiro

<http://ria.ua.pt>

Estes anexos só estão disponíveis para consulta através do CD-ROM.

Para consultar o CD-ROM deve dirigir-se ao balcão de atendimento da Biblioteca da UA.

Serviços de Biblioteca, Informação Documental e Museologia
Universidade de Aveiro